



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

# **DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 8,5 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1900 NM**

---

## **TRABAJO FIN DE GRADO**

*AUTOR:* Jorge Sánchez Torán

*TUTOR:* José Enrique Tarancón Caro

*TITULACIÓN:* Grado en Ingeniería Mecánica

*JUNIO 2018*



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

# DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 8,5 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1900 NM

---

## MEMORIA

# ÍNDICE

1. OBJETO .....	4
2. ESTUDIO DE NECESIDADES.....	4
2.1 NECESIDADES DE PAR Y VELOCIDAD.....	4
2.2 CONDICIONES DE TRABAJO Y TEMPERATURA.....	4
2.3 CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y SUSTITUCIÓN .....	4
2.4 CONDICIONES DE DISEÑO Y PRECIO .....	5
3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS.....	5
3.1 TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO, CORREAS .....	5
3.1.1 CORREAS PLANAS.....	5
3.1.2 CORREAS TRAPEZOIDALES .....	6
3.2 TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE .....	6
3.2.1 CADENAS .....	6
3.2.2 CORREAS DENTADAS O SÍNCRONAS .....	6
3.3 TRANSMISIONES POR CONTACTO DIRECTO, ENGRANAJES.....	7
4. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA .....	8
4.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL REDUCTOR .....	8
4.2 DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES.....	9
4.2.1 ETAPA 1 DEL REDUCTOR .....	9
4.2.2 ETAPA 2 DEL REDUCTOR .....	10
4.3 DESCRIPCIÓN DE LOS EJES .....	10
4.3.1 EJE DE ENTRADA .....	11
4.3.2 EJE INTERMEDIO .....	11
4.3.3 EJE DE SALIDA .....	11
4.4 DESCRIPCIÓN DE LOS RODAMIENTOS .....	12
4.5 DESCRIPCIÓN DE LAS CHAVETAS .....	12
4.6 DESCRIPCIÓN DE LOS ANILLOS DE SEGURIDAD.....	13
4.7 DESCRIPCIÓN DE LOS RETENES.....	14

4.8 DESCRIPCIÓN DE LOS CASQUILLOS.....	14
4.9 TAPONES DE LLENADO Y VACIADO Y VISOR DE NIVEL .....	15
4.10 DESCRIPCIÓN DE LA CARCASA .....	15
5. BIBLIOGRAFÍA.....	16

## 1. OBJETO

El objeto de este proyecto es el diseño y cálculo de un reductor de velocidad con unas características concretas. Estará disponible en un catálogo de reductores para su posible compra para el cliente que lo desee adquirir.

El objetivo de un reductor de velocidad es conseguir, mediante una serie de engranajes y ejes, un par concreto a la salida para el accionamiento de una máquina industrial, partiendo en el eje de entrada de un par menor y una alta velocidad de giro del motor eléctrico y, de esta forma, reducir esta velocidad inicial y aumentar la fuerza o par a la salida, manteniendo de la forma más eficiente la potencia del reductor.

Este reductor, concretamente, posee las siguientes características:

- Velocidad de giro del motor eléctrico = 1400 rpm
- Relación de transmisión global = 8,5
- Par máximo a la salida del reductor = 1900 Nm

## 2. ESTUDIO DE NECESIDADES

### 2.1 NECESIDADES DE PAR Y VELOCIDAD

Este reductor se ha diseñado para cumplir una serie de características descritas en el apartado anterior. Conociendo dichas características, podremos conocer el par que transmitirá el motor eléctrico al eje de entrada, el cual será de 223,79 Nm.

Por otro lado, la velocidad del eje de salida cuando se esté transmitiendo el par máximo en dicho eje será aproximadamente de 164,90 rpm.

### 2.2 CONDICIONES DE TRABAJO Y TEMPERATURA

El reductor de velocidad trabajará en temperaturas ambientales normales, oscilando entre los 20°C y 30 °C, con una media de 25 °C.

Tanto el motor eléctrico acoplado al eje de entrada como la máquina industrial que irá acoplada en el eje de salida estarán sometidos a choques ligeros durante su funcionamiento.

Por otro lado, la contaminación a la que estará sometido el reductor será relativamente baja, teniendo una limpieza normal.

### 2.3 CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y SUSTITUCIÓN

El aceite del reductor se sustituirá cada 3000 horas de funcionamiento, aconsejando su revisión bimestral.

Los rodamientos serán sustituidos cada 50000 horas de trabajo según el uso del reductor de velocidad.

## 2.4 CONDICIONES DE DISEÑO Y PRECIO

El reductor se diseñará de tal forma que sea lo más compacto posible para evitar que ocupe mucho espacio y evitar el sobre coste de los materiales utilizados siempre garantizando la fiabilidad de dichos materiales.

## 3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Para conseguir el par y velocidad que necesitamos en el eje de salida, suele ser bastante común utilizar elementos de transmisión para conseguir las necesidades de la máquina arrastrada. Estos elementos de transmisión consiguen disminuir la velocidad en el eje de salida y aumentar el par respecto al que transmite el motor eléctrico por lo que, según el tipo de transmisión mecánica atendiendo a sus principios básicos de funcionamiento, se puede hacer una clasificación.

### 3.1 TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO, CORREAS

Este tipo de transmisión tiene un rendimiento comprendido entre el 85% y 98%. No tiene una relación de velocidades exacta y depende de la potencia que se transmite, como consecuencia del deslizamiento entre la correa y la polea.

Este tipo de transmisiones, como todas, tiene sus ventajas y desventajas:

#### Ventajas:

- Coste reducido y bajos requerimientos en el posicionamiento de los árboles.
- Funcionamiento silencioso.
- Absorción óptima de los choques sufridos y protección contra las sobrecargas.

#### Desventajas:

- Relación de transmisión inexacta y dependiente de la carga.
- Se sobrecargan los cojinetes debido a la necesidad de la tensión previa.
- Duración limitada.
- Son sensibles al ambiente y a las condiciones climatológicas.

#### 3.1.1 CORREAS PLANAS

Se utilizan entre árboles paralelos y cruzados y se emplean para aplicaciones de una alta velocidad de trabajo o que requieran el paso por poleas de pequeño radio.

Tienen un rendimiento cerca del 85 %. Gracias a su facilidad para patinar actúan como elemento de protección frente a sobrecargas.

### 3.1.2 CORREAS TRAPEZOIDALES

Para la misma fuerza de presión poseen una capacidad de transmisión hasta tres veces superior a las correas planas por lo que los cojinetes están menos sobrecargados. Arrancan con más suavidad y con menor deslizamiento.

Se utilizan solamente entre árboles paralelos y el rango de velocidades en este tipo de correas oscila entre los 2 y 50 m/s. Pueden utilizarse más de una correa funcionando en paralelo y pueden alcanzar un rendimiento del 98 %, aunque disminuirá si aparece deslizamiento si no se comprueba la tensión de la correa periódicamente

## 3.2 TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE

### 3.2.1 CADENAS

Se utilizan entre árboles paralelos y pueden transmitir mayores fuerzas que las correas con ángulos menores de abrazamiento y menores distancias entre ejes. Los rendimientos van del 97 % al 98 %.

#### Ventajas:

- El coste es menor respecto a los engranajes
- Mantienen una relación de transmisión constante.
- Posibilidad de accionar más de una rueda con una sola cadena.

#### Desventajas:

- Duración limitada.
- Limitaciones de potencia y velocidad de funcionamiento hasta 15 m/s.
- Ocupan mucho espacio.
- Necesitan lubricación.
- No trabajan elásticamente.
- Son más caras que las correas.

Existen varios tipos de cadenas pero las más utilizadas en la industria son las cadenas de rodillos y las cadenas dentadas. En condiciones normales, una cadena debería aguantar 15000 horas.

### 3.2.2 CORREAS DENTADAS O SÍNCRONAS

Con este tipo de correas se pueden conseguir ventajas parecidas a las de las cadenas pero eliminando los problemas de lubricación y pudiendo trabajar a velocidades superiores. Como desventaja, necesitan mayor espacio que las cadenas.

Estas transmisiones alcanzan rendimientos del 98 %, requieren menos mantenimiento que los otros tipos de correas, pero hacen más ruido y son menos adecuadas para las cargas de impacto. Pueden trabajar hasta temperaturas de 80°C.

### 3.3 TRANSMISIONES POR CONTACTO DIRECTO, ENGRANAJES

Constituyen el tipo de transmisiones más utilizado ya que sirven para una gran variedad de potencias, velocidades y relaciones de transmisión.

#### Ventajas:

- Relación de transmisión no varía, es constante.
- Alta fiabilidad y larga duración.
- Dimensiones reducidas.
- Alto rendimiento.
- Mantenimiento reducido.
- Capacidad para soportar sobrecargas.

#### Desventajas:

- Coste elevado.
- Altos ruidos durante su funcionamiento.
- Transmisión muy rígida.

Tipos de transmisiones por engranajes:

- Transmisiones por engranajes cilíndricos:** Se utilizan entre árboles paralelos con relaciones de transmisión de hasta 8 aproximadamente. Pueden ser de dentado recto o helicoidal. El rendimiento en cada etapa es del 95 % al 99 %. Si se desea un engrane silencioso se recurre al dentado helicoidal.
- Transmisiones por engranajes cónicos:** Se utilizan entre árboles que se cortan y con relaciones de transmisión de hasta 6. Para altas exigencias se utiliza un dentado en espiral.
- Transmisiones por engranajes cónicos desplazados:** Se utilizan entre árboles cruzados cuando la distancia entre ellos es pequeña para evitar que hagan tanto ruido aunque tienen un menor rendimiento que los cónicos normales.
- Transmisiones por tornillo sin fin:** Se utiliza con árboles cruzados y altas relaciones de transmisión con rendimientos entre el 45 % y el 97 %, disminuyendo al aumentar la relación de transmisión.
- Transmisiones por engranajes cilíndricos helicoidales cruzados:** Se utilizan también entre árboles cruzados y solo se utilizan cuando están sometidos a pares reducidos y con relaciones de transmisión de 1 hasta 5.

## 4. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA

La solución finalmente escogida para el diseño de este reductor de velocidad ha sido la de una transmisión por contacto directo mediante engranajes cilíndricos de dientes helicoidales ya que tienen un alto rendimiento y son más silenciosos que los engranajes cilíndricos de dientes rectos, además de que son capaces de transmitir una alta relación de transmisión como es nuestro caso y requieren un bajo mantenimiento.

### 4.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL REDUCTOR

Como ya se ha dicho anteriormente, uno de los requisitos del reductor era que la relación de transmisión total debía de ser de  $i = 8,5$ . Como es una relación bastante alta, se ha decidido diseñar un reductor de velocidad con dos etapas con el fin de reducir el tamaño de los engranajes y hacerlo más compacto. La primera etapa tendrá una relación de transmisión de  $i_1 = 3$  y la segunda algo menor con  $i_2 = 2,83$ .

A la hora de calcular el diámetro de los árboles, se procederá al cálculo mediante el criterio de rigidez torsional previamente. Pero también se tendrá en cuenta posteriormente la deflexión lateral de los ejes y el diseño a fatiga para que cumpla todos los requisitos. Si en alguno de estos tres casos no cumple con los requisitos mínimos, se cambiará el material inicialmente utilizado para los árboles por uno de mejores características o bien se aumentará el grosor de los árboles.

Algo parecido se hará para calcular el ancho mínimo de los engranajes, para el cual tendremos un coeficiente de seguridad  $X = 1,4$ . Se busca que el coeficiente de seguridad a flexión sea superior al coeficiente de seguridad por fallo superficial, ya que el fallo por flexión es catastrófico y no da señales, mientras que el fallo superficial es progresivo y avisa del problema, originando ruido y vibración.

Las uniones entre los árboles y los engranajes se realizarán mediante chavetas de tipo perfilado. Para sujetar axialmente todos los elementos que irán montados sobre los árboles, se utilizarán tanto anillos de retención como cambios de sección en el eje como casquillos. Todos estos elementos, incluido los chaveteros para el alojamiento de las chavetas, introducirán un concentrador de tensiones que tendremos en cuenta a la hora del diseño del reductor de velocidad.

Para evitar pérdidas por fricción en los ejes, se van a instalar unos apoyos llamados cojinetes o rodamientos, concretamente se van a utilizar unos rodamientos de rodillos cónicos de una sola hilera. Se instalarán dos por eje. Se ha escogido este tipo de rodamientos por las cargas axiales que producen los engranajes ya que el dentado de tipo helicoidal siempre producirá una carga axial y de esta forma podremos compensar estas cargas, mediante el uso de este tipo de rodamientos. En cada árbol, un rodamiento actuará como fijo y el otro como libre.

La lubricación de todos los elementos se realizará con aceite (ISO VG 460) por barboteo, el aceite será salpicado hacia los rodamientos por los dientes de los engranajes. Dicho aceite deberá cubrir parcialmente los engranajes, para ello, dispondrá de un visor de nivel para comprobar que siempre haya la cantidad adecuada de aceite. Se podrá llenar y vaciar este aceite a través de dos tapones situados en la parte superior e inferior del reductor, respectivamente.

Para evitar que dicho aceite salga hacia el exterior del reductor, se dispondrán de unos retenes de goma sobre el eje de entrada y salida y unas juntas de estanqueidad entre las dos partes que conforman la carcasa del reductor.

## 4.2 DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES

Un engranaje es un conjunto de, al menos, dos o más ruedas dentadas que permiten transmitir un par y una velocidad de un componente al otro. El engranaje básico se compone de dos elementos: una rueda, generalmente de mayor tamaño, y un piñón. La rueda motriz o conductora se llama piñón y la rueda conducida se llama rueda.

A la hora de definir los diámetros de las ruedas hemos de tener en cuenta su módulo, el cual se define como el cociente entre el diámetro primitivo  $d$  y el número de dientes  $z$ . El diámetro primitivo es aquel que define el diámetro de los engranajes si fueran ruedas de fricción. El diámetro exterior es el diámetro primitivo más la altura del adendo y el diámetro de fondo equivale al diámetro primitivo menos la altura del dedendo.

A su vez el adendo se corresponde a 1 vez el módulo y el dedendo a 1,25 veces el módulo. Hay que tener en cuenta que al tratarse de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, habrá que diferenciar entre el módulo normal y el aparente.

### 4.2.1 ETAPA 1 DEL REDUCTOR

La primera etapa consta del piñón del eje de entrada y la rueda del eje intermedio y tiene las siguientes características:

Primera etapa	
Relación transmisión	3
Módulo	4 mm
Número dientes piñón	17
Número dientes rueda	51
Diámetro primitivo piñón	72,36 mm
Diámetro primitivo rueda	217,09 mm
Ángulo presión	20°
Ángulo inclinación	20°
Anchura engranajes	38 mm

Tabla nº1 Características primera etapa

Por otro lado, el material que se ha utilizado para la fabricación de los engranajes de la primera etapa ha sido un acero templado y revenido 42CrMo4:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 1120 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 1040 MPa
- Dureza superficial = HB 321

#### 4.2.2 ETAPA 2 DEL REDUCTOR

La segunda etapa consta del piñón del eje de intermedio y la rueda del eje de salida y tiene las siguientes características:

Segunda etapa	
Relación transmisión	2,83
Módulo	5 mm
Número dientes piñón	18
Número dientes rueda	51
Diámetro primitivo piñón	95,78 mm
Diámetro primitivo rueda	271,37 mm
Ángulo presión	20°
Ángulo inclinación	20°
Anchura engranajes	69 mm

Tabla nº2 Características segunda etapa

Para la fabricación de los engranajes de la segunda etapa se ha utilizado un acero templado y revenido: 42CrMo4.

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 1120 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 1040 MPa
- Dureza superficial = HB 321

#### 4.3 DESCRIPCIÓN DE LOS EJES

El reductor consta de tres ejes o árboles, el árbol del eje de entrada, intermedio y salida, los cuales transmiten el movimiento a los piñones y ruedas que van sujetos a ellos mismos mediante los chaveteros y chavetas.

Los ejes deben de ser capaces de ser lo suficientemente resistentes como para evitar sufrir algún fallo por fatiga y deben de aguantar las deformaciones mínimas permitidas tanto por deflexión lateral como por rigidez torsional.

Las propiedades de todos los materiales utilizados las podemos encontrar en el anexo de tablas "Tabla nº 3".

### 4.3.1 EJE DE ENTRADA

Este eje recibe la fuerza inicial del motor eléctrico y gira a 1400 rpm y tiene un par de 223,79 Nm. En el anexo de cálculos podemos comprobar que finalmente el diámetro calculado para nuestro eje de entrada ha sido de 35 mm. El criterio escogido ha sido el de rigidez torsional puesto que es más restrictivo que los otros dos criterios: fatiga y deflexión lateral.

El material utilizado para la fabricación del eje de entrada ha sido un acero laminado forjado 34CrNiMo6:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 1300 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 860 MPa
- Dureza superficial = HB 401

### 4.3.2 EJE INTERMEDIO

Este eje recibe la fuerza a través de la rueda del eje intermedio y la transmite al piñón del eje intermedio para este a su vez transmitírsela a la rueda del eje de salida. Gira a 466,67 rpm y tiene un par de 671,38 Nm. En el anexo de cálculos podemos comprobar que finalmente el diámetro calculado para el eje intermedio ha sido de 50 mm. El criterio escogido ha sido el de rigidez torsional puesto que es más restrictivo que los otros dos criterios: fatiga y deflexión lateral.

El material utilizado para la fabricación del eje intermedio ha sido un acero laminado forjado 34CrNiMo6:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 1300 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 860 MPa
- Dureza superficial = HB 401

### 4.3.3 EJE DE SALIDA

Este eje recibe la fuerza a través del piñón del eje intermedio ya que engrana con la rueda del eje de salida transmitiéndole una velocidad de 164,90 rpm y un par de 1900 Nm. En el anexo de cálculos podemos comprobar que finalmente el diámetro calculado para el eje intermedio ha sido de 50 mm. El criterio escogido ha sido el de rigidez torsional puesto que es más restrictivo que los otros dos criterios: fatiga y deflexión lateral.

El material utilizado para la fabricación del eje de salida ha sido un acero normalizado 42CrMo4:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 950 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 560 MPa
- Dureza superficial = HB 277

#### 4.4 DESCRIPCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Los rodamientos utilizados para ayudar a un funcionamiento más suave y mejor del reductor han sido todos ellos unos rodamientos de rodillos cónicos de una sola hilera. Se ha escogido este tipo de rodamientos con el fin de contrarrestar los esfuerzos axiales aparecidos en los engranajes. Todos los rodamientos han sido seleccionados de la página web del fabricante de rodamientos SKF: [www.skf.com](http://www.skf.com)

Todos los cálculos respecto a la selección de los siguientes rodamientos los podremos encontrar en el anexo de cálculos apartado “6. SELECCIÓN RODAMIENTOS”:

Rodamientos eje de entrada:

- Rodamiento A: 33207
- Rodamiento B: 31306

Rodamientos eje intermedio:

- Rodamiento A: 32209
- Rodamiento B: 32209

Rodamientos eje de salida:

- Rodamiento A: 33114
- Rodamiento B: JM 511946/910

Todas las características de estos rodamientos las podemos encontrar en el anexo de tablas: “Tabla nº 20” hasta “Tabla nº 24”.

#### 4.5 DESCRIPCIÓN DE LAS CHAVETAS

Para unir los engranajes con los ejes vamos a utilizar un sistema sencillo y fácil de utilizar, las chavetas. Éstas se colocan entre las ranuras de los chaveteros que están mecanizados en el eje y las ranuras mecanizadas en los engranajes de tal forma que al girar los ejes, giran solidariamente con las ruedas de los engranajes que tengan en su mismo eje transmitiéndoles el par y la velocidad de los mismos. Pero

Las dimensiones de las chavetas están normalizadas según la norma UNE 171012-1:1967 y las podemos encontrar en el anexo de tablas “Tabla nº 1”.

Estas dimensiones dependen del diámetro del eje donde se alojan. En cuanto a la longitud de las chavetas, se puede estimar como 1,25 veces el diámetro del eje estudiado.

- *Chaveta eje de entrada:* 44 mm de longitud, 10 mm de ancho x 8 mm de alto.
- *Chaveta eje intermedio:* 63 mm de longitud, 14 mm de ancho x 9 mm de alto.
- *Chaveta eje de salida:* 88 mm de longitud, 20 mm de ancho x 12 mm de alto.

En cuanto al material utilizado para la fabricación de las chavetas, se ha decidido utilizar un acero menos resistente que el material de los engranajes y ejes ya que en caso de rotura, romperá la chaveta y no los ejes o los engranajes que son más caros de cambiar.

Este material es un acero no aleado C45 normalizado con las siguientes propiedades mecánicas (todas ellas disponibles en el anexo de tablas "Tabla nº 3"):

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 660 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 390 MPa
- Dureza superficial = HB 197

#### 4.6 DESCRIPCIÓN DE LOS ANILLOS DE SEGURIDAD

Los anillos de seguridad están colocados a lo largo de los tres ejes sobre unas ranuras mecanizadas en el propio eje y nos permitirán bloquear el desplazamiento axial de algunos elementos que irán montados sobre el eje. También introducirán un concentrador de tensiones que tendremos en cuenta a la hora de diseñar los ejes.

Los anillos de seguridad han sido seleccionados del fabricante "Rotorclip" directamente desde su página web [www.rotorclip.com](http://www.rotorclip.com). Se han seleccionado los anillos DSH por su geometría sencilla. Podemos ver todas sus características en el anexo de tablas "Tabla nº 25".

##### Anillos de seguridad del eje de entrada:

- Anillo DSH-35: Evita el desplazamiento axial del rodamiento A del eje de entrada. Espesor de 1,5 mm.
- Anillo DSH-30: Evita el desplazamiento axial del rodamiento B del eje de entrada. Espesor de 1,5 mm.

##### Anillos de seguridad del eje intermedio:

- 2 Anillos DSH-45: Evitan el desplazamiento axial de los rodamientos A y B del eje intermedio. Espesor de 1,75 mm.
- Anillo DSH-50: Evita el desplazamiento axial del piñón del eje intermedio. Espesor de 2 mm.

##### Anillos de seguridad del eje de salida:

- Anillo DSH-70: Evita el desplazamiento axial del rodamiento A del eje de salida. Espesor de 2,5 mm.
- Anillo DSH-65: Evita el desplazamiento axial del rodamiento B del eje de salida. Espesor de 2,5 mm.

#### 4.7 DESCRIPCIÓN DE LOS RETENES

Estos elementos evitan que el aceite utilizado para lubricar el reductor salga disparado hacia afuera del mismo cuando está en funcionamiento.

Los retenes que se van a gastar se colocan a la entrada del eje de entrada y de salida. Ambos retenes se han escogido del catálogo online del fabricante SKF y concretamente son los de tipo HMS5 fabricados con caucho de nitrilo, este material permite una capacidad de obturación óptima en el alojamiento y evita que el retén se salga de su sitio durante la instalación.

El retén del eje de entrada es el modelo HMS5 RG 35x47x6.

El retén del eje de salida es el modelo HMS5 RG 70x90x10.

Las propiedades y características de estos retenes las podemos encontrar en el anexo de tablas "tabla nº 26" y "tabla nº 27".

#### 4.8 DESCRIPCIÓN DE LOS CASQUILLOS

Los casquillos separadores sirven para fijar axialmente los elementos que hay en el eje montado. A diferencia de las chavetas o anillos de retención, estos no introducen un concentrador de tensiones.

En el eje de entrada tenemos un primer casquillo encargado de separar el rodamiento A y el piñón de dicho eje y un segundo haciendo tope entre el piñón del eje de entrada y el cambio de sección de 35 a 40 mm.

En el eje intermedio tenemos un primer casquillo haciendo tope entre el primer cambio de sección de 55 a 50 mm y la rueda del eje intermedio, un segundo casquillo que fija axialmente los dos engranajes, la rueda y piñón del eje intermedio ya que está situado en medio y el tercer casquillo haciendo la misma función que el primero pero con el piñón de dicho eje.

Por último, en el eje de salida tenemos un casquillo encargado de separar la rueda del eje de salida y el rodamiento A y un segundo encargado de evitar que se desplace axialmente la rueda del eje de salida colocado entre ella y el cambio de sección de 70 a 75 mm.

Las dimensiones de estos casquillos las podemos ver en la siguiente tabla:

	Casquillos eje de entrada		Casquillos eje intermedio			Casquillos eje de salida	
Longitud (mm)	6,9	6,5	8,5	16	8,5	16	11,5
Diámetro interior (mm)	35		50			70	
Diámetro exterior (mm)	50		65			85	

Tabla nº3 Dimensiones casquillos separadores

#### 4.9 TAPONES DE LLENADO Y VACIADO Y VISOR DE NIVEL

Para rellenar y vaciar el lubricante cada vez que se haga un cambio de aceite se van a instalar dos tapones en la carcasa, uno de llenado y otro de vaciado.

Ambos tapones han sido escogidos del catálogo del fabricante “Norelem” desde su página web [www.norelem.com](http://www.norelem.com).

El tapón de llenado estará situado en la parte superior de la carcasa para facilitar la comodidad del llenado y estará lo más accesible posible y dispondrá de un filtro de aire para evitar la entrada de partículas del aire que puedan contaminar el lubricante y de ventilación. Este tapón será el de referencia 28022-33018 de diámetro de perforación 18 mm.

El de vaciado, en cambio, estará situado en la parte inferior de la base de la carcasa el cual tendrá un imán para atraer las posibles partículas metálicas que puedan haberse desprendido del reductor. Su referencia es la 28024-201415 con unas medidas de M14x1,5.

Las propiedades y características de estos tapones las podemos encontrar en el anexo de tablas “tabla nº 28” y “tabla nº 29”.

Por otro lado, tendremos un visor de nivel el cual estará situado en un lateral de la carcasa desde donde se podrá controlar el nivel de lubricante que tendrá nuestro reductor. El fabricante escogido para el visor es “Elesa+ganter” disponible en su catálogo en la página web [www.elesa-ganter.es](http://www.elesa-ganter.es). El modelo escogido es el GN 743.5-11-M16x1,5-B.

Las propiedades y características del visor de nivel las podemos encontrar en el anexo de tablas “tabla nº 30”.

#### 4.10 DESCRIPCIÓN DE LA CARCASA

La carcasa envuelve todo el reductor y aísla todos los componentes del reductor del exterior. De esta forma está protegido ante cualquier partícula que pudiera dañar los engranajes o contaminar el lubricante. También soporta los esfuerzos que sufren los rodamientos ya que éstos lo transmiten a la carcasa.

La carcasa está fabricada de fundición gris EN-GJL-250 según la norma UNE-EN 1561:2011 ya que este tipo de material tiene una gran capacidad de amortiguamiento de las vibraciones cosa que vendrá bien para las posibles vibraciones que tengamos y está dividida en dos partes, una superior y otra inferior, las cuales están unidas a través de una serie de tornillos así como una junta de sellado entre ambas partes de la carcasa para asegurar la estanqueidad del reductor de velocidad.

Esta fundición gris tiene las siguientes propiedades:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ): 250 a 350 MPa
- Límite elástico ( $S_y$ ): 165 a 228 MPa
- Dureza: 180 a 220 HB
- Densidad: 7200 Kg/m<sup>3</sup>

La carcasa se fabricará mediante moldeo en molde de arena y se mecanizará aquellas zonas dónde van alojados los rodamientos, las roscas donde irán los tornillos para juntar las dos partes de la carcasa y la ubicación de los tapones de llenado y vaciado.

Se utilizará un espesor de pared de 5 mm para evitar un peso excesivo del reductor así como un gasto de material innecesario salvo en las partes donde vayan alojados los rodamientos y los tapones de llenado y vaciado.

Para el acabado exterior de la carcasa, se le dará una base de pintura de color azul marino (RAL 5017) para protegerlo contra la corrosión.

## 5. BIBLIOGRAFÍA

BESA GONZÁLEZ, A.J. y VALERO CHULIÁ, F.J. (2016). *Diseño de Máquinas*. Valencia: Universitat Politècnica de València.

SHIGLEY, J.E. (2002). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. México: McGraw-Hill/Interamericana.

GONZÁLEZ CONTRERAS, F., [et al] (2015). *Control numérico: marco y fundamentos*. Valencia: Universitat Politècnica de València.

Apuntes del grado en ingeniería mecánica: *Diseño de máquinas I y II*. Valencia: Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

# **DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 8,5 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1900 NM**

---

## **ANEXO DE CÁLCULOS**

# ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN .....	4
2.	DATOS INICIALES .....	4
3.	DISEÑO DE LOS ENGRANAJES.....	4
3.1	RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DE CADA ETAPA .....	4
3.2	CARACTERÍSTICAS DE LOS EJES .....	4
3.3	CÁLCULO DIÁMETROS EJE POR RIGIDEZ TORSIONAL .....	5
3.4	TAMAÑO DE LOS ENGRANAJES .....	6
3.5	SELECCIÓN DEL LUBRICANTE .....	8
3.6	CÁLCULO DE LA ANCHURA DE LOS ENGRANAJES .....	8
3.6.1	SELECCIÓN DEL MATERIAL .....	8
3.6.2	RESUMEN MÉTODO DE DISEÑO.....	9
3.6.3	CÁLCULO A TENSIÓN SUPERFICIAL .....	9
3.6.4	CÁLCULO A FLEXIÓN .....	14
3.6.5	RESULTADO ANCHO SELECCIONADO .....	17
3.7	COMPROBACIÓN DEL LUBRICANTE. MÉTODO UNITED.....	21
3.7.1	CÁLCULO LUBRICANTE PARA PRIMERA ETAPA.....	21
3.7.2	CÁLCULO LUBRICANTE PARA SEGUNDA ETAPA.....	22
4.	DISEÑO CHAVETAS Y CHAVETEROS.....	22
4.1	CHAVETA EJE ENTRADA .....	23
4.2	CHAVETA EJE INTERMEDIO .....	23
4.3	CHAVETA EJE SALIDA .....	24
5.	DISEÑO DE LOS EJES .....	24
5.1	SELECCIÓN DEL MATERIAL .....	24
5.2	DISEÑO A FATIGA .....	25
5.3	DISEÑO A DEFLEXIÓN LATERAL.....	27
5.4	DIMENSIONADO DE LOS EJES .....	28
5.4.1	DISPOSICIÓN Y DIMENSIONES DE LOS EJES .....	28
5.4.1.1	DIMENSIONES EJE ENTRADA .....	29

---

5.4.1.2	DIMENSIONES EJE INTERMEDIO .....	29
5.4.1.3	DIMENSIONES EJE SALIDA .....	30
5.4.2	CÁLCULO DE LAS FUERZAS ACTUANTES EN LOS EJES .....	30
5.4.2.1	FUERZAS EJE ENTRADA .....	32
5.4.2.2	FUERZAS EJE INTERMEDIO .....	33
5.4.2.3	FUERZAS EJE SALIDA .....	34
5.4.3	CÁLCULO A DEFLEXIÓN LATERAL .....	35
5.4.3.1	DEFLEXIÓN EJE ENTRADA .....	36
5.4.3.2	DEFLEXIÓN EJE INTERMEDIO .....	43
5.4.3.3	DEFLEXIÓN EJE SALIDA .....	48
5.4.4	CÁLCULO A FATIGA.....	55
5.4.4.1	EJE ENTRADA .....	55
5.4.4.2	EJE INTERMEDIO .....	59
5.4.4.3	EJE SALIDA .....	62
6.	SELECCIÓN RODAMIENTOS .....	66
6.1	FUERZA EQUIVALENTE EN RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS .....	66
6.2	CÁLCULO DE LA VIDA A FATIGA DEL RODAMIENTO .....	67
6.3	RODAMIENTOS EJE ENTRADA.....	69
6.4	RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO .....	74
6.5	RODAMIENTOS EJE SALIDA .....	76

## 1. INTRODUCCIÓN

En este apartado de este proyecto se pretende detallar los cálculos realizados para el diseño de un reductor de velocidad con unas características y unas condiciones de funcionamiento concretas explicadas en la memoria del proyecto.

## 2. DATOS INICIALES

Las características iniciales que sabemos del reductor a diseñar son las siguientes:

1. Velocidad de entrada: 1400 rpm
2. Par torsor a la salida: 1900 Nm
3. Relación de transmisión total: 8,5
4. Número de etapas: 2

## 3. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES

### 3.1 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DE CADA ETAPA

Antes que nada, debemos estimar las relaciones de transmisión de las dos etapas, para ello, una primera aproximación se calcula como la raíz cuadrada de la relación total de transmisión del reductor, es decir:

$$i_{etapa} \cong \sqrt{8,5} = 2,915$$

Una vez sabemos esto, podemos aproximar un valor cercano a este, siempre y cuando el producto entre ambas respete la relación de transmisión total buscada, en nuestro caso seleccionamos las siguientes relaciones de transmisión:

$$i_{etapa1} = 3,00 \qquad i_{etapa2} = 2,83$$

### 3.2 CARACTERÍSTICAS DE LOS EJES

Una vez conocidas las relaciones de transmisión de cada etapa y sabiendo la velocidad de entrada del motor eléctrico y el par torsor a la salida, podemos saber las velocidades y pares de cada eje mediante las siguientes dos fórmulas:

$$i_{etapa} = \frac{W_{entrada}}{W_{salida}} \qquad T(Nm) = \frac{P(W)}{W\left(\frac{rad}{s}\right)}$$

El resultado se muestra en la siguiente tabla:

EJE	W(rpm)	T(Nm)
Entrada	1400,00	223,79
Intermedio	466,67	671,378
Salida	164,90	1900,00

Tabla n° 1 Características principales ejes

### 3.3 CÁLCULO DIÁMETROS EJE POR RIGIDEZ TORSIONAL

A la hora de diseñar un reductor, es recomendable comenzar el diseño partiendo de los diámetros obtenidos por rigidez torsional en aquellas secciones sometidas a un momento torsor.

En nuestro caso, vamos a determinar una deformación torsional máxima de  $1,5^\circ/\text{m}$  y, a continuación, por otro lado, vamos a limitar la deformación torsional a  $1^\circ$  en una longitud de 20 veces el diámetro. Escogiendo como resultado final el valor más restrictivo, es decir, el diámetro mayor de los dos.

La fórmula que nos permite calcular el diámetro de los ejes es la siguiente:

$$\theta = \frac{T \cdot L}{J \cdot G}$$

Aplicado a una sección circular:

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

Donde  $G$  es el módulo de rigidez torsional del material del eje, en nuestro caso el acero, y conociendo el módulo de elasticidad ( $E$ ) y el coeficiente de poisson ( $\nu$ ), podemos determinar este valor con la ayuda de la siguiente fórmula:

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)}$$

Por otro lado,  $\theta$  es la deformación angular producida por un momento torsor  $T$ , sobre una longitud  $L$ , donde la única incógnita es el diámetro  $d$  de nuestro eje. Operando sacamos la siguiente tabla:

EJE	D para $1,5^\circ/\text{m}$ (m)	D para $1^\circ$ (m)	D (mm)
Entrada	0,03237769	0,0320653	35
Intermedio	0,04261144	0,0462461	50
Salida	0,05526788	0,0654140	70

Tabla n°2 Diámetro mínimo ejes

Donde, en la última columna, podemos observar el valor redondeado del diámetro inicial mínimo que debería tener cada uno de los tres ejes.

### 3.4 TAMAÑO DE LOS ENGRANAJES

Una vez obtenido el diámetro de los ejes en las secciones sometidas a torsión se procederá a determinar el diámetro de los engranajes. Se estimará primero el diámetro de la circunferencia primitiva de los piñones y luego, multiplicando por el valor de la relación de transmisión de cada etapa, se obtendrá el diámetro de cada una de las ruedas.

Para proceder al cálculo de estos diámetros, primero hemos de definir el ángulo de presión normal ( $\alpha_n$ ) y el ángulo de inclinación ( $\beta$ ) puesto que se trata de un dentado helicoidal. En nuestro caso, vamos a utilizar para ambos  $20^\circ$ .

Por otro lado, hemos de tener en cuenta el número mínimo de dientes del piñón para que no se produzca interferencia. La expresión para calcular este valor para el caso de dientes helicoidales es la siguiente:

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

Siendo  $\alpha_t$  el ángulo de presión tangencial:

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

De la misma forma, se tendrá en cuenta que las ruedas a diseñar no han de tener un número excesivo de dientes. Con todo esto, los valores límites de nuestros engranajes serán los siguientes:

$$z_{min} = 14,41 \text{ dientes}$$

$$z_{max} = 150 \text{ dientes}$$

Como vamos a utilizar un dentado helicoidal, es necesario calcular el modulo aparente  $m_t$ :

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

La expresión a utilizar para el cálculo del diámetro de los piñones de cada una de las etapas es la siguiente:

$$d_{\text{piñón}} = d_{\text{eje}} + 2h_2 + 7,5 \cdot m_n$$

Donde  $h_2$  es la profundidad en el cubo del chavetero y lo podemos sacar del anexo de tablas "Tabla nº 1".

Para sacar los diámetros de los engranajes, utilizaremos los módulos estandarizados de engranajes:

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

Tabla nº3 Módulos estandarizados (mm)

La utilización de tamaños de módulo pequeños planteará probablemente un número de dientes excesivo en la rueda o incluso en el piñón, lo que impediría directamente la utilización de dichos módulos. En el otro extremo, si el tamaño del módulo es grande puede aparecer el problema de interferencia puesto que tendremos pocos dientes en el engranaje.

Para sacar el número aproximado de dientes utilizaremos esta expresión:

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

Una vez calculado este valor, redondearemos al número entero más cercano y recalcularemos el diámetro del engranaje. Para calcular el diámetro y número de dientes de la rueda, utilizaremos la relación de transmisión de cada etapa y procederemos de la misma forma.

Todo esto lo haremos para la etapa 1 y 2 obteniendo las siguientes tablas que nos mostrarán los posibles módulos y diámetros de los engranajes:

mn	mt	d1* (mm)	z1*	z1	d1 (mm)	z2*	z2	d2(mm)	i	Valoración
0,8	0,851	47,600	55,912	56	47,675	168,000	168	143,025	3,000	z2>150
1	1,064	49,100	46,139	46	48,952	138,000	138	146,857	3,000	Válido
1,25	1,330	50,975	38,321	38	50,548	114,000	114	151,645	3,000	Válido
1,5	1,596	52,850	33,109	33	52,677	99,000	99	158,030	3,000	Válido
2	2,128	56,600	26,593	27	57,466	81,000	81	172,397	3,000	Válido
2,5	2,660	60,350	22,684	23	61,190	69,000	69	183,571	3,000	Válido
3	3,193	64,100	20,078	20	63,851	60,000	60	191,552	3,000	Válido
4	4,257	71,600	16,820	17	72,364	51,000	51	217,092	3,000	Válido
5	5,321	79,100	14,866	15	79,813	45,000	45	239,440	3,000	Válido
6	6,385	86,600	13,563	14	89,391	42,000	42	268,173	3,000	Interferencia

Tabla nº4 Selección de posibles engranajes etapa 1

mn	mt	d1* (mm)	z1*	z1	d1 (mm)	z2*	z2	d2(mm)	i	Valoración
1	1,064	65,100	61,174	61	64,915	172,630	173	184,103	2,836	z2>150
1,25	1,330	66,975	50,349	50	66,511	141,500	142	188,892	2,840	Válido
1,5	1,596	68,850	43,132	43	68,639	121,690	122	194,745	2,837	Válido
2	2,128	72,600	34,111	34	72,364	96,220	96	204,322	2,824	Válido
2,5	2,660	76,350	28,698	29	77,153	82,070	82	218,156	2,828	Válido
3	3,193	80,100	25,090	25	79,813	70,750	71	226,670	2,840	Válido
4	4,257	87,600	20,579	21	89,391	59,430	59	251,146	2,810	Válido
5	5,321	95,100	17,873	18	95,776	50,940	51	271,365	2,833	Válido
6	6,385	102,600	16,069	16	102,161	45,280	45	287,328	2,813	Válido
8	8,513	117,600	13,813	14	119,188	39,620	40	340,537	2,857	Interferencia

Tabla nº5 Selección de posibles engranajes etapa 2

### 3.5 SELECCIÓN DEL LUBRICANTE

Para calcular la viscosidad del lubricante a utilizar es necesario conocer las dimensiones de los engranajes. Sin embargo, para evaluar las dimensiones del engranaje resulta necesario conocer el lubricante utilizado. Por lo tanto, supondremos inicialmente un lubricante, y una vez finalizado el dimensionado del engranaje se comprobará que ese lubricante es el correcto mediante el método United.

Vamos a emplear inicialmente un aceite ISO VG 460 con temperatura ambiente entre 20°C y 50°C. Para evaluar la anchura del engranaje, es necesario conocer la viscosidad cinemática del lubricante a 40°C. Para este lubricante a esa temperatura tiene una viscosidad de 460 mm<sup>2</sup>/s según se aprecia en el anexo de tablas "Tabla nº 2".

### 3.6 CÁLCULO DE LA ANCHURA DE LOS ENGRANAJES

#### 3.6.1 SELECCIÓN DEL MATERIAL

Una vez calculados los posibles módulos, y descartados aquellos en los que no cumplen los requisitos, procederemos a calcular el ancho de los engranajes. Para ello, antes que nada, debemos seleccionar el material que vamos a utilizar para su fabricación. Los tipos de materiales disponibles los podemos ver en el anexo de tablas "Tabla nº 3".

En nuestro caso, vamos a utilizar un material con las siguientes características:

Material	Tipo	Resistencia a tracción (MPa)	Límite de fluencia (MPa)	Dureza (HB)
Acero templado y revenido	42CrMo4	1120	1040	321

Tabla nº6 Material de los engranajes

### 3.6.2 RESUMEN MÉTODO DE DISEÑO

Se busca que el coeficiente de seguridad a flexión sea superior al coeficiente de seguridad por fallo superficial, ya que el fallo por flexión es catastrófico y no da señales, mientras que el fallo superficial es progresivo y avisa del problema, originando ruido y vibración creciente en el funcionamiento de los engranajes. Traducido a una sola ecuación:

$$X_F \geq X_H \geq X$$

Por lo tanto lo primero a considerar es establecer un coeficiente de seguridad, en nuestro caso  $X=1,4$ .

Lo siguiente será calcular el ancho por fallo superficial y con ese ancho obtenido se calcula el coeficiente que se tendría a flexión. Si cumple la ecuación descrita arriba, se realiza la siguiente comprobación:

$$b \leq 2d_1 \quad \text{y} \quad b > 0,25 \cdot d_1$$

Si cumple ambas condiciones, el diseño es correcto, sino habrá que cambiar el tipo de material o modificar el coeficiente de seguridad.

### 3.6.3 CÁLCULO A TENSIÓN SUPERFICIAL

Para buscar el ancho “b” de nuestro engranaje, debemos estimar como ya hemos dicho un coeficiente de seguridad, que en este caso será igual que el coeficiente de seguridad a fallo superficial, por lo que esto nos dará el ancho del engranaje a fallo superficial, es decir:

$$X_H = X \rightarrow B_H$$

Por otro lado, este coeficiente de seguridad frente al deterioro por presión superficial relativo a la fuerza tangencial transmitida se define como:

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

Donde  $S_{HP}$  es la tensión de contacto máxima admisible y se puede expresar como:

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

Si analizamos cada uno de sus términos tenemos los siguientes componentes:

- $S_{HL}$  = Tensión de contacto límite del material durante  $5 \cdot 10^7$  ciclos de carga que depende a su vez de la dureza del material escogido en Brinell HB. Esta tensión límite se puede calcular con la siguiente ecuación:

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

Donde x es la dureza del material en Brinell HB y A y B son las constantes que podemos ver en el anexo de tablas "Tabla nº 4" y dependen del material escogido.

- $Z_N$  = Coeficiente de duración, función del material y la duración deseada, para vidas infinitas toma el valor de 1.
- $Z_L$  = Coeficiente de viscosidad del lubricante, considera la influencia de la viscosidad en el comportamiento de la película de aceite de lubricante, se calcula como:

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

Donde  $v_{40}$  es la viscosidad a 40°C, es decir, 460 mm<sup>2</sup>/s y  $C_{ZL} = 0,83$  puesto que en nuestro caso  $S_{HL} \leq 850$  N/mm<sup>2</sup>.

- $Z_R$  = Coeficiente de rugosidad, tiene en cuenta la rugosidad superficial y se puede definir la rugosidad media como:

$$R_Z = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2}$$

Siendo  $R_{Z1}$  y  $R_{Z2}$  las rugosidades medias del piñón y de la rueda respectivamente y se pueden obtener del anexo de tablas "Tabla nº 5".

El coeficiente de rugosidad se calcula como:

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

Y  $C_{ZR}$  toma un valor de 0,15 ya que la tensión de contacto límite del material  $S_{HL} \leq 850$  N/mm<sup>2</sup>.

Por otro lado,  $R_{Z_{10}}$  es:

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

Siendo  $\rho_r$ :

$$\rho_r = \frac{r_1 \cdot r_2 \cdot \text{sen}\alpha_t}{r_1 + r_2}$$

- $Z_V$  = Coeficiente de velocidad, considera el efecto de la velocidad tangencial sobre la formación de la película de lubricante:

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

Donde V es la velocidad tangencial en m/s y  $C_{ZV} = C_{ZL} + 0,02$ .

- $Z_W$  = Coeficiente de relación de durezas, si el material de la rueda es el mismo que el piñón como en nuestro caso, este coeficiente es igual a la unidad.
- $Z_X$  = Coeficiente de tamaño, considera el efecto del tamaño en el fallo a fatiga del material pero en la ISO 6336 se considera su valor igual a la unidad.

Por otro lado tenemos la tensión máxima debida a la presión superficial  $\sigma_H$  y la podemos obtener de la siguiente fórmula:

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

Y si despejamos el ancho b que estamos buscando de la ecuación principal obtenemos la siguiente ecuación:

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

Analicemos el resto de términos de esta ecuación:

- $F_t$  = Fuerza tangencial que aparece en el punto de contacto entre la rueda y el piñón, siendo esta fuerza:

$$F_t = \frac{T_e}{\frac{d_1}{2}}$$

- $K_A$  = Coeficiente de aplicación, el cual pondera las sobrecargas dinámicas debidas a factores externos al engranaje, estas dependen fundamentalmente del tipo de máquinas motriz y de la arrastrada.

En nuestro caso, tanto la máquina motriz como la arrastrada es de choques ligeros por lo que este coeficiente será 1,35 como podemos ver en la “Tabla nº 6” del anexo de tablas.

- $K_V$  = Coeficiente dinámico, tiene en cuenta las cargas dinámicas debidas a la vibración del piñón o la rueda sobre el árbol:

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

Donde  $K_1$  lo podemos obtener del anexo de tablas “Tabla nº 7” ya que siendo los dientes helicoidales y teniendo una  $Q_{ISO} = 5$ , este valor vale 6,7.  $K_2$  para dientes helicoidales vale 0,0087 y por último:

$$K_3 = -0,357 \cdot \frac{V \cdot Z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} + 2,071$$

- $K_{H\beta}$  = Coeficiente de distribución de carga longitudinal, se calcula con la siguiente fórmula:

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

Donde las constantes  $H_1$ ,  $H_2$ , y  $H_3$  las podemos obtener del anexo de tablas “Tabla nº 8” sabiendo que la calidad  $Q_{ISO}$  es de 5 y el ajuste es del tipo b,c.

- $K_{H\alpha}$  = Coeficiente de distribución de carga transversal, este coeficiente vale 1 para un índice de calidad ISO 6 o mejor (menor) como es en nuestro reductor.

- $Z_H$  = Coeficiente geométrico, se calcula con la siguiente fórmula:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos\beta}{\operatorname{sen}\alpha_t \cdot \operatorname{cosen}\alpha_t}}$$

- $Z_E$  = Coeficiente elástico, viene definido con la siguiente expresión:

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

Los valores de los módulos de Young y coeficientes de Poisson de las ruedas y piñones son del mismo tipo de material, acero, y podemos consultar estos valores en el anexo de tablas "Tabla nº 9".

- $Z_\varepsilon$  = Coeficiente de conducción, permite considerar el efecto producido por el reparto de carga entre varios dientes del engranaje, para dientes helicoidales utilizamos la siguiente fórmula:

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

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

- $Z_\beta$  = Factor ángulo de hélice el cual considera el efecto producido por la inclinación del diente:

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

Con todos estos coeficientes podemos despejar el ancho que tendría nuestro engranaje.

### 3.6.4 CÁLCULO A FLEXIÓN

El siguiente paso es calcular el coeficiente de seguridad a flexión con el ancho obtenido a fallo superficial y comprobar que sea mayor que el coeficiente de seguridad impuesto al principio a fallo superficial:

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

Donde  $S_{FP}$  es la tensión normal máxima admisible y se puede obtener como:

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

Veamos uno a uno cada término de la ecuación:

- $S_{FL}$  = Tensión a flexión límite del engranaje, obtenida para una duración de  $3 \cdot 10^6$  ciclos de carga

Esta tensión límite se puede calcular con la siguiente ecuación:

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

Donde  $x$  es la dureza del material en Brinell HB y  $A$  y  $B$  son las constantes que podemos ver en el anexo de tablas "Tabla nº 10" y dependen del material escogido.

- $Y_{ST}$  = Coeficiente de concentración de tensiones, este coeficiente vale 2,1.
- $Y_{NT}$  = Coeficiente de duración, dependiente del material y la duración deseada, en nuestro caso vale 1.
- $Y_{\delta rT}$  = Coeficiente de sensibilidad a la entalla relativo, considera las posibles diferencias entre el concentrador de tensiones del engranaje de referencia y el estudiado. Se puede estimar su valor mediante la siguiente expresión para el caso de aceros normalizados o templados:

$$Y_{\delta rT} = \frac{1 + 0,82 \cdot (Y_{sa} - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}}{1 + 0,82 \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}}$$

- $Y_{RtT}$  = Coeficiente de rugosidad relativa, depende de la rugosidad del material de los engranajes, como es un acero templado y revenido y  $R_z = 1,4 \mu\text{m}$ , se calcula aplicando la siguiente fórmula:

$$Y_{RtT} = 1,674 - 0,529 \cdot (R_z + 1)^{0,1}$$

- $Y_X$  = Coeficiente de tamaño, este coeficiente tiene en cuenta la disminución de resistencia al fallo a fatiga asociada al aumento del tamaño, para módulos iguales o menores a 5 como en nuestro caso este coeficiente vale 1.

Por otro lado, el modelo de Lewis corregido nos permite evaluar el esfuerzo de flexión sobre la base del diente mediante esta ecuación:

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

Donde:

- $Y_{Fa}$  = Coeficiente de forma, depende de la geometría del diente, como el número de dientes virtual  $Z_v$  se encuentra entre 18 y 400, se calcula aplicando esta expresión:

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

- $Y_\varepsilon$  = Coeficiente de conducción, permite considerar la influencia de la relación de contacto frente al trabajo de flexión en el diente del engranaje:

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

- $Y_{sa}$  = Coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente, depende de la geometría del diente. Se utiliza la siguiente expresión:

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

- $Y_\beta$  = Factor de inclinación, función del índice de recubrimiento, para un ángulo de inclinación ( $\beta$ )  $< 30^\circ$  se calcula como:

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

- $Y_B$  = Factor de espesor del aro, tiene en cuenta que la rotura puede producirse a causa de un diámetro del fondo del diente excesivamente próximo al diámetro del eje.

Como  $0,5 < S_R/h_t < 1,2$  podemos utilizar esta expresión:

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

- $K_{F\beta}$  = Coeficiente de distribución de carga longitudinal, depende del cálculo a fallo superficial ya que el coeficiente correspondiente al trabajo a flexión del diente se obtiene desde el de presión superficial con la siguiente expresión:

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

Siendo  $N_F$ :

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

Donde  $b$  y  $h$  son el ancho y la altura del diente, respectivamente.

- $K_{F\alpha}$  = Coeficiente de distribución de carga transversal, al igual que en el cálculo a fallo superficial, este coeficiente vale 1.

El coeficiente  $K_A$  y  $K_V$  son los mismos que en el caso a fallo superficial.

Con todos estos coeficientes ya podemos calcular el coeficiente de seguridad a flexión y si es mayor que el coeficiente de seguridad a fallo superficial, el diseño será correcto siempre y cuando el ancho calculado esté comprendido entre 2 veces el diámetro del piñón y 0,25 veces el diámetro del piñón como podemos ver en el apartado 3.6.2. "RESUMEN MÉTODO DE DISEÑO".

### 3.6.5 RESULTADO ANCHO SELECCIONADO

Para nuestro engranaje hemos procedido a calcular con los módulos válidos definidos en el apartado 3.4 “TAMAÑO DE LOS ENGRANAJES” tanto para la etapa 1 como la 2, los anchos posibles que podrían tener nuestros engranajes.

Para la etapa 1 obtenemos esta tabla:

mn	mt	z1	d1 (mm)	z2	d2(mm)	b	VALORACION	Xf
1	1,064	46	48,952	138	146,857	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	CAMBIAR
1,25	1,330	38	50,548	114	151,645	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	CAMBIAR
1,5	1,596	33	52,677	99	158,030	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	CAMBIAR
2	2,128	27	57,466	81	172,397	77	VÁLIDO	2,45
2,5	2,660	23	61,190	69	183,571	60	VÁLIDO	2,72
3	3,193	20	63,851	60	191,552	53	VÁLIDO	2,68
4	4,257	17	72,364	51	217,092	38	VÁLIDO	3,21
5	5,321	15	79,813	42	223,477	33	VÁLIDO	3,49

Tabla nº7 Posibles anchos etapa 1

Para la etapa 1, hemos calculado 5 posibles anchos que mecánicamente son válidos a la hora del diseño del reductor, pero a la hora de decantarse por uno de estos, hay que tener en cuenta que cuanto más grande sea el módulo, mayor resistencia tendrá pero también tendrá un diámetro primitivo más grande encareciendo su fabricación y ocupando más espacio en la carcasa del reductor. Por otro lado, un módulo pequeño puede significar un nº de dientes de la rueda y del piñón excesivo y al mismo tiempo un ancho también excesivo.

Para ver los cálculos del ancho finalmente seleccionado, en la siguiente tabla podemos ver mediante una hoja Excel proporcionada por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (DIMM), todos los cálculos necesarios ya vistos anteriormente para el cálculo del ancho del engranaje:



Para la etapa 2 obtendremos la siguiente tabla:

mn	mt	z1	d1 (mm)	z2	d2(mm)	b	VALORACION	Xf
1	1,064	61	64,915	173	184,103	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	CAMBIAR
1,25	1,330	50	66,511	142	188,892	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	CAMBIAR
1,5	1,596	43	68,639	122	194,745	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	CAMBIAR
2	2,128	34	72,364	96	204,322	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	CAMBIAR
2,5	2,660	29	77,153	82	218,156	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	CAMBIAR
3	3,193	25	79,813	71	226,670	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	CAMBIAR
4	4,257	21	89,391	59	251,146	84	VÁLIDO	2,95
5	5,321	18	95,776	51	271,365	69	VÁLIDO	3,04
6	6,385	16	102,161	45	287,328	59	VÁLIDO	3,13

Tabla nº9 Posibles anchos etapa 2

De la misma forma que para la etapa 1, a continuación podemos ver el cálculo hecho para el ancho finalmente escogido de los engranajes de la etapa 2.



### 3.7 COMPROBACIÓN DEL LUBRICANTE. MÉTODO UNITED

Una vez calculado los anchos de las dos etapas de nuestro engranaje, utilizaremos el método UNITED para comprobar si el lubricante estimado en el apartado 3.5 “SELECCIÓN DEL LUBRICANTE” es el correcto.

Este método es aplicable a engranajes con velocidades y cargas medias, donde la carga se evalúa por medio de la variable K:

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

Donde  $F_t$  es la fuerza tangencial en Newtons que se produce en el engrane de la rueda y el piñón tanto en la etapa 1 como en la 2 y se calcula como:

$$F_t = \frac{T_e}{\frac{d_1}{2}}$$

El lubricante adecuado se calcula sabiendo la viscosidad del lubricante a 38°C por medio de la siguiente fórmula:

$$\log(v_{38}) = -0,028 \cdot \log\left(\frac{K}{v_t} \cdot K_A\right)^3 - 0,0025 \cdot \log\left(\frac{K}{v_t} \cdot K_A\right)^2 + 0,460 \cdot \log\left(\frac{K}{v_t} \cdot K_A\right) + 2,593$$

Donde  $K_A$  es el coeficiente de aplicación visto en el apartado 3.6.3 “CÁLCULO A PRESIÓN SUPERFICIAL” y  $V_t$  es la velocidad tangencial calculada como:

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

Utilizando el método UNITED obtendremos un lubricante adecuado si la viscosidad calculada es menor o igual a la viscosidad de nuestro lubricante a 38 °C. Recordemos que el lubricante inicialmente utilizado tenía una viscosidad a 40 °C de 460 mm<sup>2</sup>/s. Para obtener su viscosidad a 38 °C lo podemos ver en el anexo de tablas “Tabla nº 2”, cuyo valor es aproximadamente de 500 mm<sup>2</sup>/s.

#### 3.7.1 CÁLCULO LUBRICANTE PARA PRIMERA ETAPA

Para la primera etapa, obtendremos la siguiente tabla de resultados:

$F_t$ (N)	$b$ (mm)	$d_1$ (mm)	$i$	$K$	$v_t$ (m/s)	$v_{38}$ (mm <sup>2</sup> /s)
6185,19	38	72,36	3	2,99	5,30	345,97

Con este resultado obtenido vemos que el lubricante inicialmente utilizado es correcto ya que  $v_{38} = 345,97 \text{ cST} \leq 500 \text{ cST}$  por lo que para la primera etapa, este lubricante es el adecuado.

### 3.7.2 CÁLCULO LUBRICANTE PARA SEGUNDA ETAPA

Para la segunda etapa, obtendremos la siguiente tabla de resultados:

$F_t$ (N)	$b$ (mm)	$d_1$ (mm)	$i$	$K$	$v_t$ (m/s)	$v_{38}$ (mm <sup>2</sup> /s)
13143,52	59	102,16	2,83	2,95	2,50	485,35

Con este resultado obtenido vemos que el lubricante inicialmente utilizado es correcto ya que  $v_{38} = 485,35 \text{ cST} \leq 500 \text{ cST}$  por lo que para la segunda etapa, este lubricante es el adecuado.

## 4. DISEÑO CHAVETAS Y CHAVETEROS

Antes de proceder al dimensionado de los ejes, vamos a realizar unos pequeños cálculos para establecer el tamaño que tendrán las chavetas de cada eje y sus chaveteros. Estas chavetas servirán para impedir la rotación del engranaje y serán también las encargadas de que el par torsor se transmita correctamente.

Es importante que este diseño sea el correcto porque sino puede afectar a la transmisión del par de los engranajes pudiendo incluso hasta no soportar las sollicitaciones si no tiene las dimensiones adecuadas.

El material que emplearemos para la fabricación de las chavetas será un acero normalizado 20MnCr5 bastante común en la fabricación de chavetas, el cual tiene el límite de fluencia en 400 MPa y el de fractura en 680 MPa.

Para asegurar que las chavetas tengan una longitud adecuada su longitud debe calcularse como:

$$L_{chaveta} \geq 1,25 \cdot d_{eje}$$

Por otro lado, para calcular el ancho y alto de la chaveta lo podemos saber del anexo de tablas en la "Tabla nº 1" que dependerá del diámetro del eje en el que nos encontremos.

En esta misma tabla podremos ver el ancho y profundidad del chavetero tanto en el eje como en el engranaje. El ancho será el mismo pero la profundidad variará entre el eje y el engranaje (profundidad en el cubo).

La longitud del chavetero para chavetas de tipo perfilado se puede estimar como:

$$L_{chavetero} \cong L_{chaveta} + ancho_{chaveta}$$

La longitud del chavetero será un poco más larga que la chaveta debido al semicírculo que queda en cada extremo al fresarlo.

Por último, todos los chaveteros de un mismo eje deben de tener la misma longitud ya que transmiten el mismo par torsor.

#### 4.1 CHAVETA EJE ENTRADA

En este primer eje, por un lado, tendremos la chaveta que va ubicada en el piñón de la primera etapa junto con su chavetero, y por otro lado, en el eje también estará tallado un segundo chavetero para la máquina exterior (motor eléctrico) que vaya acoplada al eje de entrada del reductor de velocidad.

La chaveta de este último chavetero no nos incumbe puesto que es algo externo al diseño de este reductor de velocidad por lo que no se incluirá en el apartado de presupuestos, aunque tendrá las mismas dimensiones que la otra chaveta de este eje.

La longitud de la chaveta de este eje se calculará como:

$$L_{chaveta} \geq 1,25 \cdot 35 = 43,75 \approx 44 \text{ mm}$$

Sus dimensiones serán de 10 x 8 mm (ancho x alto).

Por otro lado, los dos chaveteros tendrán una longitud de:

$$L_{chavetero} = 44 + 10 = 54 \text{ mm}$$

Y tendrán una profundidad en el eje ( $h_1$ ) de 5 mm y una profundidad en el cubo ( $h_2$ ) de 3,3 mm con el mismo ancho que la chaveta (10 mm).

#### 4.2 CHAVETA EJE INTERMEDIO

En el eje intermedio, tendremos dos chavetas, una primera de la rueda de la primera etapa y una segunda del piñón de la segunda etapa, con sus respectivos chaveteros.

La longitud de las chavetas se calculará de la siguiente forma:

$$L_{chaveta} \geq 1,25 \cdot 50 = 62,5 \approx 63 \text{ mm}$$

Sus dimensiones serán de 14 x 9 mm (ancho x alto).

Por otro lado, los dos chaveteros tendrán una longitud de:

$$L_{chavetero} = 63 + 14 = 77 \text{ mm}$$

Y tendrán una profundidad en el eje ( $h_1$ ) de 5,5 mm y una profundidad en el cubo ( $h_2$ ) de 3,8 mm con el mismo ancho que la chaveta (14 mm).

### 4.3 CHAVETA EJE SALIDA

Por último, en el eje de salida tendremos algo parecido al eje de entrada. Una chaveta que servirá para sujetar la rueda de la segunda etapa con su respectivo chavetero y un segundo chavetero ubicado donde va a acoplarse la máquina de salida que recibirá el par de salida.

La longitud de la chaveta se calculará de la siguiente forma:

$$L_{\text{chaveta}} \geq 1,25 \cdot 70 = 87,5 \approx 88 \text{ mm}$$

Sus dimensiones serán de 20 x 12 mm (ancho x alto).

Por otro lado, los dos chaveteros tendrán una longitud de:

$$L_{\text{chavetero}} = 88 + 20 = 108 \text{ mm}$$

Y tendrán una profundidad en el eje (h1) de 7,5 mm y una profundidad en el cubo (h2) de 4,9 mm con el mismo ancho que la chaveta (20 mm).

## 5. DISEÑO DE LOS EJES

### 5.1 SELECCIÓN DEL MATERIAL

En este apartado vamos a realizar el dimensionado de los ejes a rigidez torsional, fatiga y deflexión lateral. El estudio a rigidez torsional ya se ha hecho previamente para estimar los diámetros de los ejes en el apartado 3.3 “CÁLCULO DIÁMETROS EJE POR RIGIDEZ TORSIONAL”. Por lo que en esta sección abordaremos los otros dos estudios.

Para ello, debemos seleccionar el material de nuestros ejes, el cual tendrá las siguientes características:

Material	Tipo	Resistencia a tracción (MPa)	Límite de fluencia (MPa)	Dureza (HB)
Acero laminado forjado	34CrNiMo6	1300	860	401

Tabla nº11 Características material eje entrada e intermedio

Material	Tipo	Resistencia a tracción (MPa)	Límite de fluencia (MPa)	Dureza (HB)
Acero normalizado	42CrMo4	950	560	277

Tabla nº12 Características material eje salida

El material empleado para los ejes es mucho más resistente que el empleado para los engranajes puesto que tiene que soportar mayores solicitaciones, de ahí que el proceso de conformado escogido haya sido el laminado forjado para los ejes de entrada e intermedio puesto que este proceso dará mayor rigidez y resistencia al eje.

Sin embargo, para el eje de salida hemos utilizado un acero normalizado con características resistentes menores ya que al ser de un grosor mayor no exige tanta resistencia y de esta manera evitaremos también un coste innecesario.

## 5.2 DISEÑO A FATIGA

Para el cálculo a fatiga no se tendrá en cuenta aquellas zonas de los ejes que están sometidas a par torsor ya que se cuenta con el resultado del cálculo a rigidez torsional. Sin embargo, en las zonas en que no existe par torsor se tiene que determinar cuál es el diámetro necesario para que el eje no falle por fatiga.

En estos puntos se comprobará que el diámetro calculado sea inferior al inicialmente establecido. Para nuestro reductor, al ser de acero, el límite por fatiga  $S_e$  se estudia para una vida de  $10^6$  ciclos.

La expresión para calcular el diámetro mínimo de los ejes (aplicando el criterio de Soderberg) es la siguiente:

$$d^3 = \frac{32 \cdot X}{\pi \cdot S_y} \cdot \sqrt{\left(M_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot M_a\right)^2 + \left(T_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot T_a\right)^2}$$

Donde:

- $d$  es el diámetro del eje mínimo de la sección calculada
- $S_y$  es el límite de fluencia del material
- $S_e$  es el límite a fatiga del material.
- $X$  es el coeficiente de seguridad frente al fallo a fatiga que en nuestro caso lo consideraremos igual a 2,5.
- $M_m$  y  $T_m$  son los momentos flector medio y torsor medio.
- $M_a$  y  $T_a$  son los momentos flectores alternantes y torsor alternante.

El límite a fatiga  $S_e$  se calcula como:

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

Donde:

- $K_a$  = Factor de superficie para aceros, depende del acabado superficial, en nuestro caso, mecanizado, y de la siguiente fórmula cuyas constantes podemos ver en el anexo de tablas "Tabla nº 11":

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

- $K_b$  = Factor de tamaño:

$$K_b = \left( \frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} \quad \text{si } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$K_b = 0,859 - 0,000837 \cdot d \quad \text{si } 51 < d \leq 254 \text{ mm}$$

- $K_c$  = Factor tipo de carga, como la carga es de tipo flexión  $K_c$  va a tomar el valor de 1. Pero no está de más saber que para carga axial tomaría el valor de 0,8 y torsión y cortante 0,577.
- $K_d$  = Factor de temperatura, para aceros, esta constante depende de la temperatura de funcionamiento del reductor como podemos observar en el anexo de tablas "Tabla nº 12" y en nuestro caso tomará el valor de 1,01 ya que no superará los 100 °C ni tampoco trabajará a 20 °C sino algo intermedio.
- $K_e$  = Factor de confiabilidad, se sugiere que este valor no sea inferior a un 95% de confiabilidad por lo que vamos a considerar dicho valor y  $K_e$  valdrá 0,868 según se observa en el anexo de tablas "Tabla nº 13".
- $S'_e$  = Limite a fatiga del material, para una probeta de acero se estima como:

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

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

- $K_f$  = Factor concentrador de tensiones, tiene en cuenta el efecto de un concentrador de tensiones como son las chavetas o cambios de sección y se calcula con la siguiente expresión:

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

Siendo  $q$  el factor de sensibilidad a la entalla:

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

$\rho$  el radio de la entalla y  $\alpha$  un parámetro que depende del material y tiene dimensiones de longitud, a partir de los datos publicados por Peterson en 1959, se ha ajustado su valor para aceros con  $S_u$  entre 345 y 2070 Mpa como:

$$\alpha = \frac{75000}{(S_u + 210)^{1,92}} \text{ mm}$$

Para el caso de chaveteros, utilizaremos el coeficiente del anexo de tablas “Tabla nº 14” que nos dará el factor de concentración en chaveteros. Como se utilizará chavetas tipo perfilado,  $K_f$  tomará el valor de 2,0.

Por otro lado, para las entallas en el eje, se utilizará un  $K_f = 2,2$ .

Por último, para cambios de sección del eje, con ausencia de torsor y axil de tracción, y solamente con momento flector, emplearemos la tabla del anexo de tablas “Tabla nº 15”.

Hemos de tener en cuenta que el momento flector medio ( $M_m$ ) y el momento torsor alternante ( $T_a$ ) son nulos por lo que la ecuación anterior se puede resumir en la siguiente:

$$d^3 = \frac{32 \cdot X}{\pi \cdot S_y} \cdot \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_e} \cdot M_a\right)^2 + (T_m)^2}$$

Con esta expresión, podremos evaluar si nuestro reductor fallaría a fatiga. Si el diámetro del eje calculado a fatiga es superior al inicialmente establecido, nuestro eje no aguantará una vida de  $10^6$  ciclos y fallará antes de lo esperado.

A la hora del cálculo lo haremos mediante un proceso iterativo ya que  $K_b$  depende del diámetro del eje, el cual lo supondremos inicialmente utilizando el diámetro calculado en el estudio a rigidez torsional y a partir de este valor iremos iterando hasta que el diámetro calculado por fatiga y el inicialmente supuesto coincidan. Para agilizar este proceso utilizaremos una hoja de cálculo Excel.

### 5.3 DISEÑO A DEFLEXIÓN LATERAL

Es muy importante tener en cuenta en el diseño de los ejes la rigidez lateral. Una rigidez insuficiente puede provocar deformaciones laterales por flexión excesivas, lo que puede ocasionar un mal funcionamiento y una reducción en la vida de los componentes soportados.

No existe una limitación estándar definida en cuanto a deformaciones laterales por flexión. No obstante, se puede considerar los siguientes órdenes de magnitud:

- Para engranajes cilíndricos de dientes helicoidales como es nuestro caso, es conveniente una deformación menor a  $0,005 \cdot m_n$ .

- Para ejes de transmisión debe ser inferior a 1 mm/m de longitud.

Por otro lado, en cuanto a la pendiente máxima, depende del elemento que soporte el eje en esa sección:

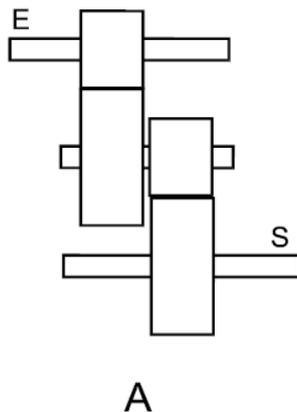
- En rodamientos de rodillos cónicos la pendiente máxima es de 0,0008 radianes.
- En rodamientos de rodillos cilíndricos la pendiente máxima es de 0,001 radianes.
- En rodamientos rígidos de bolas la pendiente máxima es de 0,002 radianes.

Para el cálculo de esta sección, utilizaremos una hoja de cálculo de Excel facilitada por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (DIMM) que nos agilizará estos cálculos.

## 5.4 DIMENSIONADO DE LOS EJES

### 5.4.1 DISPOSICIÓN Y DIMENSIONES DE LOS EJES

Para la disposición de los ejes del reductor, se ha escogido el siguiente esquema:



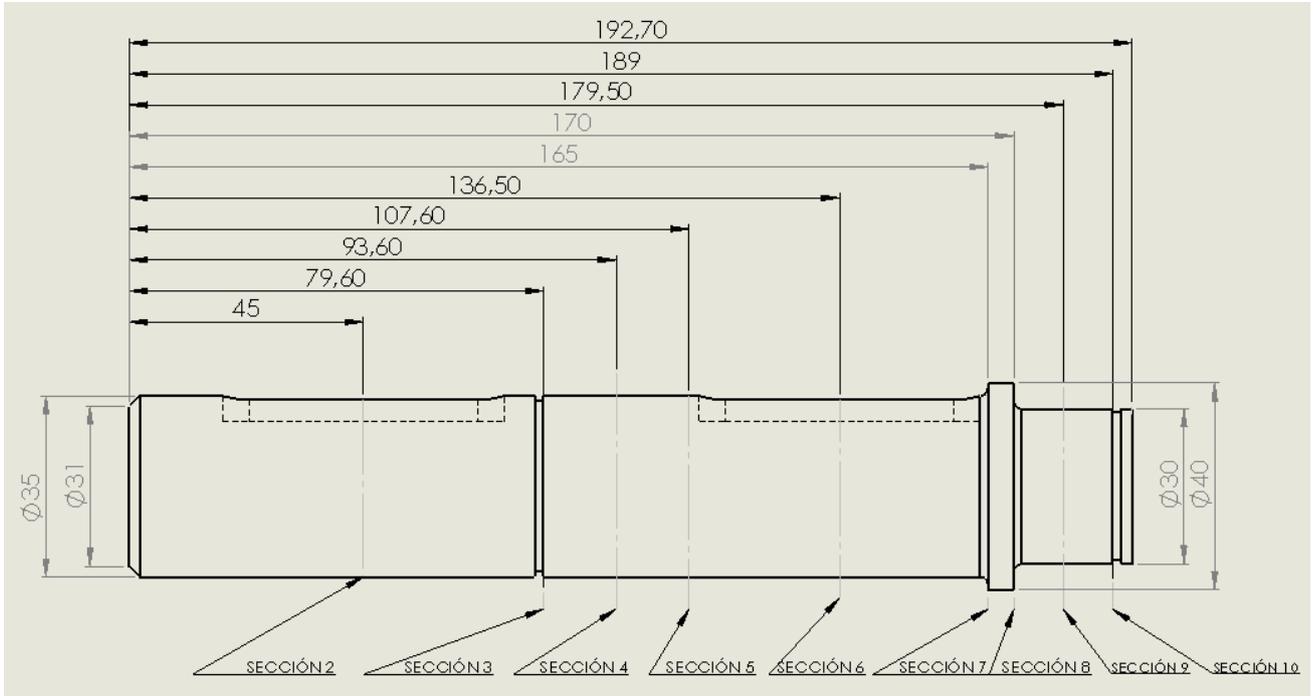
Donde el eje de entrada, intermedio y salida se encuentran en el mismo plano.

Como para realizar el cálculo a fatiga y deflexión lateral hace falta saber las dimensiones de los ejes, se proponen unas dimensiones iniciales de cada uno de los tres ejes de nuestro reductor y en caso de tener que modificarlas, ya sea porque no cumple el diseño a fatiga o deflexión lateral, se cambiarán estas dimensiones para que el diseño cumpla con los requisitos.

En cada eje aparecen numeradas diversas secciones, estas secciones serán las que utilizaremos para realizar el cálculo a fatiga y deflexión lateral ya que son secciones críticas porque o bien existe un cambio de sección, un apoyo (rodamiento), o cualquier otro concentrador de tensiones (ranuras, chaveteros...).

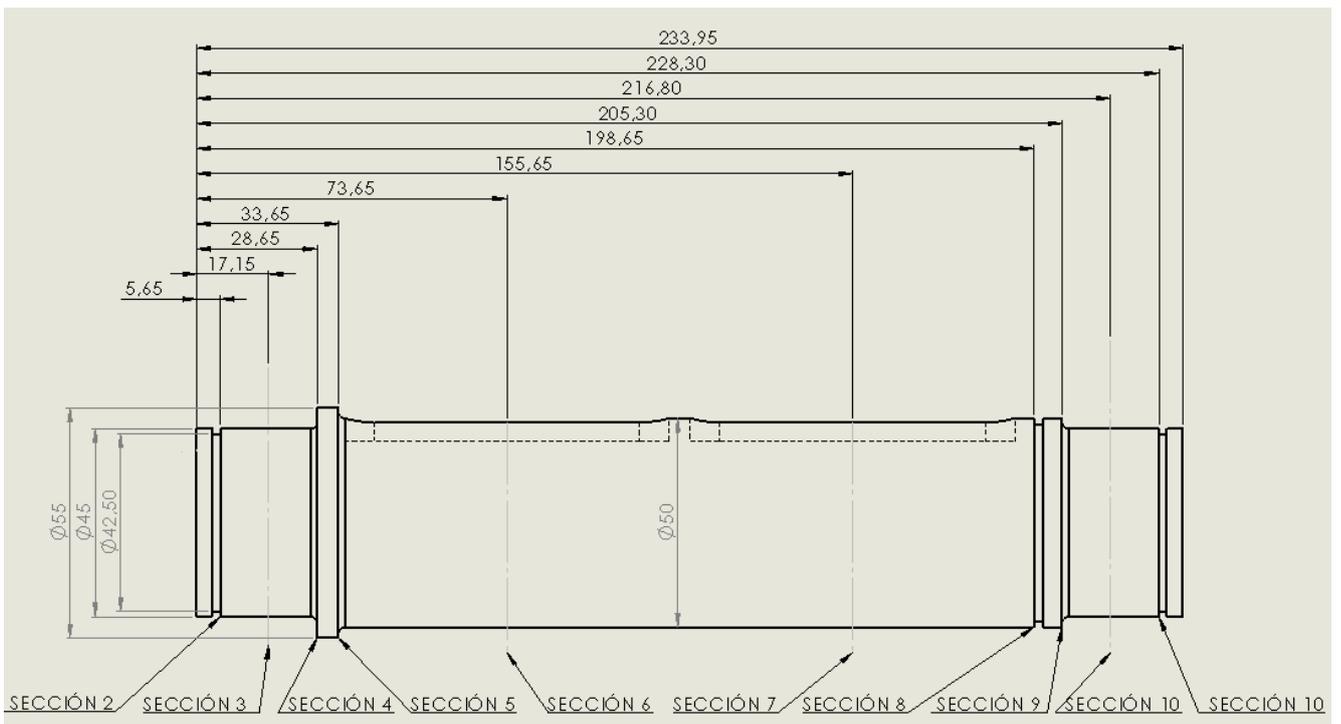
**5.4.1.1 DIMENSIONES EJE ENTRADA**

Las dimensiones y geometría del eje de entrada inicialmente propuesto serán las siguientes:



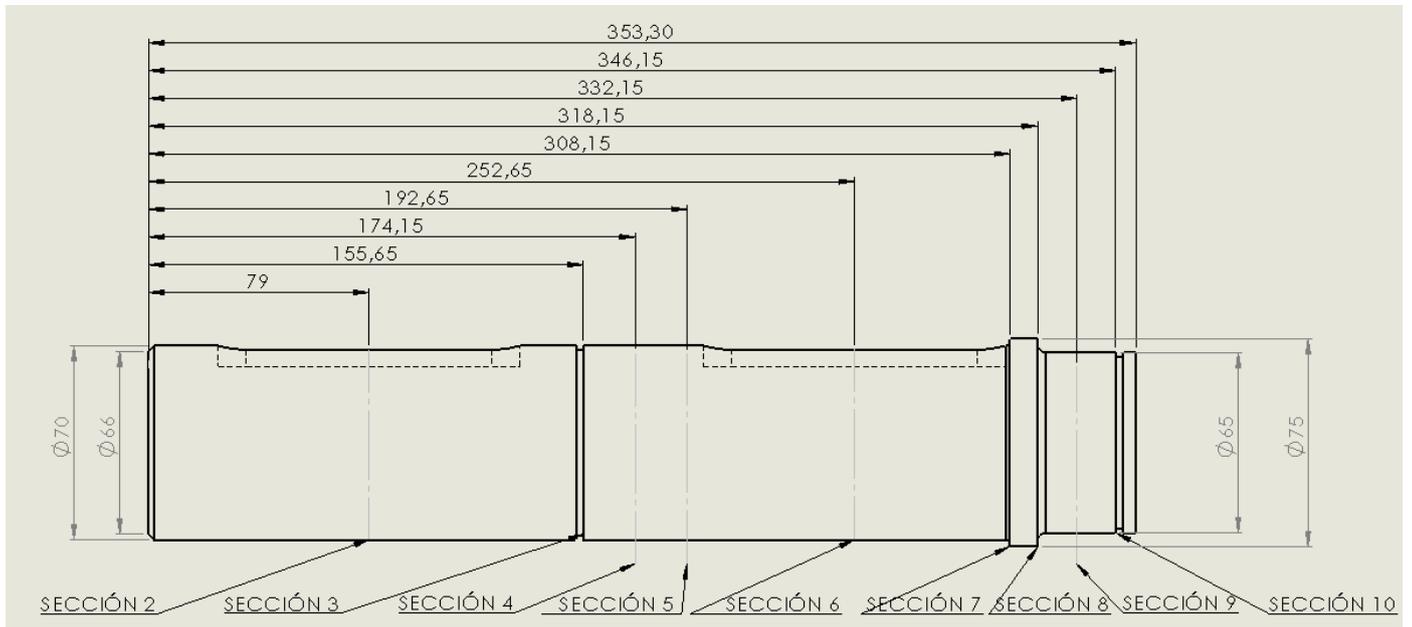
**5.4.1.2 DIMENSIONES EJE INTERMEDIO**

Las dimensiones y geometría del eje intermedio inicialmente propuesto serán las siguientes:



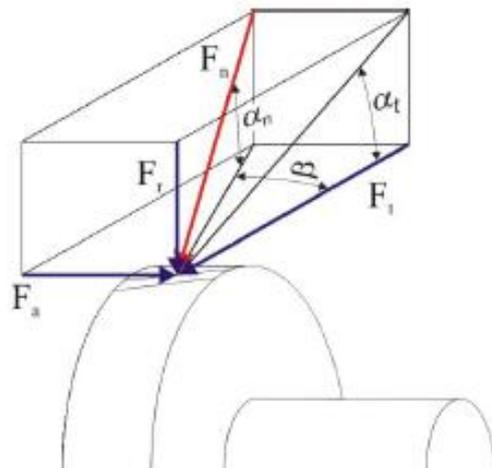
### 5.4.1.3 DIMENSIONES EJE SALIDA

Las dimensiones y geometría del eje de salida inicialmente propuesto serán las siguientes:



### 5.4.2 CÁLCULO DE LAS FUERZAS ACTUANTES EN LOS EJES

Para representar las fuerzas que aparecen sobre los ejes, hemos de tener en cuenta que al tratarse de un dentado helicoidal, aparecerá una fuerza axial además de una fuerza normal que se compone a su vez de una fuerza tangencial y radial. En la siguiente imagen aparecen representadas dichas fuerzas:



Además de estas fuerzas, generadas por los engranajes, tenemos que considerar la posibilidad de que sobre los ejes de entrada y salida las máquinas acopladas puedan introducir carga radial. Esta carga radial se introducirá en la dirección más desfavorable para el eje y los rodamientos, en el punto medio de la chaveta, por ello, se estudiarán los dos sentidos posibles (positivo y negativo).

El sentido de giro estudiado será el que transmita la máquina acoplada en el eje de entrada, para ello vamos a considerar tanto el giro antihorario como el horario para determinar cuál es más desfavorable para nuestros componentes.

La magnitud de la fuerza radial introducida por la máquina acoplada se puede calcular a partir del par torsor del eje correspondiente dividido por un radio igual a dos veces el diámetro del eje, o lo que es lo mismo:

$$F_r = \frac{T_e}{2 \cdot d_{eje}}$$

Por otro lado, la fuerza tangencial, radial y axial que aparecen en los engranajes del reductor se pueden calcular como:

$$F_t = \frac{T_e}{\frac{d_{engranaje}}{2}}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta)$$

Por último, y antes de proceder al cálculo de estas fuerzas en cada uno de los ejes, hemos de tener en cuenta en qué plano están aplicadas estas fuerzas para calcular la fuerza normal o resultante sobre el engrane estudiado y los momentos que existen debido a estas fuerzas a lo largo del eje para así poder determinar si las dimensiones estimadas de los ejes son las adecuadas para el diseño a fatiga y deflexión de los ejes.

Para ello, tendremos dos planos de estudio, primero, aquel donde actúa la fuerza radial junto al momento de la fuerza axial, y otro donde actúa solo la fuerza tangencial. Por lo que los estudiaremos por separado y luego se combinarán calculando la resultante global.

### 5.4.2.1 FUERZAS EJE ENTRADA

En el eje de entrada actúan distintas fuerzas, por un lado, la introducida debida a la máquina acoplada externa y por otro lado, las fuerzas generadas en el engranaje, concretamente en el piñón del eje de entrada.

Si vemos el esquema del eje de entrada en el apartado 4.3.1.1 “DIMENSIONES EJE ENTRADA” vemos que en la sección 2 se encontrará la fuerza radial introducida por la máquina acoplada y esta se puede calcular, como ya hemos dicho, como:

$$F_r = \frac{T_e}{2 \cdot d_{eje}} = \frac{223,79}{2 \cdot 35 \cdot 10^{-3}} = \pm 3197,04 \text{ N}$$

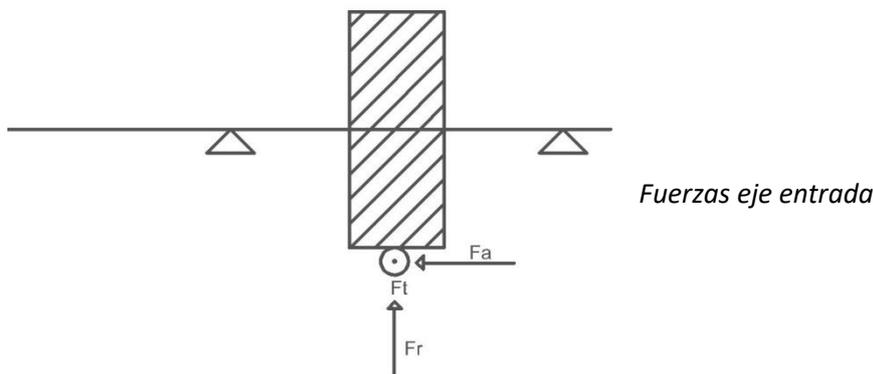
Por otro lado, en la sección 6 que es donde se encuentra el piñón de la primera etapa, aparecerán tres fuerzas debido al engrane de esta con la rueda de la primera etapa, una fuerza tangencial, radial y otra axial:

$$F_t = \frac{T_e}{\frac{d_{\text{piñón1}}}{2}} = \frac{223,79}{\frac{72,36 \cdot 10^{-3}}{2}} = 6185,19 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 6185,19 \cdot \tan(21,17) = 2395,70 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 6185,19 \cdot \tan(20) = -2251,22 \text{ N}$$

Este es el valor de las fuerzas externas aplicadas en el piñón del eje de entrada pero ahora vamos a ver porque algunas fuerzas son positivas y otras negativas con el siguiente esquema, todo tiene que ver con el sentido de giro (antihorario para el caso que se representa en el siguiente dibujo), con la inclinación de dentado que tengamos y de si se trata de un engranaje conductor o conducido:



Las fuerzas radial y tangencial provocan como ya hemos visto una fuerza resultante normal y por otro lado, la fuerza axial provocará un momento sobre esta la sección 6:

$$F_{n6} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{6185,19^2 + 2395,70^2} = 6632,94 \text{ N}$$

$$M_{Fa6} = \frac{d_{\text{piñón1}}}{2} \cdot F_a = \frac{72,36 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 2251,22 = -81,45 \text{ Nm}$$

El sentido de dichas fuerzas para el giro horario será el mismo para la fuerza radial, pero el opuesto para la fuerza tangencial y axial. El valor no cambia.

#### 5.4.2.2 FUERZAS EJE INTERMEDIO

En el eje intermedio, a diferencia del eje de entrada y salida, no tendremos una fuerza radial externa debida a una máquina acoplada, sin embargo, tendremos más fuerzas debidas a los dos engranajes, la rueda de la primera etapa y el piñón de la segunda.

Estas fuerzas se localizarán en las secciones 6 y 7 y se pueden calcular como:

Fuerzas sección 6:

$$F_t = \frac{T_{\text{int}}}{\frac{d_{\text{rueda1}}}{2}} = \frac{671,38}{\frac{217,09 \cdot 10^{-3}}{2}} = -6185,19 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 6185,19 \cdot \tan(21,17) = -2395,70 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 6185,19 \cdot \tan(20) = 2251,22 \text{ N}$$

$$M_{Fa6} = \frac{d_{\text{rueda1}}}{2} \cdot F_a = \frac{217,09 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 2251,22 = -244,36 \text{ Nm}$$

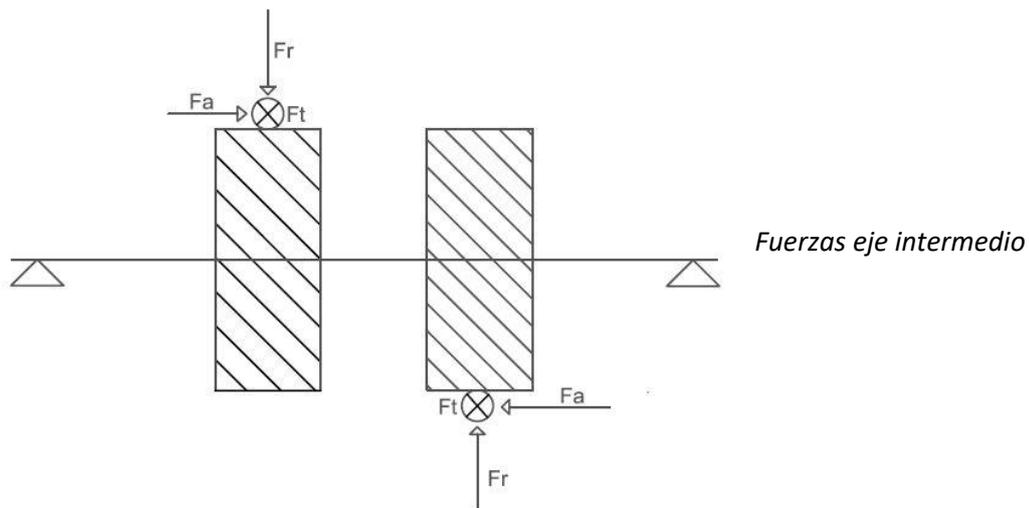
Fuerzas sección 7:

$$F_t = \frac{T_{\text{int}}}{\frac{d_{\text{piñón2}}}{2}} = \frac{671,38}{\frac{102,16 \cdot 10^{-3}}{2}} = -13143,52 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 13143,52 \cdot \tan(21,17) = 5090,87 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 13143,52 \cdot \tan(20) = -4783,85 \text{ N}$$

$$M_{Fa7} = \frac{d_{\text{piñón2}}}{2} \cdot F_a = \frac{102,16 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 4783,85 = -244,36 \text{ Nm}$$



Lo mismo que se ha dicho para el caso anterior, el sentido de estas fuerzas para el giro antihorario (ya que en el esquema de las fuerzas de este eje está girando de forma horaria) será el mismo para la fuerza radial, pero el opuesto para la fuerza tangencial y axial. El valor es el mismo para ambos sentidos de giro.

#### 5.4.2.3 FUERZAS EJE SALIDA

Por último, en este eje ocurre algo parecido al eje de entrada, existen dos secciones donde aparecen unas fuerzas y momentos. La principal, la debida al engrane entre el piñón 2 y la rueda 2 y una secundaria, la fuerza radial surgida por la máquina acoplada al eje de salida, la cual se puede calcular como ya hemos dicho como:

$$F_r = \frac{T_s}{2 \cdot d_{\text{eje}}} = \frac{1900}{2 \cdot 70 \cdot 10^{-3}} = \pm 13571,43 \text{ N}$$

El resto de fuerzas que aparecen en el engranaje serán las siguientes:

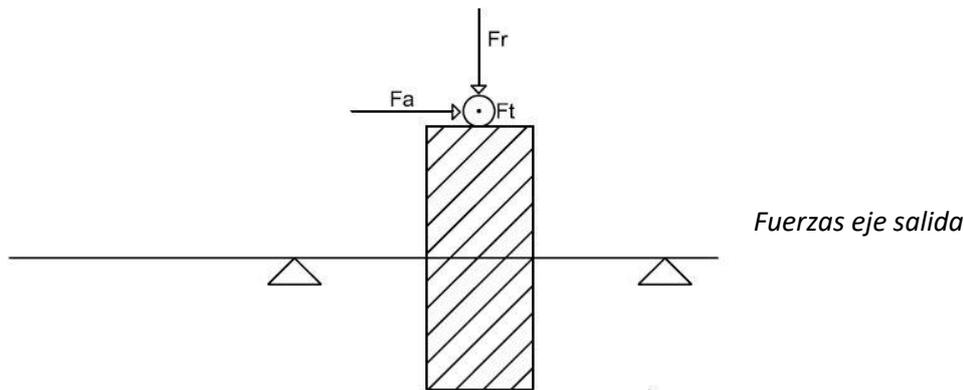
$$F_t = \frac{T_s}{\frac{d_{\text{rueda2}}}{2}} = \frac{1900}{\frac{287,33 \cdot 10^{-3}}{2}} = 13225,30 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 13225,30 \cdot \tan(21,17) = -5122,54 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 13225,30 \cdot \tan(20) = 4813,62 \text{ N}$$

$$M_{Fa6} = \frac{d_{\text{rueda2}}}{2} \cdot F_a = \frac{287,33 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 4813,62 = -691,54 \text{ Nm}$$

$$F_{n6} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{13225,30^2 + 5122,54^2} = 14182,70 \text{ N}$$



Como ya se ha dicho, esta representación de las fuerzas es en giro antihorario pero se estudiarán ambos tipos de giros, por lo que para el giro horario de este eje el sentido de las fuerzas será el mismo para la fuerza radial, pero el opuesto para la fuerza tangencial y axial. El valor no cambia.

#### 5.4.3 CÁLCULO A DEFLEXIÓN LATERAL

Para ver si cumple el diseño del eje a deflexión lateral, vamos a emplear una hoja de cálculo Excel facilitada por el departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (DIMM).

Esta hoja evalúa la deformación del eje estudiado dependiendo de las cargas aplicadas en el eje, las cuales ya las hemos calculado en el apartado anterior.

En esta hoja de cálculo podemos ver cada una de las secciones que hemos decidido estudiar para ver cómo se comporta el eje en ese punto y así poder ver en las gráficas/tablas las deformaciones angulares y deflexiones que sufre y comprobar si cumple los requerimientos establecidos en el apartado "4.2 DISEÑO A DEFLEXIÓN LATERAL".

También, en rojo, en la parte superior, aparecen el valor de las reacciones que aparecerán en los rodamientos los cuales actuarán como soporte del eje, este valor nos servirá más adelante para elegir los rodamientos adecuados a estos esfuerzos.

5.4.3.1 DEFLEXIÓN EJE ENTRADA

Como ya hemos comentado antes, vamos a analizar los dos casos posibles del sentido de la fuerza radial transmitida por la máquina acoplada a la entrada de este eje junto con los dos sentidos posibles de giro del reductor. Empezaremos primero con el giro antihorario del eje de entrada y luego continuaremos con el giro horario.

GIRO ANTIHORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA NEGATIVA (CASO A)

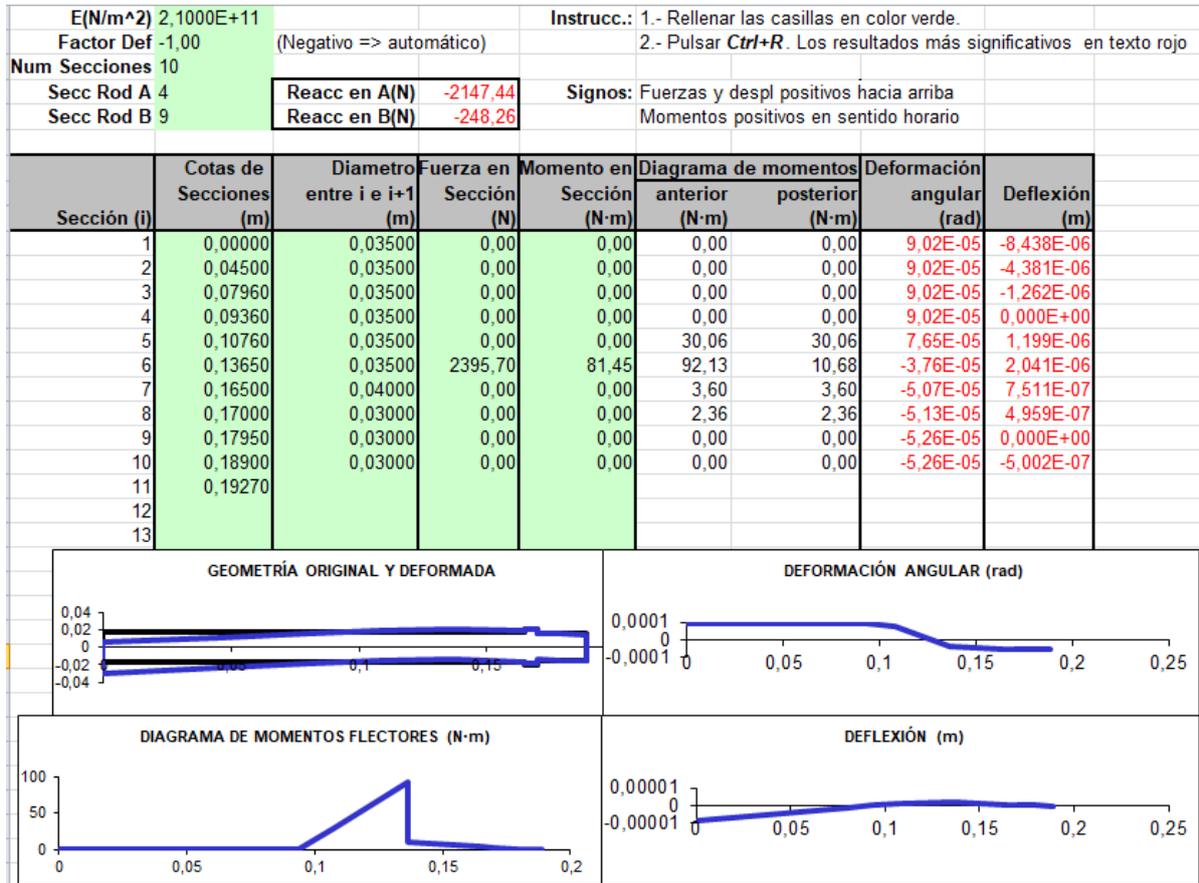


Tabla nº13 Deflexión y deformación eje entrada caso A - fuerzas horizontales

E(N/m <sup>2</sup> )	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	10		
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	1909,65
Secc Rod B	9	Reacc en B(N)	-4897,80
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	7,16E-04	-6,306E-05
2	0,04500	0,03500	-3197,04	0,00	0,00	0,00	7,16E-04	-3,084E-05
3	0,07960	0,03500	0,00	0,00	110,62	110,62	5,92E-04	-7,496E-06
4	0,09360	0,03500	0,00	0,00	155,38	155,38	4,72E-04	0,000E+00
5	0,10760	0,03500	0,00	0,00	173,40	173,40	3,23E-04	5,584E-06
6	0,13650	0,03500	6185,19	0,00	210,61	210,61	-3,56E-05	9,905E-06
7	0,16500	0,04000	0,00	0,00	71,02	71,02	-2,95E-04	4,582E-06
8	0,17000	0,03000	0,00	0,00	46,53	46,53	-3,06E-04	3,077E-06
9	0,17950	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,33E-04	0,000E+00
10	0,18900	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,33E-04	-3,160E-06
11	0,19270							
12								
13								

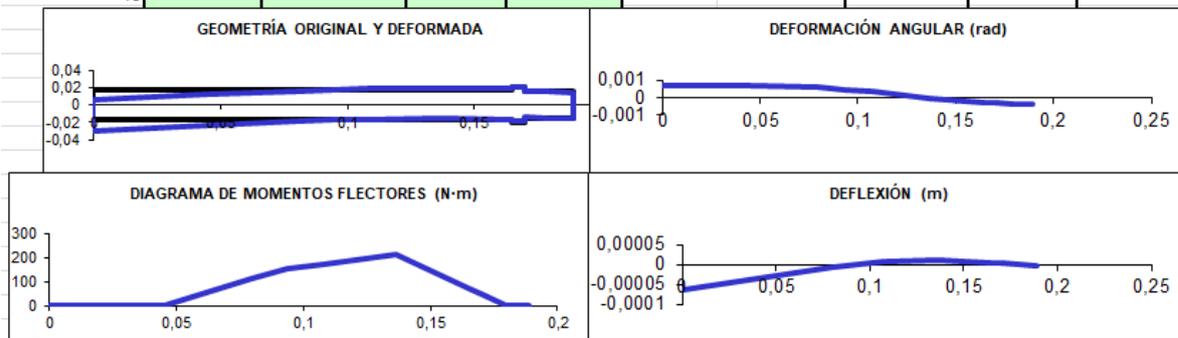


Tabla nº14 Deflexión y deformación eje entrada caso A - fuerzas verticales

A continuación veremos la fuerza resultante del eje de entrada para este caso estudiado.

		Reacc en A(N)	2873,72				
		Reacc en B(N)	4904,09				
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)	
			anterior (N·m)	posterior (N·m)			
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	7,22E-04	6,36E-05	
2	0,04500	0,03500	0,00	0,00	7,22E-04	3,12E-05	
3	0,07960	0,03500	110,62	110,62	5,99E-04	7,60E-06	
4	0,09360	0,03500	155,38	155,38	4,80E-04	0,00E+00	
5	0,10760	0,03500	175,99	175,99	3,32E-04	5,71E-06	
6	0,13650	0,03500	229,88	210,88	5,18E-05	1,01E-05	
7	0,16500	0,04000	71,11	71,11	2,99E-04	4,64E-06	
8	0,17000	0,03000	46,59	46,59	3,10E-04	3,12E-06	
9	0,17950	0,03000	0,00	0,00	3,37E-04	0,00E+00	
10	0,18900	0,03000	0,00	0,00	3,37E-04	3,20E-06	
11	0,19270						
12							
13							

Tabla nº15 Deflexión y deformación eje entrada caso A - fuerzas resultantes

Como podemos observar, cumple con los requerimientos descritos anteriormente, veamos ahora el caso B.

**GIRO ANTIHORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA POSITIVA (CASO B)**

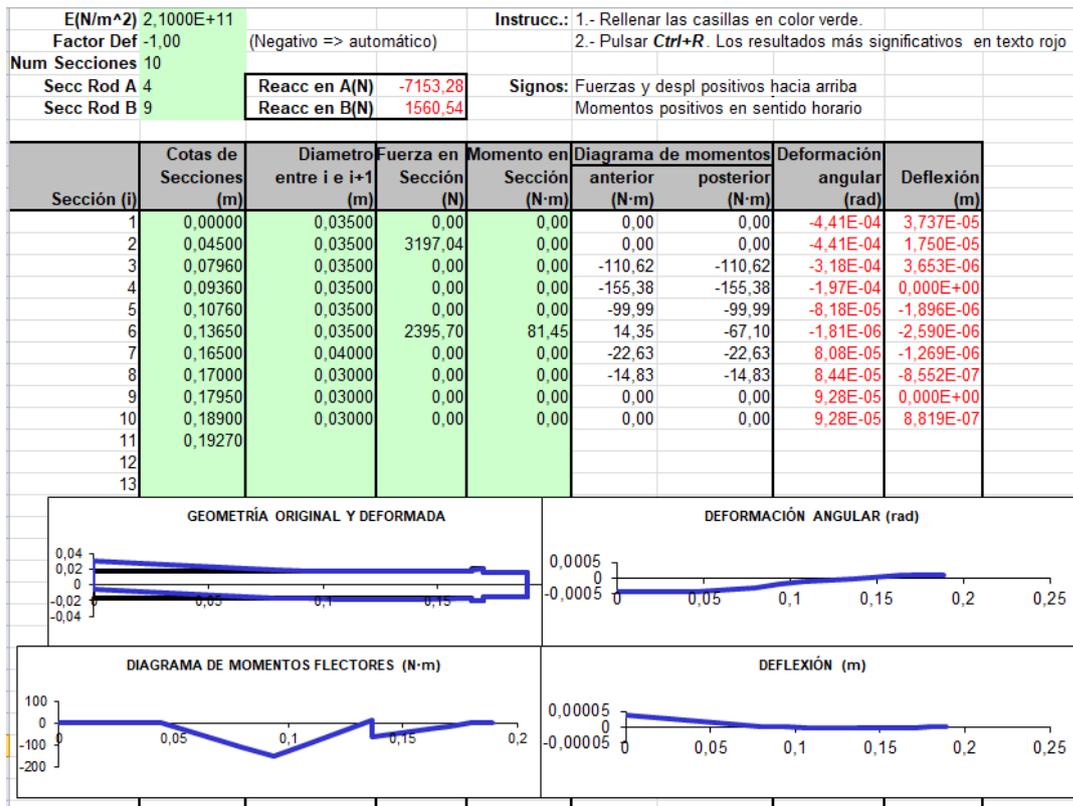


Tabla nº16 Deflexión y deformación eje entrada caso B - fuerzas horizontales

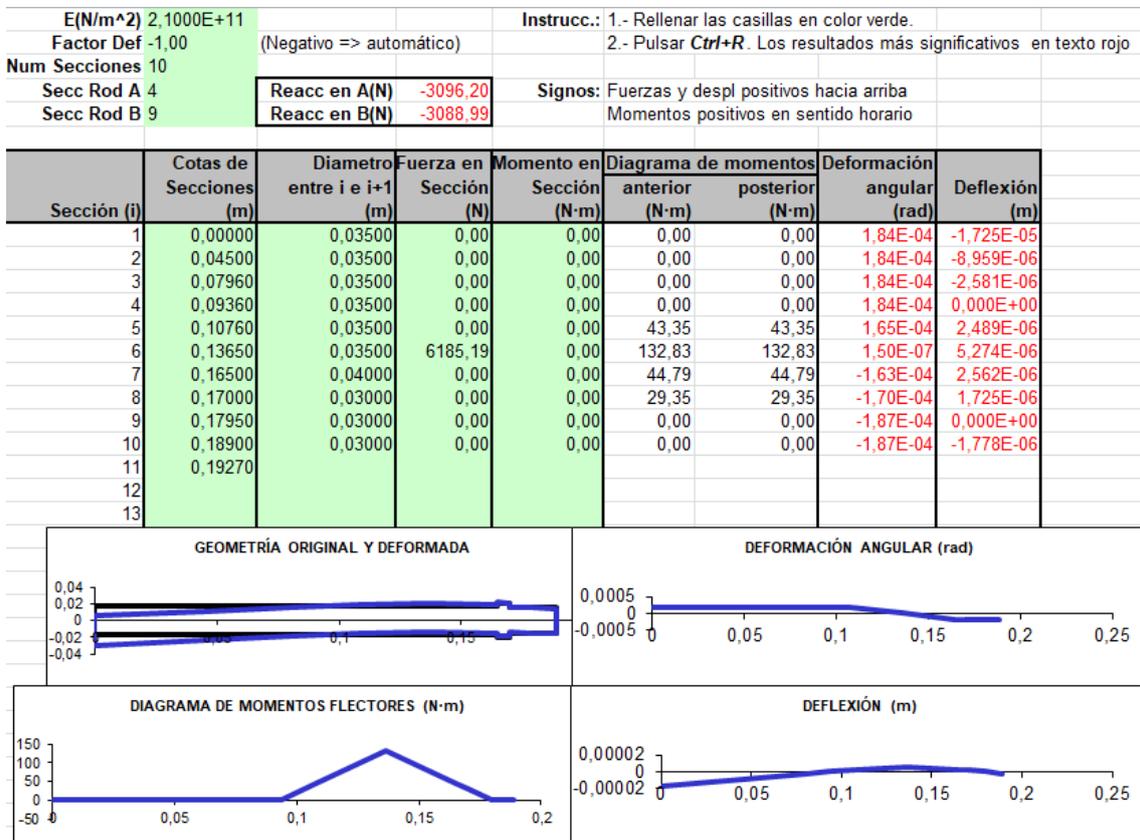


Tabla nº17 Deflexión y deformación eje entrada caso B - fuerzas verticales

		Reacc en A(N)	7794,60					
		Reacc en B(N)	3460,81					
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)		
			anterior (N·m)	posterior (N·m)				
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	4,78E-04	4,12E-05		
2	0,04500	0,03500	0,00	0,00	4,78E-04	1,97E-05		
3	0,07960	0,03500	110,62	110,62	3,68E-04	4,47E-06		
4	0,09360	0,03500	155,38	155,38	2,70E-04	0,00E+00		
5	0,10760	0,03500	108,98	108,98	1,84E-04	3,13E-06		
6	0,13650	0,03500	133,60	148,81	1,82E-06	5,88E-06		
7	0,16500	0,04000	50,18	50,18	1,82E-04	2,86E-06		
8	0,17000	0,03000	32,88	32,88	1,90E-04	1,93E-06		
9	0,17950	0,03000	0,00	0,00	2,09E-04	0,00E+00		
10	0,18900	0,03000	0,00	0,00	2,09E-04	1,98E-06		
11	0,19270							
12								
13								

Tabla nº18 Deflexión y deformación eje entrada caso B – fuerzas resultantes

Viendo estos resultados, para el giro antihorario, podemos decir que desde el punto de vista de los momentos, el caso A es más desfavorable, en cualquier caso, ambos casos cumplen con el diseño de deflexión lateral visto.

Veamos ahora el giro horario (del eje de entrada).

GIRO HORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA NEGATIVA (CASO C)

E(N/m <sup>2</sup> )	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	10	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod A	4		Momentos positivos en sentido horario
Secc Rod B	9	Reacc en A(N)	-4754,79
		Reacc en B(N)	-3953,45

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,84E-04	-5,073E-05
2	0,04500	0,03500	-3197,04	0,00	0,00	0,00	5,84E-04	-2,444E-05
3	0,07960	0,03500	0,00	0,00	110,62	110,62	4,61E-04	-5,652E-06
4	0,09360	0,03500	0,00	0,00	155,38	155,38	3,40E-04	0,000E+00
5	0,10760	0,03500	0,00	0,00	133,57	133,57	2,09E-04	3,824E-06
6	0,13650	0,03500	2395,70	-81,45	88,55	170,00	1,93E-06	6,675E-06
7	0,16500	0,04000	0,00	0,00	57,33	57,33	-2,07E-04	3,253E-06
8	0,17000	0,03000	0,00	0,00	37,56	37,56	-2,16E-04	2,192E-06
9	0,17950	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,38E-04	0,000E+00
10	0,18900	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,38E-04	-2,259E-06
11	0,19270							
12								
13								

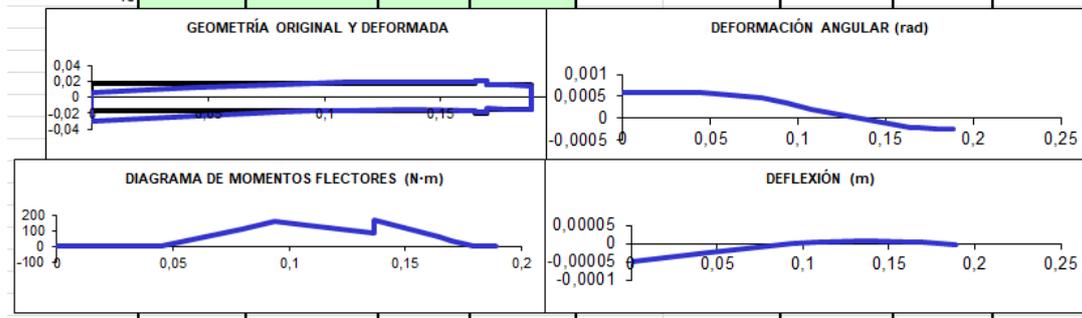


Tabla nº19 Deflexión y deformación eje entrada caso C – fuerzas horizontales

E(N/m <sup>2</sup> )	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	10	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod A	4		Momentos positivos en sentido horario
Secc Rod B	9	Reacc en A(N)	3096,20
		Reacc en B(N)	3088,99

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,84E-04	1,725E-05
2	0,04500	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,84E-04	8,959E-06
3	0,07960	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,84E-04	2,581E-06
4	0,09360	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,84E-04	0,000E+00
5	0,10760	0,03500	0,00	0,00	-43,35	-43,35	-1,65E-04	-2,489E-06
6	0,13650	0,03500	-6185,19	0,00	-132,83	-132,83	-1,50E-07	-5,274E-06
7	0,16500	0,04000	0,00	0,00	-44,79	-44,79	1,63E-04	-2,562E-06
8	0,17000	0,03000	0,00	0,00	-29,35	-29,35	1,70E-04	-1,725E-06
9	0,17950	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,87E-04	0,000E+00
10	0,18900	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,87E-04	1,778E-06
11	0,19270							
12								
13								

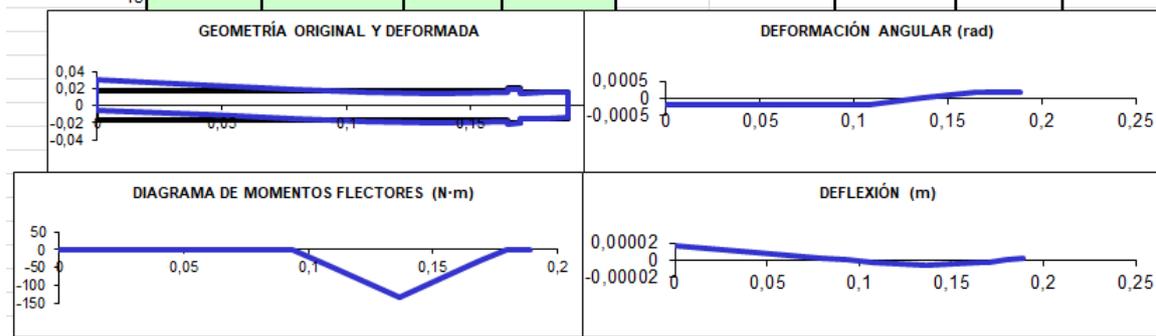


Tabla nº20 Deflexión y deformación eje entrada caso C – fuerzas verticales

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N·m)	posterior (N·m)		
			Reacc en A(N)	5674,02		
			Reacc en B(N)	5017,14		
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	6,12E-04	5,36E-05
2	0,04500	0,03500	0,00	0,00	6,12E-04	2,60E-05
3	0,07960	0,03500	110,62	110,62	4,96E-04	6,21E-06
4	0,09360	0,03500	155,38	155,38	3,87E-04	0,00E+00
5	0,10760	0,03500	140,43	140,43	2,66E-04	4,56E-06
6	0,13650	0,03500	159,64	215,74	1,94E-06	8,51E-06
7	0,16500	0,04000	72,75	72,75	2,64E-04	4,14E-06
8	0,17000	0,03000	47,66	47,66	2,75E-04	2,79E-06
9	0,17950	0,03000	0,00	0,00	3,03E-04	0,00E+00
10	0,18900	0,03000	0,00	0,00	3,03E-04	2,87E-06
11	0,19270					
12						
13						

Tabla nº21 Deflexión y deformación eje entrada caso C – fuerzas resultantes

Como vemos, la deformación sufrida es mínima y cumple con los requisitos mínimos de deflexión lateral. Pasemos, al último caso que falta por estudiar.

**GIRO HORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA POSITIVA (CASO D)**

E(N/m <sup>2</sup> )	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	10		
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	-251,05
Secc Rod B	9	Reacc en B(N)	-2144,65
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,26E-05	-4,927E-06
2	0,04500	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,26E-05	-2,558E-06
3	0,07960	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,26E-05	-7,370E-07
4	0,09360	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,26E-05	0,000E+00
5	0,10760	0,03500	0,00	0,00	3,51	3,51	5,11E-05	7,296E-07
6	0,13650	0,03500	2395,70	-81,45	10,77	92,22	3,77E-05	2,045E-06
7	0,16500	0,04000	0,00	0,00	31,10	31,10	-7,59E-05	1,233E-06
8	0,17000	0,03000	0,00	0,00	20,37	20,37	-8,08E-05	8,407E-07
9	0,17950	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,24E-05	0,000E+00
10	0,18900	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,24E-05	-8,774E-07
11	0,19270							
12								
13								

Tabla nº22 Deflexión y deformación eje entrada caso D – fuerzas horizontales

E(N/m <sup>2</sup> )	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	10	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod A	4		Momentos positivos en sentido horario
Secc Rod B	9	Reacc en A(N)	-1909,65
		Reacc en B(N)	4897,80

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,16E-04	6,306E-05
2	0,04500	0,03500	3197,04	0,00	0,00	0,00	-7,16E-04	3,084E-05
3	0,07960	0,03500	0,00	0,00	-110,62	-110,62	-5,92E-04	7,496E-06
4	0,09360	0,03500	0,00	0,00	-155,38	-155,38	-4,72E-04	0,000E+00
5	0,10760	0,03500	0,00	0,00	-173,40	-173,40	-3,23E-04	-5,584E-06
6	0,13650	0,03500	-6185,19	0,00	-210,61	-210,61	3,56E-05	-9,905E-06
7	0,16500	0,04000	0,00	0,00	-71,02	-71,02	2,95E-04	-4,582E-06
8	0,17000	0,03000	0,00	0,00	-46,53	-46,53	3,06E-04	-3,077E-06
9	0,17950	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,33E-04	0,000E+00
10	0,18900	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,33E-04	3,160E-06
11	0,19270							
12								
13								

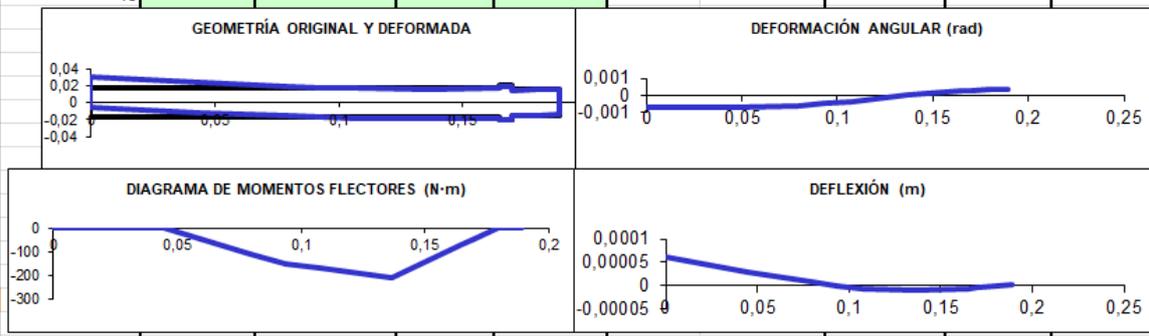


Tabla nº23 Deflexión y deformación eje entrada caso D – fuerzas verticales

		Reacc en A(N)	1926,08			
		Reacc en B(N)	5346,77			
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,03500	0,00	0,00	7,18E-04	6,32E-05
2	0,04500	0,03500	0,00	0,00	7,18E-04	3,09E-05
3	0,07960	0,03500	110,62	110,62	5,95E-04	7,53E-06
4	0,09360	0,03500	155,38	155,38	4,75E-04	0,00E+00
5	0,10760	0,03500	173,44	173,44	3,27E-04	5,63E-06
6	0,13650	0,03500	210,88	229,91	5,19E-05	1,01E-05
7	0,16500	0,04000	77,53	77,53	3,05E-04	4,74E-06
8	0,17000	0,03000	50,79	50,79	3,17E-04	3,19E-06
9	0,17950	0,03000	0,00	0,00	3,45E-04	0,00E+00
10	0,18900	0,03000	0,00	0,00	3,45E-04	3,28E-06
11	0,19270					
12						
13						

Tabla nº24 Deflexión y deformación eje entrada caso D – fuerzas resultantes

En el giro horario podemos ver que en el caso de los momentos sufridos, el eje sufre mayores momentos en el caso D pero sigue cumpliendo la deformación mínima permitida.

#### CONCLUSIÓN EJE DE ENTRADA

En cuanto a la deflexión del eje, no existe ningún problema con cualquiera de los 4 casos de estado de carga que se pueden dar, ahora bien, debemos estudiar los casos que sean más desfavorables para el estudio a fatiga y la elección de los rodamientos.

En el estudio a fatiga será importante escoger aquel caso donde se de los mayores momentos del eje, que viendo estos resultados podemos decir que se escogerá el caso D (giro horario del eje con la fuerza radial exterior positiva).

En la elección de los rodamientos, estudiaremos los 4 casos individualmente, ya que al tratarse de rodamientos de rodillos cónicos, las fuerzas axiales en el extremo fijo dependen de las fuerzas radiales en el extremo libre por lo que buscaremos los rodamientos que cumplan con los 4 posibles estados de carga.

#### **5.4.3.2 DEFLEXIÓN EJE INTERMEDIO**

En el eje intermedio, al igual que el anterior, las fuerzas horizontales serán las fuerzas radiales y el momento producido por las fuerzas axiales.

Por otro lado, las fuerzas verticales serán las fuerzas tangenciales.

Por último, la combinación de ambas será la fuerza resultante que se calcula como la raíz cuadrada de dichas fuerzas al cuadrado. Lo mismo se aplicará para calcular las deformaciones angulares y deflexiones del eje totales.

Empezaremos estudiando el giro horario del eje intermedio y luego estudiaremos el giro antihorario.

GIRO HORARIO (CASO A)

E(N/m <sup>2</sup> )	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	10		
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	-2289,42
Secc Rod B	10	Reacc en B(N)	-405,75
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,04100	0,00	0,00	0,00	0,00	8,23E-05	-1,412E-06
2	0,00565	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,23E-05	-9,469E-07
3	0,01715	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,23E-05	0,000E+00
4	0,02865	0,05500	0,00	0,00	26,33	26,33	7,88E-05	9,332E-07
5	0,03365	0,05000	0,00	0,00	37,78	37,78	7,71E-05	1,323E-06
6	0,07365	0,05000	-2395,70	244,36	129,35	-115,01	2,52E-05	3,557E-06
7	0,15565	0,05000	5090,87	244,36	269,17	24,81	-7,29E-05	4,941E-06
8	0,19865	0,05000	0,00	0,00	7,36	7,36	-8,37E-05	1,533E-06
9	0,20530	0,04500	0,00	0,00	4,67	4,67	-8,43E-05	9,741E-07
10	0,21680	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,49E-05	0,000E+00
11	0,22830	0,04500	0,00	0,00				
12	0,23395	0,04500	0,00	0,00				
13								

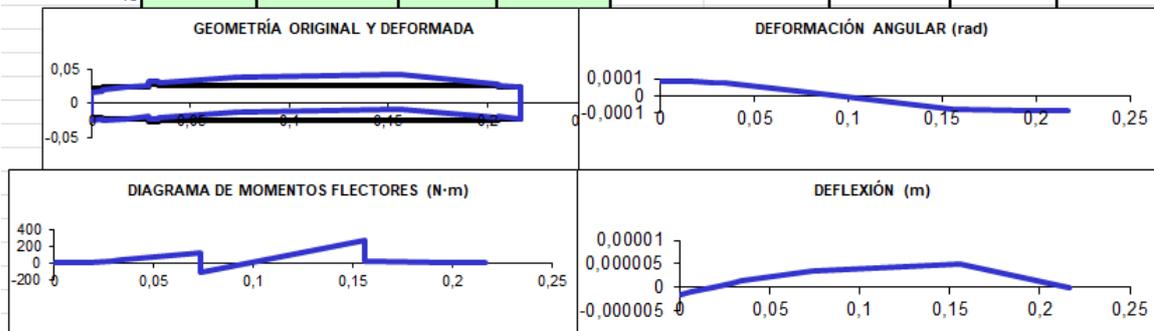


Tabla nº25 Deflexión y deformación eje intermedio caso A - fuerzas horizontales

E(N/m <sup>2</sup> )	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	10		
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	8460,49
Secc Rod B	10	Reacc en B(N)	10868,22
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,04100	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,00E-04	1,029E-05
2	0,00565	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,00E-04	6,903E-06
3	0,01715	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,00E-04	0,000E+00
4	0,02865	0,05500	0,00	0,00	-97,30	-97,30	-5,87E-04	-6,852E-06
5	0,03365	0,05000	0,00	0,00	-139,60	-139,60	-5,81E-04	-9,773E-06
6	0,07365	0,05000	-6185,19	0,00	-478,02	-478,02	-3,89E-04	-2,987E-05
7	0,15565	0,05000	-13143,52	0,00	-664,59	-664,59	3,38E-04	-3,358E-05
8	0,19865	0,05000	0,00	0,00	-197,26	-197,26	6,26E-04	-1,174E-05
9	0,20530	0,04500	0,00	0,00	-124,98	-124,98	6,42E-04	-7,517E-06
10	0,21680	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,59E-04	0,000E+00
11	0,22830	0,04500	0,00	0,00				
12	0,23395	0,04500	0,00	0,00				
13								

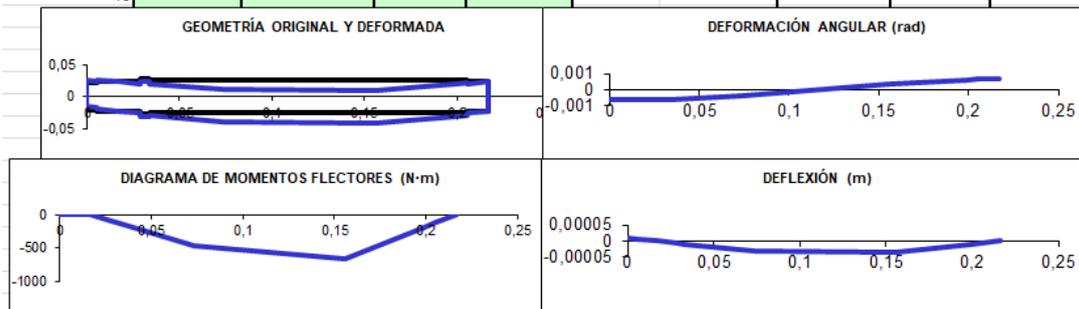


Tabla nº26 Deflexión y deformación eje intermedio caso A - fuerzas verticales

Por último, analizaremos la combinación de ambas tablas como ya se ha explicado antes:

		Reacc en A(N)	Diagrama de momentos		Deformación	
		Reacc en B(N)	anterior	posterior	angular	Deflexión
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	(N·m)	(N·m)	(rad)	(m)
		8764,78				
		10875,79				
1	0,00000	0,04100	0,00	0,00	6,06E-04	1,04E-05
2	0,00565	0,04500	0,00	0,00	6,06E-04	6,97E-06
3	0,01715	0,04500	0,00	0,00	6,06E-04	0,00E+00
4	0,02865	0,05500	100,80	100,80	5,92E-04	6,92E-06
5	0,03365	0,05000	144,62	144,62	5,86E-04	9,86E-06
6	0,07365	0,05000	495,21	491,66	3,90E-04	3,01E-05
7	0,15565	0,05000	717,03	665,05	3,46E-04	3,39E-05
8	0,19865	0,05000	197,40	197,40	6,31E-04	1,18E-05
9	0,20530	0,04500	125,07	125,07	6,48E-04	7,58E-06
10	0,21680	0,04500	0,00	0,00	6,65E-04	0,00E+00
11	0,22830	0,04500				
12	0,23395					
13						

Tabla nº27 Deflexión y deformación eje intermedio caso A- fuerzas resultantes

Como vemos, para el giro horario, el eje intermedio soportará los esfuerzos producidos por los engranajes ya que la deformación sufrida es mínima y cumple con los requisitos mínimos de deflexión lateral.

GIRO ANTIHORARIO (CASO B)

E(N/m <sup>2</sup> )	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	10		
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	2606,35
Secc Rod B	10	Reacc en B(N)	-5301,52
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,04100	0,00	0,00	0,00	0,00	3,70E-05	-6,342E-07
2	0,00565	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,70E-05	-4,253E-07
3	0,01715	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,70E-05	0,000E+00
4	0,02865	0,05500	0,00	0,00	-29,97	-29,97	4,11E-05	4,409E-07
5	0,03365	0,05000	0,00	0,00	-43,00	-43,00	4,30E-05	6,508E-07
6	0,07365	0,05000	-2395,70	-244,36	-147,26	97,10	1,02E-04	3,336E-06
7	0,15565	0,05000	5090,87	-244,36	79,83	324,19	-1,05E-05	6,938E-06
8	0,19865	0,05000	0,00	0,00	96,22	96,22	-1,51E-04	2,923E-06
9	0,20530	0,04500	0,00	0,00	60,97	60,97	-1,59E-04	1,891E-06
10	0,21680	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,67E-04	0,000E+00
11	0,22830	0,04500	0,00	0,00				
12	0,23395	0,04500	0,00	0,00				
13								

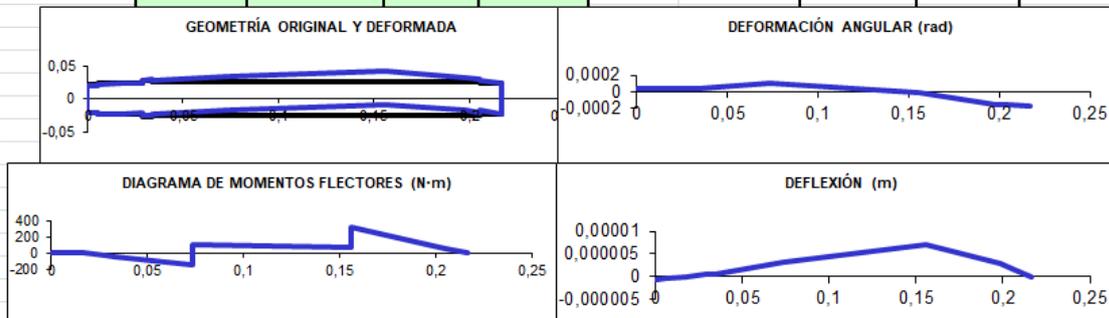


Tabla nº28 Deflexión y deformación eje intermedio caso B- fuerzas horizontales

E(N/m <sup>2</sup> )	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	10		
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	-8460,49
Secc Rod B	10	Reacc en B(N)	-10868,22
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,04100	0,00	0,00	0,00	0,00	6,00E-04	-1,029E-05
2	0,00565	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,00E-04	-6,903E-06
3	0,01715	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,00E-04	0,000E+00
4	0,02865	0,05500	0,00	0,00	97,30	97,30	5,87E-04	6,852E-06
5	0,03365	0,05000	0,00	0,00	139,60	139,60	5,81E-04	9,773E-06
6	0,07365	0,05000	6185,19	0,00	478,02	478,02	3,89E-04	2,987E-05
7	0,15565	0,05000	13143,52	0,00	664,59	664,59	-3,38E-04	3,358E-05
8	0,19865	0,05000	0,00	0,00	197,26	197,26	-6,26E-04	1,174E-05
9	0,20530	0,04500	0,00	0,00	124,98	124,98	-6,42E-04	7,517E-06
10	0,21680	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,59E-04	0,000E+00
11	0,22830	0,04500	0,00	0,00				
12	0,23395	0,04500	0,00	0,00				
13								

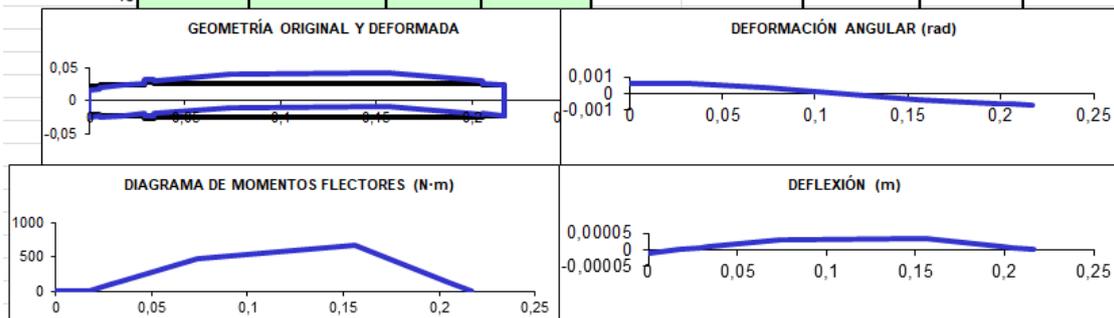


Tabla nº29 Deflexión y deformación eje intermedio caso B- fuerzas verticales

		Reacc en A(N)	8852,85					
		Reacc en B(N)	12092,33					
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)		
			anterior (N·m)	posterior (N·m)				
1	0,00000	0,04100	0,00	0,00	6,01E-04	1,03E-05		
2	0,00565	0,04500	0,00	0,00	6,01E-04	6,92E-06		
3	0,01715	0,04500	0,00	0,00	6,01E-04	0,00E+00		
4	0,02865	0,05500	101,81	101,81	5,88E-04	6,87E-06		
5	0,03365	0,05000	146,07	146,07	5,82E-04	9,79E-06		
6	0,07365	0,05000	500,19	487,78	4,02E-04	3,01E-05		
7	0,15565	0,05000	669,37	739,45	3,38E-04	3,43E-05		
8	0,19865	0,05000	219,47	219,47	6,44E-04	1,21E-05		
9	0,20530	0,04500	139,06	139,06	6,62E-04	7,75E-06		
10	0,21680	0,04500	0,00	0,00	6,80E-04	0,00E+00		
11	0,22830	0,04500						
12	0,23395							
13								

Tabla nº30 Deflexión y deformación eje intermedio caso B – fuerzas resultantes

CONCLUSIÓN EJE INTERMEDIO

Como podemos observar, el eje intermedio aguantará las deformaciones sufridas puesto que cumple con los requisitos de deflexión lateral.

En cuanto a los dos casos vistos, el caso B es un poco más desfavorable en cuanto a momentos sufridos y reacciones en los rodamientos por lo que será el que se considerará en el estudio a fatiga del eje. En la selección de los rodamientos se analizarán por separado los dos casos.

5.4.3.3 DEFLEXIÓN EJE SALIDA

Del mismo modo que los ejes anteriores, vamos a estudiar si las secciones de este eje cumplen con la deflexión y deformaciones máximas permitidas tanto para el caso de la fuerza radial de la máquina acoplada a la salida del eje positiva como negativa y tanto el giro antihorario como horario.

GIRO ANTIHORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA NEGATIVA (CASO A)

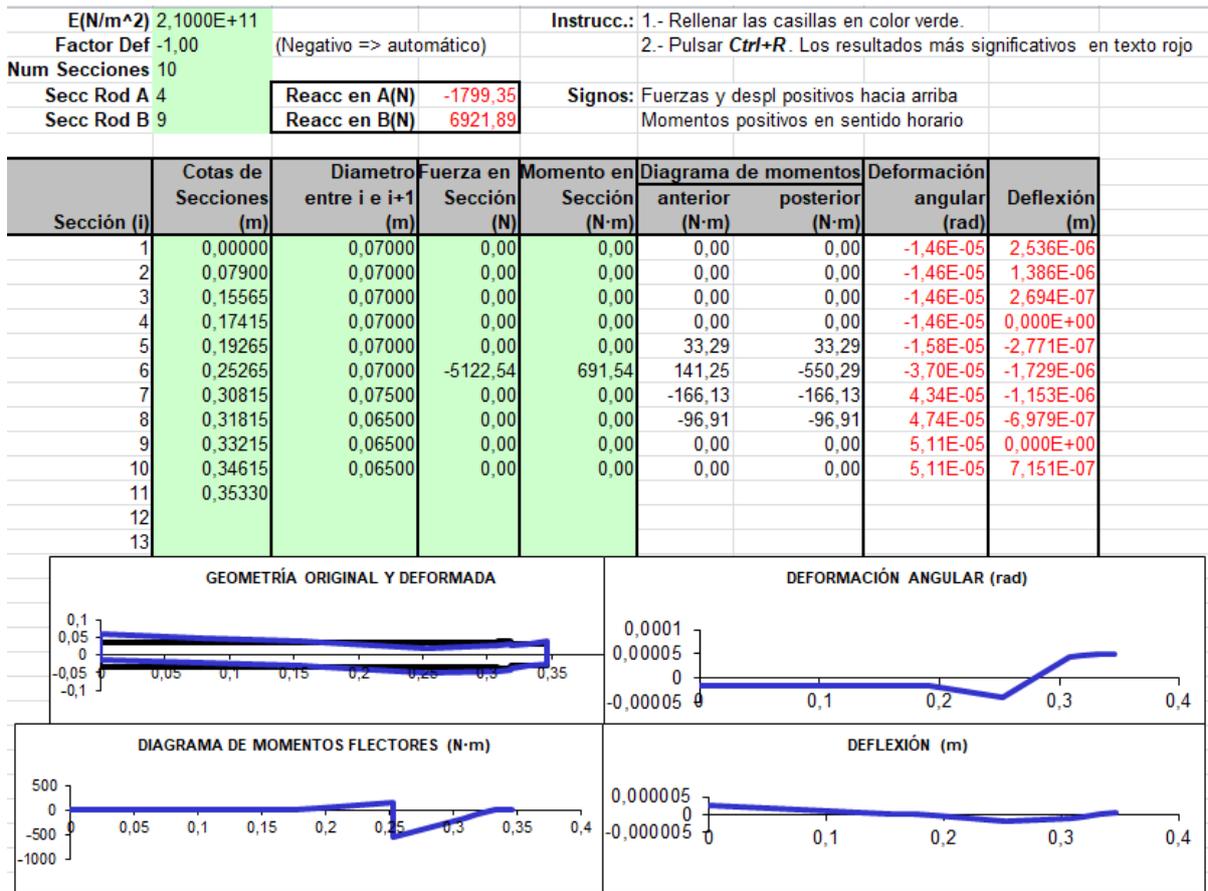


Tabla n°31 Deflexión y deformación eje salida caso A – fuerzas horizontales

E(N/m <sup>2</sup> )	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	10		
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	15089,85
Secc Rod B	9	Reacc en B(N)	-14743,72
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	6,06E-04	-9,77E-05
2	0,07900	0,07000	-13571,43	0,00	0,00	0,00	6,06E-04	-4,98E-05
3	0,15565	0,07000	0,00	0,00	1040,25	1040,25	4,45E-04	-7,46E-06
4	0,17415	0,07000	0,00	0,00	1291,32	1291,32	3,58E-04	0,00E+00
5	0,19265	0,07000	0,00	0,00	1263,23	1263,23	2,63E-04	5,73E-06
6	0,25265	0,07000	13225,30	0,00	1172,13	1172,13	-3,26E-05	1,25E-05
7	0,30815	0,07500	0,00	0,00	353,85	353,85	-2,04E-04	5,12E-06
8	0,31815	0,06500	0,00	0,00	206,41	206,41	-2,12E-04	3,04E-06
9	0,33215	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,20E-04	0,00E+00
10	0,34615	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,20E-04	-3,08E-06
11	0,35330							
12								
13								

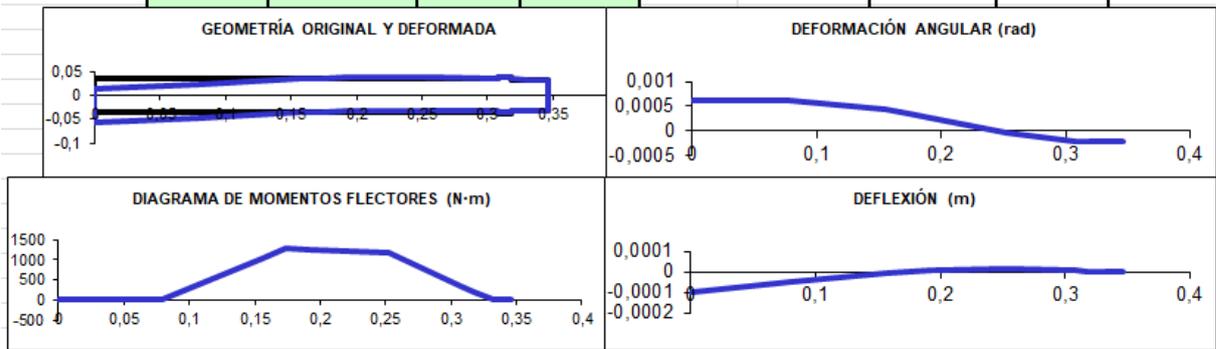


Tabla nº32 Deflexión y deformación eje salida caso A – fuerzas verticales

		Reacc en A(N)	15196,75			
		Reacc en B(N)	16287,72			
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación	
			anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	6,07E-04	9,78E-05
2	0,07900	0,07000	0,00	0,00	6,07E-04	4,98E-05
3	0,15565	0,07000	1040,25	1040,25	4,45E-04	7,46E-06
4	0,17415	0,07000	1291,32	1291,32	3,58E-04	0,00E+00
5	0,19265	0,07000	1263,67	1263,67	2,63E-04	5,75E-06
6	0,25265	0,07000	1180,61	1294,87	4,93E-05	1,26E-05
7	0,30815	0,07500	390,91	390,91	2,08E-04	5,26E-06
8	0,31815	0,06500	228,03	228,03	2,17E-04	3,12E-06
9	0,33215	0,06500	0,00	0,00	2,26E-04	0,00E+00
10	0,34615	0,06500	0,00	0,00	2,26E-04	3,16E-06
11	0,35330					
12						
13						

Tabla nº33 Deflexión y deformación eje salida caso A – fuerzas resultantes

Como vemos, este eje sufre bastante más que los otros dos en cuanto a momentos y esfuerzos en los rodamientos pero cumple con los requisitos mínimos de deformación. Veamos el siguiente caso.

**GIRO ANTIHORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA POSITIVA (CASO B)**

E(N/m <sup>2</sup> )	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	10		
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	-23543,71
Secc Rod B	9	Reacc en B(N)	15094,82
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,37E-04	8,572E-05
2	0,07900	0,07000	13571,43	0,00	0,00	0,00	-5,37E-04	4,327E-05
3	0,15565	0,07000	0,00	0,00	-1040,25	-1040,25	-3,76E-04	6,186E-06
4	0,17415	0,07000	0,00	0,00	-1291,32	-1291,32	-2,89E-04	0,000E+00
5	0,19265	0,07000	0,00	0,00	-1106,83	-1106,83	-2,00E-04	-4,500E-06
6	0,25265	0,07000	-5122,54	691,54	-508,50	-1200,04	-3,80E-06	-9,877E-06
7	0,30815	0,07500	0,00	0,00	-362,28	-362,28	1,71E-04	-4,359E-06
8	0,31815	0,06500	0,00	0,00	-211,33	-211,33	1,80E-04	-2,597E-06
9	0,33215	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,88E-04	0,000E+00
10	0,34615	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,88E-04	2,635E-06
11	0,35330							
12								
13								

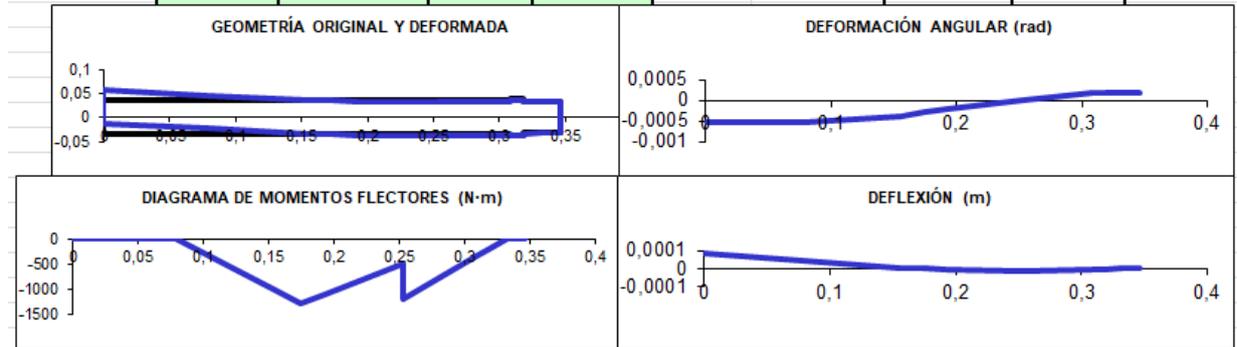


Tabla nº34 Deflexión y deformación eje salida caso B – fuerzas horizontales

E(N/m <sup>2</sup> )	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	10		
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	-6704,82
Secc Rod B	9	Reacc en B(N)	-6620,48
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	8,41E-05	-1,464E-05
2	0,07900	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	8,41E-05	-8,000E-06
3	0,15565	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	8,41E-05	-1,555E-06
4	0,17415	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	8,41E-05	0,000E+00
5	0,19265	0,07000	0,00	0,00	124,04	124,04	7,94E-05	1,527E-06
6	0,25265	0,07000	13325,30	0,00	526,33	526,33	6,11E-07	4,416E-06
7	0,30815	0,07500	0,00	0,00	158,89	158,89	-7,62E-05	1,937E-06
8	0,31815	0,06500	0,00	0,00	92,69	92,69	-8,01E-05	1,154E-06
9	0,33215	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,36E-05	0,000E+00
10	0,34615	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,36E-05	-1,170E-06
11	0,35330							
12								
13								

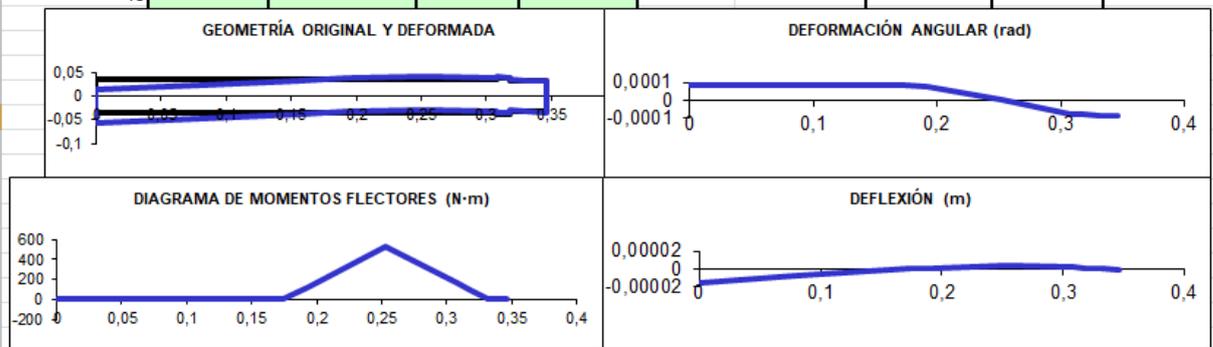


Tabla nº35 Deflexión y deformación eje salida caso B – fuerzas verticales

		Reacc en A(N)	24479,81			
		Reacc en B(N)	16482,85			
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	5,44E-04	8,70E-05
2	0,07900	0,07000	0,00	0,00	5,44E-04	4,40E-05
3	0,15565	0,07000	1040,25	1040,25	3,85E-04	6,38E-06
4	0,17415	0,07000	1291,32	1291,32	3,01E-04	0,00E+00
5	0,19265	0,07000	1113,76	1113,76	2,15E-04	4,75E-06
6	0,25265	0,07000	731,84	1310,39	3,85E-06	1,08E-05
7	0,30815	0,07500	395,59	395,59	1,87E-04	4,77E-06
8	0,31815	0,06500	230,76	230,76	1,97E-04	2,84E-06
9	0,33215	0,06500	0,00	0,00	2,06E-04	0,00E+00
10	0,34615	0,06500	0,00	0,00	2,06E-04	2,88E-06
11	0,35330					
12						
13						

Tabla nº36 Deflexión y deformación eje salida caso B – fuerzas resultantes

GIRO HORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA NEGATIVA (CASO C)

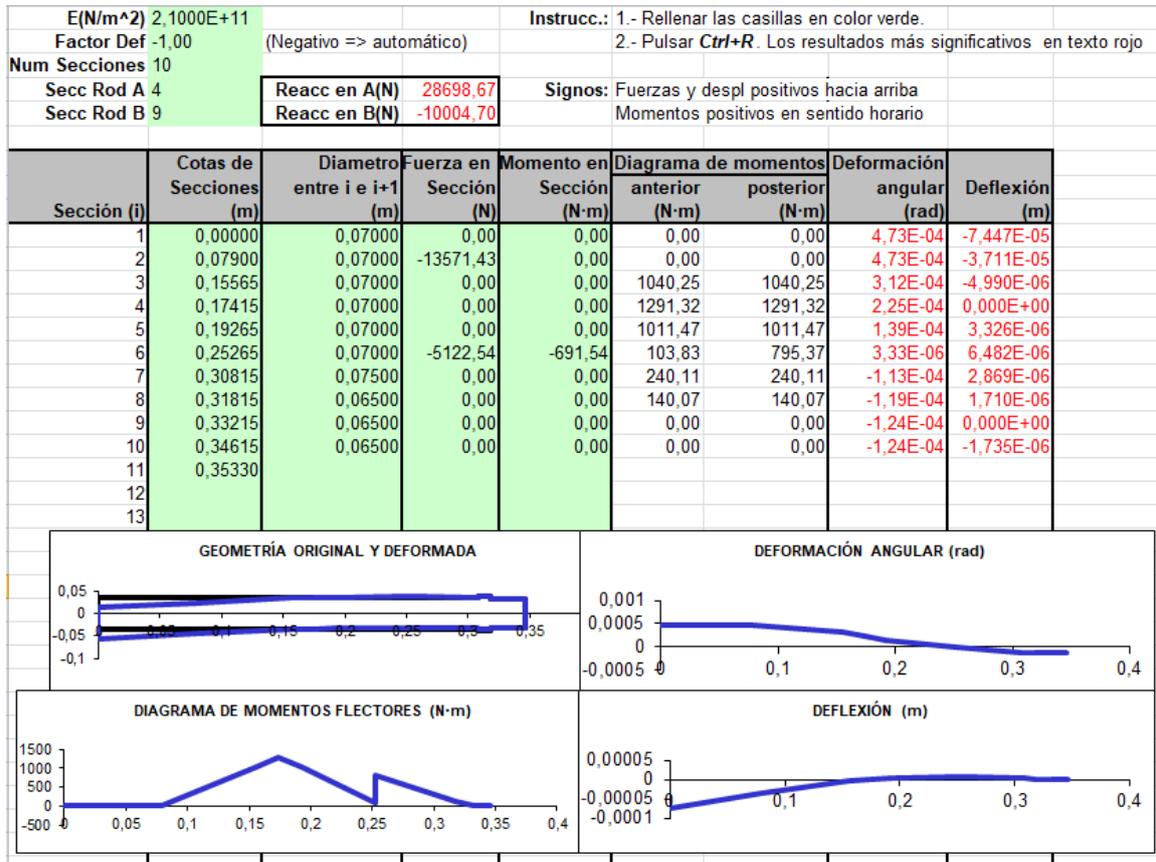


Tabla nº37 Deflexión y deformación eje salida caso C – fuerzas horizontales

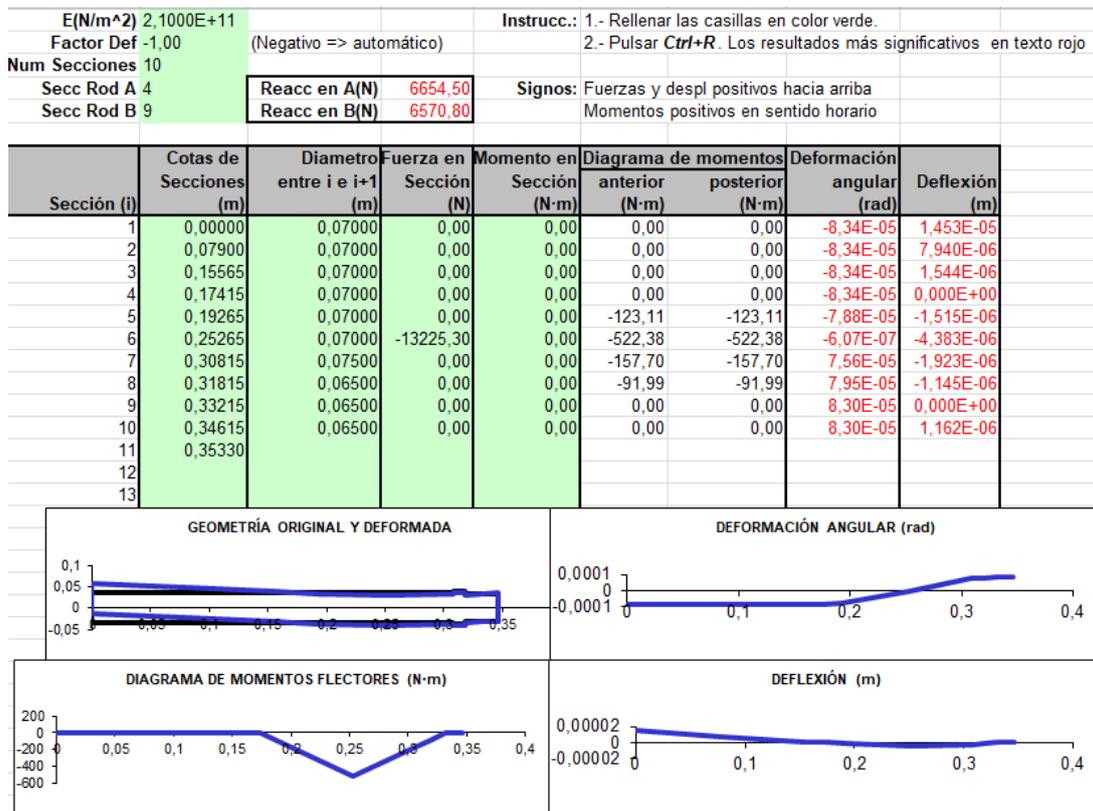


Tabla nº38 Deflexión y deformación eje salida caso C – fuerzas verticales

		Reacc en A(N)	29460,08			
		Reacc en B(N)	11969,52			
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación	
			anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	4,80E-04	7,59E-05
2	0,07900	0,07000	0,00	0,00	4,80E-04	3,79E-05
3	0,15565	0,07000	1040,25	1040,25	3,23E-04	5,22E-06
4	0,17415	0,07000	1291,32	1291,32	2,40E-04	0,00E+00
5	0,19265	0,07000	1018,93	1018,93	1,60E-04	3,65E-06
6	0,25265	0,07000	532,60	951,57	3,38E-06	7,82E-06
7	0,30815	0,07500	287,27	287,27	1,36E-04	3,45E-06
8	0,31815	0,06500	167,58	167,58	1,43E-04	2,06E-06
9	0,33215	0,06500	0,00	0,00	1,49E-04	0,00E+00
10	0,34615	0,06500	0,00	0,00	1,49E-04	2,09E-06
11	0,35330					
12						
13						

Tabla nº39 Deflexión y deformación eje salida caso C – fuerzas resultantes

GIRO HORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA POSITIVA (CASO D)

E(N/m <sup>2</sup> )	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	10		
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	6954,32
Secc Rod B	9	Reacc en B(N)	-1831,78
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,01E-05	8,721E-06
2	0,07900	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,01E-05	4,765E-06
3	0,15565	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,01E-05	9,265E-07
4	0,17415	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,01E-05	0,000E+00
5	0,19265	0,07000	0,00	0,00	-128,65	-128,65	-4,53E-05	-8,968E-07
6	0,25265	0,07000	-5122,54	-691,54	-545,91	145,63	3,65E-05	-1,666E-06
7	0,30815	0,07500	0,00	0,00	43,96	43,96	1,52E-05	-3,358E-07
8	0,31815	0,06500	0,00	0,00	25,64	25,64	1,42E-05	-1,893E-07
9	0,33215	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,32E-05	0,000E+00
10	0,34615	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,32E-05	1,847E-07
11	0,35330							
12								
13								

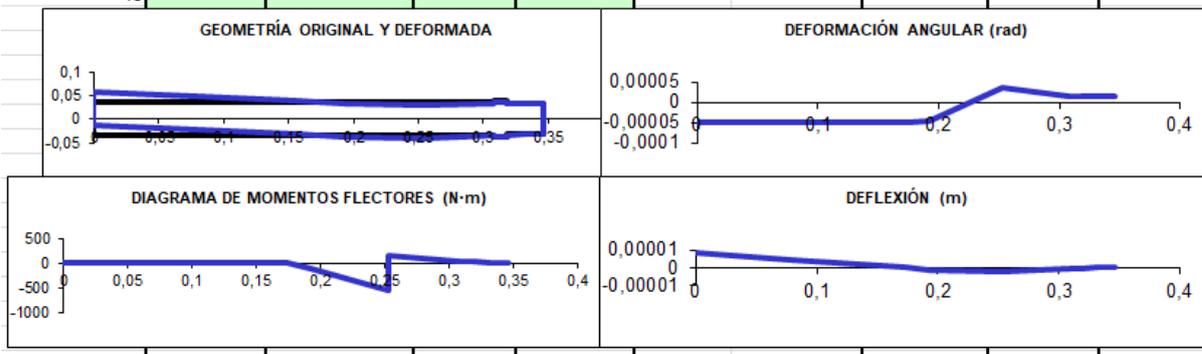


Tabla nº40 Deflexión y deformación eje salida caso D – fuerzas horizontales

E(N/m <sup>2</sup> )	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	10	(Negativo => automático)	
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	-15089,85
Secc Rod B	9	Reacc en B(N)	14743,72
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,06E-04	9,772E-05
2	0,07900	0,07000	13571,43	0,00	0,00	0,00	-6,06E-04	4,982E-05
3	0,15565	0,07000	0,00	0,00	-1040,25	-1040,25	-4,45E-04	7,460E-06
4	0,17415	0,07000	0,00	0,00	-1291,32	-1291,32	-3,58E-04	0,000E+00
5	0,19265	0,07000	0,00	0,00	-1263,23	-1263,23	-2,63E-04	-5,739E-06
6	0,25265	0,07000	-13225,30	0,00	-1172,13	-1172,13	3,26E-05	-1,253E-05
7	0,30815	0,07500	0,00	0,00	-353,85	-353,85	2,04E-04	-5,128E-06
8	0,31815	0,06500	0,00	0,00	-206,41	-206,41	2,12E-04	-3,045E-06
9	0,33215	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,20E-04	0,000E+00
10	0,34615	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,20E-04	3,081E-06
11	0,35330							
12								
13								

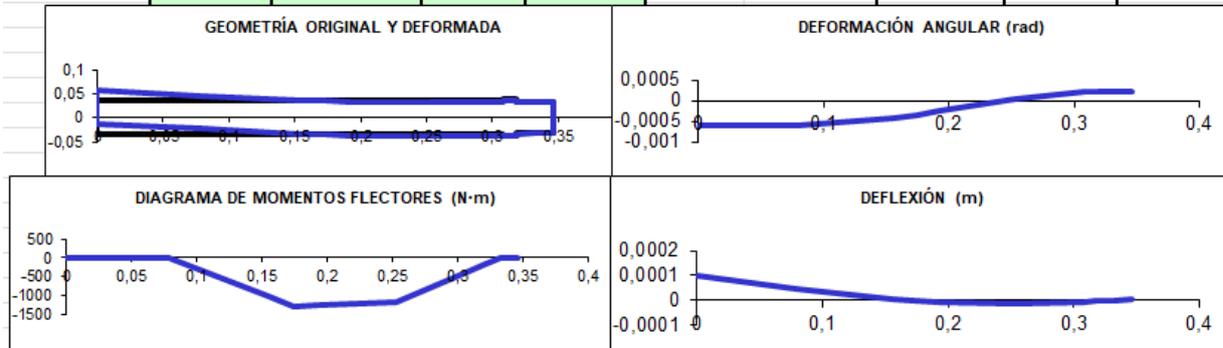


Tabla nº41 Deflexión y deformación eje salida caso D – fuerzas verticales

		Reacc en A(N)	16615,24			
		Reacc en B(N)	14857,07			
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	6,08E-04	9,81E-05
2	0,07900	0,07000	0,00	0,00	6,08E-04	5,00E-05
3	0,15565	0,07000	1040,25	1040,25	4,48E-04	7,52E-06
4	0,17415	0,07000	1291,32	1291,32	3,62E-04	0,00E+00
5	0,19265	0,07000	1269,76	1269,76	2,67E-04	5,81E-06
6	0,25265	0,07000	1293,02	1181,14	4,89E-05	1,26E-05
7	0,30815	0,07500	356,57	356,57	2,04E-04	5,14E-06
8	0,31815	0,06500	208,00	208,00	2,13E-04	3,05E-06
9	0,33215	0,06500	0,00	0,00	2,20E-04	0,00E+00
10	0,34615	0,06500	0,00	0,00	2,20E-04	3,09E-06
11	0,35330					
12						
13						

Tabla nº42 Deflexión y deformación eje salida caso D – fuerzas resultantes

### CONCLUSIÓN EJE DE SALIDA

En cuanto a deformación y deflexión del eje, todos los casos cumplen con los requisitos mínimos.

Para el diseño a fatiga tendremos que tener en cuenta las secciones con mayores momentos flectores y torsores, el caso que se estudiará será el más desfavorable, es decir, el caso D.

En cuanto a la selección de los rodamientos, se tendrá en cuenta las reacciones en los mismos, para ello, se estudiará cada caso por separado.

#### 5.4.4 CÁLCULO A FATIGA

Para realizar los cálculos de este apartado se ha utilizado una hoja de cálculo Excel donde se han introducido todas las operaciones necesarias así como para realizar el proceso iterativo del cálculo del diámetro mínimo necesario a fatiga.

Las celdas que aparecen de fondo color verde son aquellas que tienen que ser modificadas, es decir, no incluyen ninguna fórmula. El resultado lo obtendremos del proceso iterativo en la columna "d mínimo a fatiga (mm)". Si el diámetro calculado a fatiga es menor que el inicialmente supuesto del eje, el proceso de cálculo es correcto sino habrá que modificar el material utilizado para el eje, el diámetro del eje o las dimensiones del eje.

##### 5.4.4.1 EJE ENTRADA

El eje de entrada lo hemos dividido en 10 secciones de estudio, las cuales hemos utilizado todas para estudiar la pieza a deflexión lateral, sin embargo, a la hora del cálculo a fatiga, vamos a utilizar solamente las secciones más críticas, es decir aquellas donde hay algún chavetero, ranura o cambios de sección en el eje, que son las secciones 2, 3, 6, 7 y 8, por ello vamos a ir comprobando una a una cada una de estas secciones para ver si cumple el diseño a fatiga explicado en el apartado "4.2 DISEÑO A FATIGA". Comprobaremos el caso A del eje de entrada ya que es donde mayores momentos flectores aparecen, si cumple este caso, con el resto de casos también lo hará.

### **SECCIÓN 2**

Esta sección solamente está sometida únicamente al momento torsor ya que es donde se produce el engrane entre el eje y la máquina externa que vaya acoplada a nuestro reductor y ya hemos visto que este momento torsor vale 223,79 Nm.

En el proceso iterativo comprobaremos también que el diámetro de 35 mm inicialmente propuesto por rigidez torsional es correcto.

Además, al tratarse de un chavetero actuará como concentrador de tensiones y  $K_f$  valdrá 2,0.

SECCIÓN A ESTUDIAR
2

a	b
4,51	-0,265

Material eje	34NiCrMo6
Su (Mpa)	1300
Sy (Mpa)	860
X	2,5

Esfuerzos presentes	
Momento flector	Momento torsor
0	223,79

d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga (mm)
35	0,674499	0,84948	1	1,01	0,814	2	650	153,096265	18,78281927
18,78281927	0,674499	0,907981	1	1,01	0,814	2	650	163,639247	18,78281927
18,78281927	0,674499	0,907981	1	1,01	0,814	2	650	163,639247	18,78281927
18,78281927	0,674499	0,907981	1	1,01	0,814	2	650	163,639247	18,78281927
18,78281927	0,674499	0,907981	1	1,01	0,814	2	650	163,639247	18,78281927
18,78281927	0,674499	0,907981	1	1,01	0,814	2	650	163,639247	18,78281927
18,78281927	0,674499	0,907981	1	1,01	0,814	2	650	163,639247	18,78281927

Tabla nº43 Diseño a fatiga eje entrada - sección 2

Como vemos, el diámetro mínimo a fatiga necesario sería de 18,78 mm lo que significa que esta sección cumple con el diámetro inicial estimado a rigidez torsional, es decir, 35 mm.

### SECCIÓN 3

En esta sección, al tratarse de una entalla en el eje para el alojamiento del anillo de retención,  $K_f$  valdrá 2,2.

Por otro lado, tendremos tanto momento torsor como flector ya que en el diagrama de momentos del apartado de cálculos de la deflexión lateral, nos dice este valor en cada sección del eje, para este caso tendremos el mismo torsor que antes pero ahora el flector valdrá 110,62 Nm.

Partiendo de estos datos ya sabemos que el diámetro mínimo necesario a fatiga va a ser mayor que en el caso anterior pero vamos a estudiarlo más de cerca.

SECCIÓN A ESTUDIAR
3

a	b
4,51	-0,265

Material eje	34NiCrMo4
Su (Mpa)	1300
Sy (Mpa)	860
X	2,5

Esfuerzos presentes	
Momento flector	Momento torsor
110,62	223,79

d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga (mm)
35	0,674499	0,84948	1	1,01	0,868	2	650	163,252528	26,44004689
26,44004689	0,674499	0,87536	1	1,01	0,868	2	650	168,226007	26,21144748
26,21144748	0,674499	0,87617	1	1,01	0,868	2	650	168,382385	26,20443045
26,20443045	0,674499	0,87620	1	1,01	0,868	2	650	168,387209	26,20421415
26,20421415	0,674499	0,87620	1	1,01	0,868	2	650	168,387358	26,20420748
26,20420748	0,674499	0,87620	1	1,01	0,868	2	650	168,387363	26,20420727
26,20420727	0,674499	0,87620	1	1,01	0,868	2	650	168,387363	26,20420727

Tabla nº44 Diseño a fatiga eje entrada - sección 3

Como podemos ver, cumple el diseño a fatiga puesto que  $26,20 \text{ mm} < 35 \text{ mm}$ .

### SECCIÓN 6

En esta sección se localiza el piñón de entrada del reductor de velocidad, lo que quiere decir que es donde se encuentra el segundo chavetero, por lo que Kf valdrá de nuevo 2,0.

Tenemos el mayor momento flector de este eje, el cual vale 229,91 Nm y el torsor sigue valiendo lo mismo por lo que será la sección que más sufrirá del eje.

SECCIÓN A ESTUDIAR
6

a	b
4,51	-0,265

Material eje	34NiCrMo4
Su (Mpa)	1300
Sy (Mpa)	860
X	2,5

Esfuerzos presentes	
Momento flector	Momento torsor
229,91	223,79

d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga (mm)
35	0,674499	0,84948	1	1,01	0,868	2	650	163,252528	33,16215266
33,16215266	0,674499	0,85440	1	1,01	0,868	2	650	164,197456	33,10053012
33,10053012	0,674499	0,85457	1	1,01	0,868	2	650	164,230137	33,09840769
33,09840769	0,674499	0,85457	1	1,01	0,868	2	650	164,231264	33,09833452
33,09833452	0,674499	0,85457	1	1,01	0,868	2	650	164,231303	33,09833199
33,09833199	0,674499	0,85457	1	1,01	0,868	2	650	164,231304	33,09833191
33,09833191	0,674499	0,85457	1	1,01	0,868	2	650	164,231304	33,0983319

Tabla nº45 Diseño a fatiga eje entrada - sección 6

Como vemos, el diámetro mínimo a fatiga son 33,09 mm lo que quiere decir que cumple la propuesta inicial de los 35 mm.

**SECCIÓN 7**

En esta sección se produce un cambio de diámetro en el eje, pasamos de los 35 mm a 40 mm, por lo que lo debemos estudiar de distinta forma.

Hemos de tener en cuenta también que el momento torsor se anula ahora y el flector desciende bastante hasta los 77,53 Nm.

Esfuerzos presentes	
Flector	Torsor
77,53	0

d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d mínimo a fatiga (mm)
35	1,5	40	0,042857	1,1428571	1,95	1,9140018	0,84948	170,5876467	22,61973122
22,61973122	1,5	40	0,066314	1,7683676	1,9	1,8658964	0,89010	183,3527836	22,08212159
22,08212159	1,5	40	0,067928	1,8114202	1,9	1,8658964	0,89239	183,8253064	22,06318466
22,06318466	1,5	40	0,067987	1,8129749	1,9	1,8658964	0,89248	183,8421822	22,06250954
22,06250954	1,5	40	0,067989	1,8130304	1,9	1,8658964	0,89248	183,8427841	22,06248547

q	0,96211
alfa	0,05908
radio entalla	1,5

Ka	Kc	Kd	Ke	Se'
0,674499	1	1,01	0,868	650

Tabla nº46 Diseño a fatiga eje entrada - sección 7

El diámetro mínimo sería de 21,46 mm por lo que cumple el criterio a fatiga en esta sección.

**SECCIÓN 8**

En esta sección, al igual que en la anterior se produce otro cambio de diámetro del eje por lo que la estudiaremos de la misma forma. El flector sigue disminuyendo hasta situarse en los 50,79 Nm.

Esfuerzos presentes	
Flector	Torsor
50,79	0

d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d mínimo a fatiga (mm)
30	1,5	40	0,05	1,3333333	1,9	1,8658964	0,86361	177,8957978	19,37243501
19,37243501	1,5	40	0,07743	2,0647895	1,75	1,7215803	0,90498	202,0455023	18,56762601
18,56762601	1,5	40	0,080786	2,1542873	1,75	1,7215803	0,90910	202,9649122	18,5395471
18,5395471	1,5	40	0,080908	2,15755	1,75	1,7215803	0,90925	202,9977816	18,5385464
18,5385464	1,5	40	0,080912	2,1576665	1,75	1,7215803	0,90925	202,9989541	18,53851071

q	0,96211
alfa	0,05908
radio entalla	1,5

Ka	Kc	Kd	Ke	Se'
0,674499	1	1,01	0,868	650

Tabla nº47 Diseño a fatiga eje entrada - sección 8

Como conclusión global del eje de entrada, todas las secciones críticas del eje cumplen el criterio de diseño a fatiga con el diámetro del eje elegido en el diseño a rigidez torsional de 35 mm.

#### 5.4.4.2 EJE INTERMEDIO

El eje de intermedio lo hemos dividido en 11 secciones de estudio, las cuales hemos utilizado todas para estudiar la pieza a deflexión lateral, sin embargo, a la hora del cálculo a fatiga, vamos a utilizar solamente las secciones más críticas, es decir aquellas donde hay algún chavetero, ranura o cambios de sección en el eje, que, para este eje, son las secciones 4, 5, 6, 7, 8 y 9, por ello vamos a ir comprobando una a una cada una de estas secciones para ver si cumple el diseño a fatiga explicado en el apartado “4.2 DISEÑO A FATIGA”.

#### SECCIÓN 4

En esta sección se encuentra un cambio de diámetro en el eje, pasamos de los 45 a 55 mm. Además, no existe momento torsor pero sí hay momento flector como podemos ver en la tabla nº 30, el cual vale 101,81 Nm.

Esfuerzos presentes	
Flector	Torsor
101,81	0

d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d mínimo a fatiga (mm)
45	1,5	55	0,033333	1,222222	2,2	2,1545285	0,82694	147,5228186	25,9990283
25,9990283	1,5	55	0,057694	2,1154637	2,1	2,0583178	0,87694	163,7541611	25,10996278
25,10996278	1,5	55	0,059737	2,1903657	2,1	2,0583178	0,88021	164,3649556	25,07882058
25,07882058	1,5	55	0,059811	2,1930856	2,1	2,0583178	0,88033	164,3867826	25,07771055
25,07771055	1,5	55	0,059814	2,1931827	2,1	2,0583178	0,88033	164,3875612	25,07767096

q	0,96211
alfa	0,05908
radio entalla	1,5

Ka	Kc	Kd	Ke	Se'
0,674499	1	1,01	0,868	650

Tabla nº48 Diseño a fatiga eje intermedio - sección 4

En esta sección el diámetro mínimo requerido para que el eje no falle por fatiga es de 25,07 mm por lo que cumple con lo mínimo establecido.

**SECCIÓN 5**

En este punto el momento flector es algo mayor, 146,07 Nm y se produce otro cambio de diámetro por lo que vamos a ver si cumple esta sección a fatiga.

Esfuerzos presentes	
Flector	Torsor
146,07	0

d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d mínimo a fatiga (mm)
50	1,5	55	0,03	1,1	2,3	2,2507392	0,81767	139,6336905	29,86553569
29,86553569	1,5	55	0,050225	1,8415876	2,2	2,1545285	0,86402	154,1379993	28,8977353
28,8977353	1,5	55	0,051907	1,9032633	2,2	2,1545285	0,86708	154,6822615	28,86380245
28,86380245	1,5	55	0,051968	1,9055008	2,2	2,1545285	0,86718	154,701709	28,86259292
28,86259292	1,5	55	0,05197	1,9055807	2,2	2,1545285	0,86719	154,7024027	28,86254978

q	0,96211
alfa	0,05908
radio entalla	1,5

Ka	Kc	Kd	Ke	Se'
0,674499	1	1,01	0,868	650

Tabla nº49 Diseño a fatiga eje intermedio - sección 5

El diámetro mínimo es suficiente para que aguante el diseño a fatiga.

**SECCIÓN 6**

En esta sección se encuentra el chavetero de la rueda del eje intermedio por lo que al actuar como un concentrador de tensiones y ser de tipo perfilado, Kf valdrá 2,0.

Por otro lado, el momento torsor ya está presenta a partir de esta sección y valdrá 671,378 Nm y el momento flector 500,19 Nm.

SECCIÓN A ESTUDIAR
6

a	b
4,51	-0,265

Material eje	34NiCrMo6
Su (Mpa)	1300
Sy (Mpa)	860
X	2,5

Esfuerzos presentes	
Momento flector	Momento torsor
500,19	671,378

d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga (mm)
50	0,674499	0,81767	1	1,01	0,868	2	650	157,139514	43,70097714
43,70097714	0,674499	0,82954	1	1,01	0,868	2	650	159,41994	43,50361673
43,50361673	0,674499	0,82994	1	1,01	0,868	2	650	159,49717	43,4970036
43,4970036	0,674499	0,82995	1	1,01	0,868	2	650	159,499764	43,49678152
43,49678152	0,674499	0,82995	1	1,01	0,868	2	650	159,499852	43,49677406
43,49677406	0,674499	0,82995	1	1,01	0,868	2	650	159,499854	43,49677381
43,49677381	0,674499	0,82995	1	1,01	0,868	2	650	159,499855	43,4967738

Tabla nº50 Diseño a fatiga eje intermedio - sección 6

Esta sección cumple con los requisitos mínimos ya que el diámetro inicialmente estimado de 50 mm es menor que los 43,50 mm que saldrían del estudio a fatiga por lo que sabemos que este eje no fallará con estas características.

**SECCIÓN 7**

Esta es la sección más crítica de todo el eje intermedio ya que nos encontramos el mayor momento flector del eje con 739,45 Nm, de la misma forma que la sección anterior, se localiza el segundo chavetero del eje del piñón 2, por lo que  $K_f$  valdrá 2,0.

SECCIÓN A ESTUDIAR
7

a	b
4,51	-0,265

Material eje	34NiCrMo6
Su (Mpa)	1300
Sy (Mpa)	860
X	2,5

Esfuerzos presentes	
Momento flector	Momento torsor
739,45	671,378

d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga (mm)
50	0,674499	0,81767	1	1,01	0,868	2	650	157,139514	49,5244593
49,5244593	0,674499	0,81851	1	1,01	0,868	2	650	157,300275	49,50803457
49,50803457	0,674499	0,81854	1	1,01	0,868	2	650	157,305858	49,50746458
49,50746458	0,674499	0,81854	1	1,01	0,868	2	650	157,306052	49,50744479
49,50744479	0,674499	0,81854	1	1,01	0,868	2	650	157,306059	49,50744411
49,50744411	0,674499	0,81854	1	1,01	0,868	2	650	157,306059	49,50744408
49,50744408	0,674499	0,81854	1	1,01	0,868	2	650	157,306059	49,50744408

Tabla n°51 Diseño a fatiga eje intermedio - sección 7

Como  $49,51 \text{ mm} < 50 \text{ mm}$  podemos decir que este eje soportará los esfuerzos sufridos por fatiga.

**SECCIÓN 8**

En esta sección nos encontramos el alojamiento para el anillo de retención del piñón de la segunda etapa por lo que  $K_f$  valdrá 2,2. El momento torsor desaparece y el flector disminuye hasta los 219,47 Nm.

SECCIÓN A ESTUDIAR
8

a	b
4,51	-0,265

Material eje	34NiCrMo6
Su (Mpa)	1300
Sy (Mpa)	860
X	2,5

Esfuerzos presentes	
Momento flector	Momento torsor
219,47	0

d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga (mm)
50	0,674499	0,81767	1	1,01	0,868	2,2	650	142,854103	33,9474783
33,9474783	0,674499	0,85226	1	1,01	0,868	2,2	650	148,897054	33,48187141
33,48187141	0,674499	0,85352	1	1,01	0,868	2,2	650	149,117244	33,46538323
33,46538323	0,674499	0,85357	1	1,01	0,868	2,2	650	149,125104	33,4647953
33,4647953	0,674499	0,85357	1	1,01	0,868	2,2	650	149,125384	33,46477433
33,46477433	0,674499	0,85357	1	1,01	0,868	2,2	650	149,125394	33,46477359
33,46477359	0,674499	0,85357	1	1,01	0,868	2,2	650	149,125395	33,46477356

Tabla n°52 Diseño a fatiga eje intermedio - sección 8

**SECCIÓN 9**

Por último, en esta sección se produce otro cambio de sección para el alojamiento del rodamiento derecho, pasamos de los 50 a 45 mm de diámetro y el momento flector se reduce hasta los 139,06 Nm

Esfuerzos presentes	
Flector	Torsor
139,06	0

d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d mínimo a fatiga (mm)
45	1,5	50	0,033333	1,111111	2,5	2,4431607	0,82694	130,094646	30,08114099
30,08114099	1,5	50	0,049865	1,662171	2,1	2,0583178	0,86336	161,2186445	28,00543727
28,00543727	1,5	50	0,053561	1,7853676	2,1	2,0583178	0,86999	162,4567736	27,93410997
27,93410997	1,5	50	0,053698	1,7899264	2,1	2,0583178	0,87023	162,5011087	27,93156932
27,93156932	1,5	50	0,053703	1,7900892	2,1	2,0583178	0,87024	162,5026902	27,93147871

q	0,96211
alfa	0,05908
radio entalla	1,5

Ka	Kc	Kd	Ke	Se'
0,674499	1	1,01	0,868	650

Tabla n°53 Diseño a fatiga eje intermedio - sección 9

Como conclusión global del eje intermedio, todas las secciones críticas del eje cumplen el criterio de diseño a fatiga con el diámetro del eje elegido en el diseño a rigidez torsional de 50 mm.

**5.4.4.3 EJE SALIDA**

El eje de salida lo hemos dividido en 10 secciones de estudio, las cuales hemos utilizado para estudiar la pieza a deflexión lateral, sin embargo, a la hora del cálculo a fatiga, vamos a utilizar solamente las secciones más críticas, es decir aquellas donde hay algún chavetero, ranura o cambios de sección en el eje, que son las secciones 2, 3, 6, 7 y 8, por ello vamos a ir comprobando una a una cada una de estas secciones para ver si cumple el diseño a fatiga explicado en el apartado "4.2 DISEÑO A FATIGA".

Puntualizar que este eje está fabricado de otro acero distinto a los otros dos ejes puesto que las exigencias mecánicas son menores (también es de mayor grosor que el resto) y de esta forma podemos fabricarlo de un material más barato.

**SECCIÓN 2**

En esta primera sección del eje de salida, nos encontramos con el primer chavetero por lo que  $K_f$  valdrá 2,0 al ser un concentrador de tensiones. Del mismo modo, vemos que en la tabla nº 41, el momento flector es nulo pero, sin embargo, el momento torsor es el mayor de todo el reductor, 1900 Nm.

Por otro lado, hay que tener en cuenta que  $K_b$  será diferente ahora puesto que al tener un diámetro del eje  $> 51$  mm y  $< 254$  mm la fórmula cambia como hemos visto anteriormente.

SECCIÓN A ESTUDIAR
2

a	b
4,51	-0,265

Material eje	42CrMo4
Su (Mpa)	950
Sy (Mpa)	560
X	2,5

Esfuerzos presentes	
Momento flector	Momento torsor
0	1900

d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga (mm)
75	0,732959	0,79623	1	1,01	0,814	2	475	113,952797	44,20810469
44,20810469	0,732959	0,82200	1	1,01	0,814	2	475	117,641308	44,20810469
44,20810469	0,732959	0,82200	1	1,01	0,814	2	475	117,641308	44,20810469
44,20810469	0,732959	0,82200	1	1,01	0,814	2	475	117,641308	44,20810469
44,20810469	0,732959	0,82200	1	1,01	0,814	2	475	117,641308	44,20810469
44,20810469	0,732959	0,82200	1	1,01	0,814	2	475	117,641308	44,20810469
44,20810469	0,732959	0,82200	1	1,01	0,814	2	475	117,641308	44,20810469

Tabla nº54 Diseño a fatiga eje salida – sección 2

Como podemos ver, el diámetro de 75 mm es suficiente para cumplir el diseño a fatiga en esta sección.

**SECCIÓN 3**

En esta sección se encuentra una ranura para el alojamiento de un anillo de retención por lo que  $K_f$  valdrá 2,2. El par torsor sigue siendo el mismo y el momento flector 1040,25 Nm.

SECCIÓN A ESTUDIAR
3

a	b
4,51	-0,265

Material eje	42CrMo4
Su (Mpa)	950
Sy (Mpa)	560
X	2,5

Esfuerzos presentes	
Momento flector	1040,25
Momento torsor	1900

d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga (mm)
70	0,732959	0,80041	1	1,01	0,868	2,2	475	111,046358	63,30622189
63,30622189	0,732959	0,80601	1	1,01	0,868	2,2	475	111,823658	63,17633543
63,17633543	0,732959	0,80612	1	1,01	0,868	2,2	475	111,838741	63,17382876
63,17382876	0,732959	0,80612	1	1,01	0,868	2,2	475	111,839032	63,17378039
63,17378039	0,732959	0,80612	1	1,01	0,868	2,2	475	111,839037	63,17377945
63,17377945	0,732959	0,80612	1	1,01	0,868	2,2	475	111,839038	63,17377944
63,17377944	0,732959	0,80612	1	1,01	0,868	2,2	475	111,839038	63,17377944

Tabla nº55 Diseño a fatiga eje salida – sección 3

El diámetro mínimo necesario sería de 63,17 mm por lo que cumple esta sección.

**SECCIÓN 6**

De nuevo,  $K_f$  valdrá 2,0 puesto que se encuentra el segundo chavetero del eje donde irá alojado la rueda 2 del reductor de velocidad, el momento torsor sigue valiendo lo mismo y el momento flector aumenta hasta los 1293,02 Nm situando el punto más crítico del eje en esta sección.

SECCIÓN A ESTUDIAR
6

a	b
4,51	-0,265

Material eje	42CrMo4
Su (Mpa)	950
Sy (Mpa)	560
X	2,5

Esfuerzos presentes	
Momento flector	1293,02
Momento torsor	1900

d inicial supuesto (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga (mm)
70	0,732959	0,80041	1	1,01	0,868	2	475	122,150994	65,65904858
65,65904858	0,732959	0,80404	1	1,01	0,868	2	475	122,705485	65,56925699
65,56925699	0,732959	0,80412	1	1,01	0,868	2	475	122,716955	65,56740605
65,56740605	0,732959	0,80412	1	1,01	0,868	2	475	122,717191	65,5673679
65,5673679	0,732959	0,80412	1	1,01	0,868	2	475	122,717196	65,56736712
65,56736712	0,732959	0,80412	1	1,01	0,868	2	475	122,717196	65,5673671
65,5673671	0,732959	0,80412	1	1,01	0,868	2	475	122,717196	65,5673671

Tabla nº56 Diseño a fatiga eje salida – sección 6

Como podemos observar, el diámetro mínimo a fatiga es de 65,56 mm por lo que cumple el diámetro del eje escogido.

Vamos a estudiar las secciones restantes pero viendo de antemano que los momentos flectores son menores podemos asegurar casi con seguridad que este eje está bien diseñado a fatiga y soportará, como mínimo, una vida de  $10^6$  ciclos.

### SECCIÓN 7

Llegamos a un resalto del eje aumentando su diámetro en 5 mm, es decir, pasamos de los 70 mm a los 75 mm por lo que tendremos que utilizar la tabla del anexo de tablas "Tabla nº 15" para establecer el  $K_t$  que le corresponde y calcular su  $K_f$ , para ello, como hemos hecho anteriormente, vamos a ayudarnos de un Excel para acelerar los cálculos.

Esfuerzos presentes	
Flector	Torsor
356,57	0

d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	$K_t$ (tabla)	$K_f$	$K_b$	$S_e$	d mínimo a fatiga (mm)
70	1,5	75	0,021429	1,0714286	2,6	2,5018613	0,80041	97,6480958	45,30439956
45,30439956	1,5	75	0,033109	1,6554684	2,4	2,3141286	0,82108	108,2960443	43,76807446
43,76807446	1,5	75	0,034272	1,7135778	2,4	2,3141286	0,82237	108,4656481	43,7452497
43,7452497	1,5	75	0,034289	1,7144719	2,4	2,3141286	0,82239	108,4681679	43,74491096
43,74491096	1,5	75	0,03429	1,7144851	2,4	2,3141286	0,82239	108,4682053	43,74490593

q	0,93866
alfa	0,09802
radio entalla	1,5

$K_a$	$K_c$	$K_d$	$K_e$	$S_e'$
0,732959	1	1,01	0,868	475

Tabla nº57 Diseño a fatiga eje salida – sección 7

Esta sección debería de tener un diámetro mínimo de 43,74 mm por lo que cumple los 70 mm del eje iniciales.

### SECCIÓN 8

De la misma forma que la sección anterior, aquí se produce de nuevo el cambio de diámetro de 75 mm a 65 mm. El momento flector disminuye hasta los 208,00 Nm.

Esfuerzos presentes	
Flector	Torsor
208	0

d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	$K_t$ (tabla)	$K_f$	$K_b$	$S_e$	d mínimo a fatiga (mm)
65	1,5	75	0,023077	1,1538462	2,6	2,5018613	0,80460	98,15865574	37,78838073
37,78838073	1,5	75	0,039695	1,9847371	2,4	2,3141286	0,82737	109,1257811	36,4775248
36,4775248	1,5	75	0,041121	2,0560606	2,4	2,3141286	0,82847	109,270494	36,46141462
36,46141462	1,5	75	0,041139	2,0569969	2,4	2,3141286	0,82848	109,2722725	36,4612168
36,4612168	1,5	75	0,04114	2,0569802	2,4	2,3141286	0,82848	109,2722944	36,46121437

q	0,93866
alfa	0,09802
radio entalla	1,5

$K_a$	$K_c$	$K_d$	$K_e$	$S_e'$
0,732959	1	1,01	0,868	475

Tabla nº58 Diseño a fatiga eje salida – sección 8

Como vemos, el eje de salida aguantará a fatiga en todas sus secciones más críticas con un diámetro de 70 mm.

## 6. SELECCIÓN RODAMIENTOS

En este capítulo vamos a elegir los rodamientos más apropiados para nuestro reductor. Para ello, debemos estimar una vida para su funcionamiento, como vamos a considerar que el reductor pueda estar funcionando en servicio continuo las 24 horas, la vida de los rodamientos será de 50000 horas según podemos observar en el anexo de tablas "Tabla nº 16".

Los rodamientos se han seleccionado del catálogo online de rodamientos del fabricante SKF.

Los rodamientos escogidos serán los rodamientos de rodillos cónicos de una hilera puesto que pueden transmitir tanto carga radial como axial.

### 6.1 FUERZA EQUIVALENTE EN RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS

Este tipo de rodamientos necesitan la presencia de carga axial para no desmontarse.

Cuando  $F_a/F_r < e$ , el efecto de la fuerza axial es ignorado y la fuerza equivalente será igual a:

$$F_{eq} = F_r$$

Por el contrario, si  $F_a/F_r > e$ :

$$F_{eq} = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Donde los valores de "e" y de "Y" se pueden obtener del catálogo del fabricante SKF. Hay que tener en cuenta que en los rodamientos de una hilera de rodillos cónicos la aplicación de una carga radial genera un empuje axial a causa del ángulo de contacto. El empuje axial generado viene dado por la siguiente fórmula:

$$\text{Empuje axial} = 0,5 \cdot F_r/Y$$

El objetivo será calcular la fuerza axial ( $F_a$ ) en cada rodamiento ya que el valor de las fuerzas radiales ha sido ya calculado en el cálculo de la deflexión de los ejes (apartado "5.4.3 CÁLCULO A DEFLEXIÓN LATERAL") por lo que podremos consultar dichos valores en las tablas de ese apartado

Para calcular las fuerzas axiales, habrá que tener en cuenta el sentido de la fuerza axial resultante del eje, la cual depende de la fuerza axial de los engranajes que haya en dicho eje ( $F_h$ ) junto con las generadas por las fuerzas radiales en cada rodamiento (empuje axial).

Una vez conocido el sentido de esta fuerza axial resultante del eje, podremos saber qué extremo actúa como rodamiento fijo y cual como móvil. El fijo será aquel que se oponga al movimiento del eje por efecto de dicha fuerza resultante.

Una vez visto cual es el extremo fijo, la fuerza axial en ese rodamiento es la necesaria para equilibrar  $F_h$  y la fuerza axial del otro rodamiento, mientras que en el extremo libre, la fuerza axial es directamente la generada por el propio rodamiento debida al empuje axial que ya hemos comentado.

Una vez calculadas las fuerzas axiales de los rodamientos podremos calcular ya la fuerza equivalente en cada rodamiento como ya hemos visto.

## 6.2 CÁLCULO DE LA VIDA A FATIGA DEL RODAMIENTO

El cálculo de la fuerza equivalente nos servirá para calcular la vida del rodamiento seleccionado. Antes que nada deberemos calcular la vida nominal del rodamiento ( $L_{10}$ ), la cual se define como el número de horas o revoluciones a una velocidad constante, que el 90 % de un grupo de rodamientos idénticos completará antes de desarrollar un fallo:

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

Donde “C” es la capacidad de carga dinámica la cual la podremos obtener en el catálogo del fabricante del rodamiento SKF, representa la fuerza transmitida que ocasiona un 10% de fallos a fatiga en un millón de revoluciones.

“Q” valdrá 10/3 por tratarse de rodamientos de rodillos ya que tienen un contacto lineal.

“F” es la fuerza equivalente que soportará el rodamiento vista en el apartado anterior.

Esta vida, sin embargo, no es suficiente ya que es necesario calcular la vida para una fiabilidad mayor del 90 %. Por lo tanto, hay que aplicar unos valores de corrección para calcular la vida del rodamiento:

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

Donde  $a_1$  es el factor por fiabilidad, el cual como bien dice su nombre depende de la probabilidad de supervivencia del rodamiento, en el anexo de tablas en la “Tabla nº 17” podemos ver su valor dependiendo de la fiabilidad, para nuestro caso consideraremos una fiabilidad del 98 % equivalente a un factor  $a_1$  de 0,37.

$a_{iso}$  es el factor por condiciones de trabajo, el cual tiene en cuenta la lubricación inadecuada y depende de diversos factores a su vez: de la carga del rodamiento ( $F_{eq}$ ), de la carga límite de fatiga del rodamiento ( $P_u$ , fuerza que nunca ocasionaría el fallo si la lubricación es adecuada, cada rodamiento tiene la suya propia), de la contaminación del lubricante ( $\eta_c$ ) que lo podemos ver en la “Tabla nº 18” y para nosotros valdrá 0,6 por lo que tendrán una limpieza normal, de su viscosidad a la temperatura de trabajo que serán unos 60°C, de las dimensiones del rodamiento y de la velocidad de trabajo.

Para calcular este factor  $a_{iso}$ , debemos obtener la viscosidad relativa  $v_1$ , que, dependiendo de la velocidad de giro obtendremos dos ecuaciones:

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1,667}}} \quad \text{si } n < 1000 \text{ rpm}$$

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

Donde  $D_m$  es el diámetro medio del rodamiento y se calcula como la media entre el diámetro externo e interno del rodamiento en mm y  $n$  en rpm.

Con esta viscosidad relativa podremos obtener el valor de la letra kappa “k” que se calcula como el cociente entre la viscosidad a la temperatura de trabajo y la viscosidad relativa.

Por otro lado, tendremos la siguiente relación contaminación-carga:

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

Y con ello podremos obtener de la “Tabla nº 19” del anexo de tablas el valor del factor  $a_{iso}$ .

Para seleccionar los rodamientos partiremos del diámetro interior de los mismos ya que es el único dato hasta el momento conocido junto con el tipo de rodamientos. El método que emplearemos para seleccionar los rodamientos que mejor se adapten a los requisitos será elegir uno de los rodamientos disponibles del catálogo del fabricante SKF con una capacidad de carga intermedia y realizar los cálculos anteriormente descritos despejando de la ecuación la capacidad dinámica de carga  $C$ , o lo que es lo mismo, juntando las dos ecuaciones de la vida del rodamiento:

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

Y despejando la capacidad dinámica de carga:

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

Si este valor calculado es superior al "C" del rodamiento seleccionado significa que el rodamiento no es el adecuado y habría que sustituirlo por otro de una capacidad de carga mayor, por el contrario, si el valor de "C" calculado es inferior al del rodamiento seleccionado significará que soportará las cargas sufridas pero debemos ajustarlo lo mejor posible para que dicho rodamiento sea el más apropiado dentro de todos los que puedan servir.

Los cálculos los haremos con ayuda de un Excel para facilitar el proceso. Como este documento se ha realizado, lógicamente, previamente a la realización de estos cálculos, en las siguientes tablas mostraremos el resultado final de selección de los rodamientos de los ejes.

Las celdas con fondo de color verde están pintadas de esta forma para distinguirlas del resto de celdas numéricas, las cuales contienen fórmulas, esto se ha hecho simplemente para facilitar el trabajo a la hora de ir cambiando los valores, no tiene otro motivo.

### 6.3 RODAMIENTOS EJE ENTRADA

En este eje, vamos a estudiar los cuatro casos posibles de cargas vistos en el apartado del cálculo a deflexión lateral para asegurarnos que los rodamientos escogidos cumplen para los 4 estados de carga.

#### CASO A:

Recordemos las cargas que teníamos presentes en este caso:

- $F_{ax \text{ piñón } 1} = -2251,22 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ motor}} = -3197,04 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 2873,72 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 4904,09 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	33207			TIPO	31306		
d (mm)	35	C (N)	104000	d (mm)	30	C (N)	58300
D (mm)	72	Pu (N)	11800	D (mm)	72	Pu (N)	5700
Dmedio (mm)	53,5	e	0,35	Dmedio (mm)	51	e	0,83
		Ya	1,7			Yb	0,72
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	2873,72			Fuerza radial rodamiento B (N)	4904,09		
Fuerza axial rodamiento A (N)	5656,84			Fuerza axial rodamiento B (N)	3405,62		
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				-2251,22			
Fuerza axial resultante eje				-4811,63			
Fuerza axial generada por la reacción radial	845,21			Fuerza axial generada por la reacción radial	-3405,62		
Tipo extremo	FIJO			Tipo extremo	MOVIL		
Fa/Fr	1,96847224			Fa/Fr	0,69444444		
Fuerza equivalente (N)	10766,11			Fuerza equivalente (N)	4904,09		
Velocidad giro eje (rpm)	1400			Velocidad giro eje (rpm)	1400		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	147,749037			Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	147,749037		
Viscosidad relativa	16,4426421			Viscosidad relativa	16,8408267		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	0,65761898			Factor contaminación-carga	0,69737709		
Kappa (k)	8,98572354			Kappa (k)	8,77326504		
aiso (tabla)	11			aiso (tabla)	13		
C necesario (N)	86508,820			C necesario (N)	37477,698		
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO			RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO		

Tabla nº59 Selección rodamientos eje entrada caso A

Como vemos, ambos rodamientos cumplen los requisitos descritos anteriormente por lo que esta selección es la más adecuada de todas y de esta forma cumplirán las 50000 horas de vida.

**CASO B:**

Para este caso, las cargas eran las siguientes:

- $F_{ax \text{ piñón } 1} = -2251,22 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ motor}} = 3197,04 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 7794,60 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 3460,81 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	33207			TIPO	31306		
d (mm)	35	C (N)	104000	d (mm)	30	C (N)	58300
D (mm)	72	Pu (N)	11800	D (mm)	72	Pu (N)	5700
Dmedio (mm)	53,5	e	0,35	Dmedio (mm)	51	e	0,83
		Ya	1,7			Yb	0,72
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	7794,6			Fuerza radial rodamiento B (N)	3460,81		
Fuerza axial rodamiento A (N)	4654,56			Fuerza axial rodamiento B (N)	2403,34		
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				-2251,22			
Fuerza axial resultante eje				-2362,03			
Fuerza axial generada por la reacción radial	2292,53			Fuerza axial generada por la reacción radial	-2403,34		
Tipo extremo	FIJO			Tipo extremo	MOVIL		
Fa/Fr	0,59715191			Fa/Fr	0,69444444		
Fuerza equivalente (N)	11030,59			Fuerza equivalente (N)	3460,81		
Velocidad giro eje (rpm)	1400			Velocidad giro eje (rpm)	1400		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	147,749037			Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	147,749037		
Viscosidad relativa	16,4426421			Viscosidad relativa	16,8408267		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	0,64185129			Factor contaminación-carga	0,98820796		
Kappa (k)	8,98572354			Kappa (k)	8,77326504		
aiso (tabla)	11			aiso (tabla)	31		
C necesario (N)	88633,991			C necesario (N)	20372,925		
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO			RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO		

Tabla nº60 Selección rodamientos eje entrada caso B

**CASO C:**

En este caso, tenemos las siguientes cargas:

- $F_{ax \text{ piñón } 1} = 2251,22 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ motor}} = -3197,04 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 5674,02 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 5017,14 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	33207			TIPO	31306		
d (mm)	35	C (N)	104000	d (mm)	30	C (N)	58300
D (mm)	72	Pu (N)	11800	D (mm)	72	Pu (N)	5700
Dmedio (mm)	53,5	e	0,35	Dmedio (mm)	51	e	0,83
		Ya	1,7			Yb	0,72
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	5674,02			Fuerza radial rodamiento B (N)	5017,14		
Fuerza axial rodamiento A (N)	1668,83			Fuerza axial rodamiento B (N)	3920,05		
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				2251,22			
Fuerza axial resultante eje				435,92			
Fuerza axial generada por la reacción radial	1668,83			Fuerza axial generada por la reacción radial	-3484,13		
Tipo extremo	MÓVIL			Tipo extremo	FIJO		
Fa/Fr	0,29411765			Fa/Fr	0,78133148		
Fuerza equivalente (N)	5674,02			Fuerza equivalente (N)	5017,14		
Velocidad giro eje (rpm)	1400			Velocidad giro eje (rpm)	1400		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	147,749037			Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	147,749037		
Viscosidad relativa	16,4426421			Viscosidad relativa	16,8408267		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	1,24779257			Factor contaminación-carga	0,68166326		
Kappa (k)	8,98572354			Kappa (k)	8,77326504		
aiso (tabla)	50			aiso (tabla)	12		
C necesario (N)	28934,878			C necesario (N)	39274,419		
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO			RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO		

Tabla n°61 Selección rodamientos eje entrada caso C

Este es el caso menos desfavorable de los cuatro casos como se puede observar.

**CASO D:**

Por último, en el caso D las cargas eran las siguientes:

- $F_{ax \text{ piñón } 1} = 2251,22 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ motor}} = 3197,04 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 1926,08 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 5346,77 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	33207			TIPO	31306		
d (mm)	35	C (N)	104000	d (mm)	30	C (N)	58300
D (mm)	72	Pu (N)	11800	D (mm)	72	Pu (N)	5700
Dmedio (mm)	53,5	e	0,35	Dmedio (mm)	51	e	0,83
		Ya	1,7			Yb	0,72
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)			1926,08	Fuerza radial rodamiento B (N)			5346,77
Fuerza axial rodamiento A (N)			5964,25	Fuerza axial rodamiento B (N)			3713,03
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)			2251,22	Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)			2251,22
Fuerza axial resultante eje			-895,32	Fuerza axial resultante eje			-895,32
Fuerza axial generada por la reacción radial			566,49	Fuerza axial generada por la reacción radial			-3713,03
Tipo extremo			FIJO	Tipo extremo			MOVIL
Fa/Fr			3,09657684	Fa/Fr			0,69444444
Fuerza equivalente (N)			10909,67	Fuerza equivalente (N)			5346,77
Velocidad giro eje (rpm)			1400	Velocidad giro eje (rpm)			1400
Vida rodamiento (horas)			50000	Vida rodamiento (horas)			50000
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)			147,749037	Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)			147,749037
Viscosidad relativa			16,4426421	Viscosidad relativa			16,8408267
Contaminación lubricante			0,6	Contaminación lubricante			0,6
a1			0,37	a1			0,37
Factor contaminación-carga			0,64896585	Factor contaminación-carga			0,63963851
Kappa (k)			8,98572354	Kappa (k)			8,77326504
aiso (tabla)			11	aiso (tabla)			10
C necesario (N)			87662,304	C necesario (N)			44210,274
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN		RODAMIENTO ADECUADO		RESULTADO PROCESO SELECCIÓN		RODAMIENTO ADECUADO	

Tabla nº62 Selección rodamientos eje entrada caso D

De esta forma aseguramos que para este diseño del eje, estos rodamientos son los más adecuados para el eje de entrada.

Las características de ambos rodamientos podremos encontrarlas en el anexo de tablas "Tabla nº 20" y "Tabla nº 21".

## 6.4 RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO

Para el eje intermedio, al igual que el eje anterior, el proceso de selección ha sido ir seleccionando rodamientos de diámetro interior de 45 mm con capacidad de carga intermedia y a partir de ahí intentar acercar lo mayor posible el  $C_{NEC}$  al  $C_{ROD}$  para asegurarnos de que hemos ajustado las 50000 horas de vida de una manera eficiente.

En este eje, al localizarse dos engranajes en el mismo, para calcular la fuerza axial sobre el eje debida a los engranajes deberemos de tener en cuenta las fuerzas axiales de ambos engranajes y sus sentidos para calcular la  $F_h$ .

### CASO A:

- $F_{ax \text{ engranajes}} = 2251,22 - 4783,85 = -2532,63 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 8764,78 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 10875,79 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	32209			TIPO	32209		
d (mm)	45	C (N)	98700	d (mm)	45	C (N)	98700
D (mm)	85	Pu (N)	11000	D (mm)	85	Pu (N)	11000
Dmedio (mm)	65	e	0,4	Dmedio (mm)	65	e	1,4
		Ya	1,5			Yb	1,5
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	8764,78			Fuerza radial rodamiento B (N)	10875,79		
Fuerza axial rodamiento A (N)	6157,89			Fuerza axial rodamiento B (N)	3625,26		
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				-2532,63			
Fuerza axial resultante eje				-3236,30			
Fuerza axial generada por la reacción radial	2921,59			Fuerza axial generada por la reacción radial	-3625,26		
Tipo extremo	FIJO			Tipo extremo	MOVIL		
Fa/Fr	0,70257249			Fa/Fr	0,33333333		
Fuerza equivalente (N)	12742,75			Fuerza equivalente (N)	10875,79		
Velocidad giro eje (rpm)	466,67			Velocidad giro eje (rpm)	466,67		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	147,749037			Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	147,749037		
Viscosidad relativa	33,2763818			Viscosidad relativa	33,2763818		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	0,51794149			Factor contaminación-carga	0,60685247		
Kappa (k)	4,44005714			Kappa (k)	4,44005714		
aiso (tabla)	6			aiso (tabla)	8,7		
C necesario (N)	88315,606			C necesario (N)	67418,048		
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO			RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO		

Tabla nº63 Selección rodamientos eje intermedio caso A

**CASO B:**

- $F_{ax \text{ engranajes}} = -2251,22 + 4783,85 = 2532,63 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 8852,85 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 12092,33 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	32209			TIPO	32209		
d (mm)	45	C (N)	98700	d (mm)	45	C (N)	98700
D (mm)	85	Pu (N)	11000	D (mm)	85	Pu (N)	11000
Dmedio (mm)	65	e	0,4	Dmedio (mm)	65	e	0,4
		Ya	1,5			Yb	1,5
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)			8852,85	Fuerza radial rodamiento B (N)			12092,33
Fuerza axial rodamiento A (N)			2950,95	Fuerza axial rodamiento B (N)			5483,58
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				2532,63			
Fuerza axial resultante eje				1452,80			
Fuerza axial generada por la reacción radial			2950,95	Fuerza axial generada por la reacción radial			-4030,78
Tipo extremo			MÓVIL	Tipo extremo			FIJO
Fa/Fr			0,33333333	Fa/Fr			0,45347588
Fuerza equivalente (N)			8852,85	Fuerza equivalente (N)			13062,302
Velocidad giro eje (rpm)			466,67	Velocidad giro eje (rpm)			466,67
Vida rodamiento (horas)			50000	Vida rodamiento (horas)			50000
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)			147,749037	Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)			147,749037
Viscosidad relativa			33,2763818	Viscosidad relativa			33,2763818
Contaminación lubricante			0,6	Contaminación lubricante			0,6
a1			0,37	a1			0,37
Factor contaminación-carga			0,74552263	Factor contaminación-carga			0,51678521
Kappa (k)			4,44005714	Kappa (k)			4,44005714
aiso (tabla)			16	aiso (tabla)			6,5
C necesario (N)			45702,377	C necesario (N)			88380,178
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN		RODAMIENTO ADECUADO		RESULTADO PROCESO SELECCIÓN		RODAMIENTO ADECUADO	

Tabla n°64 Selección rodamientos eje intermedio caso B

Como vemos, el caso A es opuesto al caso B en cuanto a cargas en los rodamientos: Para el caso A, el rodamiento A aguantaría menos horas y para el caso B justo lo contrario pero ambos cumplen con los requisitos mínimos de 50000 horas de funcionamiento.

Ambos rodamientos serán el mismo modelo con una anchura de 23 mm.

Las características de este rodamiento las podremos encontrar en el anexo de tablas "Tabla n° 22".

## 6.5 RODAMIENTOS EJE SALIDA

Por último, en el eje de salida ocurrirá algo parecido al eje de entrada, es decir, tendremos que analizar los cuatro casos posibles de fuerzas como hemos visto anteriormente.

A continuación se mostrarán las tablas de selección de los rodamientos, empezando por el caso A.

### CASO A:

- $F_{ax \text{ rueda } 2} = 4813,62 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ motor}} = -13571,43 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 15196,75 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 16287,72 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	33114			TIPO	JM 511946/910		
d (mm)	70	C (N)	211000	d (mm)	65	C (N)	152000
D (mm)	120	Pu (N)	28500	D (mm)	110	Pu (N)	21200
Dmedio (mm)	95	e	0,37	Dmedio (mm)	87,5	e	0,4
		Ya	1,6			Yb	1,5
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	15196,75			Fuerza radial rodamiento B (N)	16287,72		
Fuerza axial rodamiento A (N)	4748,98			Fuerza axial rodamiento B (N)	9562,60		
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				4813,62			
Fuerza axial resultante eje				4133,36			
Fuerza axial generada por la reacción radial	4748,98			Fuerza axial generada por la reacción radial	-5429,24		
Tipo extremo	MÓVIL			Tipo extremo	FIJO		
Fa/Fr	0,3125			Fa/Fr	0,58710515		
Fuerza equivalente (N)	15196,75			Fuerza equivalente (N)	20858,9946		
Velocidad giro eje (rpm)	164,9			Velocidad giro eje (rpm)	164,9		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	147,749037			Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	147,749037		
Viscosidad relativa	65,5084456			Viscosidad relativa	68,2582376		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	1,12524059			Factor contaminación-carga	0,60980887		
Kappa (k)	2,25541967			Kappa (k)	2,16455979		
aiso (tabla)	18			aiso (tabla)	5		
C necesario (N)	55408,047			C necesario (N)	111730,902		
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO			RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO		

Tabla nº65 Selección rodamientos eje salida caso A

**CASO B:**

- $F_{ax \text{ rueda } 2} = 4813,62 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ motor}} = 13571,43 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 24479,81 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 16482,85 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	33114			TIPO	JM 511946/910		
d (mm)	70	C (N)	211000	d (mm)	65	C (N)	152000
D (mm)	120	Pu (N)	28500	D (mm)	110	Pu (N)	21200
Dmedio (mm)	95	e	0,37	Dmedio (mm)	87,5	e	0,4
		Ya	1,6			Yb	1,5
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)			24479,81	Fuerza radial rodamiento B (N)			16482,85
Fuerza axial rodamiento A (N)			7649,94	Fuerza axial rodamiento B (N)			12463,56
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				4813,62			
Fuerza axial resultante eje				6969,28			
Fuerza axial generada por la reacción radial			7649,94	Fuerza axial generada por la reacción radial			-5494,28
Tipo extremo			MÓVIL	Tipo extremo			FIJO
Fa/Fr			0,3125	Fa/Fr			0,75615325
Fuerza equivalente (N)			24479,81	Fuerza equivalente (N)			25288,4809
Velocidad giro eje (rpm)			164,9	Velocidad giro eje (rpm)			164,9
Vida rodamiento (horas)			50000	Vida rodamiento (horas)			50000
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)			147,749037	Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)			147,749037
Viscosidad relativa			65,5084456	Viscosidad relativa			68,2582376
Contaminación lubricante			0,6	Contaminación lubricante			0,6
a1			0,37	a1			0,37
Factor contaminación-carga			0,69853483	Factor contaminación-carga			0,50299581
Kappa (k)			2,25541967	Kappa (k)			2,16455979
aISO (tabla)			7	aISO (tabla)			3,5
C necesario (N)			118523,832	C necesario (N)			150771,683
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN		RODAMIENTO ADECUADO		RESULTADO PROCESO SELECCIÓN		RODAMIENTO ADECUADO	

Tabla nº66 Selección rodamientos eje salida caso B

**CASO C:**

- $F_{ax \text{ rueda } 2} = -4813,62 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ motor}} = -13571,43 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 29460,08 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 11969,52 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	33114			TIPO	JM 511946/910		
d (mm)	70	C (N)	211000	d (mm)	65	C (N)	152000
D (mm)	120	Pu (N)	28500	D (mm)	110	Pu (N)	21200
Dmedio (mm)	95	e	0,37	Dmedio (mm)	87,5	e	0,4
		Ya	1,6			Yb	1,5
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)			29460,08	Fuerza radial rodamiento B (N)			11969,52
Fuerza axial rodamiento A (N)			9206,28	Fuerza axial rodamiento B (N)			14019,90
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				-4813,62			
Fuerza axial resultante eje				402,82			
Fuerza axial generada por la reacción radial			9206,28	Fuerza axial generada por la reacción radial			-3989,84
Tipo extremo			MÓVIL	Tipo extremo			FIJO
Fa/Fr			0,3125	Fa/Fr			1,17129968
Fuerza equivalente (N)			29460,08	Fuerza equivalente (N)			25817,6505
Velocidad giro eje (rpm)			164,9	Velocidad giro eje (rpm)			164,9
Vida rodamiento (horas)			50000	Vida rodamiento (horas)			50000
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)			147,749037	Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)			147,749037
Viscosidad relativa			65,5084456	Viscosidad relativa			68,2582376
Contaminación lubricante			0,6	Contaminación lubricante			0,6
a1			0,37	a1			0,37
Factor contaminación-carga			0,58044649	Factor contaminación-carga			0,51678521
Kappa (k)			2,25541967	Kappa (k)			2,16455979
aiso (tabla)			4,5	aiso (tabla)			3,8
C necesario (N)			162875,156	C necesario (N)			150171,793
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO			RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO		

Tabla nº67 Selección rodamientos eje salida caso C

**CASO D:**

- $F_{ax \text{ rueda } 2} = -4813,62 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ motor}} = 13571,43 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 16615,24 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 14857,07 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	33114			TIPO	JM 511946/910		
d (mm)	70	C (N)	211000	d (mm)	65	C (N)	152000
D (mm)	120	Pu (N)	28500	D (mm)	110	Pu (N)	21200
Dmedio (mm)	95	e	0,37	Dmedio (mm)	87,5	e	0,4
		Ya	1,6			Yb	1,5
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)			16615,24	Fuerza radial rodamiento B (N)			14857,07
Fuerza axial rodamiento A (N)			9765,98	Fuerza axial rodamiento B (N)			4952,36
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				-4813,62			
Fuerza axial resultante eje				-4573,71			
Fuerza axial generada por la reacción radial			5192,26	Fuerza axial generada por la reacción radial			-4952,36
Tipo extremo			FUJO	Tipo extremo			MOVIL
Fa/Fr			0,58777223	Fa/Fr			0,33333333
Fuerza equivalente (N)			22271,66	Fuerza equivalente (N)			14857,07
Velocidad giro eje (rpm)			164,9	Velocidad giro eje (rpm)			164,9
Vida rodamiento (horas)			50000	Vida rodamiento (horas)			50000
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)			147,749037	Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)			147,749037
Viscosidad relativa			65,5084456	Viscosidad relativa			68,2582376
Contaminación lubricante			0,6	Contaminación lubricante			0,6
a1			0,37	a1			0,37
Factor contaminación-carga			0,76779194	Factor contaminación-carga			0,85615804
Kappa (k)			2,25541967	Kappa (k)			2,16455979
aiso (tabla)			8	aiso (tabla)			10
C necesario (N)			103594,144	C necesario (N)			64626,957
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN		RODAMIENTO ADECUADO		RESULTADO PROCESO SELECCIÓN		RODAMIENTO ADECUADO	

Tabla nº68 Selección rodamientos eje salida caso D

Se puede ver que los casos más desfavorables son el B y C y ya que el rodamiento B en ambos casos cumple prácticamente justas las 50000 horas de funcionamiento. Y el peor caso entre los dos es el caso B ya que el rodamiento A aguantará menos horas (siempre cumpliendo las 50000 horas mínimas necesarias).

Las características de ambos rodamientos podremos encontrarlas en el anexo de tablas "Tabla nº 23" y "Tabla nº 24".



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

# **DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 8,5 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1900 NM**

---

## **ANEXO DE TABLAS**

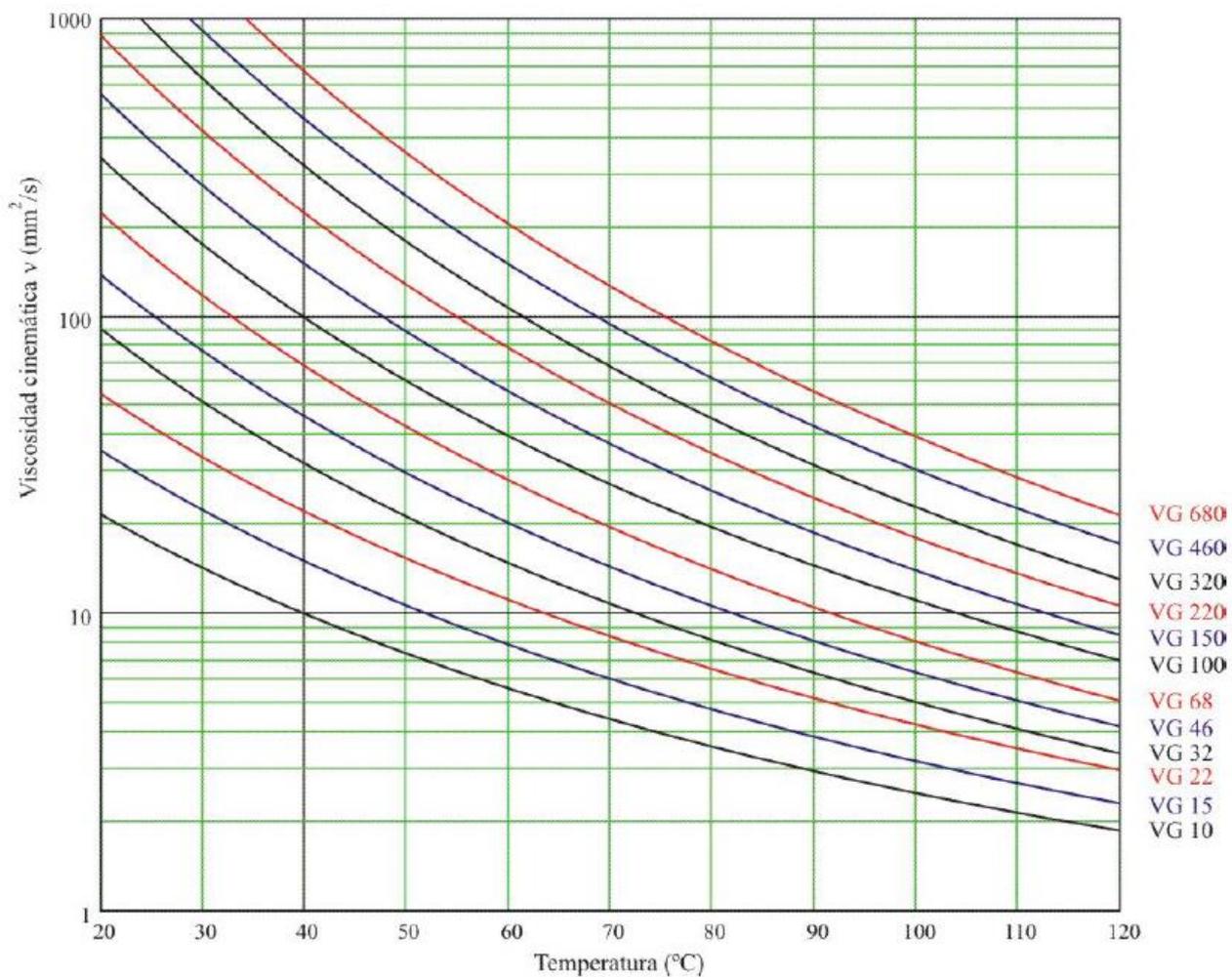
# ÍNDICE

TABLA Nº 1: DIMENSIONES ESTANDARIZADAS PARA CHAVETAS.....	3
TABLA Nº 2: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMÉTICA DE ACEITES CON LA TEMPERATURA .....	4
TABLA Nº 3: DATOS DE ACEROS .....	5
TABLA Nº 4: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FALLO SUPERFICIAL.....	6
TABLA Nº 5: RUGOSIDADES MEDIAS APROXIMADAS EN FUNCIÓN CALIDAD ISO.....	7
TABLA Nº 6: COEFICIENTE DE APLICACIÓN $K_A$ .....	7
TABLA Nº 7: $K_1$ .....	8
TABLA Nº 8: COEFICIENTES $H_f$ A FALLO SUPERFICIAL .....	9
TABLA Nº 9: MÓDULO DE YOUNG Y COEFICIENTE DE POISSON .....	9
TABLA Nº 10: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FLEXIÓN .....	10
TABLA Nº 11: FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS .....	11
TABLA Nº 12: FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS .....	11
TABLA Nº 13: FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS .....	11
TABLA Nº 14: FACTORES DE REDUCCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA $K_F$ .....	12
TABLA Nº 15: FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES $K_T$ EN EJE CON CAMBIO DE DIÁMETRO ...	13
TABLA Nº 16: VIDAS RECOMENDADAS PARA RODAMIENTOS .....	14
TABLA Nº 17: FACTOR DE FIABILIDAD $A_1$ .....	14
TABLA Nº 18: FACTOR DE CONTAMINACIÓN .....	15
TABLA Nº 19: FACTOR $A_{ISO}$ PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS.....	16
TABLA Nº 20: RODAMIENTO A EJE ENTRADA - 33207.....	17
TABLA Nº 21: RODAMIENTO B EJE ENTRADA – 31306 .....	18
TABLA Nº 22: RODAMIENTO A Y B EJE INTERMEDIO - 32209 .....	19
TABLA Nº 23: RODAMIENTO A EJE SALIDA - 33114.....	20
TABLA Nº 24: RODAMIENTO B EJE SALIDA – JM 511946/910 .....	21
TABLA Nº 25: ANILLOS DE RETENCIÓN DSH .....	22
TABLA Nº 26: RETÉN EJE DE ENTRADA .....	24
TABLA Nº 27: RETÉN EJE DE SALIDA .....	24
TABLA Nº 28: TAPÓN DE LLENADO ACEITE .....	25
TABLA Nº 29: TAPÓN DE VACIADO ACEITE.....	26
TABLA Nº 30: INDICADOR DE NIVEL DE ACEITE.....	27

**TABLA Nº 1: DIMENSIONES ESTANDARIZADAS PARA CHAVETAS**

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

**TABLA N° 2: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE ACEITES CON LA TEMPERATURA**



**TABLA Nº 3: DATOS DE ACEROS**

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

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

**TABLA Nº 4: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FALLO SUPERFICIAL**

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 aleado) 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 nitrocarburoización	ML	0	650	HV 300	HV 650
	MQ	1,167	425	HV 300	HV 450
	ME	0	950	HV 450	HV 650

**TABLA Nº 5: RUGOSIDADES MEDIAS APROXIMADAS EN FUNCIÓN CALIDAD ISO**

$Q_{ISO}$	10	9	8	7	6	5	4	3
$R_{tm}$	20	11	6,5	4	2,4	1,4	0,8	0,5

**TABLA Nº 6: COEFICIENTE DE APLICACIÓN  $K_A$**

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

Características de la máquina	Máquina motriz
Uniforme	Motor eléctrico, Turbina de vapor, Turbina de gas con trabajo continuo
Choques ligeros	Motor eléctrico, Turbina de vapor y Turbina de gas con frecuentes paradas y arranques
Choques moderados	Motor de combustión interna de varios cilindros
Choques fuertes	Motor de combustión interna monocilíndrico

Características de la máquina	Máquina arrastrada
Uniforme	Alternador, cintas transportadoras, elevadores ligeros, mecanismos de avance de máquinas herramienta, ventiladores, turbo compresores
Choques ligeros	Cintas transportadoras no uniformes, accionamientos de máquina herramienta, elevadores pesados, ventiladores de minas, agitadores de líquidos viscosos, compresores policilíndricos, rodillos de laminación de aluminio
Choques moderados	Extrusoras de goma, mezcladoras de materias no homogéneas, maquinaria de trabajar la madera, compresores monocilíndricos, molinos de barras
Choques importantes	Transmisiones de excavadoras, prensas, molinos de bolas pesados, cizallas, perforadoras giratorias.

TABLA Nº 7:  $K_1$ 

$Q_{ISO}$	10	9	8	7	6	5	4	3
$K_1$ rectos	76,6	52,8	39,1	26,8	14,9	7,5	3,9	2,1
$K_1$ helic.	68,2	47,0	34,8	23,9	13,3	6,7	3,5	1,9
--- Mecanizado basto -----								
Mecan. medio								
Mecan. preciso								
-- Rectificado -								
- Velocidad alta								
- Automóviles -								
----- Camiones -----								
----- Mecánica general -----								
Mecánica baja precisión -								

**TABLA Nº 8: COEFICIENTES  $H_1$  A FALLO SUPERFICIAL**

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

**TABLA Nº 9: MÓDULO DE YOUNG Y COEFICIENTE DE POISSON**

Material	Módulo de Young E (N/mm <sup>2</sup> )	Coefficiente de Poisson $\nu$
Acero	206.000	0,30
Fundición Gris	118.000	0,26
F. maleable	173.000	0,28
F. Grafito esferoidal	173.000	0,28

**TABLA Nº 10: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FLEXIÓN**

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 esferoidal	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 alaeado) 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
	ME	0	369	HV 570	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

**TABLA N° 11: FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS**

ACABADO SUPERFICIAL	Factor $a$ (MPa)	Exponente $b$
Rectificado	1,58	-0,085
Mecanizado o laminado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Forjado	272,0	-0,995

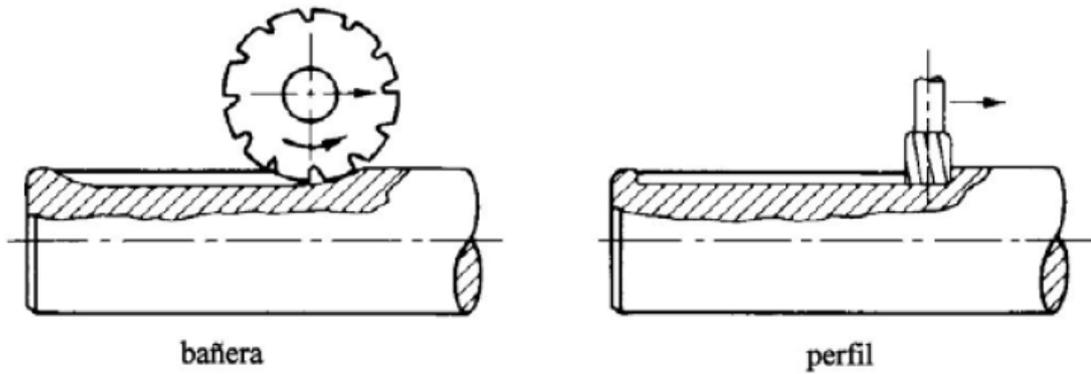
**TABLA N° 12: FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS**

T <sup>a</sup> (°C)	Factor $k_x$
20	1,0
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,0
300	0,975
350	0,927
400	0,922
450	0,840
500	0,766
550	0,670
600	0,546

**TABLA N° 13: FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS**

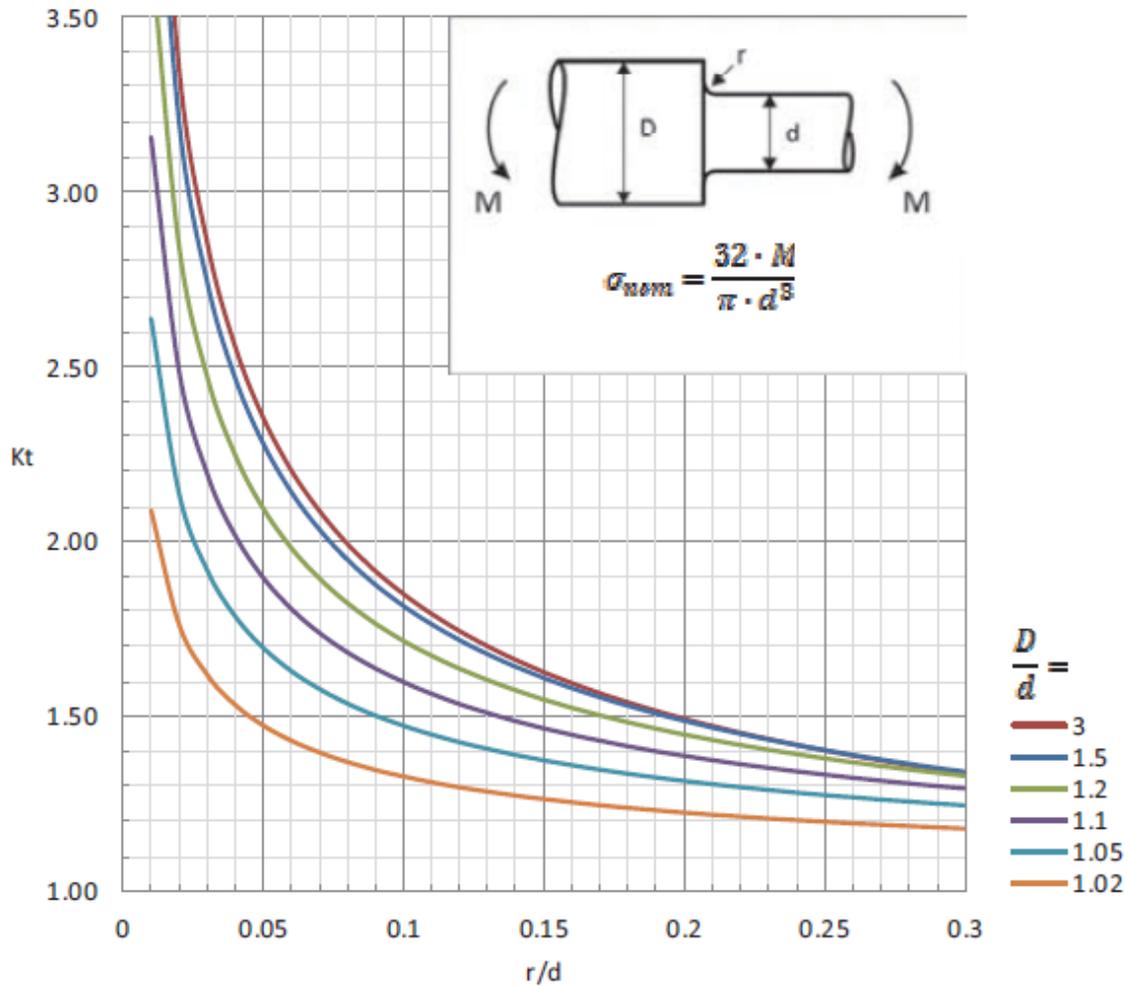
Confiabilidad	Factor $k_e$
0,50	1,0
0,90	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,9999	0,702
0,99999	0,659
0,999999	0,620

**TABLA N° 14: FACTORES DE REDUCCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA  $K_F$**



Acero	Tipo patín (bañera)		Tipo perfilado	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Recocido (< 200 HB)	1.3	1.3	1.6	1.3
Templado (> 200 HB)	1.6	1.6	<b>2.0</b>	1.6

**TABLA N° 15: FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES  $K_T$  EN EJE CON CAMBIO DE DIÁMETRO**



**TABLA Nº 16: VIDAS RECOMENDADAS PARA RODAMIENTOS**

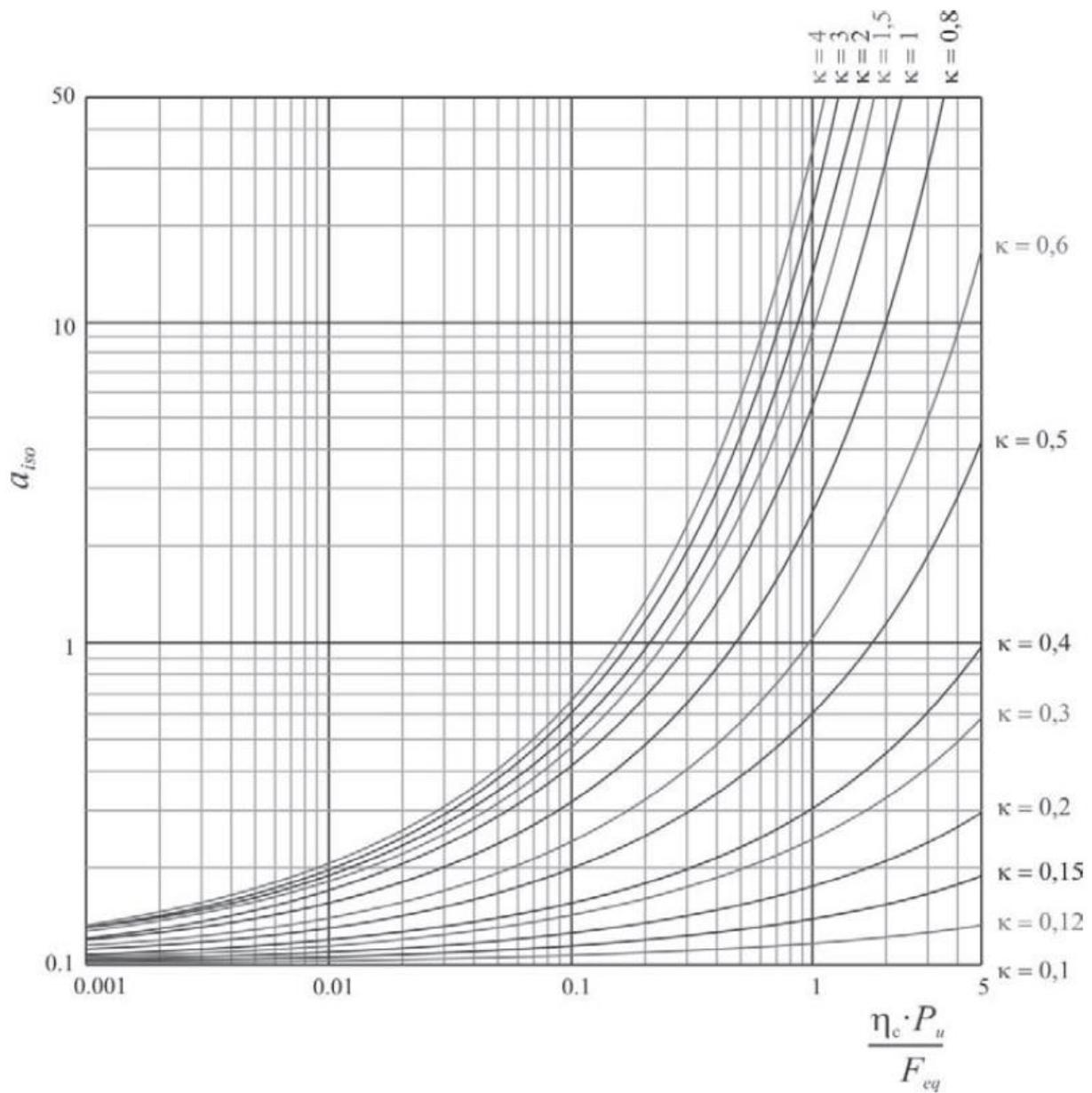
Tipo de aplicación	Vida (horas·1000)
Instrumentos y similares de uso infrecuente	Hasta 0.5
Electrodomésticos	1 - 2
Motores para aviación	2 - 4
Máquinas de periodos de servicio cortos o intermitentes, donde la interrupción del servicio es de escasa importancia.	4 - 8
Máquinas de uso intermitente en las que su funcionamiento fiable sea de gran importancia.	8 - 14
Máquinas con servicios de 8 h que no se usan siempre a plena carga.	14 - 20
Máquinas con servicios de 8 h que se usan a plena carga.	20 - 30
Máquinas de servicio continuo las 24 h	50 - 60
Máquinas de servicio continuo las 24 h, en las que el funcionamiento fiable sea de extrema importancia	100 - 200

**TABLA Nº 17: FACTOR DE FIABILIDAD  $A_1$** 

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

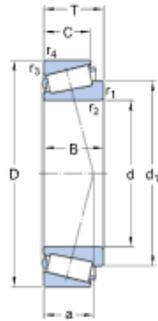
**TABLA Nº 18: FACTOR DE CONTAMINACIÓN**

Condición	$d_m < 100$ mm	$d_m \geq 100$ mm
Limpieza extrema Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante Condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza Aceite filtrado a través de un filtro muy fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y obturados	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y con placas de protección	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica Condiciones típicas de los rodamientos sin obturaciones integrales, filtrado grueso, partículas de desgaste y entrada de partículas del exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación alta Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición de rodamientos con obturación inadecuada	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy alta $\eta_c$ puede estar fuera de la escala produciendo una reducción mayor de la vida útil de lo establecido por la ecuación	0	0

**TABLA N° 19: FACTOR  $A_{ISO}$  PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS**

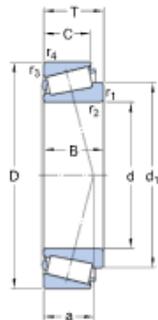
**TABLA N° 20: RODAMIENTO A EJE ENTRADA - 33207**

**Dimensiones**



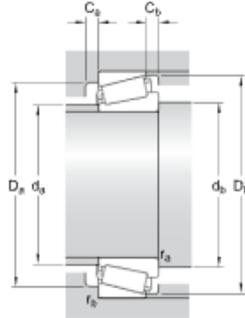
d	35	mm
D	72	mm
T	28	mm
d <sub>1</sub>	≈ 53.45	mm
B	28	mm
C	22	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1.5	mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1.5	mm

**Dimensions**



a	18.084	mm
---	--------	----

**Dimensiones de los resaltes**



da	max. 43	mm
db	min. 43.5	mm
Da	min. 61	mm
D <sub>a</sub>	max. 64.5	mm
D <sub>b</sub>	min. 68	mm
Ca	min. 5	mm
C <sub>b</sub>	min. 6	mm
ra	max. 1.5	mm
rb	max. 1.5	mm

**Datos del cálculo**

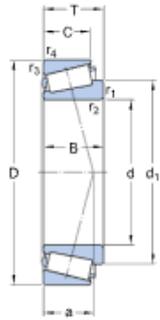
Capacidad de carga dinámica básica	C	104	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	106	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	11.8	kN
Velocidad de referencia		7000	r/min
Velocidad límite		9500	r/min
Factor de cálculo	e	0.35	
Factor de cálculo	Y	1.7	
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	0.9	

**Masa**

Rodamiento de masa		0.53	kg
--------------------	--	------	----

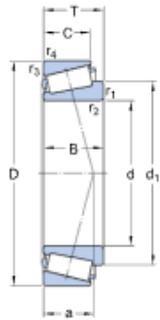
**TABLA N° 21: RODAMIENTO B EJE ENTRADA - 31306**

**Dimensiones**



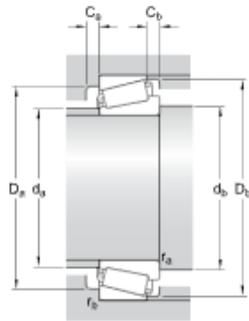
d	30	mm
D	72	mm
T	20.75	mm
d <sub>1</sub>	≈ 52.75	mm
B	19	mm
C	14	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1.5	mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1.5	mm

**Dimensions**



a	22.335	mm
---	--------	----

**Dimensiones de los resaltes**



d <sub>a</sub>	max. 40	mm
d <sub>b</sub>	min. 38.5	mm
D <sub>a</sub>	min. 55	mm
D <sub>a</sub>	max. 65	mm
D <sub>b</sub>	min. 68	mm
C <sub>a</sub>	min. 3	mm
C <sub>b</sub>	min. 6.5	mm
r <sub>a</sub>	max. 1.5	mm
r <sub>b</sub>	max. 1.5	mm

**Datos del cálculo**

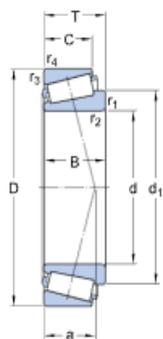
Capacidad de carga dinámica básica	C	58.3	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	50	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	5.7	kN
Velocidad de referencia		7500	r/min
Velocidad límite		9500	r/min
Factor de cálculo	e	0.83	
Factor de cálculo	Y	0.72	
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	0.4	

**Masa**

Rodamiento de masa		0.39	kg
--------------------	--	------	----

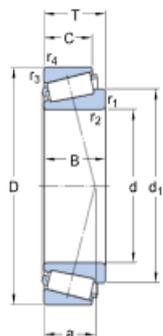
**TABLA N° 22: RODAMIENTO A Y B EJE INTERMEDIO - 32209**

**Dimensiones**



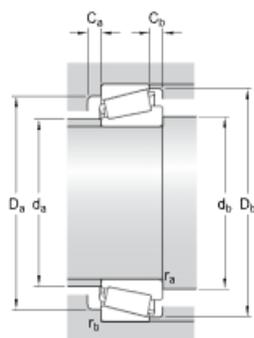
d	45	mm
D	85	mm
T	24.75	mm
d <sub>1</sub>	≈ 64.1	mm
B	23	mm
C	19	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1.5	mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1.5	mm

**Dimensions**



a	19.883	mm
---	--------	----

**Dimensiones de los resaltes**



d <sub>a</sub>	max. 54	mm
d <sub>b</sub>	min. 53.5	mm
D <sub>a</sub>	min. 73	mm
D <sub>a</sub>	max. 77.5	mm
D <sub>b</sub>	min. 80	mm
C <sub>a</sub>	min. 3	mm
C <sub>b</sub>	min. 5.5	mm
r <sub>a</sub>	max. 1.5	mm
r <sub>b</sub>	max. 1.5	mm

**Datos del cálculo**

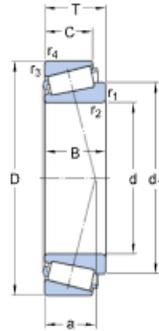
Capacidad de carga dinámica básica	C	98.7	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	98	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	11	kN
Velocidad de referencia		6300	r/min
Velocidad límite		8000	r/min
Factor de cálculo	e	0.4	
Factor de cálculo	Y	1.5	
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	0.8	

**Masa**

Rodamiento de masa	0.58	kg
--------------------	------	----

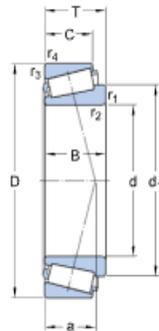
**TABLA Nº 23: RODAMIENTO A EJE SALIDA - 33114**

**Dimensiones**



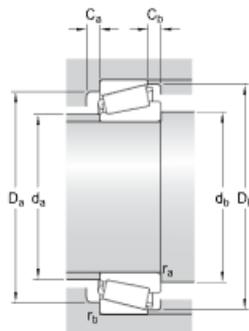
d	70	mm
D	120	mm
T	37	mm
d <sub>1</sub>	≈ 95.3	mm
B	37	mm
C	29	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 2	mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1.5	mm

**Dimensions**



a	27.614	mm
---	--------	----

**Dimensiones de los resaltes**



d <sub>a</sub>	max. 80	mm
d <sub>b</sub>	min. 80.5	mm
D <sub>a</sub>	min. 104	mm
D <sub>a</sub>	max. 111.5	mm
D <sub>b</sub>	min. 115	mm
C <sub>a</sub>	min. 6	mm
C <sub>b</sub>	min. 8	mm
r <sub>a</sub>	max. 2	mm
r <sub>b</sub>	max. 1.5	mm

**Datos del cálculo**

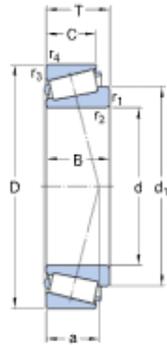
Capacidad de carga dinámica básica	C	211	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	250	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	28.5	kN
Velocidad de referencia		4300	r/min
Velocidad límite		5300	r/min
Factor de cálculo	e	0.37	
Factor de cálculo	Y	1.6	
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	0.9	

**Masa**

Rodamiento de masa	1.68	kg
--------------------	------	----

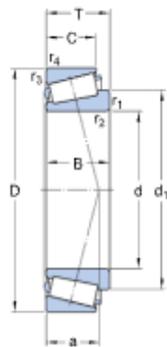
**TABLA N° 24: RODAMIENTO B EJE SALIDA – JM 511946/910**

**Dimensiones**



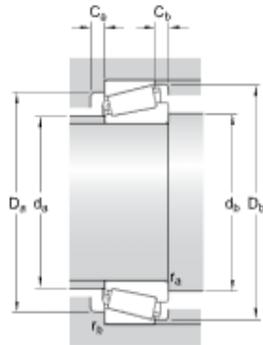
d	65	mm
D	110	mm
T	28	mm
d <sub>1</sub>	≈ 87.95	mm
B	28	mm
C	22.5	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 3	mm
r <sub>3,4</sub>	min. 2.5	mm

**Dimensions**



a	23.892	mm
---	--------	----

**Dimensiones de los resaltes**



d <sub>a</sub>	max. 75	mm
d <sub>b</sub>	min. 77.5	mm
D <sub>a</sub>	min. 98	mm
D <sub>b</sub>	max. 99.5	mm
D <sub>b</sub>	min. 104	mm
C <sub>a</sub>	min. 5	mm
C <sub>b</sub>	min. 5.5	mm
r <sub>a</sub>	max. 3	mm
r <sub>b</sub>	max. 2.5	mm

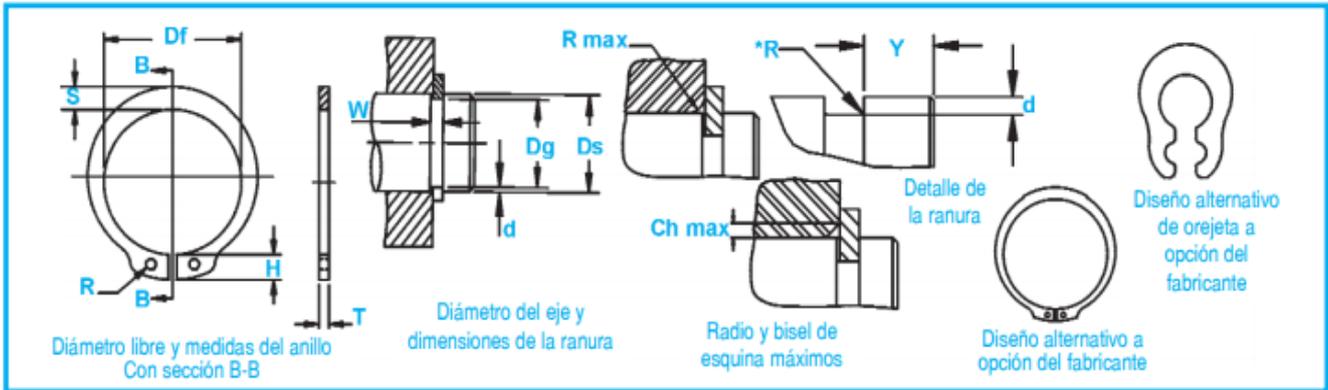
**Datos del cálculo**

Capacidad de carga dinámica básica	C	152	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	183	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	21.2	kN
Velocidad de referencia		4800	r/min
Velocidad límite		5600	r/min
Factor de cálculo	e	0.4	
Factor de cálculo	Y	1.5	
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	0.8	

**Masa**

Rodamiento de masa		1.07	kg
--------------------	--	------	----

TABLA Nº 25: ANILLOS DE RETENCIÓN DSH



No. de Anillo	EJE			TAMANO DE RANURA			TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS						
	DIAM. (mm)	DIAMETRO	TOL.	ANCHUR	PROFUDIDAD	ESPESOR ***		DIAMETRO LIBRE		ALTURA DE LA OREJETA	SECCIO MAX.	DIAMETR DEL AGUJERO.	PESO	MARGE DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles	Carga máx. c/Ch máx.	LÍMITE DE RPM
						Ds	Dg	W Min.	d										
DSH-3	3	2.8		0.50	0.10	0.40		2.7		1.9	0.8	1.0	0.017	0.3	0.47	0.1	0.5	0.27	360000
DSH-4	4	3.8	-0,04	0.50	0.10	0.40		3.7	+0,04	2.2	0.9	1.0	0.022	0.3	0.50	0.2	0.5	0.30	211000
DSH-5	5	4.8		0.70	0.10	0.60	-0,05	4.7	-0,15	2.5	1.1	1.0	0.066	0.3	1.00	0.2	0.5	0.80	154000
DSH-6	6	5.7		0.80	0.15	0.70		5.6		2.7	1.3	1.2	0.084	0.5	1.45	0.4	0.5	0.90	114000
DSH-7	7	6.7		0.90	0.15	0.80		6.5	+0,06	3.1	1.4	1.2	0.121	0.5	2.60	0.5	0.5	1.40	121000
DSH-8	8	7.6	-0,06	0.90	0.20	0.80		7.4	-0,18	3.2	1.5	1.2	0.158	0.6	3.00	0.8	0.5	2.00	96000
DSH-9	9	8.6		1.10	0.20	1.00		8.4		3.3	1.7	1.2	0.300	0.6	3.50	0.9	0.5	2.40	85000
DSH-10	10	9.6		1.10	0.20	1.00		9.3		3.3	1.8	1.5	0.340	0.6	4.00	1.0	1.0	2.40	84000
DSH-11	11	10.5		1.10	0.25	1.00		10.2		3.3	1.8	1.5	0.410	0.8	4.50	1.4	1.0	2.40	70000
DSH-12	12	11.5		1.10	0.25	1.00		11.0		3.3	1.8	1.7	0.500	0.8	5.00	1.5	1.0	2.40	75000
DSH-13	13	12.4		1.10	0.30	1.00		11.9	+0,10	3.4	2.0	1.7	0.530	0.9	5.80	2.0	1.0	2.40	66000
DSH-14	14	13.4	-0,11	1.10	0.30	1.00		12.9	-0,36	3.5	2.1	1.7	0.640	0.9	6.40	2.1	1.0	2.40	58000
DSH-15	15	14.3		1.10	0.35	1.00		13.8		3.6	2.2	1.7	0.670	1.1	6.90	2.6	1.0	2.40	50000
DSH-16	16	15.2		1.10	0.40	1.00		14.7		3.7	2.2	1.7	0.700	1.2	7.40	3.2	1.0	2.40	45000
DSH-17	17	16.2		1.10	0.40	1.00		15.7		3.8	2.3	1.7	0.820	1.2	8.00	3.4	1.0	2.40	41000
DSH-18	18	17.0		1.30	0.50	1.20		16.5		3.9	2.4	2.0	1.110	1.5	17.00	4.5	1.5	3.75	39000
DSH-19	19	18.0		1.30	0.50	1.20		17.5		3.9	2.5	2.0	1.220	1.5	17.00	4.8	1.5	3.80	35000
DSH-20	20	19.0		1.30	0.50	1.20		18.5		4.0	2.6	2.0	1.300	1.5	17.10	5.0	1.5	3.85	32000
DSH-21	21	20.0	-0,13	1.30	0.50	1.20		19.5	+0,13	4.1	2.7	2.0	1.420	1.5	16.80	5.3	1.5	3.75	29000
DSH-22	22	21.0		1.30	0.50	1.20		20.5	-0,42	4.2	2.8	2.0	1.500	1.5	16.90	5.6	1.5	3.80	27000
DSH-23	23	22.0	-0,15	1.30	0.50	1.20		21.5		4.3	2.9	2.0	1.630	1.5	16.60	5.9	1.5	3.80	25000
DSH-24	24	22.9		1.30	0.55	1.20		22.2		4.4	3.0	2.0	1.770	1.7	16.10	6.7	1.5	3.65	27000
DSH-25	25	23.9		1.30	0.55	1.20		23.2		4.4	3.0	2.0	1.900	1.7	16.20	7.0	1.5	3.70	25000
DSH-26	26	24.9		1.30	0.55	1.20	-0,06	24.2	+0,21	4.5	3.1	2.0	1.960	1.7	16.10	7.3	1.5	3.70	24000
DSH-27	27	25.6	-0,21	1.30	0.70	1.20		24.9	-0,42	4.6	3.1	2.0	2.080	2.1	16.40	9.6	1.5	3.80	22500
DSH-28	28	26.6		1.60	0.70	1.50		25.9		4.7	3.2	2.0	2.920	2.1	32.10	10.0	1.5	7.50	21200
DSH-29	29	27.6		1.60	0.70	1.50		26.9		4.8	3.4	2.0	3.200	2.1	31.80	10.3	1.5	7.45	20000
DSH-30	30	28.6		1.60	0.70	1.50		27.9		5.0	3.5	2.0	3.320	2.1	32.10	10.7	1.5	7.65	18900
DSH-31	31	29.3		1.60	0.85	1.50		28.6		5.1	3.5	2.5	3.450	2.6	31.50	13.4	2.0	5.60	17900
DSH-32	32	30.3		1.60	0.85	1.50		29.6		5.2	3.6	2.5	3.540	2.6	31.20	13.8	2.0	5.55	16900
DSH-33	33	31.3		1.60	0.85	1.50		30.5		5.2	3.7	2.5	3.690	2.6	31.60	14.3	2.0	5.65	17400
DSH-34	34	32.3		1.60	0.85	1.50		31.5		5.4	3.8	2.5	3.800	2.6	31.30	14.7	2.0	5.60	16100
DSH-35	35	33.0		1.60	1.00	1.50		32.2	+0,25	5.6	3.9	2.5	4.000	3.0	30.80	17.8	2.0	5.55	15500
DSH-36	36	34.0		1.85	1.00	1.75		33.2	-0,50	5.6	4.0	2.5	5.000	3.0	49.40	18.3	2.0	9.00	14500
DSH-37	37	35.0		1.85	1.00	1.75		34.2		5.7	4.1	2.5	5.370	3.0	50.00	18.8	2.0	9.15	14100
DSH-38	38	36.0		1.85	1.00	1.75		35.2		5.8	4.2	2.5	5.620	3.0	49.50	19.3	2.0	9.10	13600
DSH-39	39	37.0	-0,25	1.85	1.00	1.75		36.0		5.9	4.3	2.5	5.850	3.0	49.80	19.9	2.0	9.25	14500
DSH-40	40	37.5		1.85	1.25	1.75		36.5		6.0	4.4	2.5	6.030	3.8	51.00	25.3	2.0	9.50	14300
DSH-41	41	38.5		1.85	1.25	1.75		37.5		6.2	4.5	2.5	6.215	3.8	50.10	26.0	2.0	9.40	13500
DSH-42	42	39.5		1.85	1.25	1.75		38.5	+0,39	6.5	4.5	2.5	6.500	3.8	50.00	26.7	2.0	9.45	13000
DSH-44	44	41.5		1.85	1.25	1.75		40.5	-0,90	6.6	4.6	2.5	7.000	3.8	48.50	28.0	2.0	9.20	11800
DSH-45	45	42.5		1.85	1.25	1.75		41.5		6.7	4.7	2.5	7.500	3.8	49.0	28.6	2.0	9.35	11400
DSH-46	46	43.5		1.85	1.25	1.75		42.5		6.7	4.8	2.5	7.600	3.8	48.9	29.4	2.0	9.40	10900
DSH-47	47	44.5		1.85	1.25	1.75		43.5		6.8	4.9	2.5	7.500	3.8	49.5	30.0	2.0	9.55	11000
DSH-48	48	45.5		1.85	1.25	1.75		44.5		6.9	5.0	2.5	7.900	3.8	49.4	30.7	2.0	9.55	10000
DSH-50	50	47.0		2.15	1.50	2.00		45.8		6.9	5.1	2.5	10.20	4.5	73.3	38.0	2.0	14.40	11000
DSH-52	52	49.0		2.15	1.50	2.00		47.8		7.0	5.2	2.5	11.10	4.5	73.1	39.7	2.5	11.50	10000
DSH-54	54	51.0		2.15	1.50	2.00	-0,07	49.8		7.1	5.3	2.5	11.30	4.5	71.2	41.2	2.5	11.30	9000
DSH-55	55	52.0	-0,30	2.15	1.50	2.00		50.8	+0,45-1,10	7.2	5.4	2.5	11.40	4.5	71.4	42.0	2.5	11.40	9000

TODAS LAS DIMENSIONES SON EN MILIMETROS.

No. de Anillo	EJE		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS						
	DIAM (mm)	D <sub>s</sub>	DIAMETRO	ANCHUR	PROFUN-DIDAD	ESPESOR ***		DIAMETRO LIBRE		ALTURA DE LA OREJETA	SECCIÓ MAX.	DIAMETR DEL AGUJERO.	PESO	MARGE DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles	Carga máx. c/Ch máx.	LÍMITE DE RPM
						T	Tol.	Df	Tol.										
DSH-56	56	53.0		2.15	1.50	2.00		51.8		7.3	5.5	2.5	11.80	4.5	70.8	42.8	2.5	11.30	9000
DSH-57	57	54.0		2.15	1.50	2.00		52.8		7.3	5.5	2.5	12.20	4.5	70.9	43.7	2.5	11.40	8000
DSH-58	58	55.0		2.15	1.50	2.00		53.8		7.3	5.6	2.5	12.60	4.5	71.1	44.3	2.5	11.50	8000
DSH-60	60	57.0		2.15	1.50	2.00		55.8		7.4	5.8	2.5	12.90	4.5	69.2	46.0	2.5	11.30	8000
DSH-62	62	59.0		2.15	1.50	2.00		57.8		7.5	6.0	2.5	14.30	4.5	69.3	47.5	2.5	11.40	7000
DSH-63	63	60.0	-0.30	2.15	1.50	2.00	-0.07	58.8		7.6	6.2	2.5	15.90	4.5	70.2	48.3	2.5	11.60	7000
DSH-65	65	62.0		2.65	1.50	2.50		60.8		7.8	6.3	3.0	18.20	4.5	135.0	49.8	2.5	22.70	7000
DSH-67	67	64.0		2.65	1.50	2.50		62.5	+0.46	7.9	6.4	3.0	20.30	4.5	136.0	51.3	2.5	23.00	7000
DSH-68	68	65.0		2.65	1.50	2.50		63.5	-1.10	8.0	6.5	3.0	21.80	4.5	135.0	52.2	2.5	23.10	7000
DSH-70	70	67.0		2.65	1.50	2.50		65.5		8.1	6.6	3.0	22.00	4.5	134.0	53.8	2.5	23.00	7000
DSH-72	72	69.0		2.65	1.50	2.50		67.5		8.2	6.8	3.0	22.50	4.5	131.0	55.3	2.5	22.80	6000
DSH-75	75	72.0		2.65	1.50	2.50		70.5		8.4	7.0	3.0	24.60	4.5	130.0	57.6	2.5	22.80	6000
DSH-77	77	74.0		2.65	1.50	2.50		72.5		8.5	7.2	3.0	25.70	4.5	131.0	59.3	3.0	19.70	6000
DSH-78	78	75.0		2.65	1.50	2.50		73.5		8.6	7.3	3.0	26.20	4.5	131.0	60.0	3.0	19.70	5000
DSH-80	80	76.5		2.65	1.75	2.50		74.5		8.6	7.4	3.0	27.30	5.3	128.0	71.6	3.0	19.50	6000
DSH-82	82	78.5		2.65	1.75	2.50		76.5		8.7	8.7	3.0	31.20	5.3	128.0	73.5	3.0	19.60	6000
DSH-85	85	81.5		3.15	1.75	3.00		79.5		8.7	7.8	3.5	36.40	5.3	215.0	76.2	3.0	33.40	6000
DSH-87	87	83.5		3.15	1.75	3.00		81.5		8.8	7.9	3.5	39.80	5.3	222.0	78.2	3.0	34.80	5000
DSH-88	88	84.5		3.15	1.75	3.00		82.5		8.8	8.0	3.5	41.20	5.3	221.0	79.0	3.0	34.80	5000
DSH-90	90	86.5		3.15	1.75	3.00		84.5		8.8	8.2	3.5	44.50	5.3	217.0	80.0	3.0	34.40	5000
DSH-92	92	88.5	-0.35	3.15	1.75	3.00	-0.08	86.5		9.0	8.4	3.5	46.00	5.3	217.0	82.0	3.5	29.60	5000
DSH-95	95	91.5		3.15	1.75	3.00		89.5		9.4	8.6	3.5	49.00	5.3	212.0	85.0	3.5	29.20	5000
DSH-97	97	93.5		3.15	1.75	3.00		91.5		9.4	8.8	3.5	50.20	5.3	211.0	87.0	3.5	29.40	4000
DSH-97	98	94.5		3.15	1.75	3.00		91.5		9.4	8.8	3.5	50.20	5.3	208.0	88.0	3.5	29.00	4000
DSH-100	100	96.5		3.15	1.75	3.00		94.5		9.6	9.0	3.5	53.70	5.3	206.0	90.0	3.5	29.00	4000
DSH-102	102	98.0		4.15	2.00	4.00		95.0		9.7	9.2	3.5	78.00	6.0	482.0	104.0	3.5	68.50	5000
DSH-105	105	101.0		4.15	2.00	4.00		98.0		9.9	9.9	3.5	80.00	6.0	471.0	107.0	3.5	67.70	5000
DSH-107	107	103.0		4.15	2.00	4.00		100.0	+0.54	10.0	9.5	3.5	81.00	6.0	465.0	110.0	3.5	67.30	5000
DSH-107	108	104.0		4.15	2.00	4.00		100.0	-1.30	10.0	9.5	3.5	81.00	6.0	459.0	111.0	3.5	66.30	4000
DSH-110	110	106.0		4.15	2.00	4.00		103.0		10.1	9.6	3.5	82.00	6.0	457.0	113.0	3.5	66.90	4000
DSH-112	112	108.0	-0.54	4.15	2.00	4.00		105.0		10.3	9.7	3.5	83.00	6.0	451.0	115.0	3.5	66.60	4000
DSH-115	115	111.0		4.15	2.00	4.00		108.0		10.6	9.8	3.5	84.00	6.0	438.0	118.0	3.5	65.50	4000
DSH-117	117	113.0		4.15	2.00	4.00		110.0		10.8	10.0	3.5	85.00	6.0	437.0	120.0	3.5	65.60	4000
DSH-117	118	114.0		4.15	2.00	4.00		110.0		10.8	10.0	3.5	85.00	6.0	430.0	121.0	3.5	64.80	4000
DSH-120	120	116.0		4.15	2.00	4.00		113.0		11.0	10.2	3.5	86.00	6.0	424.0	123.0	3.5	64.50	4000
DSH-122	122	118.0		4.15	2.00	4.00		115.0		11.2	10.3	4.0	88.00	6.0	418.0	125.0	4.0	65.60	4000
DSH-125	125	121.0		4.15	2.00	4.00		118.0		11.4	10.4	4.0	90.00	6.0	411.0	128.0	4.0	56.50	3000
DSH-127	127	123.0		4.15	2.00	4.00		120.0		11.4	10.5	4.0	95.00	6.0	407.0	130.0	4.0	56.10	3000
DSH-127	128	124.0		4.15	2.00	4.00		120.0		11.4	10.5	4.0	95.00	6.0	401.0	131.0	4.0	55.60	3000
DSH-130	130	126.0		4.15	2.00	4.00	-0.10	123.0		11.6	10.7	4.0	100.0	6.0	395.0	134.0	4.0	55.20	3000
DSH-132	132	128.0		4.15	2.00	4.00		125.0		11.7	10.8	4.0	103.0	6.0	396.0	136.0	4.0	55.60	3000
DSH-135	135	131.0		4.15	2.00	4.00		128.0		11.8	11.0	4.0	104.0	6.0	389.0	139.0	4.0	55.40	3000
DSH-137	137	133.0		4.15	2.00	4.00		130.0		11.9	11.0	4.0	107.0	6.0	380.0	141.0	4.0	54.40	3000
DSH-137	138	134.0		4.15	2.00	4.00		130.0		11.9	11.0	4.0	107.0	6.0	381.0	142.0	4.0	54.70	3000
DSH-140	140	136.0		4.15	2.00	4.00		133.0		12.0	11.2	4.0	110.0	6.0	376.0	144.0	4.0	54.40	3000
DSH-142	142	138.0		4.15	2.00	4.00		135.0		12.1	11.3	4.0	112.0	6.0	370.0	146.0	4.0	54.00	3000
DSH-145	145	141.0		4.15	2.00	4.00		138.0		12.2	11.5	4.0	115.0	6.0	367.0	149.0	4.0	53.80	3000
DSH-147	147	143.0	-0.63	4.15	2.00	4.00		140.0	+0.63	12.3	11.6	4.0	116.0	6.0	361.0	151.0	4.0	53.50	3000
DSH-147	148	144.0		4.15	2.00	4.00		140.0	-1.50	12.3	11.6	4.0	116.0	6.0	357.0	152.0	4.0	53.00	2000
DSH-150	150	145.0		4.15	2.50	4.00		142.0		13.0	11.8	4.0	120.0	7.5	357.0	193.0	4.0	53.40	2000
DSH-152	152	147.0		4.15	2.50	4.00		143.0		13.0	11.9	4.0	128.0	7.5	356.0	195.0	4.0	53.10	3000
DSH-155	155	150.0		4.15	2.50	4.00		146.0		13.0	12.0	4.0	135.0	7.5	352.0	199.0	4.0	52.60	3000
DSH-157	157	152.0		4.15	2.50	4.00		148.0		13.1	12.0	4.0	140.0	7.5	352.0	202.0	4.0	52.50	3000
DSH-157	158	153.0		4.15	2.50	4.00		148.0		13.1	12.0	4.0	140.0	7.5	353.0	203.0	4.0	52.70	3000
DSH-160	160	155.0		4.15	2.50	4.00		151.0		13.3	12.2	4.0	150.0	7.5	349.0	206.0	4.0	52.20	3000
DSH-162	162	157.0		4.15	2.50	4.00		152.5		13.3	12.3	4.0	155.0	7.5	348.0	208.0	5.0	41.70	3000
DSH-165	165	160.0		4.15	2.50	4.00		155.5		13.5	12.5	4.0	160.0	7.5	345.0	212.0	5.0	41.40	3000
DSH-167	167	162.0		4.15	2.50	4.00		157.5		13.5	12.9	4.0	163.0	7.5	354.0	215.0	5.0	42.50	3000
DSH-167	168	163.0		4.15	2.50	4.00		157.5		13.5	12.9	4.0	163.0	7.5	353.0	216.0	5.0	42.40	2000

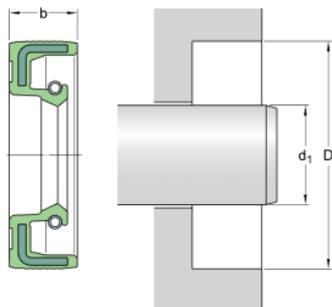
TODAS LAS DIMENSIONES SON EN MILÍMETROS. \*El radio "R" en el lado de la carga no debe ser mayor que 0,1 T.

### TABLA Nº 26: RETÉN EJE DE ENTRADA

#### 35x47x6 HMS5 RG

Número de referencia para EE. UU.	563495
Diseño	HMS5
Material del labio	RG

#### Dimensiones



$d_1$	35	mm
D	47	mm
b	6	mm

#### Aplicación y condiciones de funcionamiento

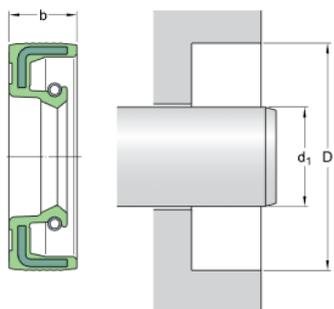
Diferencial de presión	max.	0.03	MPa
Temperatura de funcionamiento	min.	-40	°C
Temperatura de funcionamiento	max.	100	°C
Temperatura de funcionamiento, período breve	max.	120	°C
Velocidad de giro	max.	7639	r/min
Velocidad de la superficie del eje	max.	14	m/s

### TABLA Nº 27: RETÉN EJE DE SALIDA

#### 70x90x10 HMS5 RG

Número de referencia para EE. UU.	692627
Diseño	HMS5
Material del labio	RG
De acuerdo con la norma ISO/DIN	

#### Dimensiones



$d_1$	70	mm
D	90	mm
b	10	mm

#### Aplicación y condiciones de funcionamiento

Diferencial de presión	max.	0.03	MPa
Temperatura de funcionamiento	min.	-40	°C
Temperatura de funcionamiento	max.	100	°C
Temperatura de funcionamiento, período breve	max.	120	°C
Velocidad de giro	max.	3820	r/min
Velocidad de la superficie del eje	max.	14	m/s

**TABLA Nº 28: TAPÓN DE LLENADO ACEITE**

28022 Tapones

**norelem**

Descripción del artículo/Imágenes del producto



**Descripción**

**Material:**

Carcasa de poliamida termoplástica 66, cubierta de poliamida 66. Filtro de aire de poliuretano (espuma PU), junta tórica de goma (NBR).

**Versión:**

Carcasa negra, cubierta roja. Finura de filtro 50 µm.

**Indicación:**

Resistente a la temperatura hasta 100 °C.

**Indicación sobre el dibujo:**

Forma A: sin ventilación

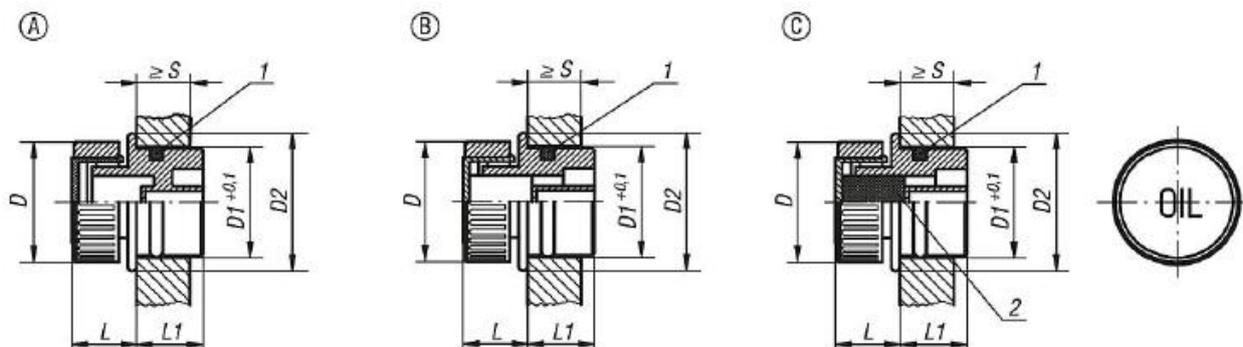
Forma B: con ventilación

Forma C: con ventilación y filtro de aire

1) Junta tórica

2) Filtro de aire solo con forma C

Planos



Nuestros productos

Referencia Forma A	Referencia Forma B	Referencia Forma C	D	Ø de perforación D1	D2	L	L1	S min.
28022-13018	28022-23018	28022-33018	30	18	23	14	14	8
28022-13020	28022-23020	28022-33020	30	20	24	14	15,5	8
28022-13026	28022-23026	28022-33026	30	26	30	14	16,5	9,5
28022-13030	28022-23030	28022-33030	30	30	34	14	17	9,5

**TABLA Nº 29: TAPÓN DE VACIADO ACEITE**

**28024 Tornillos tapón con imán**



Descripción del artículo/Imágenes del producto



**Descripción**

**Material:**

Termoplástico, poliamida 66. Imán permanente de ferrita.

**Versión:**

Negro. Junta plana sin asbesto.

**Indicación:**

Resistente a la temperatura con aceite hasta 100 °C, con agua hasta 70 °C.

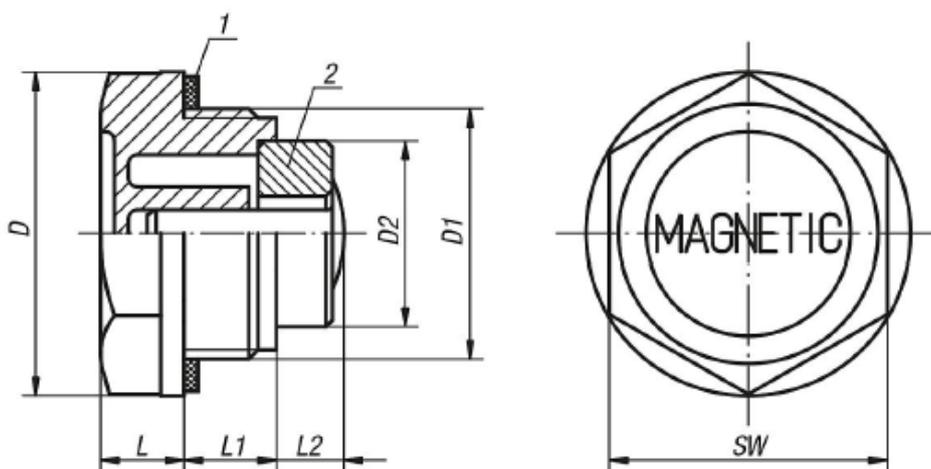
El efecto magnético de los tornillos tapón atrapa las partículas de hierro presentes en el aceite.

El montaje de los tornillos tapón cerca del suelo ayuda a evitar daños en los componentes mecánicos, como las bombas.

**Indicación sobre el dibujo:**

- 1) Junta plana
- 2) Imán

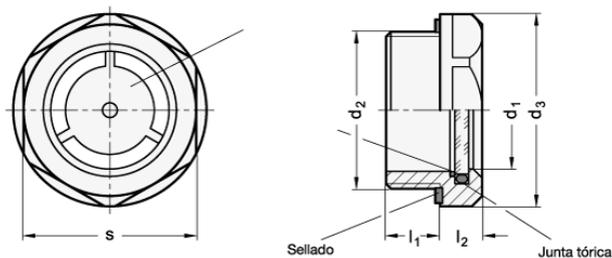
Planos



Nuestros productos

Referencia	D	D1	D2	L	L1	L2	SW
28024-20014	20	G1/4	8	7	9	5	17
28024-22038	22	G3/8	13	7,5	10	10	18
28024-27012	27	G1/2	13	8	11	9	24
28024-34034	34	G3/4	19,6	9	11	6,5	30
28024-42100	42	G1	19,6	10,5	12	14	35
28024-201415	20	M14x1,5	8	7	9	5	17

**TABLA Nº 30: INDICADOR DE NIVEL DE ACEITE**



**GN 743.5**

Filtro	Todos	Todos	Todos	Todos	Todos	Todos	Todos
Descripción	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	s	Peso
<b>GN 743.5-11-M16x1,5-A</b>	11	M 16 x 1.5	22	8	7.5	20	19
<b>GN 743.5-14-M20x1,5-A</b>	14	M 20 x 1.5	26	8.5	7.5	23	20
<b>GN 743.5-18-M26x1,5-A</b>	18	M 26 x 1.5	32	9	8	30	42
<b>GN 743.5-24-M33x1,5-A</b>	24	M 33 x 1.5	40	11	8.5	36	64
<b>GN 743.5-32-M42x1,5-A</b>	32	M 42 x 1.5	50	12	9	46	90
<b>GN 743.5-11-M16x1,5-B</b>	11	M 16 x 1.5	22	8	7.5	20	19
<b>GN 743.5-14-M20x1,5-B</b>	14	M 20 x 1.5	26	8.5	7.5	23	20
<b>GN 743.5-18-M26x1,5-B</b>	18	M 26 x 1.5	32	9	8	30	42
<b>GN 743.5-24-M33x1,5-B</b>	24	M 33 x 1.5	40	11	8.5	36	64

**– Especificación**

**Tipos**

- Tipo **A**: con chapilla
- Tipo **B**: sin chapilla

**Cuerpo**

Acero inoxidable AISI 303

**Chapa de contraste (Tipo A)**

Tecnopolímero (Polysulfan)

**Circlip (Tipo B)**

Acero inoxidable AISI 301

- resistentes a temperaturas de hasta **180 °C**
- Visor de vidrio de seguridad templado
- Anillo de sellado de goma FPM (Viton<sup>®</sup>)

Identificable porque la junta de estanqueidad no es negra

**– Información**

Los indicadores de nivel de aceite GN 743.5 están hechos con vidrio natural de alta estabilidad y resistente a arañazos. La total hermeticidad está garantizada por una junta tórica colocada en el perímetro del indicador y no en el borde del vidrio. De este modo, la estanqueidad no resulta afectada por presiones axiales.

El diámetro externo de estos visores de vidrio para el nivel de aceite con hembra hexagonal debe coincidir con agujeros de montaje para conexiones según DIN 3852.

La junta está colocada en una ranura y no se puede perder. Además, esta ranura evita que la junta sea aplastada cuando se aprieta el visor.

Los indicadores de nivel de aceite GN 743.5 pueden ser utilizados en depósitos de aceite presurizados.

Pruebas relativas a la presión máxima son disponibles bajo pedido.



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

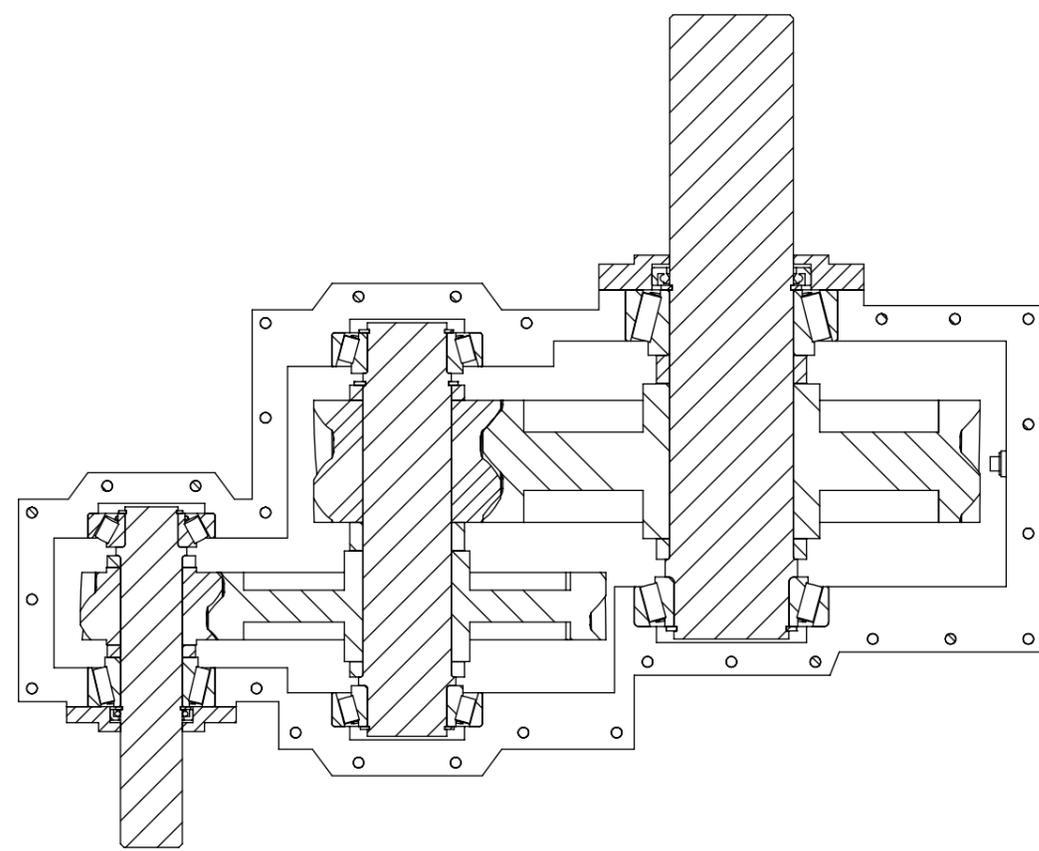
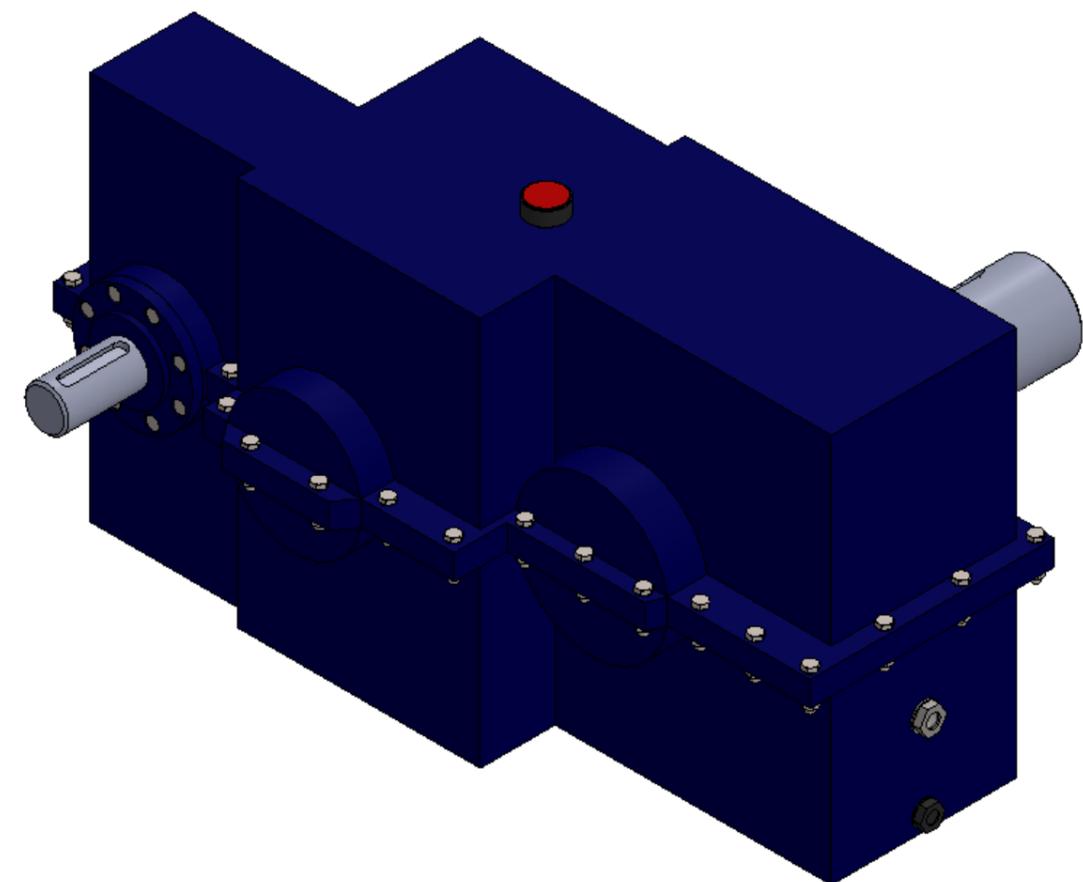
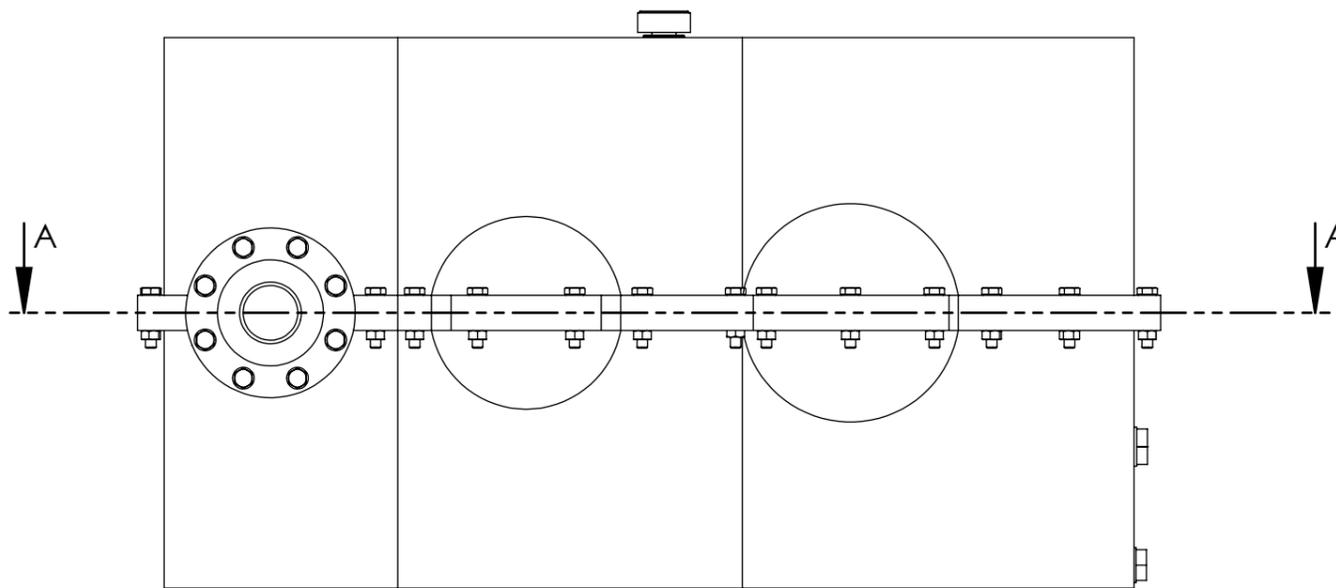


Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

# **DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 8,5 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1900 NM**

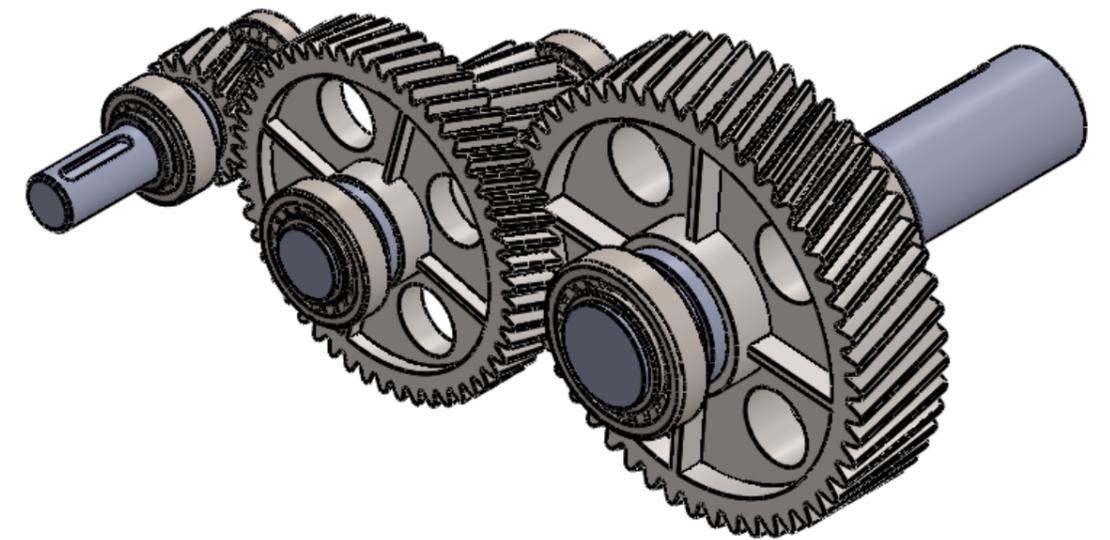
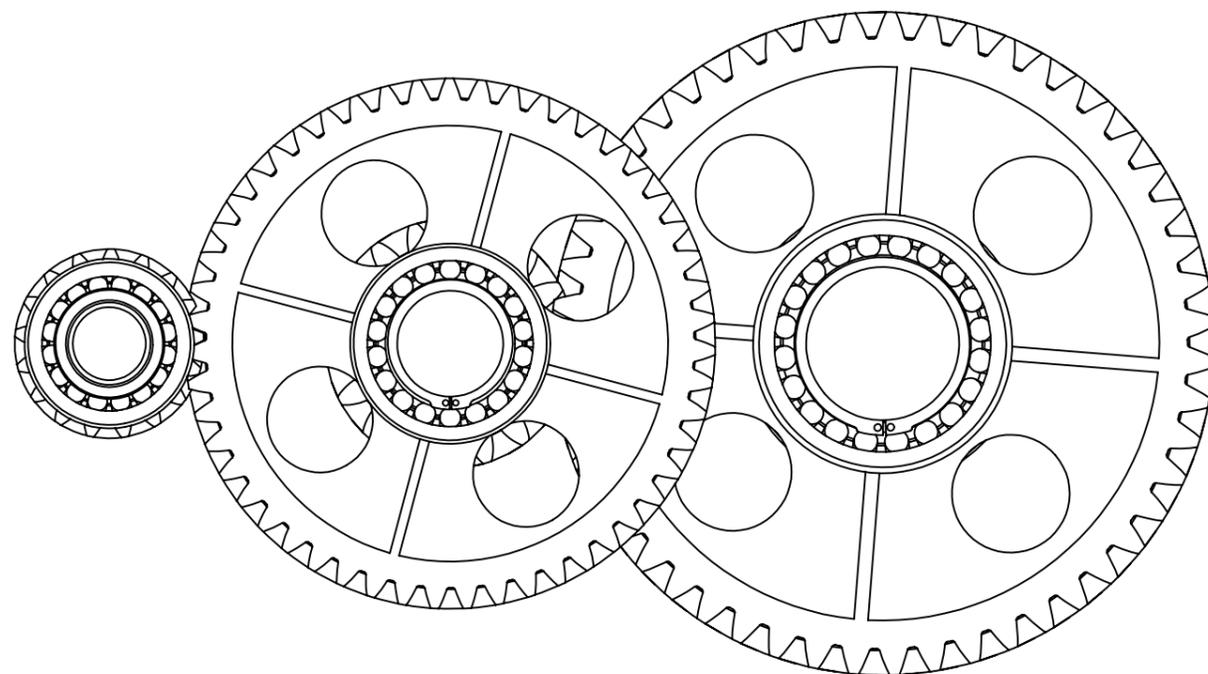
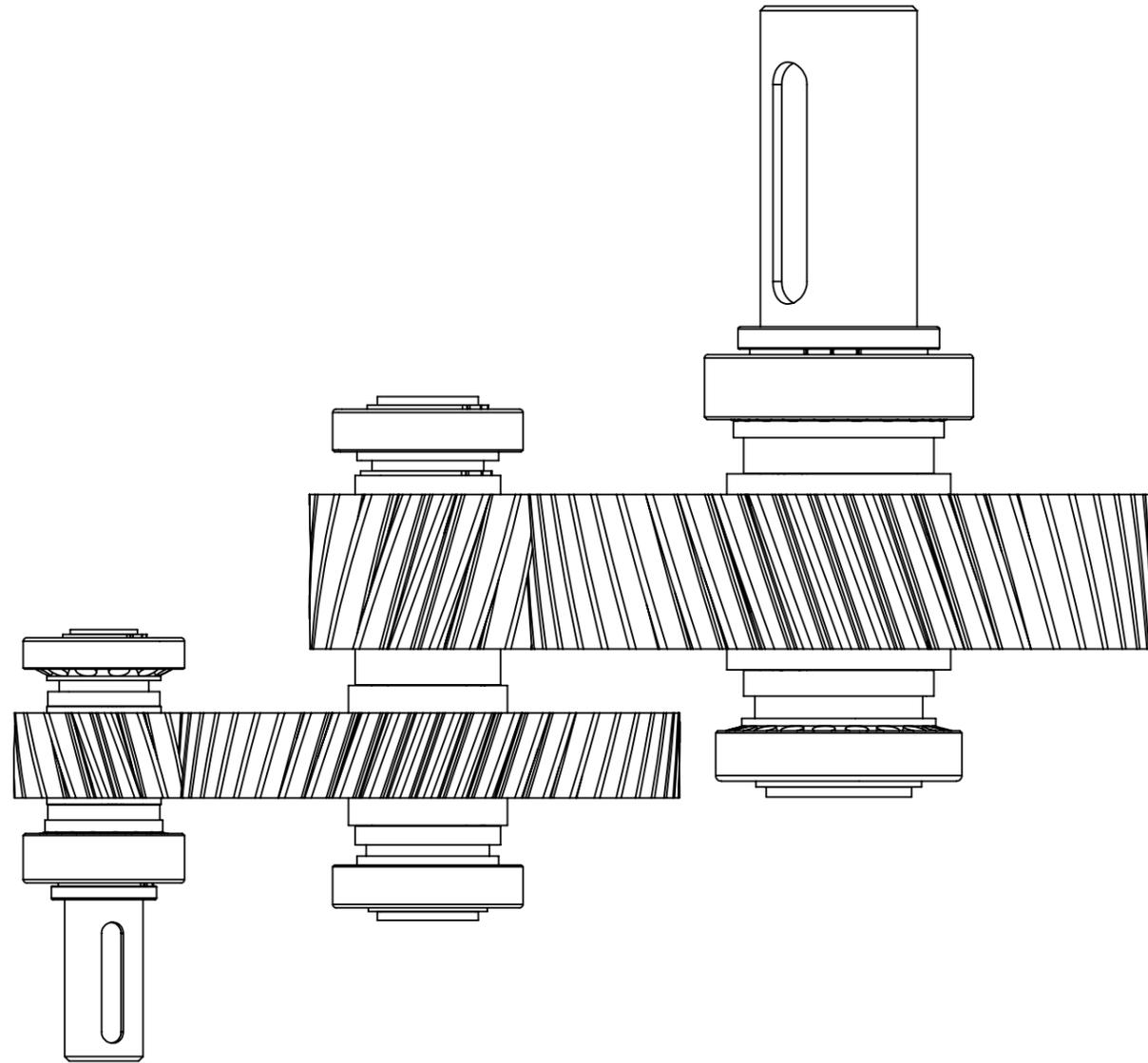
---

## **PLANOS**

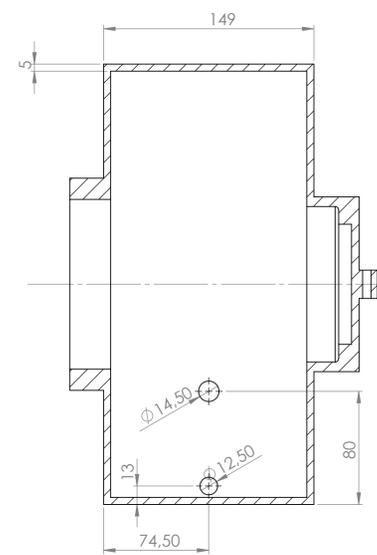
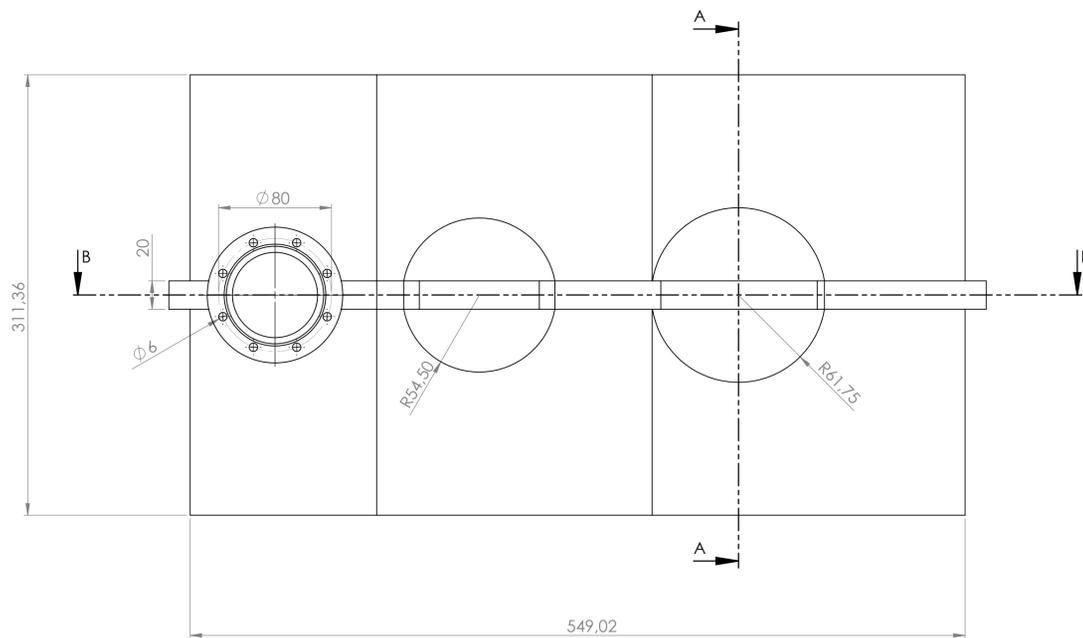
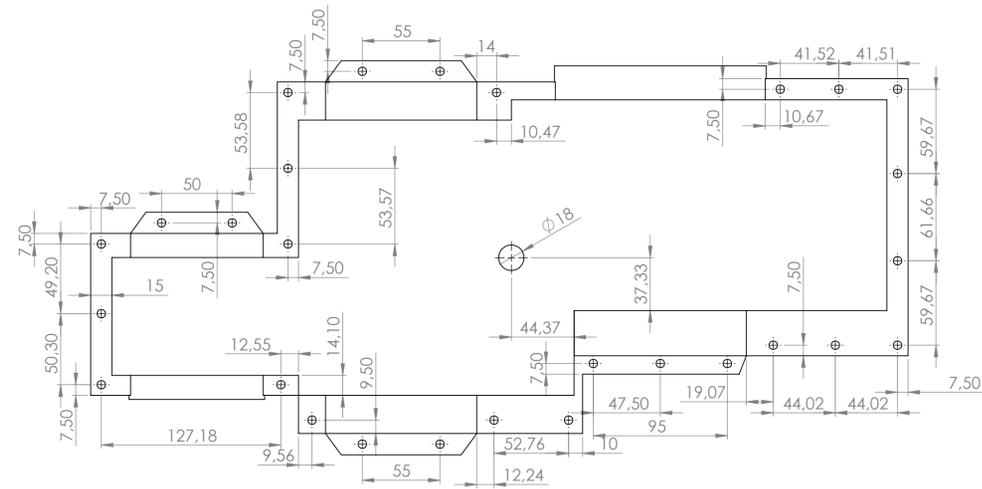


SECCIÓN A-A

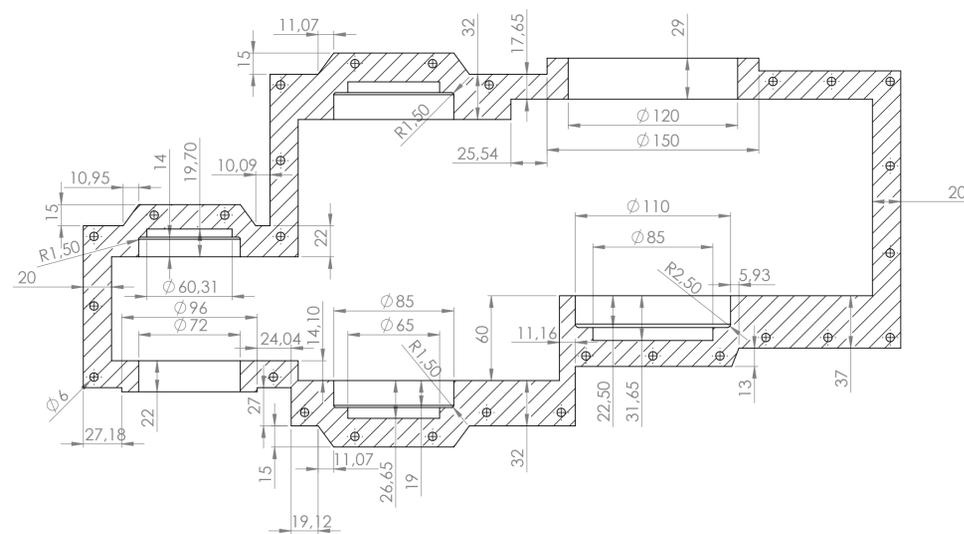
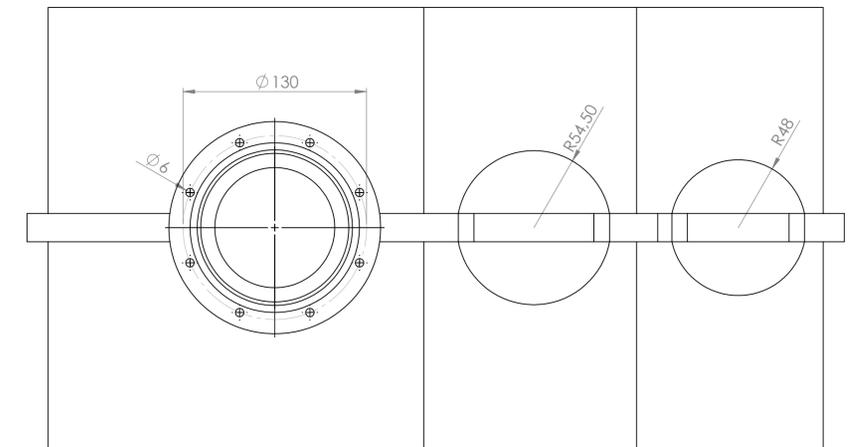
PROYECTO	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		ESCUELA	E.T.S.I.D
PLANO	<b>CONJUNTO</b>			
AUTOR	JORGE SÁNCHEZ TORÁN		ESCALA	FECHA
			1 : 4	09/06/2018
TUTOR	JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO		Nº PLANO	1/13



PROYECTO	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		ESCUELA	E.T.S.I.D
PLANO	<b>CONJUNTO</b>			
AUTOR	JORGE SÁNCHEZ TORÁN		ESCALA	FECHA
			1 : 3	09/06/2018
TUTOR	JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO		Nº PLANO	2/13

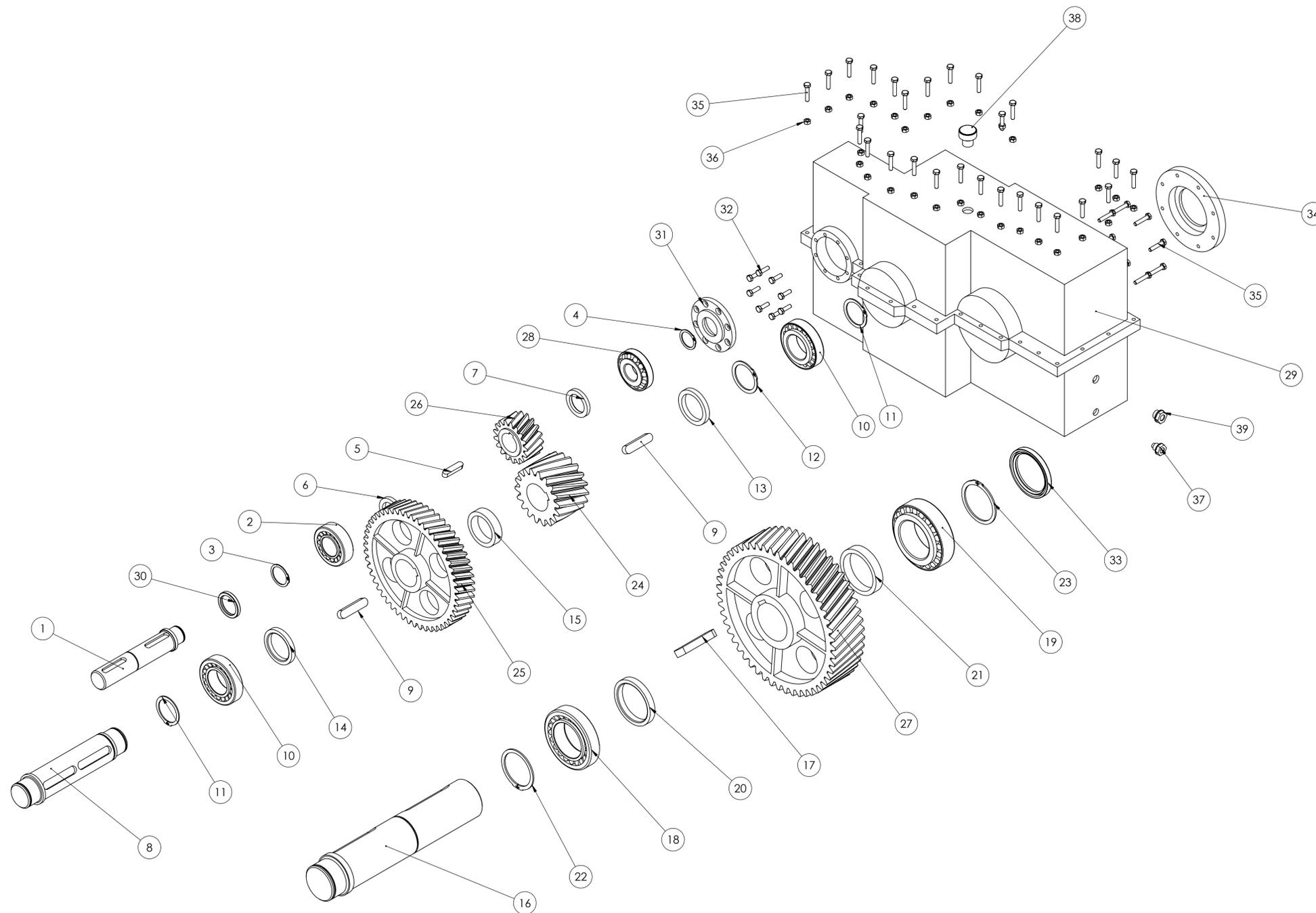


SECCIÓN A-A



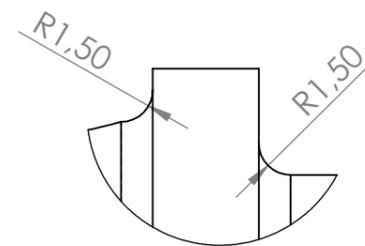
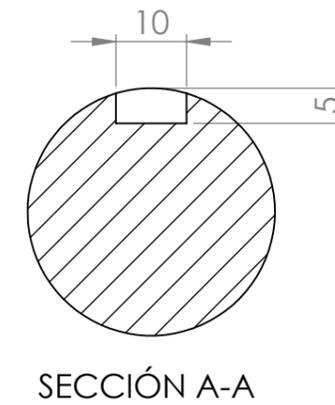
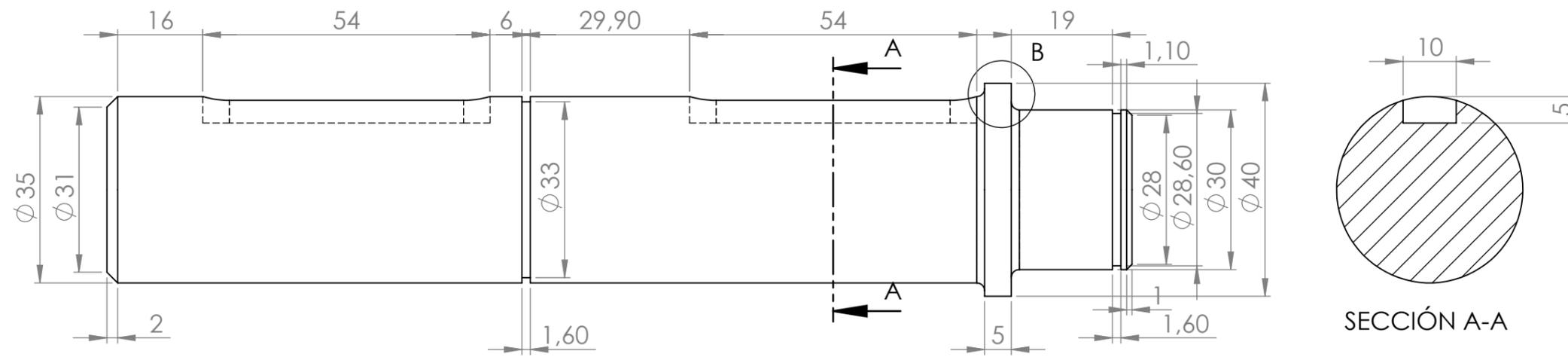
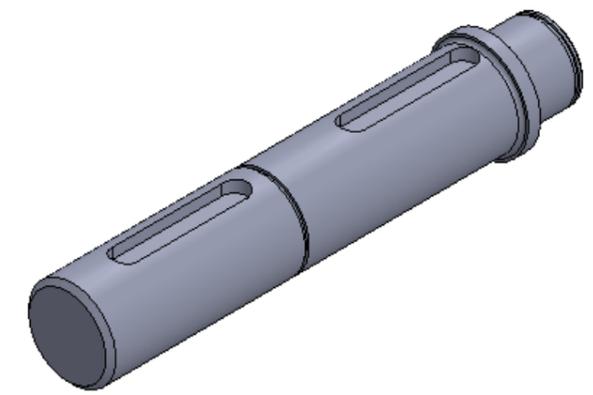
SECCIÓN B-B

PROYECTO	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		ESCUELA	E.T.S.I.D
PLANO	<b>CARCASA</b>			
AUTOR	JORGE SÁNCHEZ TORÁN		ESCALA	FECHA
			2 : 5	09/06/2018
TUTOR	JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO		Nº PLANO	3/13

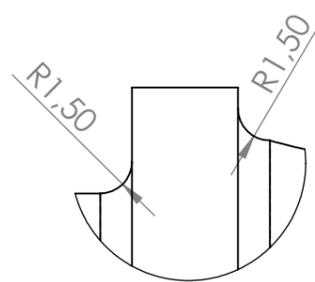
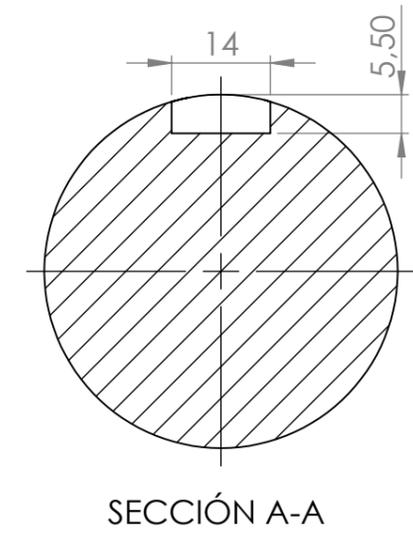
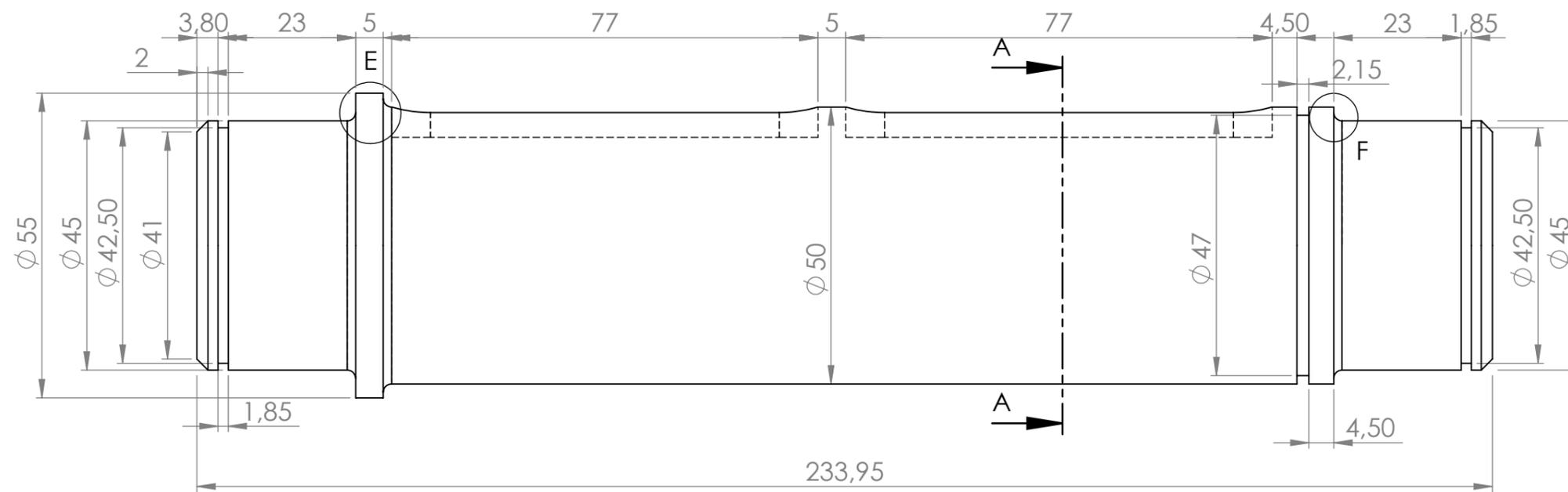
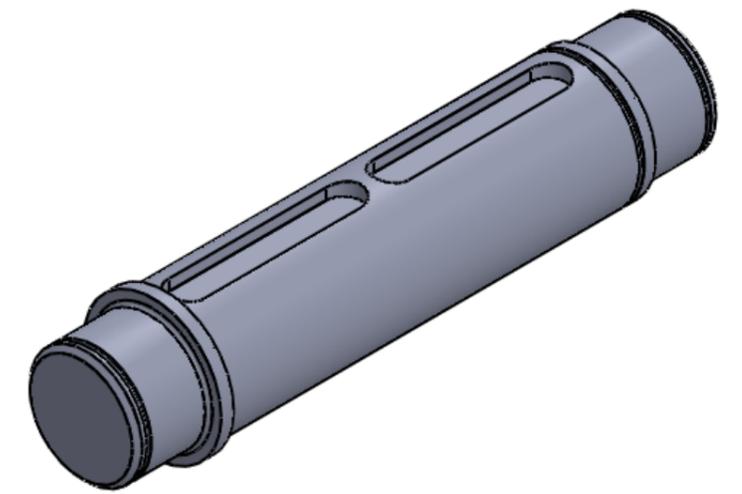


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Eje entrada	Eje de entrada	1
2	AFBMA 19.1.2 - J2DE035 - 16,DE,NC,16	Rodamiento A eje de entrada	1
3	B27.8M - 3DM1-35	Anillo de retención DSH-35	1
4	B27.8M - 3DM1-30	Anillo de retención DSH-30	1
5	Chaveta eje entrada	Chaveta 44 mm, 10 x 8	1
6	Casquillos	Casquillo 6,9 mm	1
7	Casquillos	Casquillo 6,5 mm	1
8	Eje intermedio	Eje intermedio	1
9	Chaveta eje intermedio	Chaveta 63 mm, 14 x 9	2
10	AFBMA 19.1.2 - J3DB045 - 18,DE,NC,18	Rodamiento A eje intermedio	2
11	B27.8M - 3DM1-45	Anillo de retención DSH-45	2
12	B27.8M - 3DM1-50	Anillo de retención DSH-50	1
13	Casquillos	Casquillo 8,5 mm	1
14	Casquillos	Casquillo 8,5 mm	1
15	Casquillos	Casquillo 16 mm	1
16	Eje salida	Eje de salida	1
17	Chaveta eje salida	Chaveta 88 mm, 20 x 12	1
18	AFBMA 19.1.2 - JM51194 - 20,DE,NC,20	Rodamiento B eje de salida	1
19	AFBMA 19.1.2 - J3DE070 - 20,DE,NC,20	Rodamiento A eje de salida	1
20	Casquillos	Casquillo 16 mm	1
21	Casquillos	Casquillo 11,5 mm	1
22	B27.8M - 3DM1-65	Anillo de retención DSH-65	1
23	B27.8M - 3DM1-70	Anillo de retención DSH-70	1
24	RH Helical gear 5M 18T 20HA 20PA 69FW --- 18B50H63L50.0R1	Piñón eje intermedio	1
25	RH Helical gear 4M 51T 20HA 20PA 38FW --- 51B71H62.5L50.0R1	Rueda eje intermedio	1
26	LH Helical gear 4M 17T 20HA 20PA 38FW --- 17B51H43.75L35.0R1	Piñón eje de entrada	1
27	LH Helical gear 5M 51T 20HA 20PA 69FW --- 51B100H87.5L70.0R1	Rueda eje de salida	1
28	AFBMA 19.1.2 - J7FB030 - 12,DE,NC,12	Rodamiento B eje de entrada	1
29	Carcasa	Carcasa	1
30	35x47x6 HMS5 RG	Sello radial eje de entrada	1
31	Tapa eje entrada	Tapa eje de entrada	1
32	B18.2.3.1M - Hex cap screw, M6 x 1.0 x 20 -- 20N	Tornillo de M6 x 1,0 de 20 mm	8
33	70x90x10 HMS5 RG	Sello radial eje de salida	1
34	Tapa eje salida	Tapa eje de salida	1
35	B18.2.3.1M - Hex cap screw, M6 x 1.0 x 30 -- 18N	Tornillo de M6 x 1,0 de 30 mm	36
36	B18.2.4.1M - Hex nut, Style 1, M6 x 1 --D-N	Tuerca de M6 x 1,0	28
37	Tapón vaciado	Tapón de vaciado de aceite	1
38	Tapón llenado	Tapón de llenado de aceite	1
39	Visor nivel	Visor de nivel de aceite	1

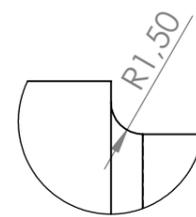
PROYECTO	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		ESCUELA	E.T.S.I.D
PLANO	VISTA DE EXPLOSIONADO			
AUTOR	JORGE SÁNCHEZ TORÁN		ESCALA	FECHA
			1 : 4	09/06/2018
TUTOR	JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO		Nº PLANO	4/13



PROYECTO	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		ESCUELA	E.T.S.I.D
PLANO	<b>EJE DE ENTRADA</b>			
AUTOR	JORGE SÁNCHEZ TORÁN		ESCALA	FECHA
			1 : 1	09/06/2018
TUTOR	JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO		Nº PLANO	5 / 13

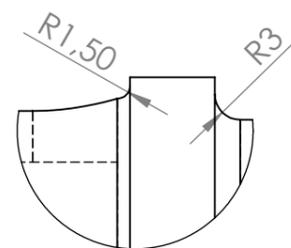
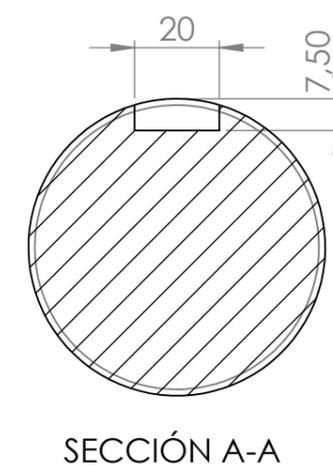
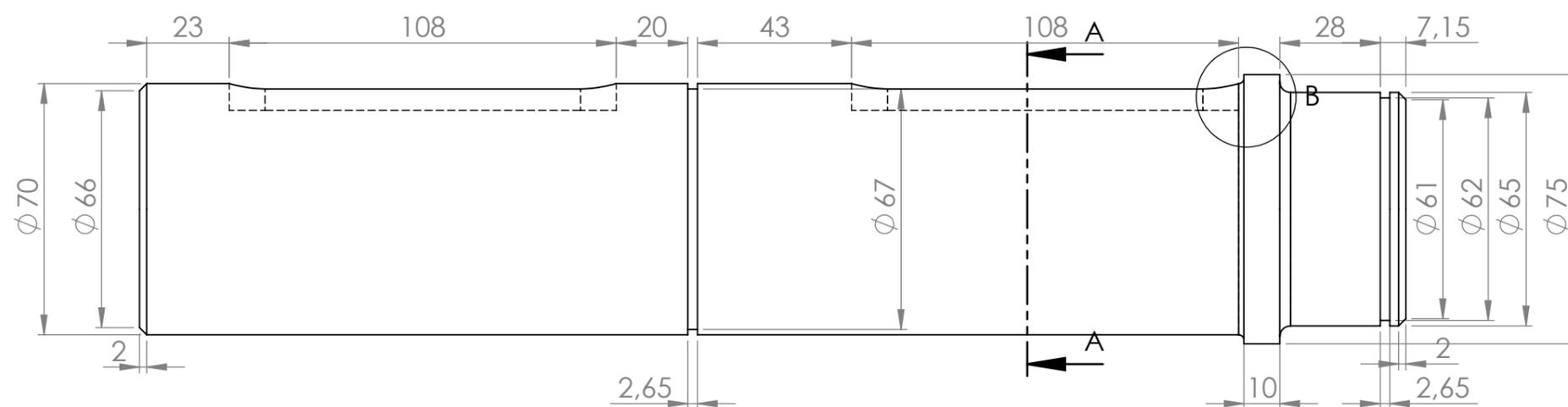
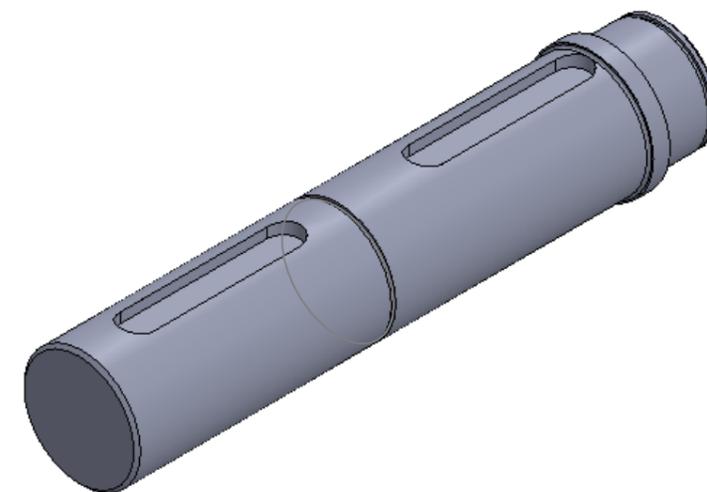


DETALLE E  
ESCALA 3 : 1



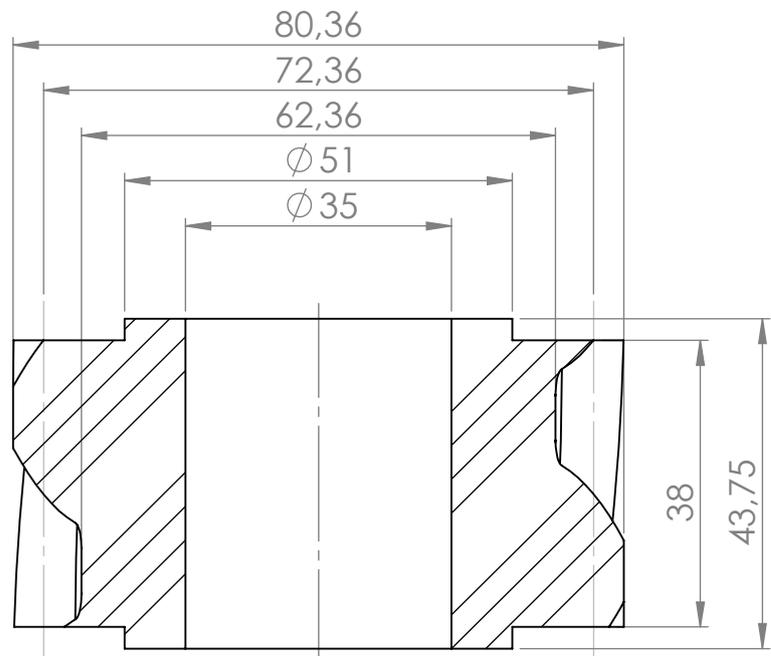
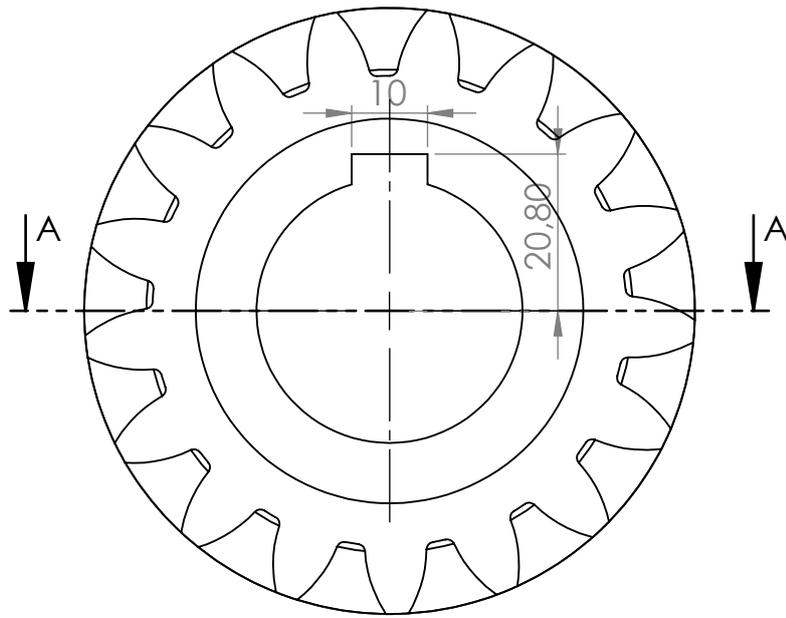
DETALLE F  
ESCALA 3 : 1

PROYECTO	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		ESCUELA	E.T.S.I.D
PLANO	<b>EJE INTERMEDIO</b>			
AUTOR	JORGE SÁNCHEZ TORÁN		ESCALA	1 : 1
			FECHA	09/06/2018
TUTOR	JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO		Nº PLANO	6 / 13



DETALLE B  
ESCALA 6 : 5

PROYECTO	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		ESCUELA	E.T.S.I.D
PLANO	<b>EJE DE SALIDA</b>			
AUTOR	JORGE SÁNCHEZ TORÁN		ESCALA	3:5
			FECHA	09/06/2018
TUTOR	JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO		Nº PLANO	7 / 13



SECCIÓN A-A

MÓDULO	4
Nº DIENTES	17
ALPHA	20°
BETA	20°

PROYECTO

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

ESCUELA

E.T.S.I.D

PLANO

**PIÑÓN EJE DE ENTRADA**

AUTOR

JORGE SÁNCHEZ TORÁN

ESCALA

1:1

FECHA

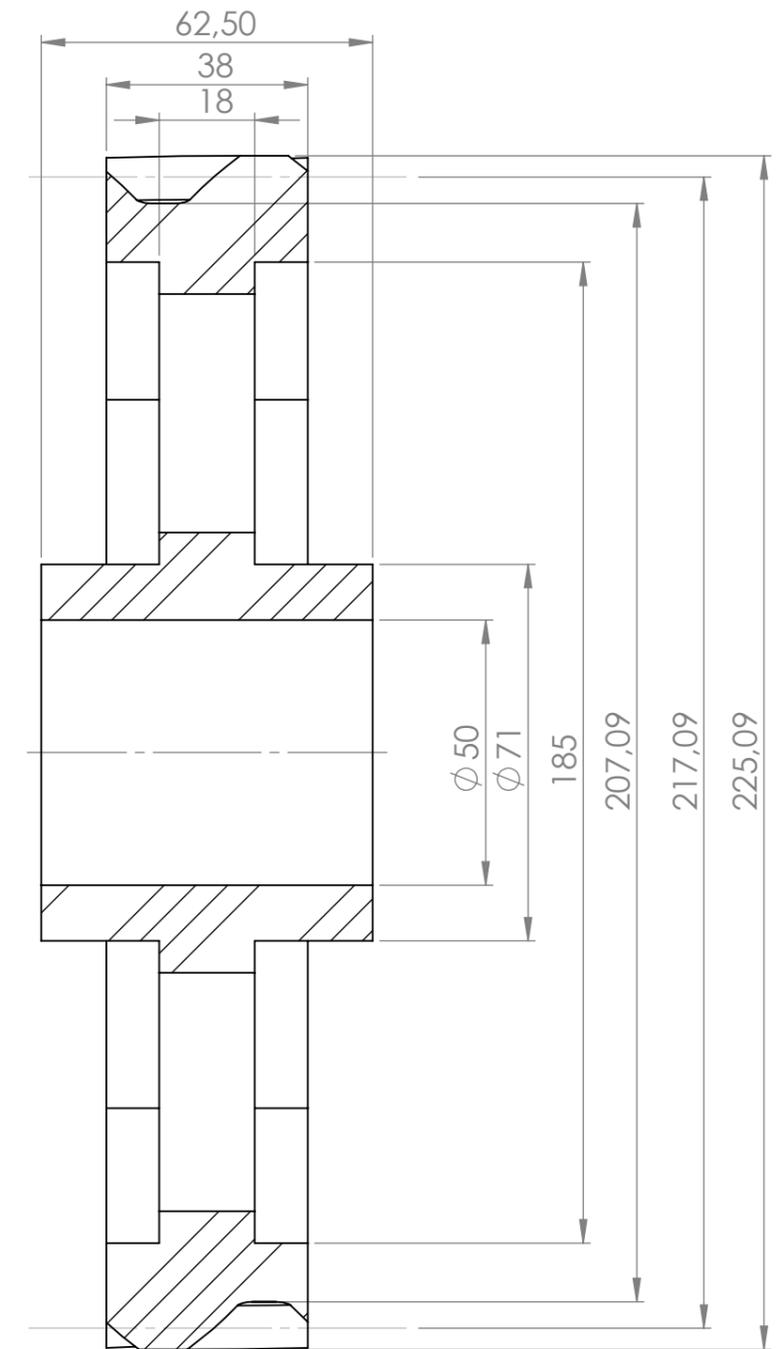
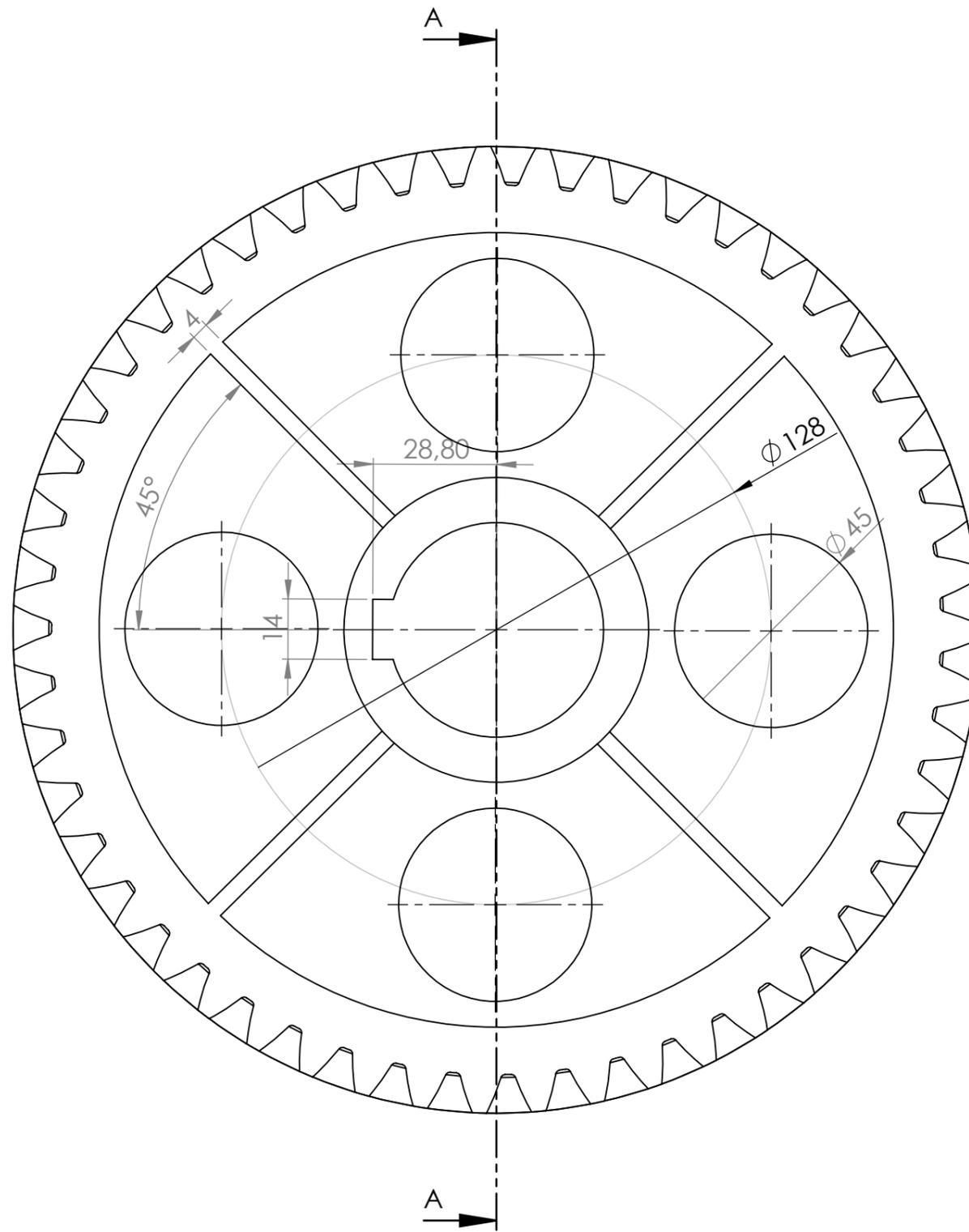
09/06/2018

TUTOR

JOSE ENRIQUE TARANCÓN CARO

Nº PLANO

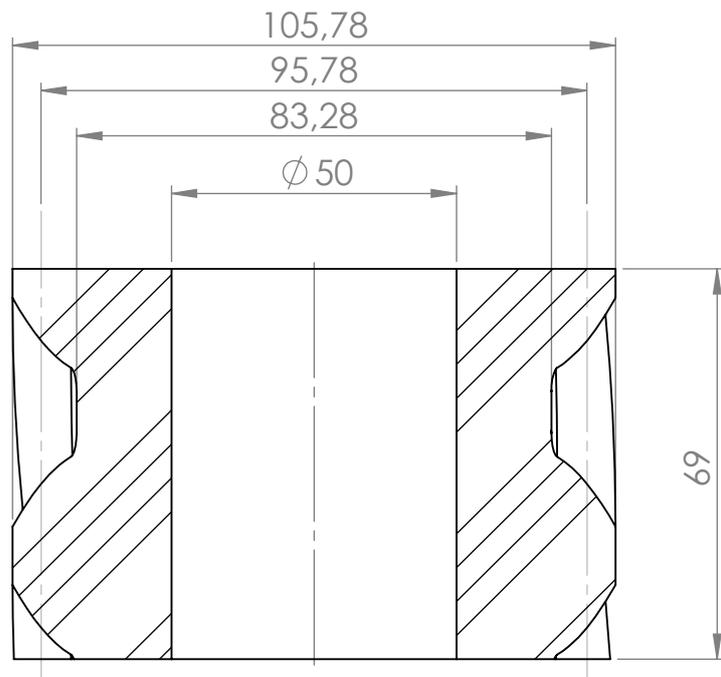
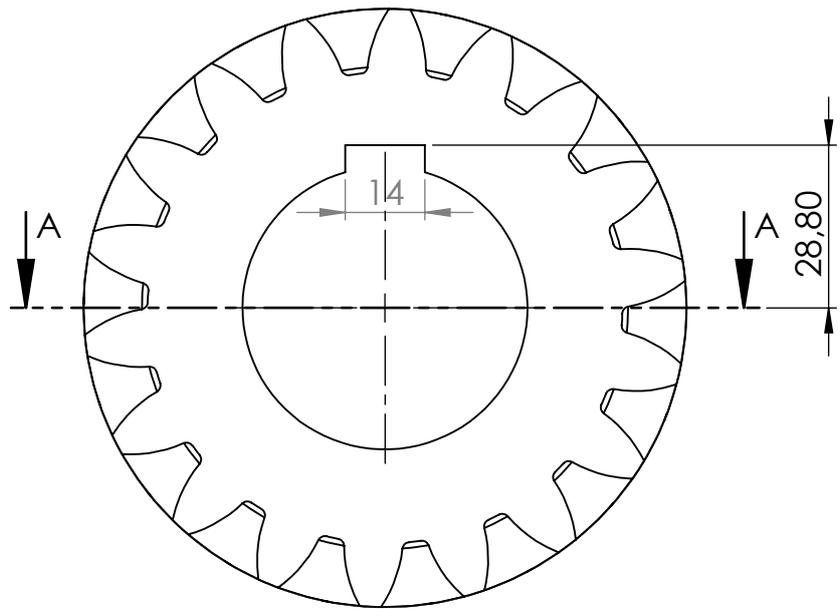
8 / 13



SECCIÓN A-A

MÓDULO	4 mm
Nº DIENTES	51
ALPHA	20°
BETA	20°

PROYECTO	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		ESCUELA	E.T.S.I.D
PLANO	<b>RUEDA EJE INTERMEDIO</b>			
AUTOR	JORGE SÁNCHEZ TORÁN		ESCALA	FECHA
			3:4	09/06/2018
TUTOR	JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO		Nº PLANO	9 / 13



SECCIÓN A-A

MÓDULO	5
Nº DIENTES	18
ALPHA	20°
BETA	20°

PROYECTO

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

ESCUELA

E.T.S.I.D

PLANO

**PIÑÓN EJE INTERMEDIO**

AUTOR

JORGE SÁNCHEZ TORÁN

ESCALA

3:4

FECHA

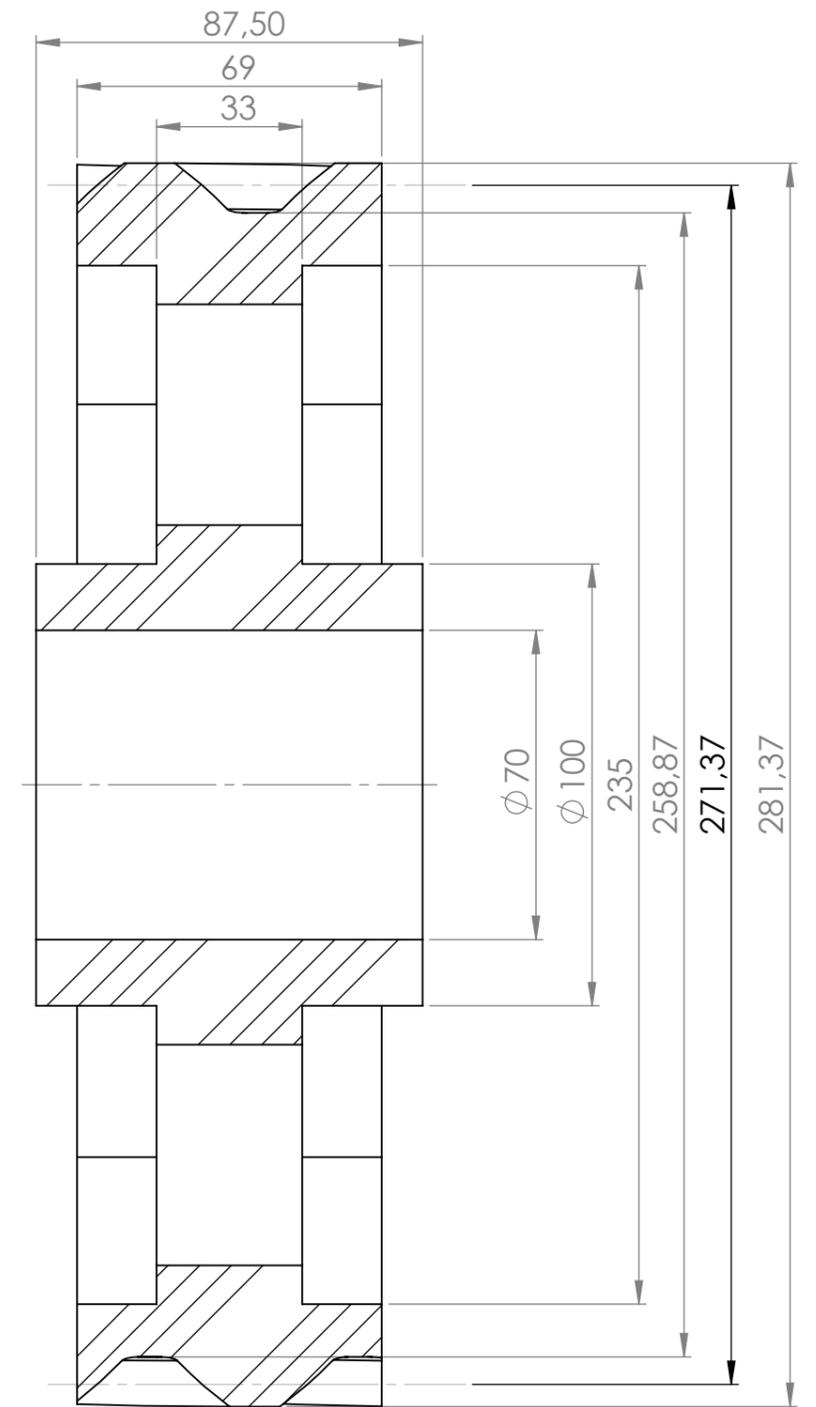
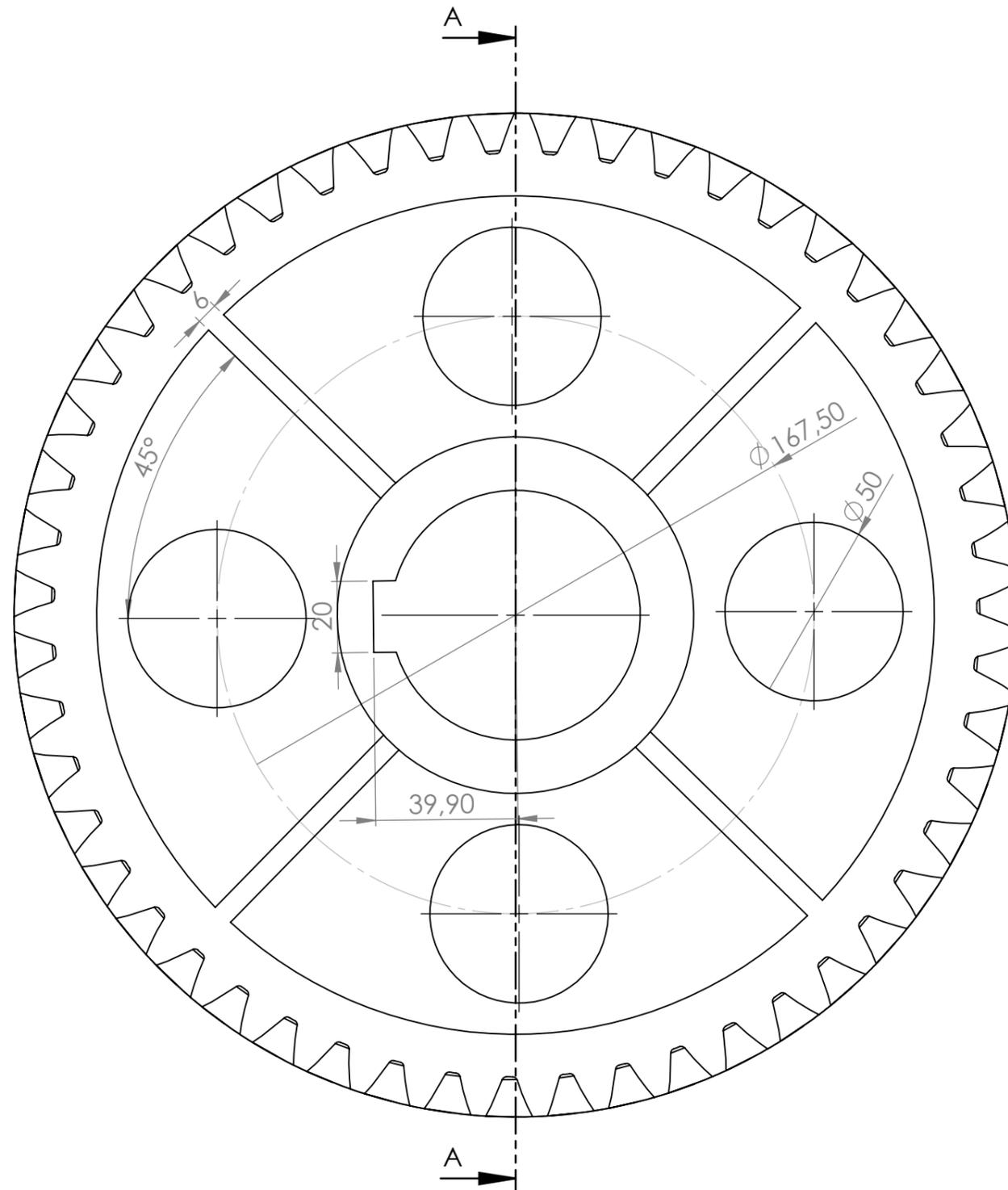
09/06/2018

TUTOR

JOSE ENRIQUE TARANCÓN CARO

Nº PLANO

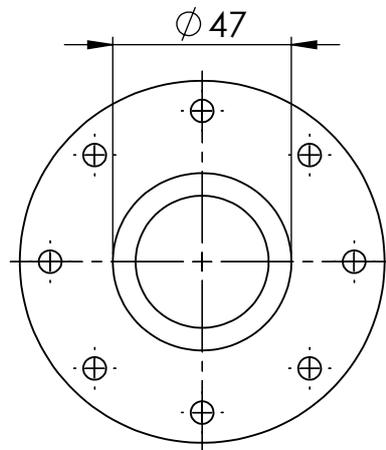
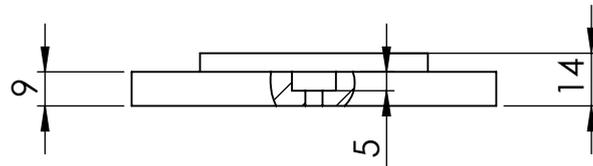
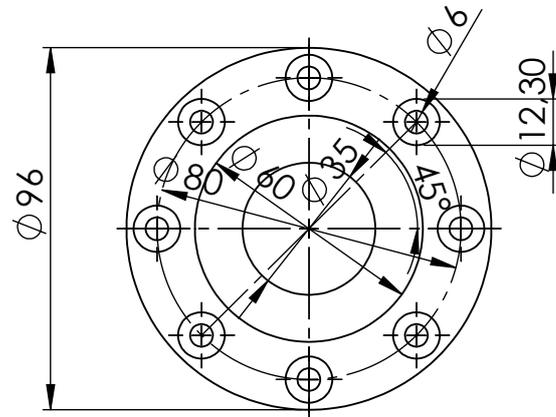
10/13



SECCIÓN A-A

MÓDULO	5 mm
Nº DIENTES	51
ALPHA	20°
BETA	20°

PROYECTO	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		ESCUELA	E.T.S.I.D
PLANO	<b>RUEDA EJE DE SALIDA</b>			
AUTOR	JORGE SÁNCHEZ TORÁN		ESCALA	FECHA
			5:8	09/06/2018
TUTOR	JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO		Nº PLANO	11 / 13



PROYECTO

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

ESCUELA

E.T.S.I.D

PLANO

**TAPA EJE DE ENTRADA**

AUTOR

JORGE SÁNCHEZ TORÁN

ESCALA

1:2

FECHA

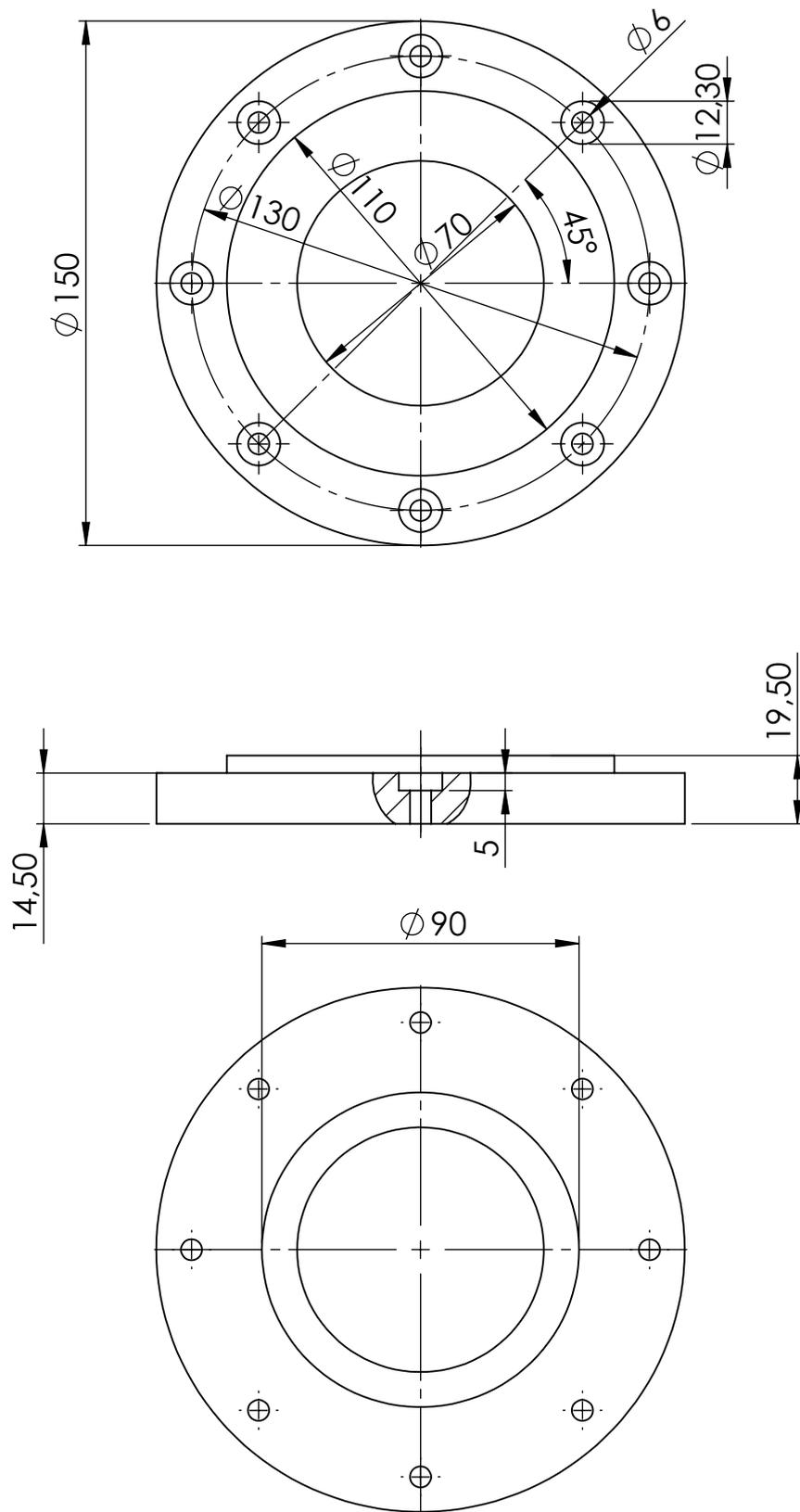
09/06/2018

TUTOR

JOSE ENRIQUE TARANCÓN CARO

Nº PLANO

12 / 13



PROYECTO

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

ESCUELA

E.T.S.I.D

PLANO

**TAPA EJE DE SALIDA**

AUTOR

JORGE SÁNCHEZ TORÁN

ESCALA

1: 2

FECHA

09/06/2018

TUTOR

JOSE ENRIQUE TARANCÓN CARO

Nº PLANO

13 / 13



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

# **DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 8,5 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1900 NM**

---

## **PLIEGO DE CONDICIONES**

# ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN .....	4
2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS .....	4
2.1 MATERIALES .....	4
2.1.1 EJE DE ENTRADA E INTERMEDIO .....	4
2.1.2 EJE DE SALIDA .....	5
2.1.3 ENGRANAJES .....	5
2.1.4 CARCASA Y TAPAS .....	6
2.2 CONDICIONES DE LA EJECUCIÓN .....	6
2.2.1 DESCRIPCIÓN DEL MECANIZADO .....	6
2.2.1.1 EJE DE ENTRADA .....	6
2.2.1.2 EJE INTERMEDIO .....	7
2.2.1.3 EJE DE SALIDA .....	8
2.2.1.4 PIÑÓN DEL EJE DE ENTRADA .....	8
2.2.1.5 RUEDA DEL EJE INTERMEDIO .....	9
2.2.1.6 PIÑÓN DEL EJE INTERMEDIO .....	9
2.2.1.7 RUEDA DEL EJE DE SALIDA .....	10
2.2.1.8 CARCASA .....	10
2.2.1.9 TAPA EJE DE ENTRADA .....	11
2.2.1.10 TAPA EJE DE SALIDA .....	11
2.3 ENSAMBLAJE Y ENSAYOS .....	12
2.4 EMBALAJE Y ENVÍO DEL PRODUCTO .....	12
3. PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS .....	12
3.1 EL CONTRATISTA .....	12
3.2 LA DIRECCIÓN TÉCNICA .....	13
3.3 COMIENZO Y RITMO DEL PROYECTO .....	13
3.3.1 FASE DE FABRICACIÓN .....	14
3.3.2 FASE DE ENSAMBLAJE Y PRUEBAS .....	14

3.3.3 FASE DE TRANSPORTE DEL PRODUCTO.....	14
3.4 FALLOS DURANTE EL TRANSCURSO DEL PROYECTO.....	14
3.5 PERIODO DE GARANTÍA .....	15

## 1. INTRODUCCIÓN

Debemos establecer unas condiciones de fabricación que marquen los materiales y los métodos de ejecución. Con todo esto, queremos asegurar tanto la buena fabricación como la calidad y fiabilidad del producto.

Para ello, en este documento vamos a establecer unas condiciones técnicas y legales dividiendo este documento principalmente en dos partes: el pliego de condiciones técnicas, que define las características de los materiales utilizados y el proceso de fabricación de todos los elementos de los que consta el reductor, y por otro lado, el pliego de condiciones facultativas, donde se explican las condiciones legales del contrato y el tiempo y construcción que conllevará cada una de las fases del proyecto.

En este proyecto se han definidos diversos apartados para la fabricación y ejecución del reductor de velocidad descrito: memoria, planos, pliego de condiciones y presupuesto; en caso de contradicción entre dichos documentos, prevalecerá lo definido en la memoria descriptiva en cuanto a descripción de los materiales utilizados y los cálculos hechos, el pliego de condiciones prevalecerá en cuanto a condiciones técnicas y legales, los planos en cuanto a dimensionado de los elementos del reductor y por último, el presupuesto en cuanto a coste de los componentes del reductor de velocidad.

En definitiva, la memoria es el documento más importante de todos y el que prevalece ante el resto de ellos.

## 2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

### 2.1 MATERIALES

#### 2.1.1 EJE DE ENTRADA E INTERMEDIO

Los ejes de entrada e intermedio están fabricados de un acero laminado forjado 34CrNiMo6 según la norma UNE-EN 10027-1:2017, para conseguir este tratamiento térmico ha de fundirse a una temperatura entre 900 y 1150 °C.

Las propiedades mecánicas de este acero son las siguientes:

- Límite de fractura ( $S_u$ ) = 1300 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 860 MPa
- Dureza = HB 401

Se llevará un control exhaustivo para que se cumplan dichas propiedades mecánicas antes de utilizarlos en la fabricación de los ejes de entrada e intermedio pidiendo un certificado de calidad al fabricante de los mismos.

Este acero tiene una aleación inferior al 5 % y la composición química de esta aleación es la siguiente:

Carbono (C)	Manganeso (Mn)	Cromo (Cr)	Molibdeno (Mo)	Níquel (Ni)
0,34 %	0,65 %	1,5 %	0,22 %	1,5 %

### 2.1.2 EJE DE SALIDA

El eje de salida está fabricados de un acero normalizado 42CrMo4 según la norma UNE-EN 10027-1:2017, para conseguir este tratamiento térmico ha de fundirse a una temperatura de 900 °C.

Las propiedades mecánicas de este acero son las siguientes:

- Límite de fractura ( $S_u$ ) = 950 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 560 MPa
- Dureza = HB 277

Se llevará un control exhaustivo para que se cumplan dichas propiedades mecánicas antes de utilizarlos en la fabricación de los ejes de entrada e intermedio pidiendo un certificado de calidad al fabricante de los mismos.

Este acero tiene una aleación inferior al 5 % y la composición química de esta aleación es la siguiente:

Carbono (C)	Manganeso (Mn)	Cromo (Cr)	Molibdeno (Mo)
0,42 %	0,75 %	1,05 %	0,22 %

### 2.1.3 ENGRANAJES

Los engranajes de ambas etapas del reductor están fabricados del mismo material, un acero templado y revenido 42CrMo4 según la norma UNE-EN 10027-1:2017, para conseguir este tratamiento térmico ha de fundirse primero a una temperatura de 840 °C y posteriormente a 1380 °C.

Las propiedades mecánicas de este acero son las siguientes:

- Límite de fractura ( $S_u$ ) = 1120 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 1040 MPa
- Dureza = HB 321

Se llevará un control exhaustivo para que se cumplan dichas propiedades mecánicas antes de utilizarlos en la fabricación de los ejes de entrada e intermedio pidiendo un certificado de calidad al fabricante de los mismos.

Este acero tiene una aleación inferior al 5 % y la composición química de esta aleación es la siguiente:

Carbono (C)	Manganeso (Mn)	Cromo (Cr)	Molibdeno (Mo)
0,42 %	0,75 %	1,05 %	0,22 %

#### 2.1.4 CARCASA Y TAPAS

La carcasa y las tapas están fabricadas del mismo material, una fundición gris EN-GJL 250 según la norma UNE-EN 1561:2012, idéntica a la norma anterior UNE-EN 1561:2011.

Las propiedades mecánicas de este acero son las siguientes:

- Límite de fractura ( $S_u$ ) = 250 a 350 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 165 a 228 MPa
- Dureza = HB 180 a 220

Se llevará un control exhaustivo para que se cumplan dichas propiedades mecánicas antes de utilizarlos en la fabricación de los ejes de entrada e intermedio pidiendo un certificado de calidad al fabricante de los mismos.

La composición química de la fundición de hierro gris es la siguiente:

Carbono (C)	Silicio (Si)
2,53 a 4%	1 a 3 %

## 2.2 CONDICIONES DE LA EJECUCIÓN

En el siguiente apartado indicaremos, detalladamente, el modo de realizar cada uno de los mecanizados de las piezas del reductor que no son manufacturadas, como los ejes o engranajes, entre otros. Describiendo paso a paso como mecanizar cada pieza, así como el posterior montaje y ensamblaje del reductor de velocidad y el envío al cliente.

### 2.2.1 DESCRIPCIÓN DEL MECANIZADO

#### 2.2.1.1 EJE DE ENTRADA

Para la mecanización del eje de entrada, partiremos de una pieza cilíndrica de 45 mm de diámetro y 195 mm de largo.

Estas medidas son un poco más grandes que la pieza final ya que puede haber imperfecciones en la superficie si escogiéramos las medidas exactas y además debe de tener un buen acabado superficial ya que las operaciones con el torno se harán dos veces, una primera de desbaste y otra de acabado ajustándolo a las medidas finales.

A continuación describiremos los pasos, en orden de operación, para su mecanizado:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 40 mm a lo largo de todo el eje
	Cilindrado exterior de 35 mm de 165 mm de longitud
	Cilindrado exterior de 30 mm de 22,70 mm por el lado contrario
	Ranurado de los dos alojamientos para los anillos de retención
FRESADORA	Achaflanado de los dos extremos del eje
FRESADORA	Ranurado de los dos chaveteros

Las zonas del eje donde van situados los rodamientos tendrán una tolerancia de ajuste de k5.

### 2.2.1.2 EJE INTERMEDIO

Para la mecanización del eje intermedio, partiremos de una pieza cilíndrica de 60 mm de diámetro y 235 mm de largo.

Estas medidas son un poco más grandes que la pieza final ya que puede haber imperfecciones en la superficie si escogiéramos las medidas exactas y además debe de tener un buen acabado superficial ya que las operaciones con el torno se harán dos veces, una primera de desbaste y otra de acabado ajustándolo a las medidas finales.

A continuación describiremos los pasos, en orden de operación, para su mecanizado:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 55 mm a lo largo de todo el eje
	Cilindrado exterior de 50 mm de 200,30 mm de longitud
	Cilindrado exterior de 45 mm de 28,65 mm por el mismo lado
	Cilindrado exterior de 45 mm de 28,65 mm por el lado opuesto
	Ranurado de los tres alojamientos para los anillos de retención
FRESADORA	Achaflanado de los dos extremos del eje
FRESADORA	Ranurado de los dos chaveteros

Las zonas del eje donde van situados los rodamientos tendrán una tolerancia de ajuste de k5.

### 2.2.1.3 EJE DE SALIDA

Para la mecanización del eje de salida, partiremos de una pieza cilíndrica de 80 mm de diámetro y 355 mm de largo.

Estas medidas son un poco más grandes que la pieza final ya que puede haber imperfecciones en la superficie si escogiéramos las medidas exactas y además debe de tener un buen acabado superficial ya que las operaciones con el torno se harán dos veces, una primera de desbaste y otra de acabado ajustándolo a las medidas finales.

A continuación describiremos los pasos, en orden de operación, para su mecanizado:

MÁQUINA	OPERACIÓN
<b>TORNO</b>	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 75 mm a lo largo de todo el eje
	Cilindrado exterior de 70 mm de 308,15 mm de longitud
	Cilindrado exterior de 65 mm de 35,15 mm por el lado contrario
	Ranurado de los dos alojamientos para los anillos de retención
	Achaflanado de los dos extremos del eje
<b>FRESADORA</b>	Ranurado de los dos chaveteros

Las zonas del eje donde van situados los rodamientos tendrán una tolerancia de ajuste de k5.

### 2.2.1.4 PIÑÓN DEL EJE DE ENTRADA

Para la mecanización del piñón de la primera etapa, partiremos de una pieza cilíndrica de 85 mm de diámetro y 45 mm de ancho.

Estas medidas son un poco más grandes que la pieza final ya que puede haber imperfecciones en la superficie si escogiéramos las medidas exactas y además debe de tener un buen acabado superficial ya que las operaciones con el torno se harán dos veces, una primera de desbaste y otra de acabado ajustándolo a las medidas finales.

A continuación describiremos los pasos, en orden de operación, para su mecanizado:

MÁQUINA	OPERACIÓN
<b>TORNO</b>	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 82 mm
	Cilindrado interior de 35 mm
<b>FRESADORA</b>	Tallado de los dientes
	Ranurado del chavetero

**2.2.1.5 RUEDA DEL EJE INTERMEDIO**

Para la mecanización de la rueda de la primera etapa, partiremos de una pieza cilíndrica de 230 mm de diámetro y 65 mm de ancho.

Estas medidas son un poco más grandes que la pieza final ya que puede haber imperfecciones en la superficie si escogiéramos las medidas exactas y además debe de tener un buen acabado superficial ya que las operaciones con el torno se harán dos veces, una primera de desbaste y otra de acabado ajustándolo a las medidas finales.

A continuación describiremos los pasos, en orden de operación, para su mecanizado:

MÁQUINA	OPERACIÓN
<b>TORNO</b>	Refrentado de las caras exteriores
	Taladrado de 45 mm de los agujeros interiores
	Cilindrado exterior de 227 mm
	Cilindrado interior de 50 mm
<b>FRESADORA</b>	Fresado interior de las caras internas
	Tallado de los dientes
	Ranurado del chavetero

**2.2.1.6 PIÑÓN DEL EJE INTERMEDIO**

Para la mecanización del piñón de la segunda etapa, partiremos de una pieza cilíndrica de 110 mm de diámetro y 75 mm de ancho.

Estas medidas son un poco más grandes que la pieza final ya que puede haber imperfecciones en la superficie si escogiéramos las medidas exactas y además debe de tener un buen acabado superficial ya que las operaciones con el torno se harán dos veces, una primera de desbaste y otra de acabado ajustándolo a las medidas finales.

A continuación describiremos los pasos, en orden de operación, para su mecanizado:

MÁQUINA	OPERACIÓN
<b>TORNO</b>	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 107 mm
	Cilindrado interior de 50 mm
<b>FRESADORA</b>	Tallado de los dientes
	Ranurado del chavetero

### 2.2.1.7 RUEDA DEL EJE DE SALIDA

Para la mecanización de la rueda de la segunda etapa, partiremos de una pieza cilíndrica de 285 mm de diámetro y 90 mm de ancho.

Estas medidas son un poco más grandes que la pieza final ya que puede haber imperfecciones en la superficie si escogiéramos las medidas exactas y además debe de tener un buen acabado superficial ya que las operaciones con el torno se harán dos veces, una primera de desbaste y otra de acabado ajustándolo a las medidas finales.

A continuación describiremos los pasos, en orden de operación, para su mecanizado:

MÁQUINA	OPERACIÓN
<b>TORNO</b>	Refrentado de las caras exteriores
	Taladrado de 50 mm de los agujeros interiores
	Cilindrado exterior de 283 mm
	Cilindrado interior de 70 mm
<b>FRESADORA</b>	Fresado interior de las caras internas
	Tallado de los dientes
	Ranurado del chavetero

### 2.2.1.8 CARCASA

Para la fabricación de la carcasa se realizará mediante colada en molde de arena. Utilizaremos un molde para la parte inferior de la carcasa y otro igual pero en espejo para la parte superior de la carcasa.

Después del desmolde de la carcasa, se comprobará que no haya grietas ya que eso podría provocar fugas del lubricante y menor resistencia de la carcasa frente a los esfuerzos que soportará. De no ser así, se continuará con el mecanizado de los alojamientos de los rodamientos para planear su superficie para que haya un buen contacto.

Además, las zonas de los alojamientos de los rodamientos en la carcasa, tendrán una tolerancia de ajuste K6 para evitar desplazamientos de las pistas de rodadura.

Por último, se realizarán todos los taladros: tanto los que rodean la carcasa para juntar las dos partes de la misma, como los agujeros para el visor de nivel y los tapones de llenado y vaciado. Y después de esto se realizarán los roscados de los tapones.

**2.2.1.9 TAPA EJE DE ENTRADA**

Para la mecanización de la tapa del eje de entrada, partiremos de una pieza cilíndrica de 100 mm de diámetro y 15 mm de ancho.

Estas medidas son un poco más grandes que la pieza final ya que puede haber imperfecciones en la superficie si escogiéramos las medidas exactas y además debe de tener un buen acabado superficial ya que las operaciones con el torno se harán dos veces, una primera de desbaste y otra de acabado ajustándolo a las medidas finales.

A continuación describiremos los pasos, en orden de operación, para su mecanizado:

MÁQUINA	OPERACIÓN
<b>TORNO</b>	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 96 mm
	Cilindrado interior de 47 mm de diámetro de 9 mm de profundidad
	Taladrado del agujero central de 35 mm de diámetro
	Taladrado de los ocho agujeros de M6

**2.2.1.10 TAPA EJE DE SALIDA**

Para la mecanización de la tapa del eje de salida, partiremos de una pieza cilíndrica de 155 mm de diámetro y 22 mm de ancho.

Estas medidas son un poco más grandes que la pieza final ya que puede haber imperfecciones en la superficie si escogiéramos las medidas exactas y además debe de tener un buen acabado superficial ya que las operaciones con el torno se harán dos veces, una primera de desbaste y otra de acabado ajustándolo a las medidas finales.

A continuación describiremos los pasos, en orden de operación, para su mecanizado:

MÁQUINA	OPERACIÓN
<b>TORNO</b>	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 150 mm
	Cilindrado interior de 90 mm de diámetro de 14,50 mm de profundidad
	Taladrado del agujero central de 70 mm de diámetro
	Taladrado de los ocho agujeros de M6

## 2.3 ENSAMBLAJE Y ENSAYOS

Una vez se hayan fabricado y mecanizado todas las piezas del reductor y adquirido aquellas que ya son manufacturadas, se procederá al ensamblaje de todo el conjunto.

Antes de ensamblar todos los componentes en la carcasa del reductor, se revisarán que todos y cada uno de ellos no tengan defectos visuales que puedan provocar fallos en el funcionamiento del reductor de velocidad.

Después de ensamblar todos los elementos que conforman el reductor, se finalizará la preparación del reductor con una serie de ensayos trabajando en los dos sentidos de giro y viendo y comprobando que todo funciona correctamente.

Por último, se pintará la carcasa del reductor del color definido en la memoria.

## 2.4 EMBALAJE Y ENVÍO DEL PRODUCTO

Una vez comprobado que todo funciona como debería se procederá al desmontaje del reductor y embalaje individualmente de todos y cada uno de los componentes del reductor protegidos con poliestireno expandido (Porexpan) y en cajas de cartón para evitar cualquier golpe que pudieran tener durante el transporte hasta el punto donde lo quiera el cliente. Una vez allí se realizará de nuevo el montaje y puesta a punto del reductor.

## 3. PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS

En esta segunda parte del pliego de condiciones, como ya hemos dicho al principio, vamos a tratar temas de la dirección legal del proyecto, así como responsabilidades dentro de esta dirección y se establecerán unos plazos y ritmos de los trabajos a realizar según lo establecido en el contrato.

### 3.1 EL CONTRATISTA

La persona responsable de la Dirección general del proyecto será el contratista, es decir, aquella persona o empresa que haya sido directamente contratada por el cliente para fabricar el reductor de velocidad.

Este contratista tendrá derecho a pedirle un ejemplar del proyecto al cliente y en caso de pérdida por causa justificada o rotura, el cliente deberá proporcionárselo de nuevo.

Ante cualquier duda, el contratista podrá dirigirse a la Dirección Técnica del cliente, al que le podrá transmitir cualquier problema o duda durante la realización del proyecto.

El contratista es responsable de proporcionar todos los materiales, equipo y mano de obra necesaria para la realización del proyecto.

Podrá tener a cargo a un jefe de proyecto, el cual supervisará junto con el contratista cada una de las fases del proyecto. En caso de no poder estar presente el contratista por alguna falta justificada, con el jefe de proyecto presente será suficiente.

Todos los operarios que disponga el contratista a su cargo deberán estar cualificados para realizar todos los trabajos necesarios y deberán de tener todos los documentos y certificados en regla.

Así mismo, el contratista será el principal responsable de cualquier accidente que pueda pasar durante la fabricación del reductor por lo que correrá a cargo de él cualquier indemnización a quien corresponda.

El contratista no podrá comenzar con los trabajos hasta que la Dirección Técnica del cliente dé el visto bueno y deberá de cumplir con los plazos establecidos en el contrato.

### **3.2 LA DIRECCIÓN TÉCNICA**

Por el otro lado del contrato se encuentra el cliente, el cual podrá designar él mismo, una Dirección Técnica del proyecto para intervenir en cuestiones importantes en ausencia del cliente en persona y tomar decisiones sobre los plazos y ritmos del proyecto.

Esta Dirección Técnica podrá ordenarle al contratista cualquier cambio sobre el proyecto a realizar, siempre con la suficiente antelación, así como cambios en los plazos de entrega estipulados por razón justificada.

### **3.3 COMIENZO Y RITMO DEL PROYECTO**

Antes de comenzar con los trabajos, se realizará una comprobación de todas las máquinas y herramientas que se van a utilizar, así como todas las medidas de seguridad y elementos de protección de las máquinas.

El plazo estipulado para fabricar y realizar todos los ensayos oportunos y tener preparado para su envío el reductor de velocidad será como máximo de mes y medio.

El inicio y fin de cada fase lo determinará la Dirección Técnica.

Durante este mes y medio tendrán lugar las siguientes fases:

### **3.3.1 FASE DE FABRICACIÓN**

El periodo de fabricación de los engranajes, ejes y carcasa, será como máximo de 3 semanas desde el comienzo del proyecto.

Los materiales empleados para la fabricación de dichos elementos están descritos en el Pliego de condiciones técnicas y deberán de cumplir todas sus características.

Durante estas tres semanas también se realizará la compra de aquellos elementos manufacturados: casquillos, sellos radiales, aceite... Todos estos gastos irán a cargo del contratista.

### **3.3.2 FASE DE ENSAMBLAJE Y PRUEBAS**

El periodo de ensamblaje y posteriores ensayos se realizará en un periodo máximo de 2 semanas.

Los ensayos se realizarán funcionando el reductor en los dos sentidos posibles de giro para comprobar que todo funciona correctamente.

### **3.3.3 FASE DE TRANSPORTE DEL PRODUCTO**

Por último, desde el momento en que el reductor ya esté listo para enviárselo al cliente hasta la recepción del mismo, y siempre y cuando tenga la aprobación de la Dirección Técnica, el periodo máximo de embalaje y transporte del producto dentro de territorio nacional será de 1 semana.

Para envíos al extranjero podrá ampliarse hasta 2 semanas como caso excepcional.

Todos los gastos que puedan ocasionar la fabricación del reductor y el transporte corren a cargo del contratista.

## **3.4 FALLOS DURANTE EL TRANCURSO DEL PROYECTO**

Si en algún momento, desde el comienzo del proyecto hasta la entrega o recepción del producto, surge algún imprevisto ya sea por defectos superficiales o internos en la fabricación de los componentes del reductor o por fallos en las máquinas, correrá a cargo del contratista cualquier gasto adicional que ello suponga.

### 3.5 PERIODO DE GARANTÍA

Una vez el cliente haya recibido el reductor de velocidad y se haya comprobado correctamente el ensamblaje y el funcionamiento del reductor, comenzará el periodo de garantía.

Este periodo durará seis meses y durante dicho periodo el contratista estará obligado a atender cualquier problema que le surja al reductor y subsanarlo con sus propios medios haciéndose cargo de cualquier coste que ello conlleve.

Para que el cliente disponga de esta garantía, el reductor no podrá sufrir ninguna modificación respecto a cuando se hizo la recepción del reductor por parte del contratista. De no ser así, esta garantía quedará anulada y el cliente se encargará de todos los gastos necesarios.

Esta anulación del periodo de garantía también se producirá si el cliente hace un uso indebido del reductor causándole daños, por ello, deberá estar claramente justificado cada vez que se requiera la presencia del contratista para la posible reparación del reductor de velocidad.



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

# **DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 8,5 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1900 NM**

---

## **PRESUPUESTO**

# ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN .....	4
2. EJES.....	4
2.1 EJE DE ENTRADA .....	4
2.1.1 MATERIAL EN BRUTO .....	4
2.1.2 MECANIZADO .....	4
2.1.3 COSTE TOTAL.....	4
2.2 EJE INTERMEDIO .....	5
2.2.1 MATERIAL EN BRUTO .....	5
2.2.2 MECANIZADO .....	5
2.2.3 COSTE TOTAL.....	5
2.3 EJE DE SALIDA .....	5
2.3.1 MATERIAL EN BRUTO .....	5
2.3.2 MECANIZADO .....	5
2.3.3 COSTE TOTAL.....	5
3. ENGRANAJES.....	6
3.1 PIÑÓN EJE DE ENTRADA.....	6
3.1.1 MATERIAL EN BRUTO .....	6
3.1.2 MECANIZADO .....	6
3.1.3 COSTE TOTAL.....	6
3.2 RUEDA EJE INTERMEDIO .....	6
3.2.1 MATERIAL EN BRUTO .....	6
3.2.2 MECANIZADO .....	6
3.2.3 COSTE TOTAL.....	7
3.3 PIÑÓN EJE INTERMEDIO .....	7
3.3.1 MATERIAL EN BRUTO .....	7
3.3.2 MECANIZADO .....	7
3.3.3 COSTE TOTAL.....	7

---

3.4 RUEDA EJE DE SALIDA .....	8
3.4.1 MATERIAL EN BRUTO .....	8
3.4.2 MECANIZADO .....	8
3.4.3 COSTE TOTAL .....	8
4. CARCASA .....	8
4.1 MATERIAL .....	8
4.2 CONFORMADO .....	8
4.3 MECANIZADO .....	9
4.4 COSTE TOTAL .....	9
5. TAPA EJE DE ENTRADA .....	9
5.1 MATERIAL EN BRUTO .....	9
5.2 MECANIZADO .....	9
5.3 COSTE TOTAL .....	9
6. TAPA EJE DE SALIDA .....	10
6.1 MATERIAL EN BRUTO .....	10
6.2 MECANIZADO .....	10
6.3 COSTE TOTAL .....	10
7. COMPONENTES NORMALIZADOS .....	11
8. COSTE TOTAL NETO DEL PRODUCTO .....	12
9. VALORACIÓN FINAL .....	12

## 1. INTRODUCCIÓN

Para establecer el presupuesto de nuestro proyecto se ha realizado una gran comparación entre muchos modelos antes de elegir cada pieza del diseño, buscando los componentes del reductor o materiales a utilizar en distintas empresas para conseguir encontrar lo más barato del mercado sin perder calidad en el producto final.

El presupuesto se ha dividido en dos partes, por un lado, aquellos componentes del reductor que han de comprarse el material en bruto y mecanizarse (engranajes, carcasa...) y por otro lado, aquellos que se adquieren ya manufacturados (tapones, rodamientos, sellos radiales...).

En la fabricación de todos los elementos que conforman el reductor de velocidad se ha incluido ya el precio de la mano de obra.

En último lugar se resumirá el coste total neto de la suma ambas partes y el coste final añadiendo los gastos generales, el beneficio industrial y el impuesto sobre el valor añadido.

## 2. EJES

### 2.1 EJE DE ENTRADA

#### 2.1.1 MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	TOTAL (€)
<b>34CrNiMo6</b>	2,42	2,64	<b>6,39</b>

#### 2.1.2 MECANIZADO

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL (€)
<b>Refrentado caras</b>	0,10	25,83	2,58
<b>Cilindrado exterior</b>	0,64	25,83	16,53
<b>Ranurados</b>	0,19	25,83	4,90
<b>Achaflanados</b>	0,05	25,83	1,29
<b>Fresado chaveteros</b>	0,38	25,83	9,82
		<b>TOTAL</b>	<b>35,12</b>

#### 2.1.3 COSTE TOTAL

EJE DE ENTRADA	
<b>Material</b>	6,39 €
<b>Proceso de mecanizado</b>	35,12 €
<b>TOTAL</b>	<b>41,51 €</b>

## 2.2 EJE INTERMEDIO

### 2.2.1 MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	TOTAL (€)
<b>34CrNiMo6</b>	5,18	2,64	<b>13,68</b>

### 2.2.2 MECANIZADO

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL (€)
<b>Refrentado caras</b>	0,12	25,83	3,09
<b>Cilindrado exterior</b>	0,92	25,83	23,76
<b>Ranurados</b>	0,28	25,83	7,23
<b>Achaflanados</b>	0,05	25,83	1,29
<b>Fresado chaveteros</b>	0,45	25,83	11,62
		<b>TOTAL</b>	<b>46,99</b>

### 2.2.3 COSTE TOTAL

EJE INTERMEDIO	
<b>Material</b>	13,68 €
<b>Proceso de mecanizado</b>	46,99 €
<b>TOTAL</b>	<b>60,67 €</b>

## 2.3 EJE DE SALIDA

### 2.3.1 MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	TOTAL (€)
<b>42CrMo4</b>	13,92	1,10	<b>15,31</b>

### 2.3.2 MECANIZADO

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL (€)
<b>Refrentado caras</b>	0,20	25,83	5,17
<b>Cilindrado exterior</b>	1,92	25,83	49,59
<b>Ranurados</b>	0,50	25,83	12,92
<b>Achaflanados</b>	0,10	25,83	2,58
<b>Fresado chaveteros</b>	0,68	25,83	17,56
		<b>TOTAL</b>	<b>87,82</b>

### 2.3.3 COSTE TOTAL

EJE DE SALIDA	
<b>Material</b>	15,31 €
<b>Proceso de mecanizado</b>	87,82 €
<b>TOTAL</b>	<b>103,13 €</b>

### 3. ENGRANAJES

#### 3.1 PIÑÓN EJE DE ENTRADA

##### 3.1.1 MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	TOTAL (€)
<b>42CrMo4</b>	1,99	3,52	<b>7,00</b>

##### 3.1.2 MECANIZADO

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL (€)
<b>Refrentado cara</b>	0,50	25,83	12,92
<b>Cilindrado exterior</b>	0,28	25,83	7,23
<b>Cilindrado interior</b>	0,42	25,83	10,85
<b>Fresado dientes</b>	0,93	25,83	24,02
<b>Fresado chavetero</b>	0,10	25,83	2,58
<b>TOTAL</b>			<b>57,60</b>

##### 3.1.3 COSTE TOTAL

PIÑÓN PRIMERA ETAPA	
<b>Material</b>	7,00 €
<b>Proceso de mecanizado</b>	57,60 €
<b>TOTAL</b>	<b>64,60 €</b>

#### 3.2 RUEDA EJE INTERMEDIO

##### 3.2.1 MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	TOTAL (€)
<b>42CrMo4</b>	21,06	3,52	<b>74,13</b>

##### 3.2.2 MECANIZADO

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL (€)
<b>Refrentado cara</b>	1,43	25,83	36,94
<b>Taladrado</b>	0,25	18,20	4,55
<b>Cilindrado exterior</b>	0,20	25,83	5,17
<b>Cilindrado interior</b>	0,33	25,83	8,54
<b>Fresado interior</b>	2,45	25,83	63,29
<b>Fresado dientes</b>	2,02	25,83	52,18
<b>Fresado chavetero</b>	0,16	25,83	4,13
<b>TOTAL</b>			<b>174,80</b>

**3.2.3 COSTE TOTAL**

RUEDA PRIMERA ETAPA	
Material	74,13 €
Proceso de mecanizado	174,80 €
<b>TOTAL</b>	<b>248,93 €</b>

**3.3 PIÑÓN EJE INTERMEDIO****3.3.1 MATERIAL EN BRUTO**

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	TOTAL (€)
<b>42CrMo4</b>	5,56	3,52	<b>19,57</b>

**3.3.2 MECANIZADO**

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL (€)
Refrentado cara	0,35	25,83	9,04
Cilindrado exterior	0,30	25,83	7,75
Cilindrado interior	0,57	25,83	14,72
Fresado dientes	1,20	25,83	30,99
Fresado chavetero	0,13	25,83	3,36
		<b>TOTAL</b>	<b>65,86</b>

**3.3.3 COSTE TOTAL**

PIÑÓN SEGUNDA ETAPA	
Material	19,57 €
Proceso de mecanizado	65,86 €
<b>TOTAL</b>	<b>85,43 €</b>

### 3.4 RUEDA EJE DE SALIDA

#### 3.4.1 MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	TOTAL (€)
<b>42CrMo4</b>	44,78	3,52	<b>157,63</b>

#### 3.4.2 MECANIZADO

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL (€)
<b>Refrentado cara</b>	2,29	25,83	59,15
<b>Taladrado</b>	0,35	18,20	6,37
<b>Cilindrado exterior</b>	0,34	25,83	8,78
<b>Cilindrado interior</b>	0,49	25,83	12,66
<b>Fresado interior</b>	3,32	25,83	85,76
<b>Fresado dientes</b>	2,79	25,83	72,07
<b>Fresado chavetero</b>	0,20	25,83	5,17
		<b>TOTAL</b>	<b>249,96</b>

#### 3.4.3 COSTE TOTAL

RUEDA SEGUNDA ETAPA	
<b>Material</b>	157,63 €
<b>Proceso de mecanizado</b>	249,96 €
<b>TOTAL</b>	<b>407,59 €</b>

## 4. CARCASA

### 4.1 MATERIAL

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	TOTAL (€)
<b>Fundición gris EN-GJL 250</b>	29,16	0,94	<b>27,41</b>

### 4.2 CONFORMADO

Operación	Coste (€)
<b>Fabricación molde</b>	2250,00
<b>Desmoldado y desbardado</b>	80,00
<b>TOTAL</b>	<b>2330</b>

### 4.3 MECANIZADO

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL (€)
Fresado	2,10	25,83	54,24
Taladrado y roscado	1,60	18,20	29,12
		<b>TOTAL</b>	<b>83,36</b>

### 4.4 COSTE TOTAL

CARCASA	
Material	27,41 €
Proceso de conformado	2330 €
Proceso de mecanizado	83,36 €
<b>TOTAL</b>	<b>2440,77 €</b>

## 5. TAPA EJE DE ENTRADA

### 5.1 MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	TOTAL (€)
Fundición gris EN-GJL 250	0,85	0,94	<b>0,79</b>

### 5.2 MECANIZADO

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL (€)
Refrentado cara	0,10	25,83	2,58
Cilindrados interiores	0,50	25,83	12,92
Taladrado	0,20	18,20	3,64
		<b>TOTAL</b>	<b>19,14</b>

### 5.3 COSTE TOTAL

TAPA EJE DE ENTRADA	
Material	0,79 €
Proceso de mecanizado	19,14 €
<b>TOTAL</b>	<b>19,93 €</b>

## 6. TAPA EJE DE SALIDA

### 6.1 MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	TOTAL (€)
Fundición gris EN-GJL 250	3,00	0,94	2,82

### 6.2 MECANIZADO

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL (€)
Refrentado cara	0,13	25,83	3,36
Cilindrados interiores	0,60	25,83	15,50
Taladrado	0,20	18,20	3,64
		<b>TOTAL</b>	<b>22,5</b>

### 6.3 COSTE TOTAL

TAPA EJE DE SALIDA	
Material	2,82 €
Proceso de mecanizado	22,50 €
<b>TOTAL</b>	<b>25,32 €</b>

## 7. COMPONENTES NORMALIZADOS

Descripción	Cantidad	Coste (€/ud)	TOTAL (€)
Rodamiento SKF 33207	1 ud	22,69	22,69
Rodamiento SKF 31306	1 ud	34,02	34,02
Rodamiento SKF 32209	2 ud	19,61	39,22
Rodamiento SKF 33114	1 ud	60,41	60,41
Rodamiento SKF JM 511946/910	1 ud	83,01	83,01
Chaveta 44 x 10 x 8	1 ud	1,42	1,42
Chaveta 63 x 14 x 9	1 ud	1,61	1,61
Chaveta 88 x 20 x 12	1 ud	2,34	2,34
Anillo de seguridad DSH-30	1 ud	0,52	0,52
Anillo de seguridad DSH-35	1 ud	0,57	0,57
Anillo de seguridad DSH-45	2 ud	0,65	1,30
Anillo de seguridad DSH-50	1 ud	0,71	0,71
Anillo de seguridad DSH-65	1 ud	0,87	0,87
Anillo de seguridad DSH-70	1 ud	0,94	0,94
Sello radial HMS5 RG 35x47x6	1 ud	2,89	2,89
Sello radial HMS5 RG 70x90x10	1 ud	9,63	9,63
Casquillo Øint 35 y L 6,9	1 ud	0,14	0,14
Casquillo Øint 35 y L 6,5	1 ud	0,12	0,12
Casquillo Øint 50 y L 8,5	2 ud	0,25	0,50
Casquillo Øint 50 y L 16	1 ud	0,37	0,37
Casquillo Øint 70 y L 16	1 ud	0,54	0,54
Casquillo Øint 70 y L 11,5	1 ud	0,48	0,48
Tornillo hexagonal M6x1x20	8 ud	0,12	0,96
Tornillo hexagonal M6x1x30	36 ud	0,16	5,76
Tuerca hexagonal M6x1	28 ud	0,14	3,92
Visor de nivel M16x1,5	1 ud	17,41	17,41
Tapón llenado Ø18	1 ud	1,31	1,31
Tapón vaciado M14x1,5	1 ud	1,64	1,64
Junta de estanqueidad carcasa	1 ud	8,33	8,33
Junta de estanqueidad tapas	2 ud	3,58	7,16
Pintura RAL 5017	5 l	8,78	43,90
Aceite ISO VG 460	15 l	3,37	50,55
		<b>TOTAL</b>	<b>405,24</b>

## 8. COSTE TOTAL NETO DEL PRODUCTO

Elemento	Coste (€)
Eje de entrada	41,51
Eje intermedio	60,67
Eje de salida	103,13
Piñón eje de entrada	64,60
Rueda eje intermedio	248,93
Piñón eje intermedio	85,43
Rueda eje de salida	407,59
Carcasa	2440,77
Tapa eje de entrada	19,93
Tapa eje de salida	25,32
Componentes normalizados	405,24
<b>TOTAL</b>	<b>3903,12</b>

## 9. VALORACIÓN FINAL

Concepto	Precio (€)
Coste total neto del producto	3903,12
Gastos generales (13 %)	507,41
Beneficio Industrial (25%)	975,78
<b>SUBTOTAL</b>	<b>5386,31</b>
IVA (21%)	1131,13
<b>PRECIO FINAL</b>	<b>6517,44</b>

El precio final de venta del reductor de velocidad es de “SEIS MIL QUINIENTOS DIECISIETE EUROS CON CUARENTA Y CUATRO CÉNTIMOS”.