



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

# **DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 NM**

---

## **TRABAJO FIN DE GRADO**

*AUTOR:* Miguel Ángel Gómez Moreno

*TUTOR:* José Enrique Tarancón Caro

*TITULACIÓN:* Grado en Ingeniería Mecánica

*JUNIO 2020*



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE  
VELOCIDAD CON RELACIÓN DE  
TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA  
SALIDA DE 1390 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 .....	5
2.4 CONDICIONES DE DISEÑO Y PRECIO .....	5
3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS .....	5
3.1 TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO, CORREAS .....	5
3.1.1 CORREAS PLANAS .....	6
3.1.2 CORREAS TRAPEZOIDALES.....	6
3.2 TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE.....	7
3.2.1 CADENAS.....	7
3.2.2 CORREAS DENTADAS O SÍNCRONAS.....	7
3.3 TRANSMISIONES POR CONTACTO DIRECTO, ENGRANAJES.....	8
4. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA.....	11
4.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL REDUCTOR.....	11
4.2 DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES .....	12
4.2.1 ETAPA 1 DEL REDUCTOR.....	14
4.2.2 ETAPA 2 DEL REDUCTOR.....	14
4.3 DESCRIPCIÓN DE LOS EJES.....	15
4.3.1 EJE DE ENTRADA .....	15
4.3.2 EJE INTERMEDIO .....	15
4.3.3 EJE DE SALIDA .....	16

4.4 DESCRIPCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.....	16
4.5 DESCRIPCIÓN DE LAS CHAVETAS.....	17
4.6 DESCRIPCIÓN DE LOS ANILLOS DE SEGURIDAD .....	18
4.7 DESCRIPCIÓN DE LOS RETENES .....	18
4.8 DESCRIPCIÓN DE LOS CASQUILLOS .....	19
4.9 TAPONES DE LLENADO Y VACIADO Y VISOR DE NIVEL.....	20
4.10 DESCRIPCIÓN DE LA CARCASA.....	20
5. BIBLIOGRAFÍA.....	21

## 1. OBJETO

El objeto de este proyecto es el diseño y cálculo de un reductor de velocidad con unas determinadas características.

El reductor de velocidad trata de 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 de una alta velocidad de giro propiciada por el acople de un motor eléctrico. Se reduce esta velocidad inicial y se aumenta la fuerza o par a la salida, manteniendo de la forma más eficiente la potencia del reductor.

Las características del reductor de velocidad objeto del proyecto son las siguientes:

- Velocidad de giro del motor eléctrico = 1400 rpm (velocidad de entrada)
- Relación de transmisión global = 4,6
- Par máximo a la salida del reductor = 1390 Nm
- Tipo de engranaje: cilíndricos de dientes helicoidales
- Número de etapas = 2.

## 2. ESTUDIO DE NECESIDADES

### 2.1 NECESIDADES DE PAR Y VELOCIDAD

El reductor se ha diseñado para cumplir una serie de características descritas en el apartado anterior. Conocidas dichas características, se puede determinar el par que transmitirá el motor eléctrico al eje de entrada, el cual será de **302.174 Nm**.

Por otro lado, la velocidad del eje de salida cuando se esté transmitiendo el par máximo en dicho eje será aproximadamente de **304,347 rpm**, obtenido éste como el cociente, entre la velocidad de entrada (1400 rpm) y la relación de velocidades.

La velocidad del eje de salida multiplicada por el par torsor de diseño proporciona la potencia que ha de ser capaz de transmitir el reductor en esas condiciones. Que en este caso será **44.3 KW**.

### 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 sobrecoste de los materiales utilizados, siempre garantizando la fiabilidad de dichos materiales.

## 3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Para conseguir el par y velocidad requeridas 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 método se compone de una correa colocada con una cierta tensión sobre dos o más poleas, transmitiendo el movimiento rotatorio de la rueda conductora al resto por fricción de la correa con las poleas.

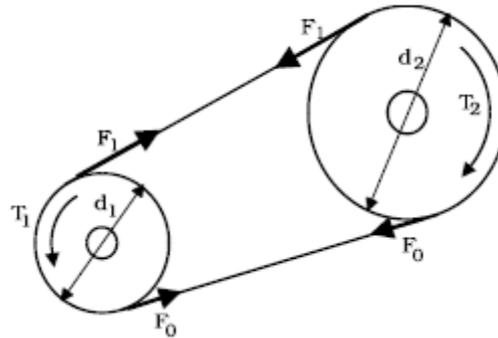


Figura 1.1

Con este tipo de transmisión se puede obtener un rendimiento de entre 85 y 95%. La relación de velocidades no es exacta y depende de la potencia transmitida, debido al deslizamiento que ocurre entre la correa y las poleas. Se pueden dividir en dos tipos; correas planas y correas trapezoidales.

Las siguientes son las ventajas y desventajas de este tipo de transmisión:

#### 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.
- Sobrecarga en los cojinetes debido a la necesidad de la tensión previa.
- Duración limitada.
- Alta sensibilidad al ambiente y a las condiciones climatológicas.

### 3.1.1 CORREAS PLANAS

Las correas planas se emplean entre árboles paralelos y cruzados, con relaciones de transmisión  $i < 6$  para accionamientos abiertos (no pretensados) e  $i < 5$  para accionamientos con rodillos tensores. Debido al deslizamiento su rendimiento se encuentra alrededor del 85%. Gracias a su facilidad para patinar actúan como elemento de protección frente a sobrecargas.

### 3.1.2 CORREAS TRAPEZOIDALES

Las correas trapezoidales para la misma fuerza de presión poseen una capacidad de transmisión hasta tres veces superior a las correas planas, por lo que no sobrecargan tanto los rodamientos.

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. Por otra parte, arrancan con más suavidad y con menor deslizamiento.

## 3.2 TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE

### 3.2.1 CADENAS

En este tipo de transmisión una cadena engrana con dos o más ruedas dentadas basándose en la interferencia mecánica para transmitir el movimiento. Se emplea entre árboles paralelos y puede transmitir mayores fuerzas que las correas con menores distancias entre ejes.

Se obtiene una relación de transmisión en general de  $i < 7$  pero cuando la velocidad es pequeña pueden alcanzarse relaciones de hasta  $i = 10$ . Su rendimiento es del orden de 97 a 98%. Las cadenas deben estar correctamente lubricadas, y funcionando en condiciones adecuadas deberían alcanzar unas 15000 horas de vida, aunque para ello es necesario limpieza, control y mantenimiento constantes.

#### Ventajas:

- El coste es menor respecto a los engranajes
- Mantienen una relación de transmisión constante.
- Se puede utilizar en ambiente agresivos sin necesidad de cárter.
- 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.
- Requieren de grandes espacios para su instalación.
- Necesitan lubricación y protección frente al polvo.
- No trabajan elásticamente.
- Costes más elevados frente a las transmisiones por correas de igual capacidad.

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 puede tener una vida de unas 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. Por el contrario, como desventaja necesitan mayor espacio que las cadenas.

Estas transmisiones alcanzan rendimientos del 98 %, requiriendo menos mantenimiento que los otros tipos de correas. Por otro lado, 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

La transmisión por engranajes es un método de transmisión por interferencia mecánica en la que dos ruedas dentadas se tocan. Constituyen el tipo de transmisión más utilizado, ya que sirven para una gama de potencias, velocidades y relaciones de transmisión muy amplia.

En general e independientemente del tipo de engranajes se pueden destacar las siguientes ventajas:

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

Se destacan los siguientes inconvenientes:

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

Tipos de transmisiones por engranajes:

#### ➤ **Transmisiones por engranajes cilíndricos:**

Se utilizan entre árboles paralelos y admiten relaciones de transmisión de hasta  $i=8$  por etapa de transmisión, oscilando su rendimiento entre el 96 y el 99%. Pueden ser de dentado recto o helicoidal. Si se desea conseguir un funcionamiento silencioso se utilizan engranajes cilíndricos helicoidales.

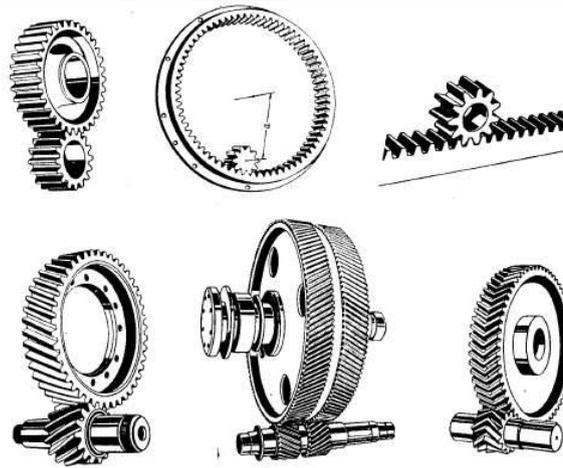


Figura 1.2

En caso de tener ejes que se cruzan, se puede recurrir a engranajes cilíndricos helicoidales cruzados, como los que se muestran en la figura 1.2. Sin embargo, estos solo se utilizan cuando están sometidos a pares reducidos, ya que el contacto es puntual, y con relaciones de transmisión de 1 a 5.

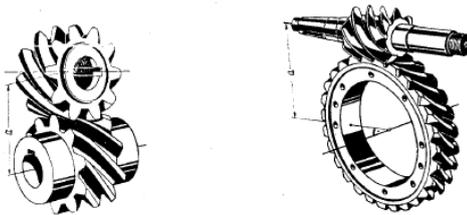


Figura 1.3

➤ **Transmisiones por engranajes cónicos:**

Se emplean entre árboles que se cortan admitiendo relaciones de transmisión de hasta  $i=6$ . Pueden tener dentados rectos o en espiral, siendo utilizado este último para exigencias elevadas.

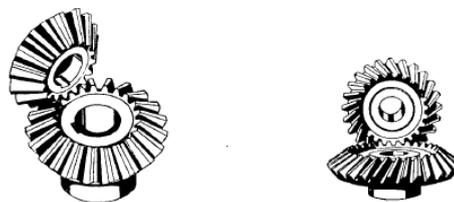


Figura 1.4

➤ **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 utilizan para árboles cruzados con relaciones de transmisión desde 1 a más de 100 por etapa. Su rendimiento es de entre el 97 al 45%, este disminuye al aumentar la relación de transmisión.

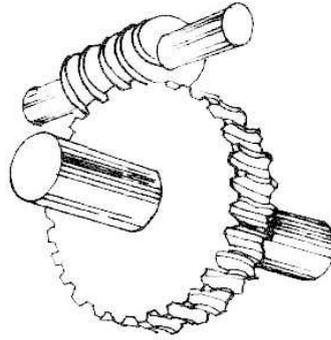


Figura 1.5

## 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 en comparación a los engranajes cilíndricos de dientes rectos son más silenciosos. Son, además, capaces de transmitir una alta relación de transmisión y requieren un bajo mantenimiento.

### 4.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL REDUCTOR

Uno de los requisitos de diseño del reductor es la relación de transmisión total, que se establece en  $i = 4,6$ . De igual manera se establece como requisito de diseño del reductor de velocidad y a fin de hacerlo más compacto, que sea de dos etapas. La primera etapa tendrá una relación de transmisión de  $i_1 = 2,3$  y la segunda algo menor con  $i_2 = 2$ .

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

De similar manera se procederá con el cálculo del ancho mínimo de los engranajes, para el cual se partirá de un coeficiente de seguridad  $X = 1,4$ . Se procura 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 advierte, mientras que el fallo superficial es progresivo y arroja señales 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 se deberá tener en cuenta a la hora del diseño del reductor de velocidad.

Con el fin de evitar pérdidas por fricción en los ejes, se instalarán unos apoyos o rodamientos de rodillos cónicos de una sola hilera. Se instalarán dos por eje. Se escoge este tipo de rodamientos por las cargas axiales que producen los engranajes, ya que son capaces de compensar estas cargas. En cada árbol, un rodamiento actuará como fijo y el otro como libre.

Para la lubricación de los elementos del reductor se empleará un aceite, **ISO VG 460**, que, mediante barboteo, será salpicado hacia los rodamientos a través de los dientes de los engranajes. Dicho aceite deberá cubrir parcialmente los engranajes, para ello, dispondrá de un visor de nivel para comprobar que siempre exista un nivel adecuado. Se podrá renovar este aceite a través de dos tapones situados en la parte superior e inferior 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 para evitar que dicho aceite salga hacia el exterior.

## 4.2 DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES

Se denomina engranaje a la rueda dentada destinada a la transmisión del movimiento giratorio. La rueda motriz o conductora es denominada piñón y la rueda accionada o conducida se denomina rueda. Su utilización implica una rigidez muy elevada en la transmisión, así como una relación de velocidades constante e independiente de la carga, unidos a un rendimiento y fiabilidad elevados.

El dentado de los engranajes puede presentar dos tipos de deterioro:

### ➤ Rotura del diente

Debida a las tensiones ocasionadas por las fuerzas que se transmiten entre los engranajes, manifestándose como fractura del diente. Se considera fallo catastrófico, ya que a partir del momento en que se produce la primera fractura, las condiciones de funcionamiento empeoran considerablemente, y la posibilidad de más roturas en los otros dientes es muy elevada.

### ➤ Fallos superficiales

Se manifiestan en forma de desgastes, picado, exfoliación y/o gripado. El desgaste y gripado son debidos generalmente a una lubricación defectuosa, mientras que el picado y exfoliación se deben a las tensiones de contacto que aparecen durante el engrane. Son fallos progresivos, por lo que es posible su detección antes de que se vean afectados el resto de componentes del mecanismo.

El objetivo en el dimensionado es la obtención de coeficientes de seguridad superiores al mínimo exigido y, a la vez, similares frente a ambos problemas para así poder obtener un funcionamiento equilibrado de los engranajes.

Generalmente se trabaja con un mayor coeficiente de seguridad a flexión.

En todo caso, se debe cumplir que la anchura "**b**" de los dientes del piñón este comprendida entre 0,5 y 2 veces el diámetro primitivo "**d**" del mismo:

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

Los siguiente son los parámetros fundamentales en un engranaje:

- **Diámetro primitivo.** Aquél que define el diámetro de los engranajes si fueran ruedas de fricción.
- **Diámetro de fondo.** Equivale al diámetro primitivo menos la altura del dedendo.
- **Diámetro exterior.** Es el diámetro primitivo más la altura del adendo.
- **Circunferencia de cabeza.** Es la que limita la parte exterior del diente.
- **Circunferencia base.** Es la que limita la base del diente.
- **Paso de ataque.** Es la distancia entre dos flancos consecutivos homólogos, medidas en la dirección de las tangentes a la circunferencia primitiva o a otra concéntrica a ésta.
- **Paso circunferencial.** Es la longitud, medida sobre la circunferencia primitiva y limitada por los ejes de simetría de dos dientes consecutivos.
- **Cabeza del diente o adendo.** Es la parte de éste comprendida entre la circunferencia primitiva y la de cabeza.
- **Pie del diente o dedendo.** Es la parte de éste comprendida entre la circunferencia primitiva y la de base.
- **Altura de cabeza, altura de pie y altura total.** Son las longitudes correspondientes, medidas sobre el eje de simetría del diente.
- **Espesor.** Se mide sobre la circunferencia primitiva y vale medio paso, de modo muy aproximado.
- **Anchura.** Es la dimensión medida según la generatriz del flanco (paralela al eje en los cilindros).
- **Módulo.** Es la relación entre la medida del diámetro primitivo y el número de dientes.
- **Número de dientes "z".**

#### 4.2.1 ETAPA 1 DEL REDUCTOR

La primera etapa está constituida por el piñón del eje de entrada y la rueda del eje intermedio, presentando los siguientes parámetros:

Primera etapa	
Relación de transmisión	2,3
Módulo	4 mm
Número dientes piñón	19
Número dientes rueda	44
Diámetro primitivo piñón	80,88 mm
Diámetro primitivo rueda	187,29 mm
Ángulo presión	20°
Ángulo inclinación	20°
Anchura engranajes	44 mm

Tabla n°1 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 aleado, templado y revenido **20MnCr5**:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 980 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 735 MPa
- Dureza superficial = HB 302

#### 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
Módulo	5 mm
Número dientes piñón	38
Número dientes rueda	71
Diámetro primitivo piñón	101,10 mm
Diámetro primitivo rueda	202,19 mm
Ángulo presión	20°
Ángulo inclinación	20°
Anchura engranajes	71 mm

Para la fabricación de los engranajes de la segunda etapa se ha utilizado un acero aleado, templado y revenido **20MnCr5**:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 980 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 735 MPa
- Dureza superficial = HB 302

### 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.

#### 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 302,174 Nm. Tras los cálculos realizados en el diseño del eje, tanto a rigidez torsional, deformaciones laterales por flexión y resistencia a fatiga, el diámetro de este eje se ha establecido en 40 mm.

El material utilizado para la fabricación del eje de entrada ha sido un acero laminado y forjado **42CrMo4**:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 1030 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 720 MPa
- Dureza superficial = HB 311

#### 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 608,69 rpm y tiene un par de 649,99 Nm. Tras los cálculos realizados en el diseño del eje, tanto a rigidez torsional, deformaciones laterales por flexión y resistencia a fatiga, el diámetro de este eje se ha establecido en 50 mm.

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

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 1280 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 860 MPa
- Dureza superficial = HB 388

### 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 304,34 rpm y un par de 1390 Nm. . Tras los cálculos realizados en el diseño del eje, tanto a rigidez torsional, deformaciones laterales por flexión y resistencia a fatiga, el diámetro de este eje se ha establecido en 60 mm.

El material utilizado para la fabricación del eje de salida ha sido un acero normalizado **34CrNiMo6**:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 1280 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 860 MPa
- Dureza superficial = HB 388

### 4.4 DESCRIPCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Los rodamientos seleccionados para el diseño del reductor han sido todos ellos, 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 comprobados en los cálculos y los finalmente seleccionados para el diseño del reductor han sido preseleccionados de la página web del fabricante de rodamientos SKF: [www.skf.com](http://www.skf.com)

Los siguientes, son las referencias de los rodamientos seleccionados en cada uno de los ejes. Todos los cálculos respecto a la selección se encuentran en el Anexo de Cálculos apartado "6. SELECCIÓN RODAMIENTOS":

#### Rodamientos eje de entrada:

- Rodamiento A: 31308 J2/QCLC7
- Rodamiento B: 32307 BJ2/Q

#### Rodamientos eje intermedio:

- Rodamiento A: 31309 J2/QCL7C
- Rodamiento B: 31309 J2/QCL7C

#### Rodamientos eje de salida:

- Rodamiento A: T2EE 060/Q
- Rodamiento B: 33211 J2/Q

Todas las características de estos rodamientos se encuentran en el Anexo de Tablas y Gráficas: “Tabla nº 20” hasta “Tabla nº 23”.

#### 4.5 DESCRIPCIÓN DE LAS CHAVETAS

Se ha optado por realizar las uniones de los engranajes con los ejes mediante 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.

Las dimensiones de las chavetas están normalizadas según la norma UNE 171012-1:1967 y se pueden consultar en el Anexo de Tablas y Gráficas “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*: 50 mm de longitud, 12 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*: 75 mm de longitud, 18 mm de ancho x 11 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 costosos de cambiar.

Este material es un acero no aleado C45 normalizado con las siguientes propiedades mecánicas (consultables en el Anexo de Tablas y Gráficas “Tabla nº 3”):

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

Las dimensiones de los chaveteros mecanizados en los ejes serán las siguientes:

- Chavetero eje de entrada: 62 mm de longitud, 5 de profundidad en el eje, 3,3 mm de profundidad en el cubo, y 12 mm de ancho.
- Chavetero eje intermedio: 77 mm de longitud, 5,5 de profundidad en el eje, 3,8 mm de profundidad en el cubo, y 14 mm de ancho.
- Chavetero eje de salida: 93 mm de longitud, 7 de profundidad en el eje, 4,4 mm de profundidad en el cubo, y 18 mm de ancho.

## 4.6 DESCRIPCIÓN DE LOS ANILLOS DE SEGURIDAD

A lo largo de los tres ejes sobre unas ranuras mecanizadas en estos, se colocarán los anillos de seguridad que permitirán bloquear el desplazamiento axial de algunos elementos que irán montados sobre los ejes. También introducirán un concentrador de tensiones que se ha tenido 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. Se pueden encontrar todas sus características en el Anexo de Tablas y Gráficas “Tabla nº 24”.

### Anillos de seguridad del eje de entrada:

- Anillo DSH-40: Evita el desplazamiento axial del rodamiento A del eje de entrada. Espesor de 1,75 mm.
- Anillo DSH-35: 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-60: Evita el desplazamiento axial del rodamiento A del eje de salida. Espesor de 2 mm.
- Anillo DSH-55: Evita el desplazamiento axial del rodamiento B del eje de salida. Espesor de 2 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 40x55x7.

El retén del eje de salida es el modelo HMS5 RG 60x75x8.

Las propiedades y características de estos retenes las podemos encontrar en el Anexo de Tablas y Gráficas “Tabla nº 25” y “Tabla nº 26”.

#### 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 habrá 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 40 a 45 mm.

En el eje intermedio habrá 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 habrá 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 60 a 65 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)	9,1	7,5	8,5	17	5,5	9,5	13,5
Diámetro interior (mm)	40		50			60	
Diámetro exterior (mm)	55		65			75	

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 y Gráficas “Tablas nº 27 y nº28”.

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 y Gráficas “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 se fabricará 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, lo que vendrá bien para las posibles vibraciones. Estará 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.

DÍAZ LANTADA, ANDRÉS (2015). *Diseño y cálculo de transmisión por engranajes*



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



# **DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 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 MÍNIMO DE LOS ENGRANAJES.....	6
3.4.1 DETERMINACIÓN DIÁMETROS DE LOS ENGRANAJES .....	6
3.5 SELECCIÓN DEL LUBRICANTE .....	9
3.6 CÁLCULO DE LA ANCHURA DE LOS ENGRANAJES .....	10
3.6.1 SELECCIÓN DEL MATERIAL .....	10
3.6.2 RESUMEN MÉTODO DE DISEÑO .....	10
3.6.3 CÁLCULO A TENSIÓN SUPERFICIAL.....	11
3.6.4 CÁLCULO A FLEXIÓN .....	15
3.6.5 RESULTADO ANCHO SELECCIONADO .....	17
3.7 COMPROBACIÓN DEL LUBRICANTE. MÉTODO UNITED.....	21
3.7.1 CÁLCULO LUBRICANTE PARA PRIMERA ETAPA .....	22
3.7.2 CÁLCULO LUBRICANTE PARA SEGUNDA ETAPA .....	23
4. DISEÑO CHAVETAS Y CHAVETEROS .....	23
4.1 CHAVETA EJE ENTRADA.....	24
4.2 CHAVETA EJE INTERMEDIO .....	25
4.3 CHAVETA EJE SALIDA.....	25
5 DISEÑO DE LOS EJES.....	25
5.1 SELECCIÓN DEL MATERIAL .....	25
5.2 DISEÑO A FATIGA .....	26
5.3 DISEÑO A DEFLEXIÓN LATERAL .....	29
5.4 DIMENSIONADO DE LOS EJES.....	30

5.4.1 DISPOSICIÓN Y DIMENSIONES DE LOS EJES.....	30
5.4.2 CÁLCULO DE LAS FUERZAS ACTUANTES EN LOS EJES.....	32
5.4.3 CÁLCULO A DEFLEXIÓN LATERAL.....	37
5.4.4 CÁLCULO A FATIGA.....	59
6 SELECCIÓN RODAMIENTOS.....	68
6.1 FUERZA EQUIVALENTE EN RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS.....	68
6.2 CÁLCULO DE LA VIDA A FATIGA DEL RODAMIENTO .....	69
6.3 RODAMIENTOS EJE ENTRADA.....	72
6.4 RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO.....	76
6.5 RODAMIENTOS EJE SALIDA .....	78

## 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: 1390 Nm
3. Relación de transmisión total: 4,6
4. Número de etapas: 2

## 3. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES

### 3.1 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DE CADA ETAPA

Antes que nada, se deb 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:

$$i_{etapa} \cong \sqrt{4,6} = 2,144$$

Una vez sabido esto, se puede aproximar un valor cercano a éste, siempre y cuando el producto entre ambas respete la relación de transmisión total buscada, en el caso presente se seleccionan las siguientes relaciones de transmisión:

$$i_{etapa1} = 2,3$$

$$i_{etapa2} = 2$$

### 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, se pueden calcular las velocidades y pares de cada eje mediante las siguientes dos fórmulas:

$$i_{etapa} = \frac{W_{entrada}}{W_{salida}}$$

$$T(Nm) = \frac{P(W)}{W\left(\frac{rad}{s}\right)}$$

El resultado se muestra en la siguiente tabla:

EJE	W(rpm)	T(Nm)
Entrada	1400,00	302,174
Intermedio	608,69	694,99
Salida	304,34	1390,00

Tabla nº 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.

Para el reductor objeto de diseño, se determinará una deformación torsional máxima de  $1,5^\circ/m$  y, a continuación, por otro lado, se limitará 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.

El giro producido por un momento torsor  $T$ , sobre una longitud  $L$ , en una sección de momento polar de inercia  $J$ , se puede calcular como:

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

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, acero para el caso presente, y conociendo el módulo de elasticidad ( $E$ ) y el coeficiente de Poisson ( $\nu$ ), se puede determinar este valor con 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 del eje. Operando se obtienen los valores de la siguiente tabla:

EJE	D para 1,5°/m (m)	D para 1° en 20D (m)	D (mm)
Entrada	0,034709	0,035065	40
Intermedio	0,042744	0,045486	50
Salida	0,050832	0,0564878	60

Tabla n°2 Diámetro mínimo ejes

Donde, en la última columna, se observa el valor redondeado del diámetro inicial mínimo que debería tener cada uno de los tres ejes. En el eje de entrada se opta por un ligero sobredimensionamiento a 40 mm de diámetro, para poder cumplir con los condicionantes en los cálculos a fatiga en apartados posteriores.

### 3.4 TAMAÑO MÍNIMO DE LOS ENGRANAJES

#### 3.4.1 DETERMINACIÓN DIÁMETROS 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 el diseño del engranaje se va a optar por la utilización de chavetas para realizar la unión a torsión. Ya que si la circunferencia primitiva es demasiado pequeña se corre el peligro de que la circunferencia base quede muy próxima al fondo del chavetero mecanizado en el engranaje, con la consecuente debilitación de éste, se definirá un diámetro mínimo para cada uno de los piñones del reductor con la finalidad de evitar este problema. Para ello se tiene en cuenta los tamaños estandarizados de chavetas y chaveteros en el Anexo de Tablas y Gráficas: "Tabla n° 1".

Se empleará la siguiente expresión, haciendo uso de la definición del factor  $Y_B$  de la norma ISO 6336-3, para no debilitar el piñón por falta de espesor entre el fondo del diente y el fondo del chavetero, considera que esa diferencia de radios ( $S_R$ ) ha de ser por

lo menos igual a 1,2 veces la altura total del diente  $ht$  (en este caso  $Y_B = 1$ ), y como la altura del diente es función del módulo, la expresión queda:

$$d_{\text{piñón}} = d_{\text{eje}} + 2h_2 + 2 \cdot 1,25m_n = d_{\text{eje}} + 2h_2 + 7,9m_n$$

Donde  $h_2$  es la profundidad en el cubo del chavetero.

Se han de definir tanto el ángulo de presión normal  $\alpha_n$  como el ángulo de inclinación  $\beta$ , puesto que se trata de un dentado helicoidal. Para el caso concreto, y con la velocidad de entrada, considerada normal, de 1400 rpm, se tomará un valor de  $20^\circ$  tanto para  $\alpha_n$ , como para  $\beta$ .

Por otro lado, se ha 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:

$$Z_{\min} = \frac{2 \cos \beta}{\text{sen}^2 \alpha_t}$$

Siendo  $\alpha_t$  el ángulo de presión tangencial, y que se puede calcular con la siguiente expresión:

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

Luego,  $\alpha_t = 21,17$  grados.

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 dientes de los engranajes serán:

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

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

Como se va a emplear un dentado helicoidal, es necesario calcular el módulo aparente:

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

Para obtener los diámetros de los engranajes, se emplearán 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 resultarán pocos dientes en el engranaje.

Para estimar el número de dientes en función de los posibles módulos y del diámetro se empleará la siguiente expresión:

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

Una vez calculado este valor, se redondeará al número entero más cercano y recalculará el diámetro del engranaje. Para calcular el diámetro y número de dientes de la rueda, se empleará la relación de transmisión de cada etapa y procederá de la misma forma.

Se procede para la etapa 1 y 2 obteniendo las siguientes tablas que muestran los posibles módulos y diámetros de los engranajes para cada una de ellas:

m <sub>n</sub>	m <sub>t</sub>	d <sub>1</sub> '	z <sub>1</sub> '	z <sub>1</sub>	d <sub>1</sub>	z <sub>2</sub> '	z <sub>2</sub>	d <sub>2</sub>	i	Valoración
0,5	0,532	50,550	95,003	96	51,081	220,800	221	117,592	2,302	Z <sub>2</sub> > 150
0,6	0,639	51,340	80,406	81	51,719	186,300	186	118,762	2,296	Z <sub>2</sub> > 150
<b>0,8</b>	0,851	52,920	62,161	<b>63</b>	53,635	144,900	<b>145</b>	123,445	2,302	<b>ok</b>
<b>1</b>	1,064	54,500	51,213	<b>52</b>	55,337	119,600	<b>120</b>	127,701	2,308	<b>ok</b>
<b>1,25</b>	1,330	56,475	42,455	<b>43</b>	57,200	98,900	<b>99</b>	131,692	2,302	<b>ok</b>
<b>1,5</b>	1,596	58,450	36,617	<b>37</b>	59,062	85,100	<b>85</b>	135,683	2,297	<b>ok</b>
<b>2</b>	2,128	62,400	29,318	<b>30</b>	63,851	69,000	<b>69</b>	146,857	2,300	<b>ok</b>
<b>2,5</b>	2,660	66,350	24,939	<b>25</b>	66,511	57,500	<b>58</b>	154,306	2,320	<b>ok</b>
<b>3</b>	3,193	70,300	22,020	<b>23</b>	73,428	52,900	<b>53</b>	169,204	2,304	<b>ok</b>
<b>4</b>	4,257	78,200	18,371	<b>19</b>	80,878	43,700	<b>44</b>	187,295	2,316	<b>ok</b>
<b>5</b>	5,321	86,100	16,182	<b>17</b>	90,455	39,100	<b>39</b>	207,515	2,294	<b>ok</b>
<b>6</b>	6,385	94,000	14,722	<b>15</b>	95,776	34,500	<b>35</b>	223,477	2,333	<b>ok</b>
8	8,513	109,800	12,897	<b>13</b>	110,674	29,900	30	255,403	2,308	interf

Tabla nº4 Selección de posibles engranajes etapa 1

$m_n$	$m_t$	$d_1'$	$z_1'$	$z_1$	$d_1$	$z_2'$	$z_2$	$d_2$	$i$	Valoración
0,5	0,532	60,550	113,797	114	60,658	228,000	228	121,316	2	$Z_2 > 150$
0,6	0,639	61,340	96,068	97	61,935	194,000	194	123,870	2	$Z_2 > 150$
<b>0,8</b>	0,851	62,920	73,907	<b>74</b>	62,999	148,000	<b>148</b>	125,999	2	<b>ok</b>
<b>1</b>	1,064	64,500	60,610	<b>61</b>	64,915	122,000	<b>122</b>	129,830	2	<b>ok</b>
<b>1,25</b>	1,330	66,475	49,973	<b>50</b>	66,511	100,000	<b>100</b>	133,022	2	<b>ok</b>
<b>1,5</b>	1,596	68,450	42,881	<b>43</b>	68,639	86,000	<b>86</b>	137,279	2	<b>ok</b>
<b>2</b>	2,128	72,400	34,017	<b>35</b>	74,492	70,000	<b>70</b>	148,985	2	<b>ok</b>
<b>2,5</b>	2,660	76,350	28,698	<b>29</b>	77,153	58,000	<b>58</b>	154,306	2	<b>ok</b>
<b>3</b>	3,193	80,300	25,152	<b>26</b>	83,006	52,000	<b>52</b>	166,012	2	<b>ok</b>
<b>4</b>	4,257	88,200	20,720	<b>21</b>	89,391	42,000	<b>42</b>	178,782	2	<b>ok</b>
<b>5</b>	5,321	96,100	18,061	<b>19</b>	101,097	38,000	<b>38</b>	202,194	2	<b>ok</b>
<b>6</b>	6,385	104,000	16,288	<b>17</b>	108,546	34,000	<b>34</b>	217,092	2	<b>ok</b>
<b>8</b>	8,513	119,800	14,072	<b>15</b>	127,701	30,000	<b>30</b>	255,403	2	<b>ok</b>
10	10,642	135,600	12,742	<b>13</b>	138,343	26,000	26	276,686	2	interf

Tabla nº5 Selección de posibles engranajes etapa 2

### 3.5 SELECCIÓN DEL LUBRICANTE

Para valorar el tipo de 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 tanto, para dimensionar el engranaje se supondrá inicialmente un lubricante, el de mejor calidad o cercano, y una vez finalizado el dimensionado del engranaje, se determinará el lubricante necesario comprobando que el seleccionado inicialmente es el correcto o que al menos es de mejores características que el necesario. La comprobación se realizará por el método United.

Se selecciona inicialmente un aceite ISO VG 460, recomendado para temperatura ambiente entre 20°C y 50°C, y velocidades normales como es la seleccionada como condición de diseño. Para evaluar la anchura del engranaje, es necesario conocer la viscosidad cinemática del lubricante a 40°C. Este lubricante a esa temperatura tiene una viscosidad de 460 mm<sup>2</sup>/s según se aprecia en el Anexo de Tablas y Gráficas: "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, se procede a calcular el ancho de los engranajes. Para ello, previamente, debe seleccionarse el material a utilizar para su fabricación. Los materiales disponibles se encuentran detallados en el Anexo de Tablas y Gráficas: “Tabla nº 3”.

Para este caso, se utilizará el siguiente material con las siguientes características:

Material	Tipo	Resistencia a tracción (MPa)	Límite de fluencia (MPa)	Dureza (HB)
Acero aleado, templado y revenido	20M nCr5	980	735	302

Tabla nº6 Material de los engranajes

#### 3.6.2 RESUMEN MÉTODO DE DISEÑO

El coeficiente de seguridad a flexión  $X_F$  debe ser superior al coeficiente de seguridad por fallo superficial  $X_H$ , ya que el fallo por flexión es catastrófico y no da señales, mientras que el fallo superficial es progresivo originando ruido y vibración creciente en el funcionamiento de los engranajes.

$$X_F > X_H > X$$

Por lo tanto, lo primero a considerar es establecer un coeficiente de seguridad, que para el caso presente se tomará  $X=1,4$ . Valores entre 1,1 y 1,5 se consideran suficientes para condiciones de diseño de velocidades de entrada normales.

El siguiente paso será calcular el ancho por fallo superficial y con ese ancho obtenido calcular el coeficiente de seguridad a flexión. Si cumple la ecuación anteriormente descrita, se realizarán las siguientes comprobaciones:

$$b \leq 2d_1 \quad b > 0,25 \cdot d_1$$

Es decir que la anchura  $b$  de los dientes del piñón esté comprendida entre 0,25 y 2 veces el diámetro primitivo del mismo.

Si cumple ambas condiciones, el diseño es correcto, si no, se deberá cambiar el tipo de material, o modificar el coeficiente de seguridad.

### 3.6.3 CÁLCULO A TENSIÓN SUPERFICIAL

Para buscar el ancho “**b**” del engranaje objeto de diseño, debe estimarse un coeficiente de seguridad, que en este caso será igual que el coeficiente de seguridad a fallo superficial, por lo que se obtendrá el ancho del engranaje condicionado al 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:

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

Siendo:

- $S_{HL}$  : 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. Se calcula 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 dependen del material elegido, obtenidas del Anexo de Tablas y Gráficas: “Tabla nº 3”. Para el caso del material de partida 20MnCr5, A = 1,313, y B = 373.

Luego:  $S_{HL} = 769,526 \text{ N/mm}^2$

- $Z_N$  : 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, y se calcula como:

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

Donde  $\nu_{40}$  es la viscosidad a 40°C, es decir, 460 mm<sup>2</sup>/s para el lubricante seleccionado y  $C_{ZL} = 0,83$ , ya que para el material seleccionado  $S_{HL} \leq 850$  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 RZ1 y RZ2 las rugosidades medias del piñón y de la rueda respectivamente y se pueden obtener de las "Tabla nº5" del Anexo de Tablas.

El coeficiente de rugosidad se calcula como:

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

Donde CZR 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,  $R_{Z10}$  es:

$$R_{Z10} = R_Z \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_r}}$$

Donde  $\rho_r$ :

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

- $Z_V$  : 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 el caso presente, este coeficiente es igual a la unidad.

- **Z<sub>x</sub>**: 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, la tensión máxima debida a la presión superficial  $\sigma_H$ , puede obtenerse de la siguiente fórmula:

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

Despejando el ancho **b** de la ecuación principal se obtiene:

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

Analizando el resto de términos de esta ecuación:

- **F<sub>t</sub>**: 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<sub>A</sub>**: Coeficiente de aplicación que pondera las sobrecargas dinámicas debidas a factores externos al engranaje, éstas dependen fundamentalmente del tipo de máquinas motriz y de la arrastrada.

Para el caso de diseño, tanto la máquina motriz como la arrastrada presentan choques ligeros, por lo que este coeficiente será 1,35 como puede observarse en la “Tabla nº 6” del anexo de tablas.

- **K<sub>V</sub>**: 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<sub>1</sub> se puede obtener del Anexo de Tablas y Gráficas: “Tabla nº 7”, ya que siendo los dientes helicoidales y partiendo de una Q<sub>ISO</sub> = 5, este valor vale 6,7. K<sub>2</sub> para dientes helicoidales vale 0,0087 y K<sub>3</sub> se puede calcular con la expresión siguiente:

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

- **$K_{H\beta}$**  : 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  $H_3$  se obtienen del Anexo de Tablas y Gráficas: “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 el reductor a diseñar.
- **$Z_H$**  : Coeficiente geométrico, se calcula con la siguiente fórmula:

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

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

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}\right)}}$$

Los valores de los módulos de Young y coeficientes de Poisson de las ruedas y piñones son del mismo tipo de material, acero. Pueden consultarse estos valores en el Anexo de Tablas y Gráficas: “Tabla nº 9”.

- **$Z_\epsilon$**  : Coeficiente de conducción, permite considerar el efecto producido por el reparto de carga entre varios dientes del engranaje, para dientes helicoidales se emplea la siguiente fórmula:

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

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

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

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

### 3.6.4 CÁLCULO A FLEXIÓN

Una vez obtenido el ancho a través de la condición de fallo superficial, el siguiente paso es el cálculo del coeficiente de seguridad a flexión con este ancho, que deberá ser 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:

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

Donde:

- $S_{FL}$  : Tensión a flexión límite del engranaje, obtenida para una duración de  $3 \times 10^6$  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 obtienen en el Anexo de Tablas y Gráficas: "Tabla nº 10". Y dependen del material escogido.

Para el caso del material de partida 20MnCr5,  $A = 0.425$ , y  $B = 187$ . Con lo que

$$S_{FL} = 315,35 \text{ N/mm}^2$$

- $Y_{ST}$  : Coeficiente de concentración de tensiones, este coeficiente vale 2,1.
- $Y_{NT}$  : Coeficiente de duración, dependiente del material y la duración deseada, para el caso objeto de diseño se toma  $Y_{NT}=1$ .
- $Y_{\delta rT}$  : 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, al tratarse de 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, que tiene en cuenta la disminución de resistencia al fallo a fatiga asociada al aumento del tamaño, para módulos iguales o menores a 5 este coeficiente vale 1.

Por otro lado, el modelo de Lewis corregido permite evaluar el esfuerzo de flexión sobre la base del diente mediante la siguiente 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 la siguiente 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. Se calcula con la siguiente expresión:

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

- **$Y_{sa}$** : 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  $\beta \leq 30^\circ$  se calcula como:

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

- $Y_{\beta}$  : 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.

Ya que  $0,5 < S_R/h_t < 1,2$  puede emplearse la siguiente expresión:

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

- $K_{F\beta}$  : 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.

Una vez obtenidos todos estos coeficientes ya se puede abordar el cálculo del coeficiente de seguridad a flexión, que deberá ser mayor que el coeficiente de seguridad a fallo superficial. El diseño se considerará correcto siempre y cuando el ancho calculado se encuentre entre 0,25 y 2 veces el diámetro del piñón.

### 3.6.5 RESULTADO ANCHO SELECCIONADO

Se procede a calcular los anchos posibles para el diseño en base a los módulos definidos como válidos en el apartado 3.4 "TAMAÑO DE LOS ENGRANAJES".

Para la etapa 1 se obtienen los siguientes reflejados en la tabla:

mn	mt	z1	d1 (mm)	z2	d2(mm)	b (mm)	VALORACION	Xf
0,8	0,851	63	53,635	145	123,445	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	-
1	1,064	52	55,337	120	127,701	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	-
1,25	1,33	43	57,200	99	131,692	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	-
1,5	1,596	37	59,062	85	135,683	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	-
2	2,128	30	63,851	69	146,857	96	CAMBIAR	2,38
2,5	2,66	25	66,511	58	154,306	78	VÁLIDO	2,75
3	3,193	23	73,428	53	169,204	56	VÁLIDO	2,90
<b>4</b>	<b>4,257</b>	<b>19</b>	<b>80,878</b>	<b>44</b>	<b>187,295</b>	<b>44</b>	<b>VÁLIDO</b>	<b>3,33</b>
5	5,321	17	90,455	39	207,515	36	VÁLIDO	3,62
6	6,385	15	95,776	35	223,477	33	VÁLIDO	3,93

Tabla nº7 Posibles anchos etapa 1

Para la etapa 1, se calculan los 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. Se opta por tanto por el  $m_n = 4$ .

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



Para la etapa 2 se procede de la misma manera, obteniendo la siguiente tabla:

mn	mt	z1	d1 (mm)	z2	d2(mm)	b (mm)	VALORACION	Xf
0,8	0,851	74	62,999	148	125,999	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	
1	1,064	61	64,915	122	129,83	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	-
1,25	1,33	50	66,511	100	133,022	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	-
1,5	1,596	43	68,639	86	137,279	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	-
2	2,128	35	74,492	70	148,985	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	-
2,5	2,66	29	77,153	58	154,306	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	-
3	3,193	26	83,006	52	166,012	DEMASIADO GRANDE	CAMBIAR	-
4	4,257	21	89,391	42	178,782	104	VÁLIDO	3,44
5	5,321	19	101,097	38	202,194	71	VÁLIDO	3,64
6	6,385	17	108,546	34	217,092	60	VÁLIDO	3,9
8	8,513	15	127,701	30	255,403	46	VÁLIDO	4,22

Tabla nº9 Posibles anchos etapa 2



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 Ft 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 KA es el coeficiente de aplicación visto en el apartado 3.6.3 “CÁLCULO A PRESIÓN SUPERFICIAL” y Vt es la velocidad tangencial calculada como:

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

Con la aplicación del método UNITED se obtiene un lubricante adecuado si la viscosidad calculada es menor o igual a la viscosidad del lubricante a 38 °C. El lubricante inicialmente utilizado, aceite ISO VG 460, tenía una viscosidad a 40 °C de 460 mm<sup>2</sup>/s. Para obtener su viscosidad a 38 °C se procede mediante la lectura de la “Tabla nº2” del Anexo de Tablas, estimándose el valor en 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 <sub>t</sub> (N)	b (mm)	d <sub>1</sub> (mm)	i	K	v <sub>t</sub> (m/s)	v <sub>38</sub> (mm <sup>2</sup> /s)
7472,31	44	80,87	2,3	3,01	5,92	316,59

Tabla nº11 Resultados cálculo lubricante primera etapa

Con este resultado obtenido se comprueba que el lubricante inicialmente utilizado es correcto ya que  $v_{38} = 316,59 \text{ cST} \leq 500 \text{ cST}$  por lo que, para la primera etapa, este lubricante es 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)
13748,97	71	101,097	2	2,87	3,22	426,51

Tabla n°12 Resultados cálculo lubricante segunda etapa

Con este resultado obtenido vemos que el lubricante inicialmente utilizado es correcto ya que  $v_{38} = 426,51 \text{ cST} \leq 500 \text{ cST}$  por lo que, para la segunda etapa, este lubricante es adecuado.

## 4. DISEÑO CHAVETAS Y CHAVETEROS

Previamente al dimensionado de los ejes, se deben de calcular las dimensiones 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 ya que, si no, puede afectar a la transmisión del par de los engranajes pudiendo incluso hasta no soportar las sollicitaciones si no tiene las dimensiones adecuadas.

Las chavetas se suelen fabricar con un acero de menor resistencia que el empleado en el eje. El material elegido en este caso para la fabricación 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 resistencia a la tracción 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 se puede obtener del Anexo de Tablas y Gráficas: "Tabla nº 1". Éste dependerá del diámetro del eje.

En esta misma tabla se puede 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, estará 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 es objeto de estos cálculos ya 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:

$$L_{chaveta} \geq 1,25 \cdot 40 = 50 \text{ mm}$$

Sus dimensiones serán de 12 x 8 mm (ancho x alto).

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

$$L_{chavetero} = 50 + 12 = 62 \text{ mm}$$

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 (12 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 ocurrirá algo similar 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:

$$L_{chaveta} \geq 1,25 \cdot 60 = 75 \text{ mm}$$

Sus dimensiones serán de 18 x 11 mm (ancho x alto).

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

$$L_{chavetero} = 75 + 18 = 93 \text{ mm}$$

Y tendrán una profundidad en el eje ( $h_1$ ) de 7 mm y una profundidad en el cubo ( $h_2$ ) de 4,4 mm con el mismo ancho que la chaveta (18 mm).

# 5 DISEÑO DE LOS EJES

## 5.1 SELECCIÓN DEL MATERIAL

En este apartado se realizará 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 se abordarán 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	42CrMo4	1030	720	311

Tabla nº13 Características material eje entrada

Material	Tipo	Resistencia a tracción (MPa)	Límite de fluencia (MPa)	Dureza (HB)
Acero normalizado	34CrNiMo6	1280	860	388

Tabla nº14 Características material eje intermedio y salida

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

Para los ejes intermedio y de salida se ha utilizado un acero normalizado con características resistentes menores ya que al ser de un grosor mayor no exigen tanta resistencia y de esta manera se evita 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, y que por tanto están definidas por la rigidez torsional. En las zonas del eje en las que no existe par torsor se debe determinar cuál es el diámetro necesario para que el eje no falle por fatiga.

Para estos puntos se comprobará que el diámetro límite calculado sea inferior al inicialmente establecido. Para el reductor objeto del diseño, al ser de acero, el límite por fatiga  $S_e$  se estudiará 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<sub>y</sub>** es el límite de fluencia del material
- **S<sub>e</sub>** es el límite a fatiga del material.
- **X** es el coeficiente de seguridad frente al fallo a fatiga que para el caso en cuestión se establecerá en 2,5.
- **M<sub>m</sub>** y **T<sub>m</sub>** son los momentos flector medio y torsor medio.
- **M<sub>a</sub>** y **T<sub>a</sub>** son los momentos flectores alternantes y torsor alternante.

El límite a fatiga S<sub>e</sub> 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<sub>a</sub>** = Factor de superficie para aceros, que depende del acabado superficial, para el caso presente será mecanizado, y de la siguiente fórmula cuyas constantes se pueden extraer del Anexo de Tablas y Gráficas: "Tabla nº 6".

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

- **K<sub>b</sub>** = 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<sub>c</sub>** = Factor tipo de carga. Como la carga es de tipo flexión K<sub>c</sub>, tomará el valor de 1. Para carga axial tomaría el valor de 0,8 y para torsión y cortante 0,577.
- **K<sub>d</sub>** = Factor de temperatura. Para aceros esta constante depende de la temperatura de funcionamiento del reductor como puede observarse en el Anexo de Tablas y Gráficas: "Tabla nº 12". Para el presente caso se estimará una

temperatura de trabajo media de 50 °C con lo que el factor tomará el valor de 1,01.

- $K_e$  = Factor de confiabilidad. Se recomienda que este valor no sea inferior a un 95% de confiabilidad. Para el diseño presente se empleará una confiabilidad del 99%, a la que corresponde un valor de  $K_e$  de 0,814 como puede observarse en del Anexo de Tablas y Gráficas: “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:

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

Donde “p” es el radio de la entalla y “α” 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, se empleará el coeficiente de del Anexo de Tablas y Gráficas: “Tabla nº 14”, que proporcionará el factor de concentración en chaveteros. Se utilizarán chavetas tipo perfilado, con lo que  $K_f$  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, se empleará la “Tabla nº 15” del Anexo de Tablas.

Si se tiene en cuenta que el momento flector medio ( $M_m$ ) y el momento torsor alternante ( $T_a$ ) son nulos, la ecuación de Soderberg anteriormente descrita se simplifica de la siguiente manera:

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

La utilización de esta expresión requerirá el planteamiento de un proceso iterativo ya que el valor del límite de fatiga en cada sección ( $S_e$ ) será función de la propia geometría a evaluar.

En las secciones donde el diámetro no está definido por la rigidez a torsión no existe par torsor, por lo que la ecuación anterior se puede simplificar aún más:

$$d^3 = \frac{32XM_a}{\pi S_e}$$

En aquellas secciones donde el diámetro esté previamente definido por la rigidez a torsión, la comprobación de que en ellas el coeficiente de seguridad es superior al indicado en las especificaciones se realizará mediante la expresión:

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

Los cálculos se obtendrán de manera iterativa, ya que  $K_b$  depende del diámetro del eje, el cual ha sido calculado inicialmente en el estudio a rigidez torsional, y a partir de este valor se iterará hasta que el diámetro calculado por fatiga y el inicialmente supuesto coincidan.

### 5.3 DISEÑO A DEFLEXIÓN 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 pueden considerar las siguientes recomendaciones:

- Para engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, 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, dependiendo del elemento que soporte el eje en esa sección:

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

Para el cálculo de esta sección, se empleará una hoja de cálculo de Excel facilitada por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (DIMM).

## 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 la siguiente configuración:

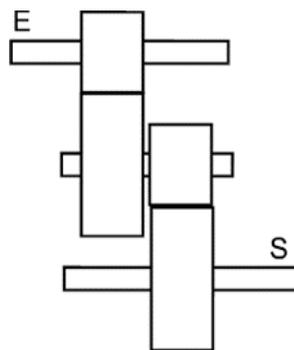


Fig. 1.- Disposición ejes en un reductor de 2 etapas

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

Para realizar el cálculo a fatiga y deflexión lateral se proponen unas dimensiones iniciales de cada uno de los tres ejes del reductor, para alojar chaveteros, engranajes y rodamientos y en caso de requerir modificación, 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, éstas serán las secciones críticas empleadas para realizar el cálculo a fatiga y deflexión lateral, ya que en ellas 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:

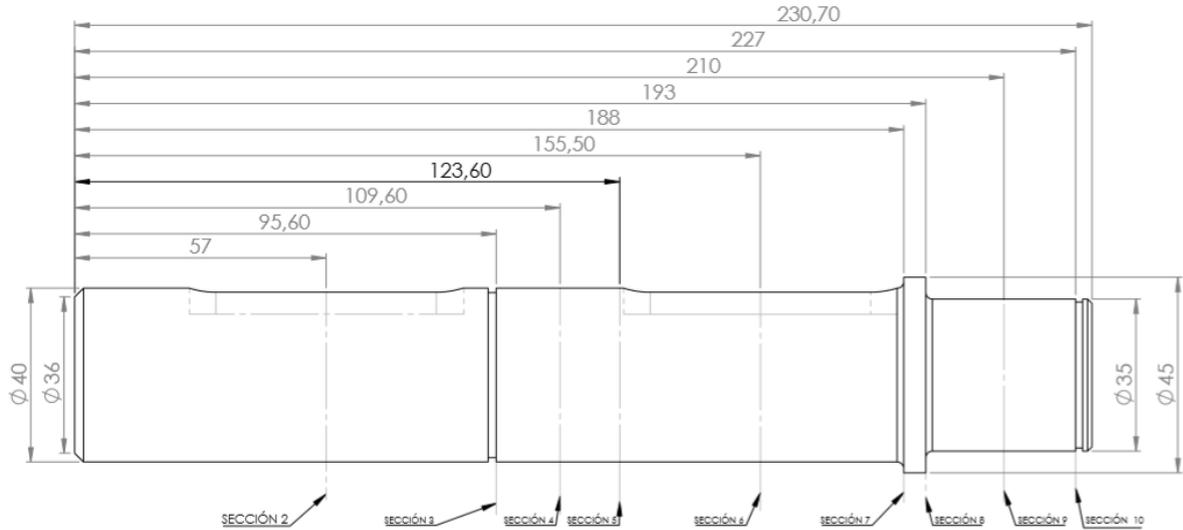


Fig. 2.- Dimensiones de partida eje de entrada

**5.4.1.2 DIMENSIONES EJE INTERMEDIO**

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

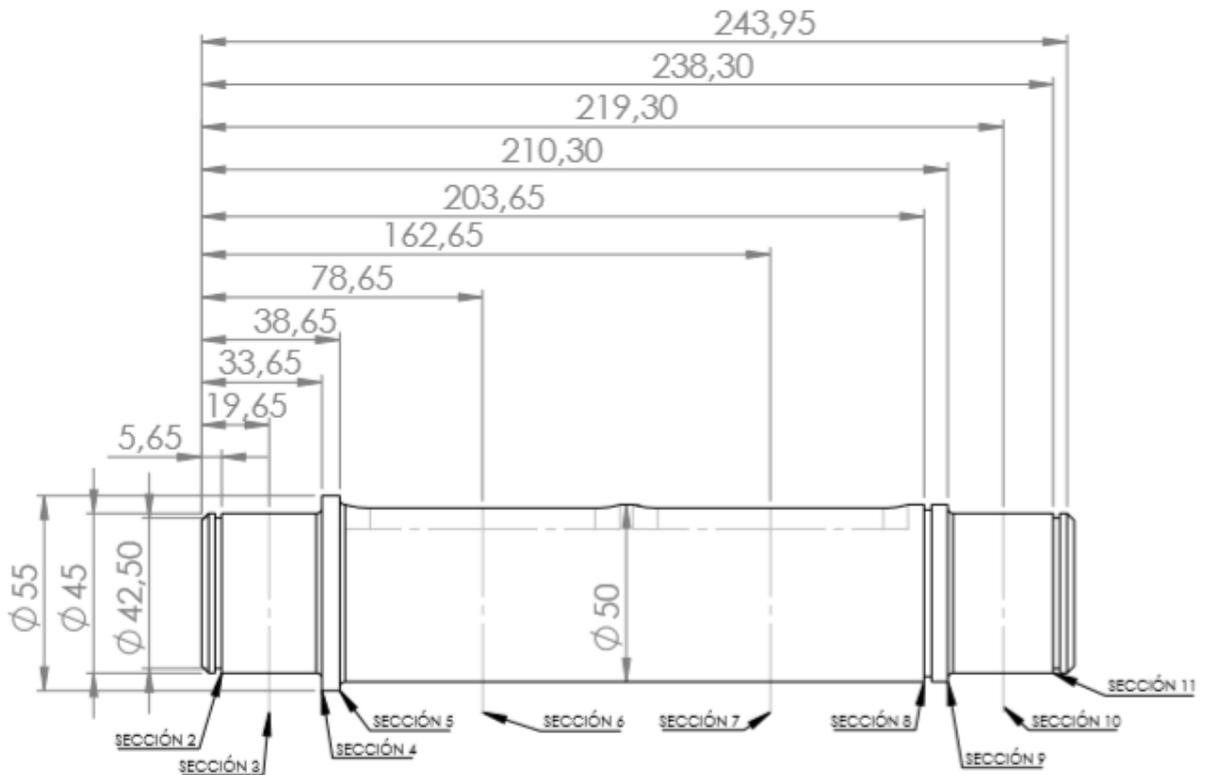


Fig. 3.- Dimensiones de partida eje intermedio

### 5.4.1.3 DIMENSIONES EJE SALIDA

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

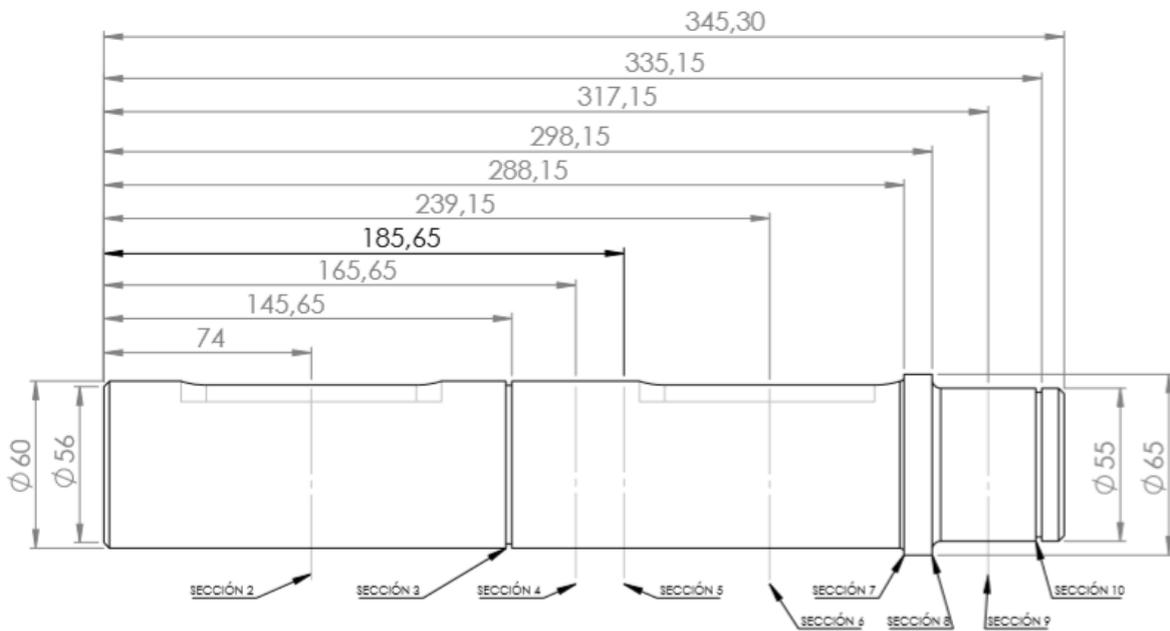


Fig. 4.- Dimensiones de partida eje de salida

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

Para representar las fuerzas que aparecen sobre los ejes, se ha 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 figura aparecen representadas dichas fuerzas:

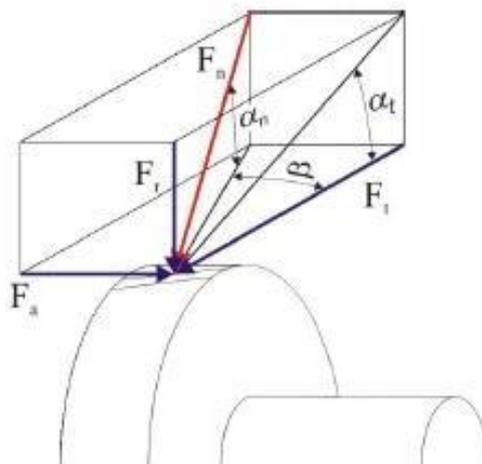


Fig. 5.-  $F_t$ ,  $F_r$ ,  $F_a$ ,  $F_n$  en dentado helicoidal

Además de estas fuerzas, generadas por los engranajes, se debe 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), encontrando el más desfavorable para considerarlo como condición de diseño.

El sentido de giro estudiado será el que transmita la máquina acoplada en el eje de entrada, para lo que se considerará tanto el giro antihorario como el horario para determinar cuál es más desfavorable para los componentes.

La magnitud de la fuerza radial introducida por la máquina acoplada se puede calcular con la siguiente expresión:

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

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

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

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

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

Se debe tener en cuenta en qué plano están aplicadas estas fuerzas para calcular la fuerza normal o resultante sobre el engranaje 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 estos.

Se emplearán 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. Se abordarán por separado y luego se combinarán calculando la resultante global.

#### 5.4.2.1 FUERZAS EJE ENTRADA

En el eje de entrada actuarán 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.

Observando el esquema del eje de entrada en el apartado 4.3.1.1 "DIMENSIONES EJE ENTRADA", en la sección 2 se encontrará la fuerza radial introducida por la máquina acoplada y ésta se puede calcular como:

$$F_r = \frac{T_e}{2 \cdot d_{eje}} = \frac{302,174}{2 \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = \pm 3777,17 \text{ N}$$

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

$$F_t = \frac{T_e}{\frac{d_{piñón1}}{2}} = \frac{302,174}{\frac{80,878 \cdot 10^{-3}}{2}} = 7472,34 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_t = 7472,34 \cdot \tan(21,17) = 2893,83 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta = 7472,34 \cdot \tan(20) = - 2719,71 \text{ N}$$

Estos son los valores de las fuerzas externas aplicadas en el piñón del eje de entrada. En la siguiente figura se observan los sentidos positivo o negativo de estas fuerzas. Dependerá del sentido de giro (antihorario en la figura), de la inclinación del dentado y de si se trata de un engranaje conductor o conducido:

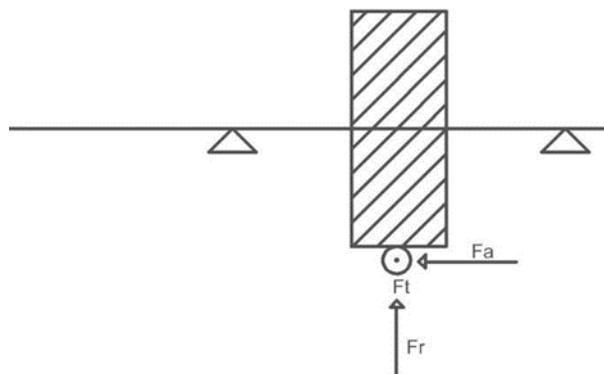


Fig.6.-Diagrama fuerzas en el eje de entrada

Las fuerzas radial y tangencial provocarán una fuerza resultante normal, y por otro lado, la fuerza axial provocará un momento sobre la sección 6:

$$F_{n6} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = 8013,12 \text{ N}$$

$$M_{Fa6} = \frac{d_{\text{piñón1}}}{2} \cdot F_a = \frac{80,878 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (-2870,85) = -116,09 \text{ Nm}$$

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.

#### 5.4.2.2 FUERZAS EJE INTERMEDIO

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

En las secciones 6 y 7 se localizarán estas fuerzas, y se pueden calcular como:

Fuerzas sección 6:

$$F_t = \frac{T_{int}}{\frac{d_{rueda1}}{2}} = \frac{694,99}{\frac{187,295 \cdot 10^{-3}}{2}} = -7421,34 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = -7964,13 \cdot \tan(21,17) = -2953,31 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 7964,13 \cdot \tan(20) = 2701,14 \text{ N}$$

$$M_{Fa6} = \frac{d_{rueda1}}{2} \cdot F_a = \frac{187,295 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (-2701,14) = -252,95 \text{ Nm}$$

Fuerzas sección 7:

$$F_t = \frac{T_{int}}{\frac{d_{\text{piñón2}}}{2}} = \frac{694,99}{\frac{101,097 \cdot 10^{-3}}{2}} = -13748,97 \text{ N}$$

$$F_r = -F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 13748,97 \cdot \tan(21,17) = 5324,59 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = -13748,97 \cdot \tan(20) = -5004,21 \text{ N}$$

$$M_{Fa7} = \frac{d_{\text{piñón2}}}{2} \cdot F_a = \frac{101,097 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (-5004,21) = -252,95 \text{ Nm}$$

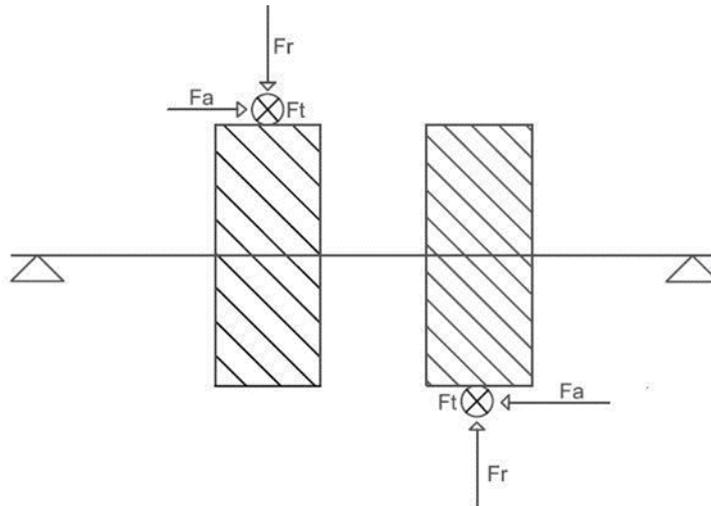


Fig.7.-Diagrama fuerzas en el eje intermedio

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.

#### 5.4.2.3 FUERZAS EJE SALIDA

Para el eje de salida ocurre algo similar al eje de entrada. Existen dos secciones donde aparecen 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 de la siguiente manera:

$$F_r = \frac{T_s}{2 \cdot d_{eje}} = \frac{1390}{2 \cdot 60 \cdot 10^{-3}} = \pm 11583,33 \text{ N}$$

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

$$F_t = \frac{T_s}{\frac{d_{rueda2}}{2}} = \frac{1390}{\frac{202,19 \cdot 10^{-3}}{2}} = 13748,97 \text{ N}$$

$$F_r = -F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 13748,97 \cdot \tan(21,17) = -5324,59 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = -13748,97 \cdot \tan(20) = 5004,21 \text{ N}$$

$$M_{Fa6} = \frac{d_{rueda2}}{2} \cdot F_a = \frac{202,19 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (-5004,21) = -505,90 \text{ Nm}$$

$$F_{n6} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = 14743,99 \text{ N}$$

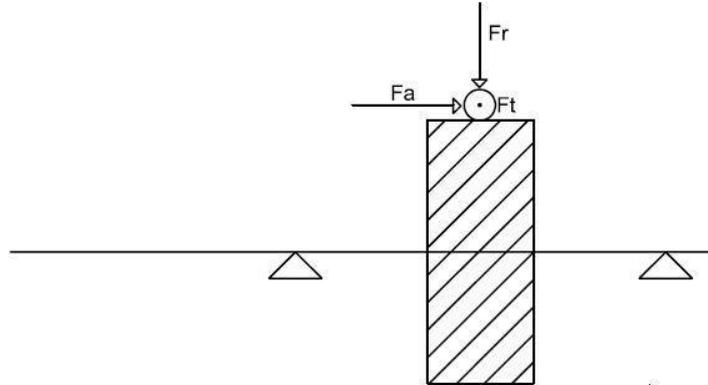


Fig.8.-Diagrama fuerzas en el eje de salida

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.

### 5.4.3 CÁLCULO A DEFLEXIÓN LATERAL

Para la verificación del diseño a deflexión lateral se empleará una hoja de cálculo cedida por el DIMM. Esta hoja evalúa la deformación del eje estudiado dependiendo de las cargas aplicadas en el eje, calculadas en el apartado anterior.

Se analizarán en las secciones críticas, las deformaciones angulares y deflexiones analizando si cumple con lo establecido en el apartado "4.2 DISEÑO A DEFLEXIÓN LATERAL".

Se calcularán también las reacciones que aparecerán en los rodamientos, los cuales actuarán como soporte del eje. Este valor se empleará posteriormente para elegir los rodamientos adecuados a estos esfuerzos.

5.4.3.1 DEFLEXIÓN EJE ENTRADA

Se analizarán 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.

En la sección 2 se aplica la fuerza externa radial procedente de la unión con el motor a través del chavetero. Se considerará esta fuerza en el plano más desfavorable (que provoque más momento, deformación y deflexión) en cada caso.

**CASO A-GIRO ANTIHORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA NEGATIVA**

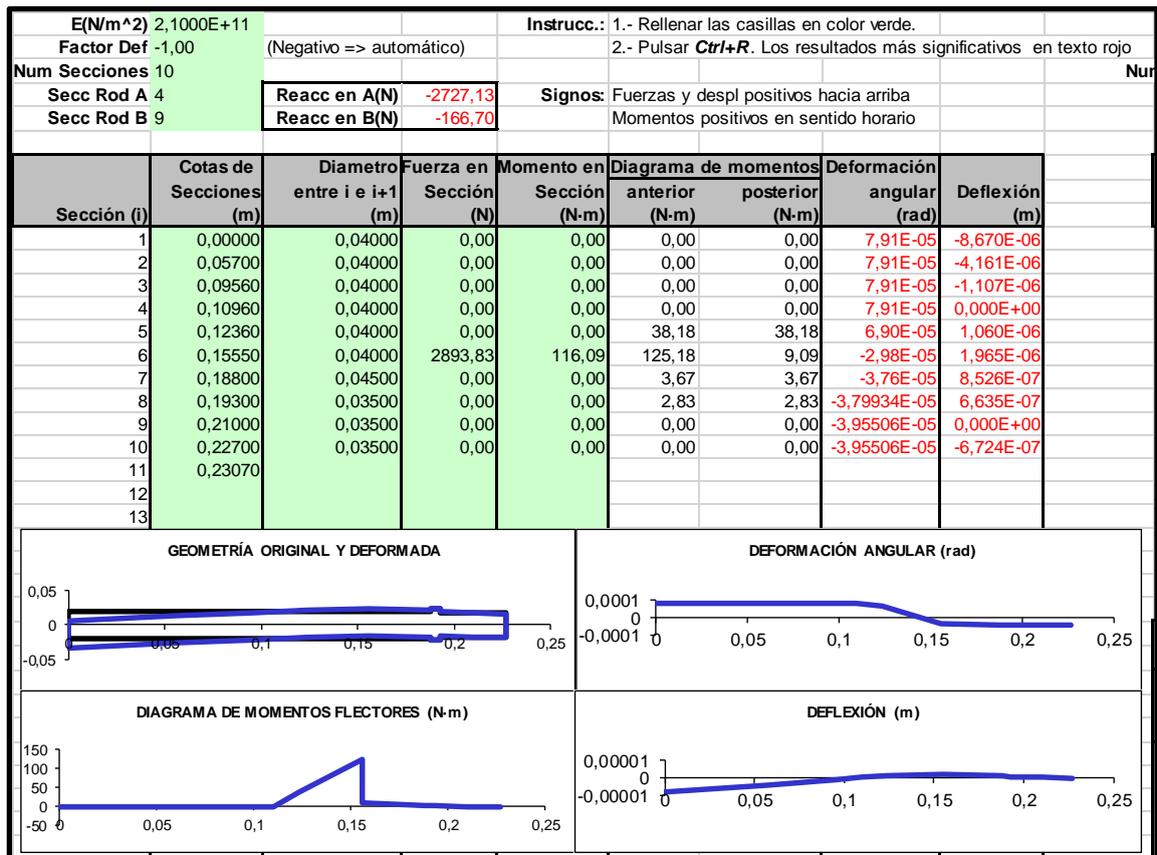


Tabla nº15 Deflexión y deformación eje entrada caso A – Plano XY

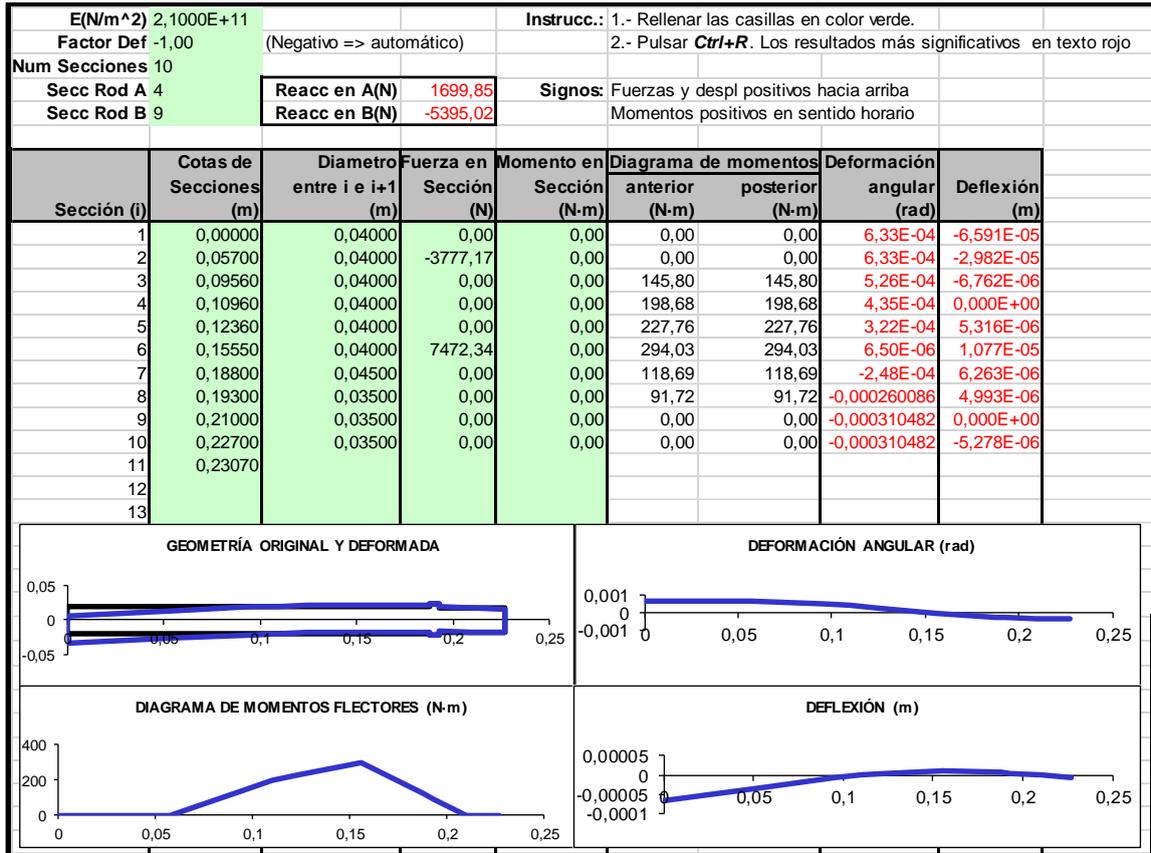


Tabla nº16 Deflexión y deformación eje entrada caso A – Plano YZ

A continuación, se obtienen las reacciones, momentos, deformaciones y deflexiones resultantes en el eje de entrada para este caso estudiado.

	<b>Reacc en A(N)</b>	3213,52		
	<b>Reacc en B(N)</b>	5397,59		
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
	anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00	0,00	6,38E-04	6,65E-05
2	0,00	0,00	6,38E-04	3,01E-05
3	145,80	145,80	5,32E-04	6,85E-06
4	198,68	198,68	4,42E-04	0,00E+00
5	230,94	230,94	3,29E-04	5,42E-06
6	319,56	294,17	3,05E-05	1,09E-05
7	118,75	118,75	2,50E-04	6,32E-06
8	91,76	91,76	2,63E-04	5,04E-06
9	0,00	0,00	3,13E-04	0,00E+00
10	0,00	0,00	3,13E-04	5,32E-06
11	0,00	0,00	0,00E+00	0,00E+00
12	0,00	0,00	0,00E+00	0,00E+00

Tabla nº17 Deflexión y deformación eje entrada caso A - fuerzas resultantes

Como puede observarse, en ningún punto ni la deflexión ni la deformación angular, alcanzan las limitaciones establecidas anteriormente.

**CASO B-GIRO ANTIHORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA POSITIVA**

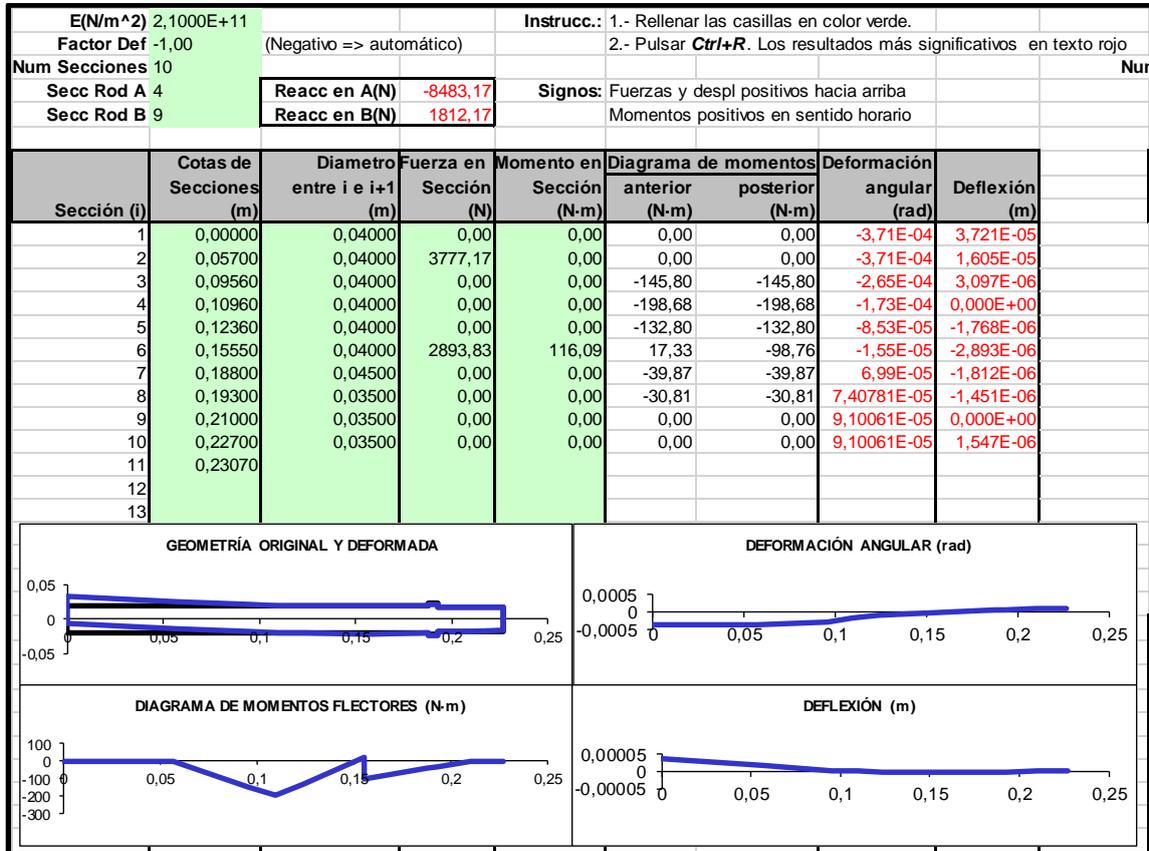


Tabla nº18 Deflexión y deformación eje entrada caso B – Plano XY

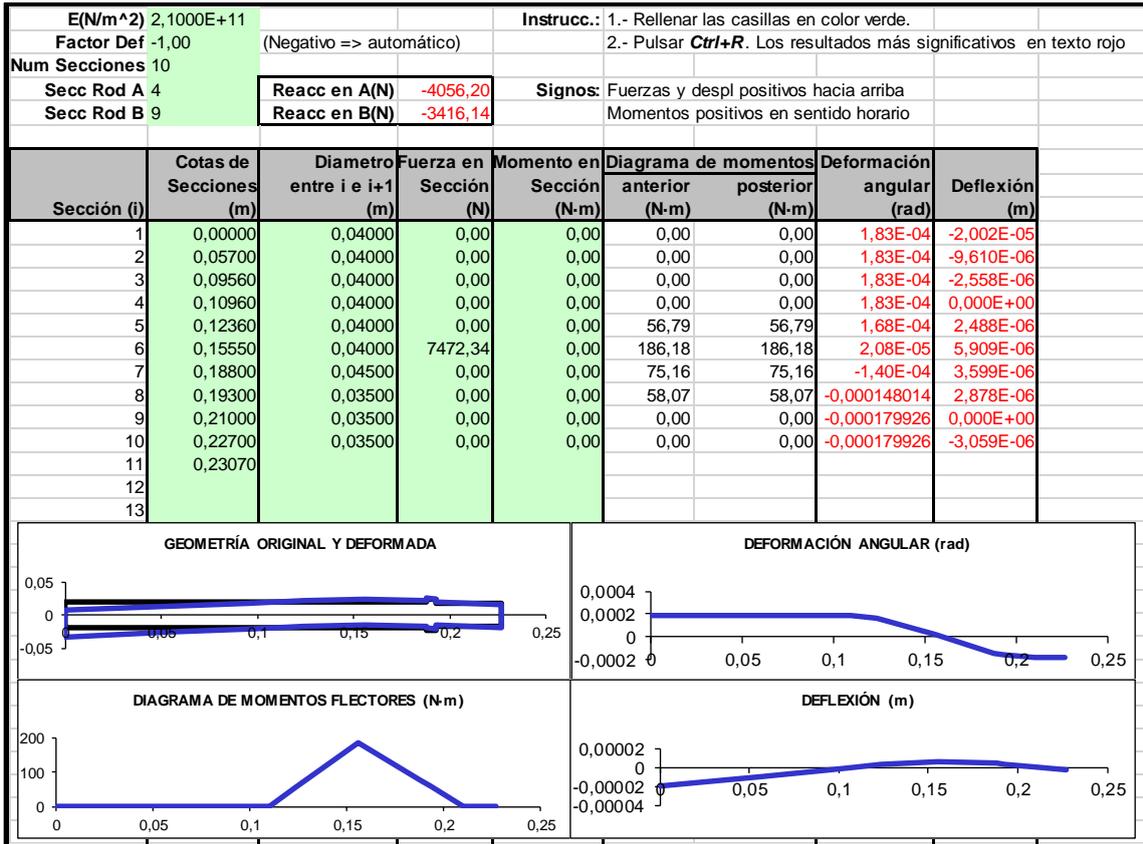


Tabla nº19 Deflexión y deformación eje entrada caso B – Plano YZ

	Reacc en A(N)	9403,03		
	Reacc en B(N)	3867,04		
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
	anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00	0,00	4,14E-04	4,23E-05
2	0,00	0,00	4,14E-04	1,87E-05
3	145,80	145,80	3,22E-04	4,02E-06
4	198,68	198,68	2,52E-04	0,00E+00
5	144,43	144,43	1,88E-04	3,05E-06
6	186,98	210,75	2,59E-05	6,58E-06
7	85,07	85,07	1,57E-04	4,03E-06
8	65,74	65,74	1,66E-04	3,22E-06
9	0,00	0,00	2,02E-04	0,00E+00
10	0,00	0,00	2,02E-04	3,43E-06
11	0,00	0,00	0,00E+00	0,00E+00
12	0,00	0,00	0,00E+00	0,00E+00

Tabla nº20 Deflexión y deformación eje entrada caso B – fuerzas resultantes

Como puede observarse, en ningún punto ni la deflexión ni la deformación angular, alcanzan las limitaciones establecidas anteriormente.

**CASO C-GIRO HORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA NEGATIVA**

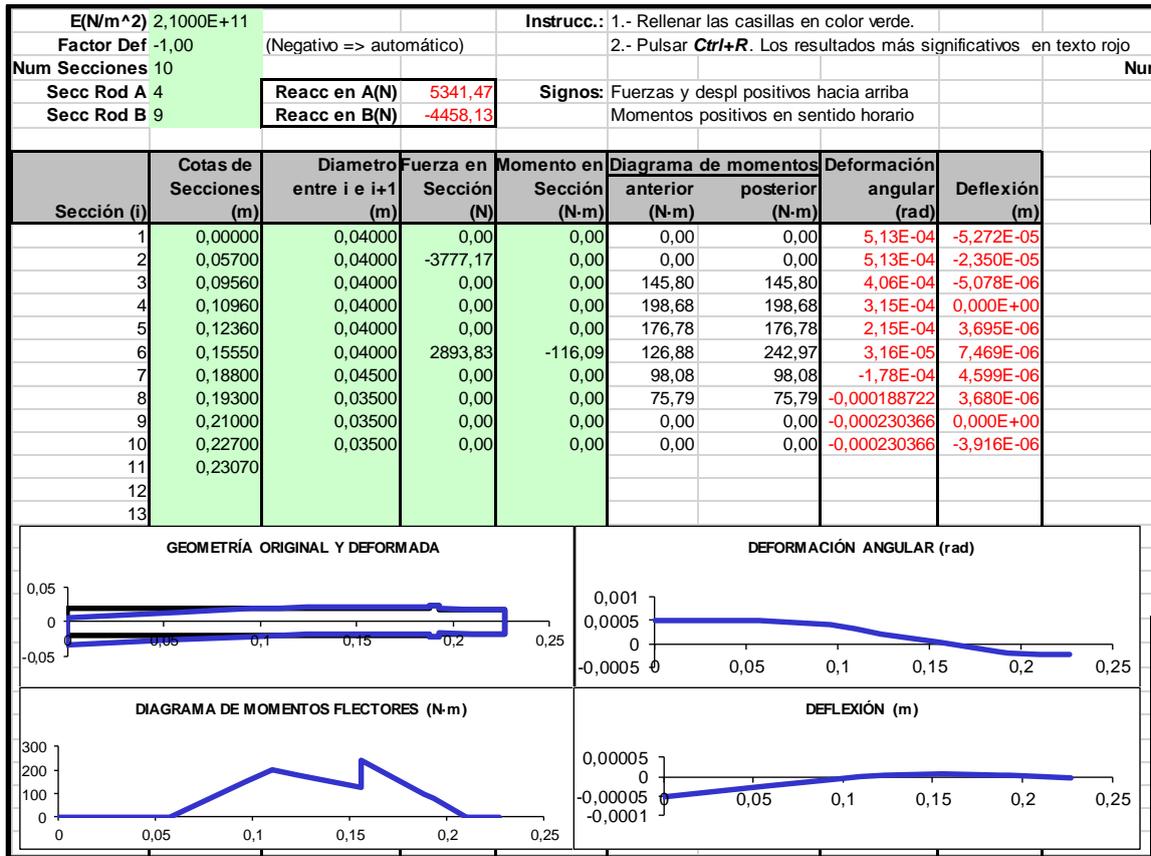


Tabla n°21 Deflexión y deformación eje entrada caso C – Plano XY

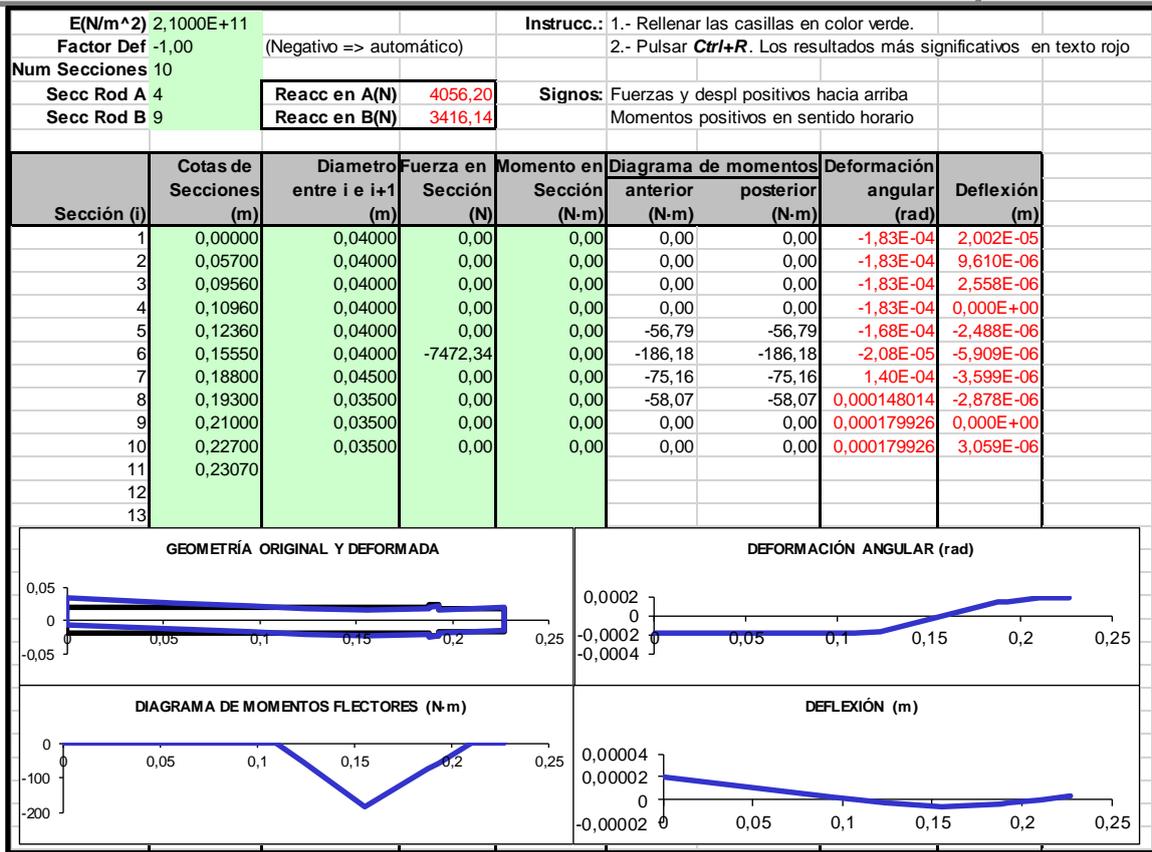


Tabla n°22 Deflexión y deformación eje entrada caso C – Plano YZ

	<b>Reacc en A(N)</b> 6707,01			
	<b>Reacc en B(N)</b> 5616,49			
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación	
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00	0,00	5,44E-04	5,64E-05
2	0,00	0,00	5,44E-04	2,54E-05
3	145,80	145,80	4,45E-04	5,69E-06
4	198,68	198,68	3,64E-04	0,00E+00
5	185,68	185,68	2,73E-04	4,45E-06
6	225,30	306,10	3,78E-05	9,52E-06
7	123,56	123,56	2,27E-04	5,84E-06
8	95,48	95,48	2,40E-04	4,67E-06
9	0,00	0,00	2,92E-04	0,00E+00
10	0,00	0,00	2,92E-04	4,97E-06
11	0,00	0,00	0,00E+00	0,00E+00
12	0,00	0,00	0,00E+00	0,00E+00

Tabla n°23 Deflexión y deformación eje entrada caso C – fuerzas resultantes

Como puede observarse, en ningún punto ni la deflexión ni la deformación angular, alcanzan las limitaciones establecidas anteriormente.

**CASO D-GIRO HORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA POSITIVA**

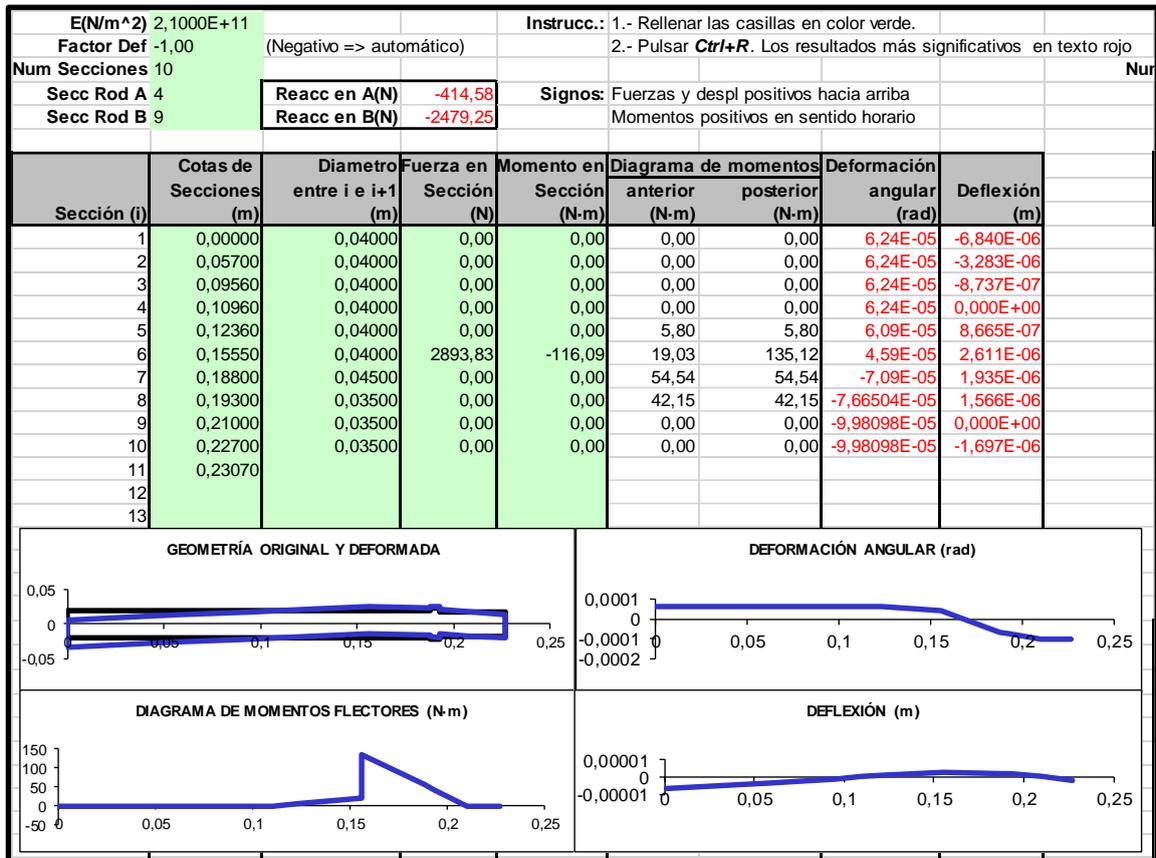


Tabla nº24 Deflexión y deformación eje entrada caso D – Plano XY

## DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD | CÁLCULOS

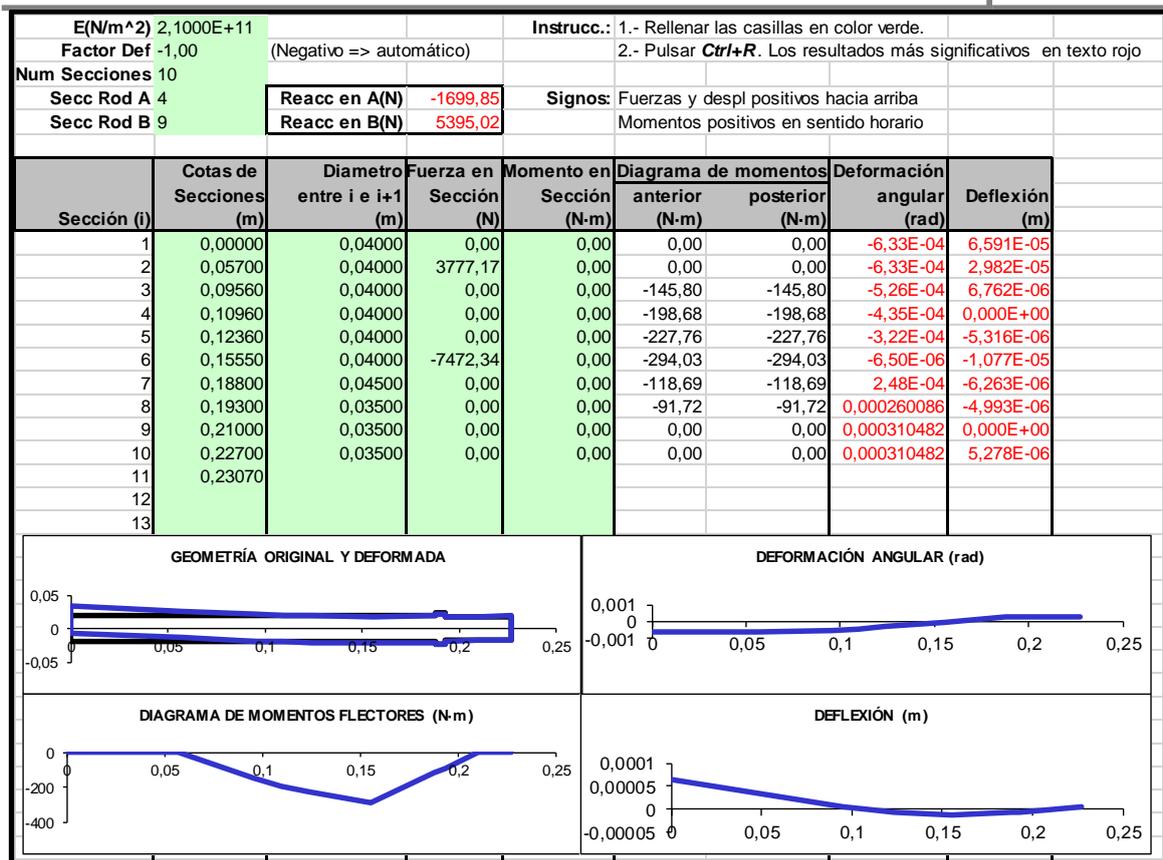


Tabla nº25 Deflexión y deformación eje entrada caso D – Plano YZ

	<b>Reacc en A(N)</b>	1749,67		
	<b>Reacc en B(N)</b>	5937,41		
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
	anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00	0,00	6,36E-04	6,63E-05
2	0,00	0,00	6,36E-04	3,00E-05
3	145,80	145,80	5,30E-04	6,82E-06
4	198,68	198,68	4,39E-04	0,00E+00
5	227,84	227,84	3,28E-04	5,39E-06
6	294,64	323,59	4,63E-05	1,11E-05
7	130,62	130,62	2,58E-04	6,56E-06
8	100,94	100,94	2,71E-04	5,23E-06
9	0,00	0,00	3,26E-04	0,00E+00
10	0,00	0,00	3,26E-04	5,54E-06
11	0,00	0,00	0,00E+00	0,00E+00
12	0,00	0,00	0,00E+00	0,00E+00

Tabla nº26 Deflexión y deformación eje entrada caso D – fuerzas resultantes

Como puede observarse, en ningún punto ni la deflexión ni la deformación angular, alcanzan las limitaciones establecidas anteriormente.

**CONCLUSIÓN EJE DE ENTRADA**

En cuanto a la deflexión del eje, no existe ningún problema en ninguno de los 4 casos de estado de carga que se pueden dar, pues no alcanza nunca las limitaciones establecidas en las secciones críticas: los rodamientos en las secciones 4 y 9, y el engranaje en la sección 6. Se analizarán los casos 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 den los mayores momentos del eje. Analizando los resultados esto ocurre en el caso D (giro horario del eje con la fuerza radial exterior positiva).

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

**5.4.3.2 DEFLEXIÓN EJE INTERMEDIO**

Se analizarán los dos sentidos de giro por separado.

**GIRO HORARIO (CASO A)**

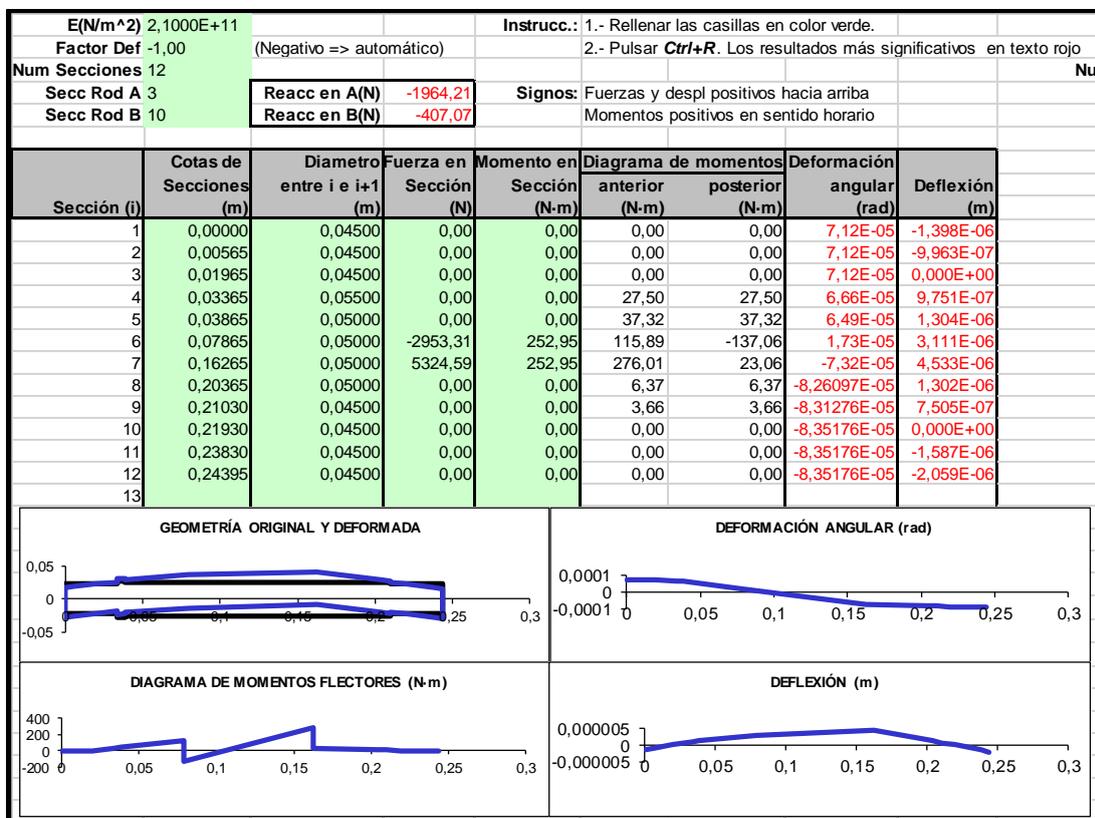


Tabla nº27 Deflexión y deformación eje intermedio caso A – Plano XY

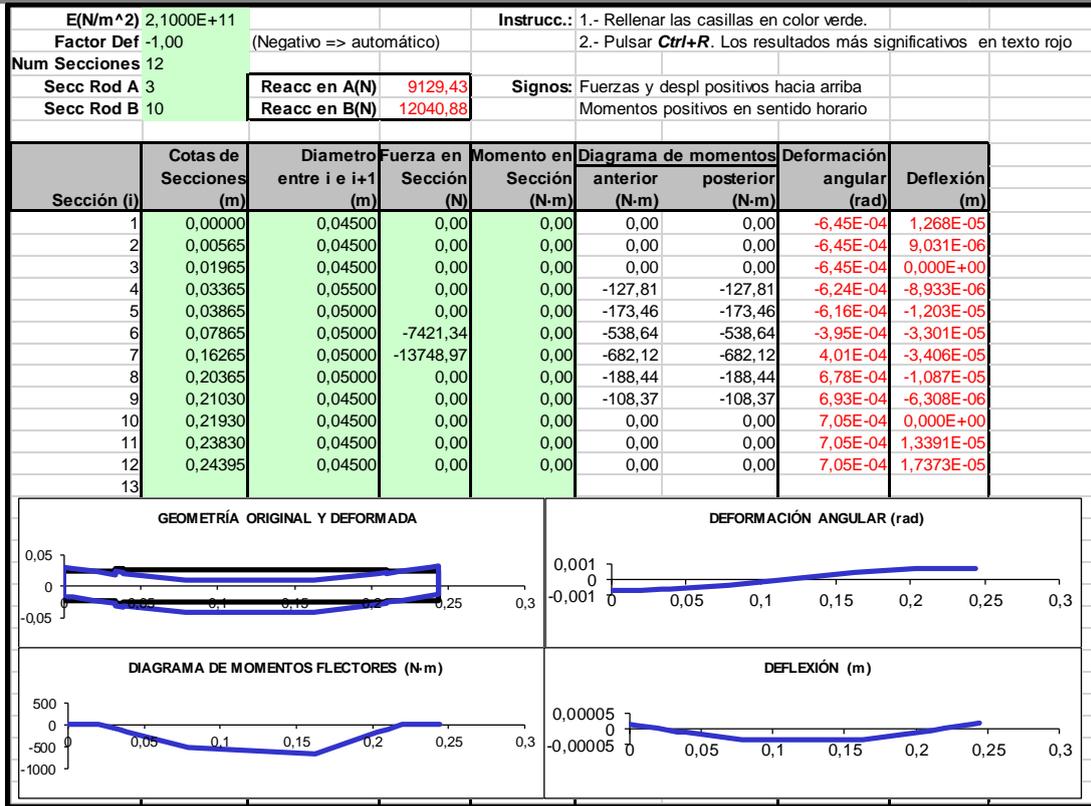


Tabla nº28 Deflexión y deformación eje intermedio caso A – Plano YZ

Por último, para el caso de giro horario se combinan cuadráticamente los datos en ambos planos para la obtención de las reacciones, momentos, deformaciones y deflexiones resultantes.

		Reacc en A(N)	9338,34	
		Reacc en B(N)	12047,76	
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación	
	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00	0,00	6,49E-04	1,28E-05
2	0,00	0,00	6,49E-04	9,09E-06
3	0,00	0,00	6,49E-04	0,00E+00
4	130,74	130,74	6,27E-04	8,99E-06
5	177,43	177,43	6,19E-04	1,21E-05
6	550,96	555,80	3,95E-04	3,32E-05
7	735,84	682,51	4,08E-04	3,44E-05
8	188,55	188,55	6,83E-04	1,09E-05
9	108,43	108,43	6,98E-04	6,35E-06
10	0,00	0,00	7,10E-04	0,00E+00
11	0,00	0,00	7,10E-04	1,35E-05
12	0,00	0,00	7,10E-04	1,75E-05

Tabla nº29 Deflexión y deformación eje intermedio caso A- fuerzas resultantes

Como puede observarse, para el caso de 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 12						Nur	
Secc Rod A 3		Reacc en A(N) 3103,66		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B 10		Reacc en B(N) -5474,94		Momentos positivos en sentido horario			

Sección (l)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,18E-06	2,327E-08
2	0,00565	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,18E-06	1,658E-08
3	0,01965	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,18E-06	0,000E+00
4	0,03365	0,05500	0,00	0,00	-43,45	-43,45	6,01E-06	1,700E-08
5	0,03865	0,05000	0,00	0,00	-58,97	-58,97	8,73E-06	5,350E-08
6	0,07865	0,05000	-2953,31	-252,95	-183,12	69,83	8,39E-05	1,649E-06
7	0,16265	0,05000	5324,59	-252,95	57,21	310,16	1,06E-06	5,101E-06
8	0,20365	0,05000	0,00	0,00	85,68	85,68	-1,25E-04	2,074E-06
9	0,21030	0,04500	0,00	0,00	49,27	49,27	-1,32E-04	1,218E-06
10	0,21930	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,37E-04	0,000E+00
11	0,23830	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,37E-04	-2,605E-06
12	0,24395	0,04500	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,37E-04	-3,38E-06
13								

Tabla nº30 Deflexión y deformación eje intermedio caso B- Plano XY

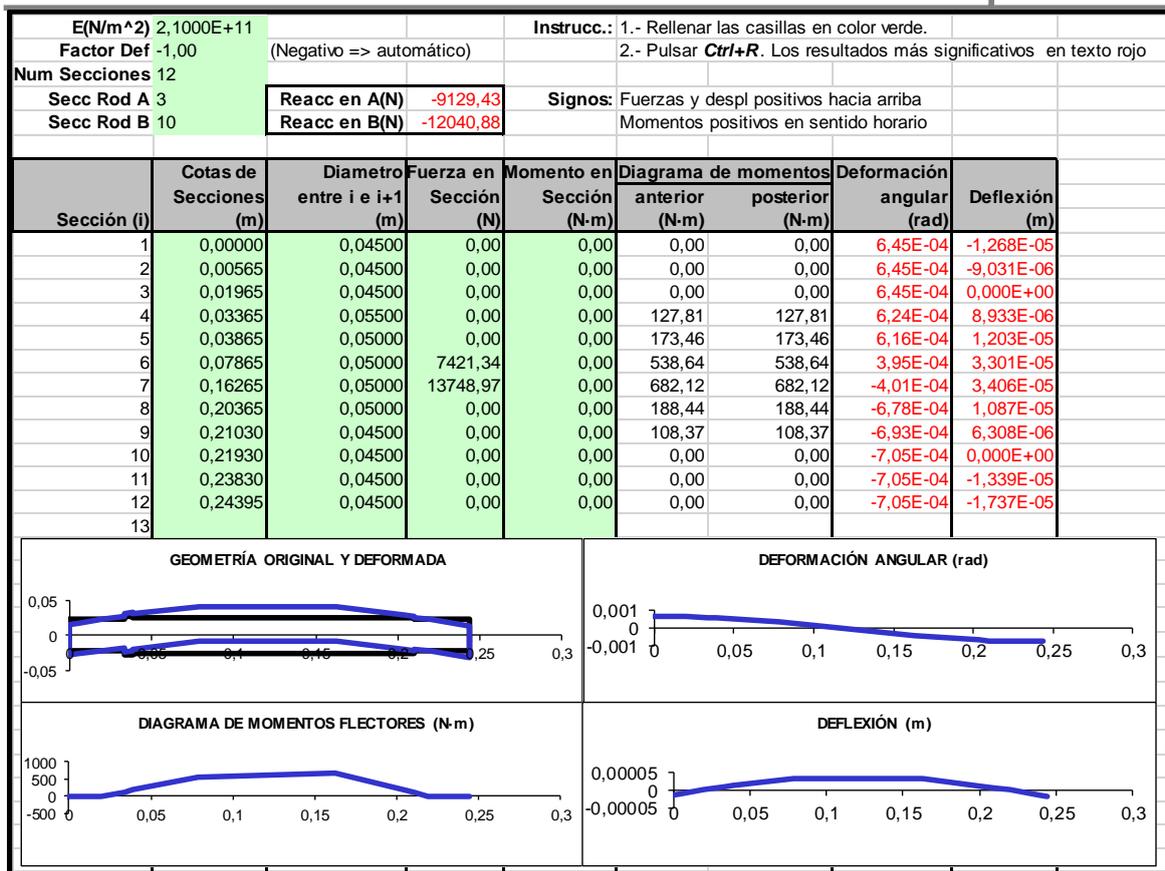


Tabla nº31 Deflexión y deformación eje intermedio caso B- Plano YZ

Por último, para el caso de giro antihorario se combinan cuadráticamente los datos en ambos planos para la obtención de las reacciones, momentos, deformaciones y deflexiones resultantes.

		<b>Reacc en A(N)</b>	9642,57	
		<b>Reacc en B(N)</b>	13227,16	
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
	anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00	0,00	6,45E-04	1,27E-05
2	0,00	0,00	6,45E-04	9,03E-06
3	0,00	0,00	6,45E-04	0,00E+00
4	135,00	135,00	6,24E-04	8,93E-06
5	183,21	183,21	6,16E-04	1,20E-05
6	568,91	543,14	4,04E-04	3,30E-05
7	684,51	749,32	4,01E-04	3,44E-05
8	207,01	207,01	6,89E-04	1,11E-05
9	119,04	119,04	7,06E-04	6,42E-06
10	0,00	0,00	7,18E-04	0,00E+00
11	0,00	0,00	7,18E-04	1,36E-05
12	0,00	0,00	7,18E-04	1,77E-05

Tabla nº32 Deflexión y deformación eje intermedio caso B – fuerzas resultantes

Como puede observarse, en ningún punto ni la deflexión ni la deformación angular, alcanzan las limitaciones establecidas anteriormente para el caso analizado.

**CONCLUSIÓN EJE INTERMEDIO**

Como puede observarse, el prediseño del eje intermedio cumple con los criterios de rigidez de deflexión y deformación angular.

En cuanto a los dos casos, el caso B es ligeramente 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**

Se analizarán los dos casos posibles del sentido de la fuerza radial transmitida por el eje de salida del reductor a la máquina acoplada, junto con los dos sentidos posibles de giro del reductor.

En la sección 2 se aplica la fuerza externa radial procedente de la unión con la máquina acoplada a la salida a través del chavetero. Se considerará esta fuerza en el plano más desfavorable (que provoque más momento, deformación y deflexión) en cada caso.

**CASO A-GIRO ANTIHORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA NEGATIVA**

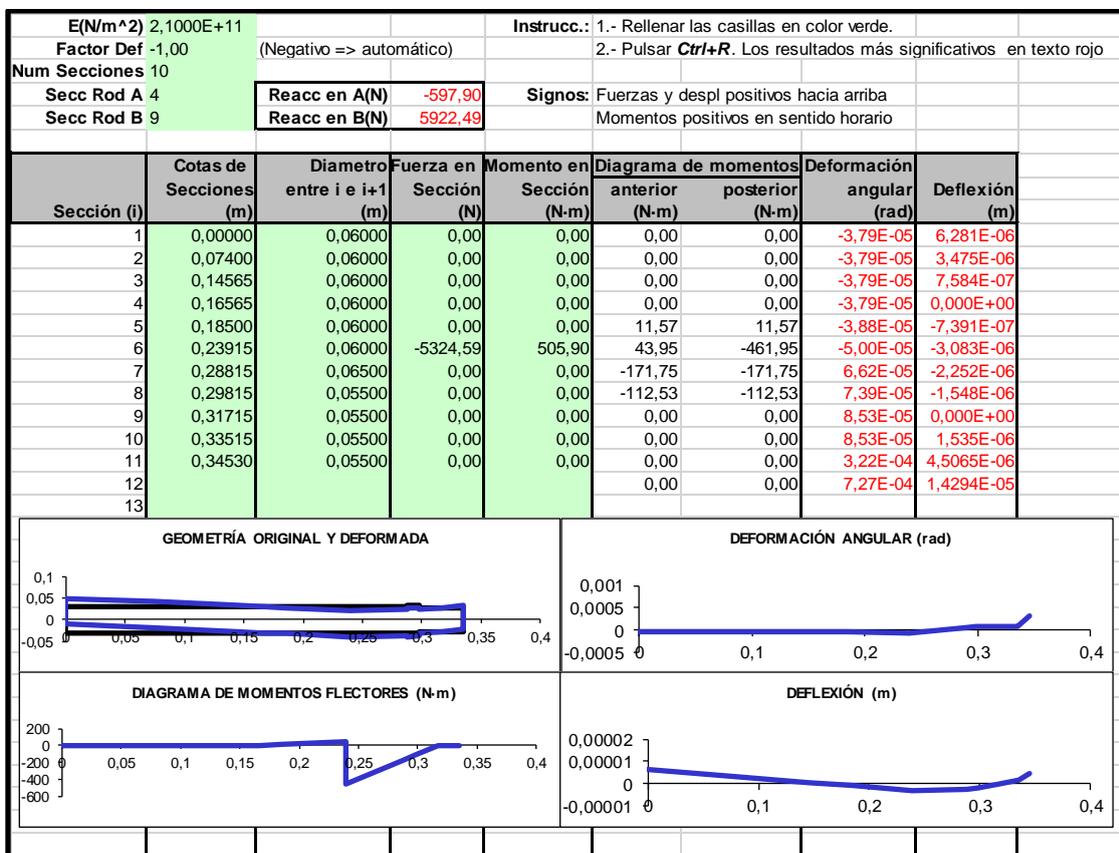


Tabla nº33 Deflexión y deformación eje salida caso A – Plano XY

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) 11511,99		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B 9		Reacc en B(N) -13677,63		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	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	9,14E-04	-1,403E-04
2	0,07400	0,06000	-11583,33	0,00	0,00	0,00	9,14E-04	-7,264E-05
3	0,14565	0,06000	0,00	0,00	829,95	829,95	6,91E-04	-1,247E-05
4	0,16565	0,06000	0,00	0,00	1061,61	1061,61	5,50E-04	0,000E+00
5	0,18500	0,06000	0,00	0,00	1062,99	1062,99	3,96E-04	9,151E-06
6	0,23915	0,06000	13748,97	0,00	1066,86	1066,86	-3,57E-05	1,891E-05
7	0,28815	0,06500	0,00	0,00	396,65	396,65	-3,04E-04	9,584E-06
8	0,29815	0,05500	0,00	0,00	259,88	259,88	-3,22E-04	6,448E-06
9	0,31715	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,48E-04	0,000E+00
10	0,33515	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,48E-04	-6,266E-06
11	0,34530	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,22E-04	4,5065E-06
12								
13								

Tabla n°34 Deflexión y deformación eje salida caso A – Plano YZ

A continuación, se obtienen las reacciones, momentos, deformaciones y deflexiones resultantes en el eje de salida para el caso estudiado.

		Reacc en A(N) 11527,51			
		Reacc en B(N) 14904,82			
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)	
	anterior (N-m)	posterior (N-m)			
1	0,00	0,00	9,15E-04	1,40E-04	
2	0,00	0,00	9,15E-04	7,27E-05	
3	829,95	829,95	6,92E-04	1,25E-05	
4	1061,61	1061,61	5,51E-04	0,00E+00	
5	1063,06	1063,06	3,98E-04	9,18E-06	
6	1067,76	1162,58	6,14E-05	1,92E-05	
7	432,24	432,24	3,11E-04	9,85E-06	
8	283,19	283,19	3,30E-04	6,63E-06	
9	0,00	0,00	3,58E-04	0,00E+00	
10	0,00	0,00	3,58E-04	6,45E-06	
11	0,00	0,00	4,55E-04	6,37E-06	

Tabla n°35 Deflexión y deformación eje salida caso A – fuerzas resultantes

Como puede observarse, en ningún punto ni la deflexión ni la deformación angular alcanzan las limitaciones establecidas anteriormente.

**CASO B-GIRO ANTIHORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA POSITIVA**

<b>E(N/m<sup>2</sup>)</b> 2,1000E+11				<b>Instrucc.:</b> 1.- Rellenar las casillas en color verde.					
<b>Factor Def</b> -1,00		(Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo					
<b>Num Secciones</b> 10									
<b>Secc Rod A</b> 4		<b>Reacc en A(N)</b> -597,90		<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba					
<b>Secc Rod B</b> 9		<b>Reacc en B(N)</b> 5922,49		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	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,79E-05	6,281E-06
2	0,07400	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,79E-05	3,475E-06
3	0,14565	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,79E-05	7,584E-07
4	0,16565	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,79E-05	0,000E+00
5	0,18500	0,06000	0,00	0,00	11,57	11,57	-3,88E-05	-7,391E-07
6	0,23915	0,06000	-5324,59	505,90	43,95	-461,95	-5,00E-05	-3,083E-06
7	0,28815	0,06500	0,00	0,00	-171,75	-171,75	6,62E-05	-2,252E-06
8	0,29815	0,05500	0,00	0,00	-112,53	-112,53	7,39E-05	-1,548E-06
9	0,31715	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,53E-05	0,000E+00
10	0,33515	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,53E-05	1,535E-06
11	0,34530	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,22E-04	4,5065E-06
12								
13								

**GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA**

**DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)**

**DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)**

**DEFLEXIÓN (m)**

Tabla nº36 Deflexión y deformación eje salida caso B – Plano XY

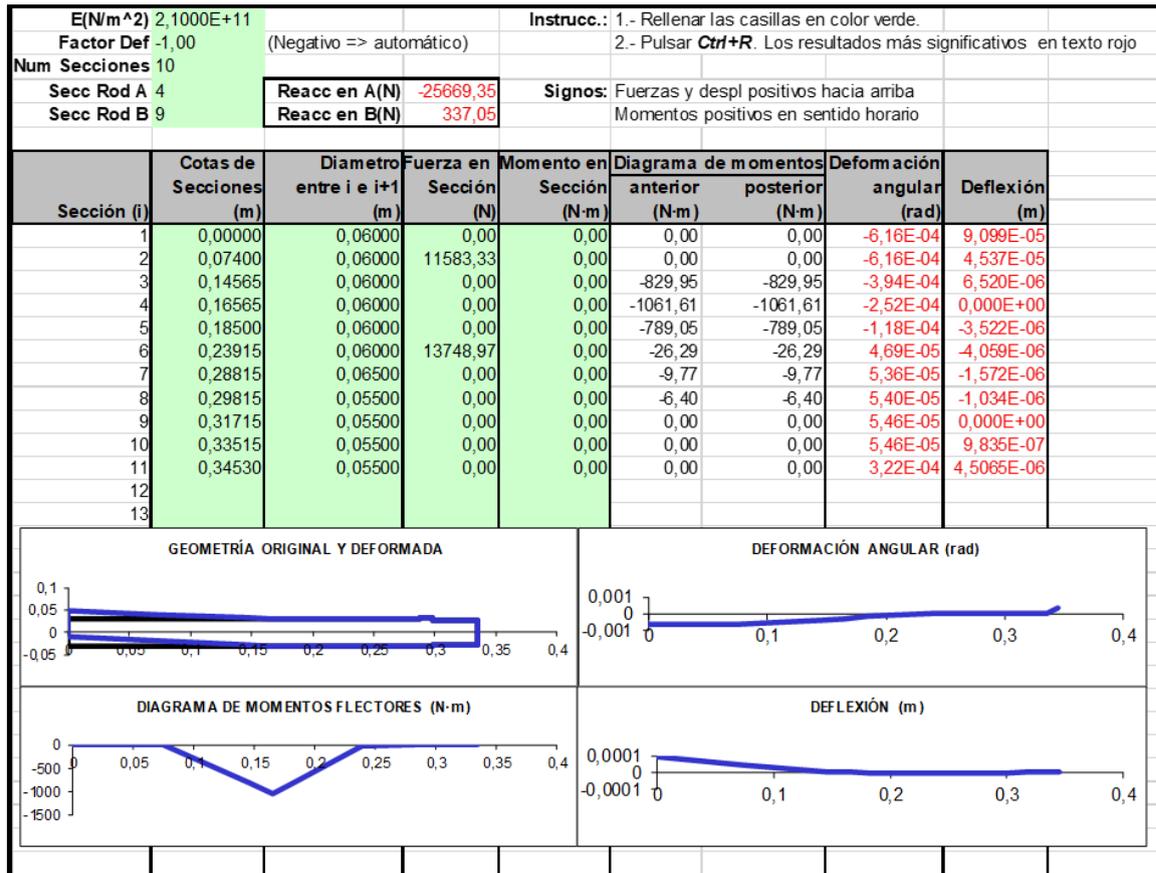


Tabla nº37 Deflexión y deformación eje salida caso B – Plano YZ

A continuación, se obtienen las reacciones, momentos, deformaciones y deflexiones resultantes en el eje de salida para el caso estudiado.

		Reacc en A(N)	25676,31	
		Reacc en B(N)	5932,07	
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
	anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00	0,00	6,18E-04	9,12E-05
2	0,00	0,00	6,18E-04	4,55E-05
3	829,95	829,95	3,96E-04	6,56E-06
4	1061,61	1061,61	2,55E-04	0,00E+00
5	789,13	789,13	1,24E-04	3,60E-06
6	51,21	462,70	6,86E-05	5,10E-06
7	172,03	172,03	8,52E-05	2,75E-06
8	112,71	112,71	9,16E-05	1,86E-06
9	0,00	0,00	1,01E-04	0,00E+00
10	0,00	0,00	1,01E-04	1,82E-06
11	0,00	0,00	4,55E-04	6,37E-06

Tabla nº38 Deflexión y deformación eje salida caso B – fuerzas resultantes

Como puede observarse, en ningún punto ni la deflexión ni la deformación angular, alcanzan las limitaciones establecidas anteriormente.

**CASO C-GIRO HORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA NEGATIVA**

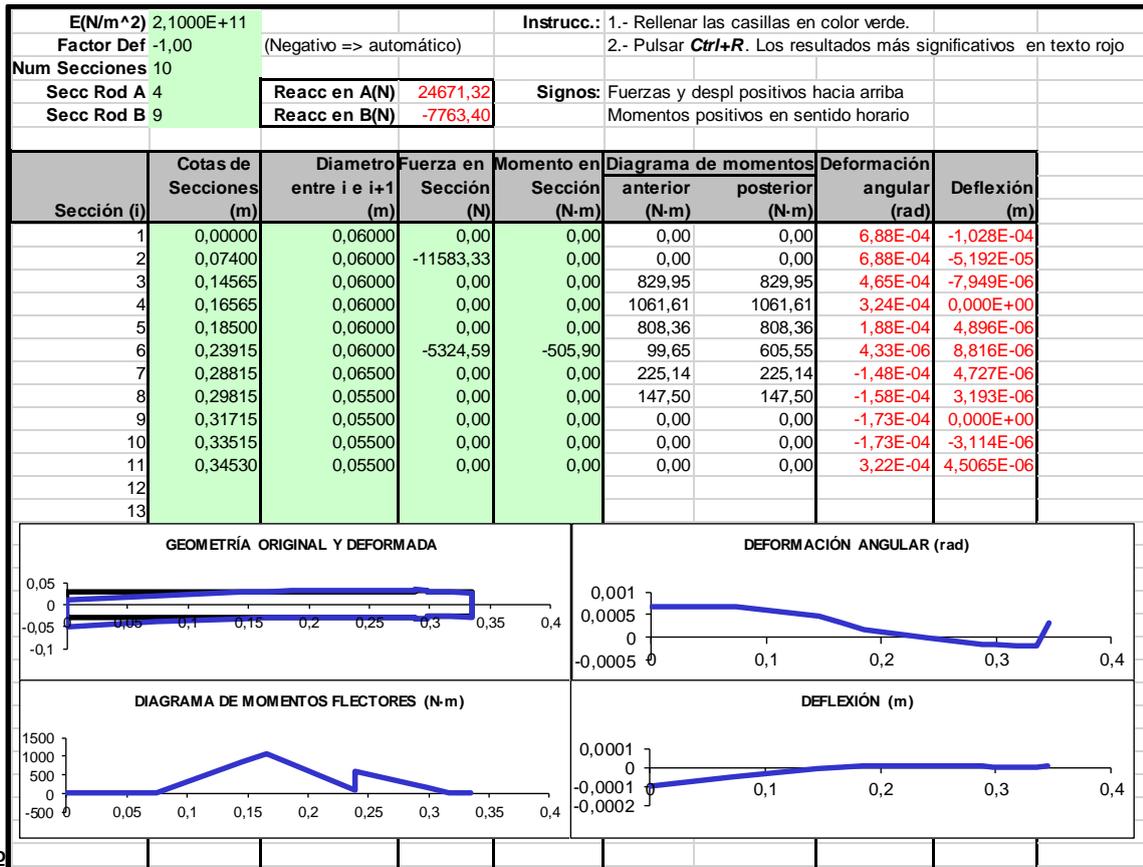


Tabla nº39 Deflexión y deformación eje salida caso C – Plano XY

<b>E(N/m<sup>2</sup>)</b> 2,1000E+11				<b>Instrucc.:</b> 1.- Rellenar las casillas en color verde. 2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo				
<b>Factor Def</b> -1,00	(Negativo => automático)							
<b>Num Secciones</b> 10								
<b>Secc Rod A</b> 4		<b>Reacc en A(N)</b> 7078,68		<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario				
<b>Secc Rod B</b> 9		<b>Reacc en B(N)</b> 6670,29						

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	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,49E-04	2,464E-05
2	0,07400	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,49E-04	1,363E-05
3	0,14565	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,49E-04	2,975E-06
4	0,16565	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,49E-04	0,000E+00
5	0,18500	0,06000	0,00	0,00	-136,97	-136,97	-1,39E-04	-2,814E-06
6	0,23915	0,06000	-13748,97	0,00	-520,28	-520,28	-5,63E-06	-7,427E-06
7	0,28815	0,06500	0,00	0,00	-193,44	-193,44	1,25E-04	-4,006E-06
8	0,29815	0,05500	0,00	0,00	-126,74	-126,74	1,34E-04	-2,707E-06
9	0,31715	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,47E-04	0,000E+00
10	0,33515	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	1,47E-04	2,641E-06
11	0,34530	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,22E-04	4,5065E-06
12								
13								

**GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA**

**DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)**

**DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)**

**DEFLEXIÓN (m)**

Tabla nº40 Deflexión y deformación eje salida caso C – Plano YZ

A continuación, se obtienen las reacciones, momentos, deformaciones y deflexiones resultantes en el eje de salida para el caso estudiado.

		Reacc en A(N)	25666,74	
		Reacc en B(N)	10235,39	
Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
	anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00	0,00	7,04E-04	1,06E-04
2	0,00	0,00	7,04E-04	5,37E-05
3	829,95	829,95	4,89E-04	8,49E-06
4	1061,61	1061,61	3,56E-04	0,00E+00
5	819,88	819,88	2,34E-04	5,65E-06
6	529,74	798,36	7,10E-06	1,15E-05
7	296,83	296,83	1,94E-04	6,20E-06
8	194,47	194,47	2,07E-04	4,19E-06
9	0,00	0,00	2,27E-04	0,00E+00
10	0,00	0,00	2,27E-04	4,08E-06
11	0,00	0,00	4,55E-04	6,37E-06

Tabla nº41 Deflexión y deformación eje salida caso C – fuerzas resultantes

Como puede observarse, en ningún punto ni la deflexión ni la deformación angular alcanzan las limitaciones establecidas anteriormente.

**CASO D-GIRO HORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA POSITIVA**

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)	6080,65
		Reacc en B(N)	-756,06

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 anterior (N-m)	Diagrama de momentos posterior (N-m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,73E-05	1,280E-05
2	0,07400	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,73E-05	7,084E-06
3	0,14565	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,73E-05	1,546E-06
4	0,16565	0,06000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,73E-05	0,000E+00
5	0,18500	0,06000	0,00	0,00	-117,66	-117,66	-6,88E-05	-1,441E-06
6	0,23915	0,06000	-5324,59	-505,90	-446,93	58,97	4,56E-05	-2,669E-06
7	0,28815	0,06500	0,00	0,00	21,93	21,93	3,08E-05	-8,512E-07
8	0,29815	0,05500	0,00	0,00	14,37	14,37	2,98E-05	-5,484E-07
9	0,31715	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,84E-05	0,000E+00
10	0,33515	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	2,84E-05	5,108E-07
11	0,34530	0,05500	0,00	0,00	0,00	0,00	3,22E-04	4,5065E-06
12								
13								

Tabla nº42 Deflexión y deformación eje salida caso D – Plano XY

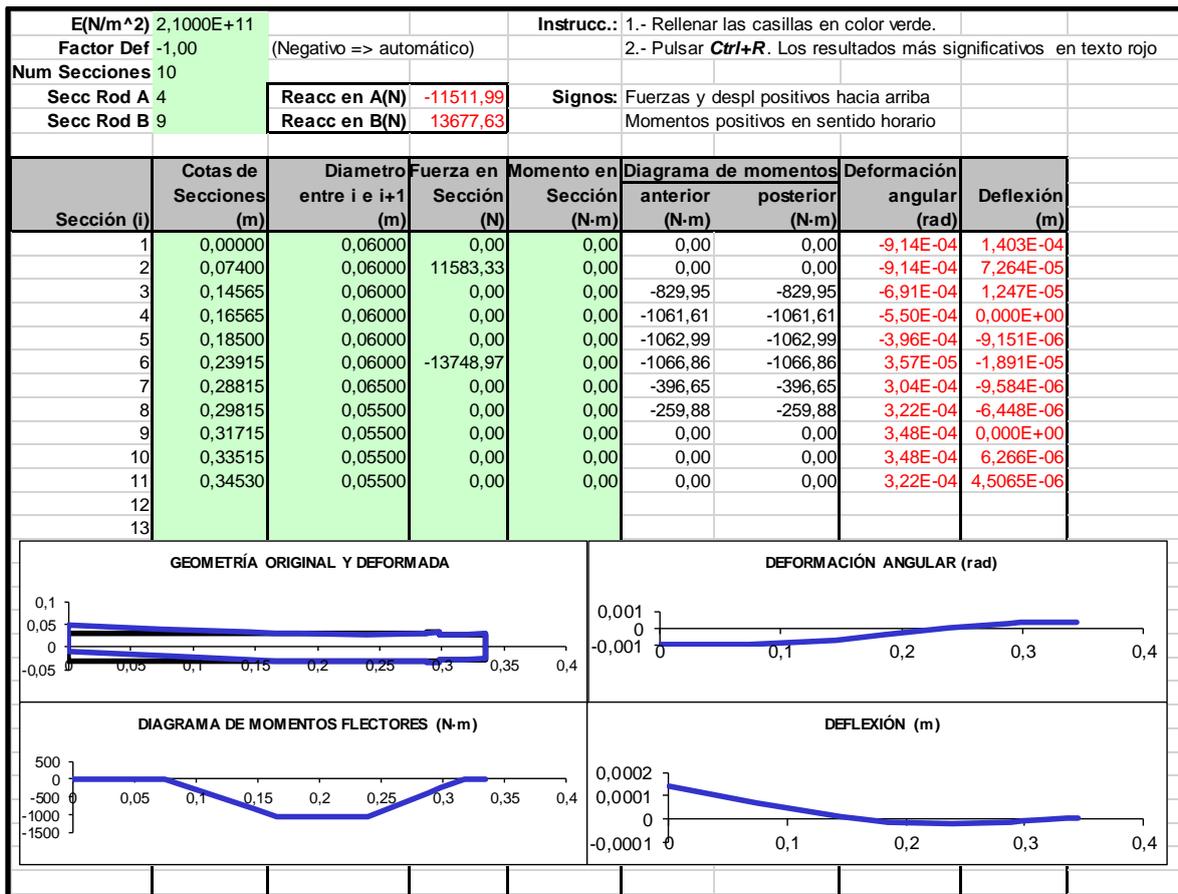


Tabla nº43 Deflexión y deformación eje salida caso D – Plano YZ

A continuación, se obtienen las reacciones, momentos, deformaciones y deflexiones resultantes en el eje de salida para el caso estudiado.

Sección (i)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
	anterior (N-m)	posterior (N-m)		
		<b>Reacc en A(N)</b>	13019,23	
		<b>Reacc en B(N)</b>	13698,51	
1	0,00	0,00	9,17E-04	1,41E-04
2	0,00	0,00	9,17E-04	7,30E-05
3	829,95	829,95	6,96E-04	1,26E-05
4	1061,61	1061,61	5,55E-04	0,00E+00
5	1069,48	1069,48	4,02E-04	9,26E-06
6	1156,69	1068,48	5,79E-05	1,91E-05
7	397,26	397,26	3,06E-04	9,62E-06
8	260,27	260,27	3,23E-04	6,47E-06
9	0,00	0,00	3,49E-04	0,00E+00
10	0,00	0,00	3,49E-04	6,29E-06
11	0,00	0,00	4,55E-04	6,37E-06

Tabla nº44 Deflexión y deformación eje salida caso D – fuerzas resultantes

Como puede observarse, en ningún punto ni la deflexión ni la deformación angular alcanzan las limitaciones establecidas anteriormente.

### CONCLUSIÓN EJE DE SALIDA

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

Para el diseño a fatiga deberán considerarse las secciones con mayores momentos flectores y torsores, el caso que se estudiará será el más desfavorable, es decir, el Caso A-Giro antihorario y fuerza radial externa negativa.

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 en apartados posteriores.

#### 5.4.4 CÁLCULO A FATIGA

En este apartado se abordará el cálculo del diámetro mínimo en las secciones establecidas como críticas mediante el análisis de éstas a fatiga.

Para ello se partirá del diámetro inicialmente supuesto en el prediseño para esa sección y se calcularán los coeficientes límite a fatiga y diámetro mínimo para éste, conforme a lo definido en el apartado 5.2. DISEÑO A FATIGA. Con el diámetro obtenido se recalcularán los mismos parámetros iterativamente hasta converger al diámetro mínimo final. Si éste resulta menor que el inicialmente supuesto, el prediseño en esa sección será correcto.

##### 5.4.4.1 EJE ENTRADA

El eje de entrada se ha dividido en 10 secciones de estudio, las cuales se han abordado todas para estudiar la pieza a deflexión lateral. Sin embargo, a la hora del cálculo a fatiga, se emplearán exclusivamente las secciones más críticas, es decir aquéllas donde hay algún chavetero, ranura o cambios de sección en el eje. Es decir, las secciones 2, 3, 6, 7 y 8.

El material empleado para el eje es el **42CrMo4** (Laminado y forjado), con **Su = 1030 Mpa** y **Sy = 720 Mpa**. Así mismo se supondrá un coeficiente de fallo a tensión superficial de  $X = 2,5$ .

El análisis se realizará para el caso A del eje de entrada ya que es donde mayores momentos flectores aparecen.

**SECCIÓN 2**

Esta sección solamente está condicionada por el par torsor en el eje de entrada calculado en el apartado 3.2 CARACTERÍSTICAS DE LOS EJES, siendo este valor 302,174 Nm. En esta sección es donde se produce el engrane entre el eje y el motor eléctrico acoplado al reductor.

Al existir un chavetero, esta sección actuará como concentrador de tensiones, con lo que Kf tomará el valor 2,0.

Esfuerzos presentes		SECCIÓN	2	Factor Ka	
T Flector (Nm)	T Torsor (Nm)			a	b
0	302,174			4,51	-0,265

d inicial (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo
40,0000	0,7174	0,8374	1	1,01	0,868	2	515	135,625631	22,0271938
22,0272	0,7174	0,8926	1	1,01	0,868	2	515	144,565799	22,0271938

Tabla nº45 Diseño a fatiga eje entrada - sección 2

Como puede observarse, el diámetro mínimo a fatiga necesario sería de 22,02 mm lo que significa que esta sección cumple con el diámetro inicial estimado a rigidez torsional, es decir, 40 mm.

**SECCIÓN 3**

En esta sección, al existir una entalla en el eje para el alojamiento del anillo de retención, con lo que Kf valdrá 2,2.

Por otro lado, existirá tanto momento torsor como flector, calculado en el apartado de deflexión lateral.

Esfuerzos presentes		SECCIÓN	3	Factor Ka	
T Flector (Nm)	T Torsor (Nm)			a	b
145,8	302,174			4,51	-0,265

d inicial (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo
40,0000	0,7174	0,8374	1	1,01	0,868	2,2	515	123,2960	31,7327
31,7327	0,7174	0,8584	1	1,01	0,868	2,2	515	126,3887	31,5015
31,5015	0,7174	0,8591	1	1,01	0,868	2,2	515	126,4876	31,4943
31,4943	0,7174	0,8591	1	1,01	0,868	2,2	515	126,4907	31,4940
31,4940	0,7174	0,8591	1	1,01	0,868	2,2	515	126,4908	31,4940
31,4940	0,7174	0,8591	1	1,01	0,868	2,2	515	126,4908	31,4940

Tabla nº46 Diseño a fatiga eje entrada - sección 3

Como podemos ver, cumple el diseño a fatiga puesto que 31,49 mm < 440 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 323,59 Nm y el torsor sigue valiendo lo mismo por lo que será la sección que más sufrirá del eje.

		<b>SECCIÓN</b>	<b>6</b>
Esfuerzos presentes		Factor Ka	
T Flector (Nm)	T Torsor (Nm)	a	4,51
323,59	302,174	b	-0,265

d inicial (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo
40,0000	0,7174	0,8374	1	1,01	0,868	2	515	135,6256	39,5131
39,5131	0,7174	0,8385	1	1,01	0,868	2	515	135,8035	39,4964
39,4964	0,7174	0,8386	1	1,01	0,868	2	515	135,8096	39,4958
39,4958	0,7174	0,8386	1	1,01	0,868	2	515	135,8098	39,4958
39,4958	0,7174	0,8386	1	1,01	0,868	2	515	135,8099	39,4958
39,4958	0,7174	0,8386	1	1,01	0,868	2	515	135,8099	39,4958

Tabla nº47 Diseño a fatiga eje entrada - sección 6

Como vemos, el diámetro mínimo a fatiga son 39,49 mm, lo que quiere decir que cumple la propuesta inicial de los 40 mm.

**SECCIÓN 7**

En esta sección se produce un cambio de diámetro en el eje, pasando de los 40 mm a 45 mm. Se ha de tener en cuenta también que el momento torsor se anula ahora y el flector desciende hasta los 130,62 Nm.

<b>SECCIÓN</b>	<b>7</b>
----------------	----------

q	0,945634466
alfa (mm)	0,0862366
radio entalla	1,5

Esfuerzos presentes (Nm)	
T Flector	T Torsor
130,62	0

d ini (mm)	r(mm)	D(mm)	r/d	D/d	Kt(tabla)	Kf	Kb	Se	d mín (mm)
40,0000	1,5000	45,0000	0,0375	1,1250	2,0500	1,9929	0,8374	136,1077	29,0197
29,0197	1,5000	45,0000	0,0517	1,5507	2,1500	2,0875	0,8667	134,4813	29,1362
29,1362	1,5000	45,0000	0,0515	1,5445	2,1500	2,0875	0,8663	134,4236	29,1404
29,1404	1,5000	45,0000	0,0515	1,5442	2,1500	2,0875	0,8663	134,4216	29,1406

Ka	Kc	Kd	Ke	Se'
0,717421979	1	1,01	0,868	515

Tabla nº48 Diseño a fatiga eje entrada - sección 7

El diámetro mínimo sería de 29,14 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, pasando de 45 mm a 35 mm. El momento flector valdrá ahora 100,94 Nm.

**SECCIÓN 8**

q	0,945634466
alfa (mm)	0,0862366
radio entalla	1,5

Esfuerzos presentes (Nm)	
T Flector	T Torsor
100,94	0

d ini (mm)	r(mm)	D(mm)	r/d	D/d	Kt(tabla)	Kf	Kb	Se	d mín (mm)
35,0000	1,5000	45,0000	0,0429	1,2857	2,3000	2,2293	0,8495	123,4251	27,5130
27,5130	1,5000	45,0000	0,0545	1,6356	2,1500	2,0875	0,8716	135,2507	26,6865
26,6865	1,5000	45,0000	0,0562	1,6862	2,1500	2,0875	0,8745	135,6928	26,6575
26,6575	1,5000	45,0000	0,0563	1,6881	2,1500	2,0875	0,8746	135,7086	26,6565
26,6565	1,5000	45,0000	0,0563	1,6881	2,1500	2,0875	0,8746	135,7091	26,6565

Ka	Kc	Kd	Ke	Se'
0,717421979	1	1,01	0,868	515

Tabla nº49 Diseño a fatiga eje entrada - sección 8

Luego, todas las secciones críticas cumplen con el prediseño del diámetro del eje de salida en el estudio de cálculo a fatiga.

**5.4.4.2 EJE INTERMEDIO**

El eje de intermedio se ha dividido en 11 secciones de estudio, las cuales se han abordado todas para estudiar la pieza a deflexión lateral, sin embargo, a la hora del cálculo a fatiga, se analizarán solamente las secciones más críticas, es decir aquellas donde hay algún chavetero, ranura o cambios de sección en el eje- Es decir, las secciones en este eje 4, 5, 6, 7, 8 y 9.

El material empleado para el eje intermedio es el **34CrNiMo6** (Normalizado), con **Su = 1280 Mpa** y **Sy = 860 Mpa**. Así mismo se supondrá un coeficiente de fallo a tensión superficial de  $X = 2,5$ .

**SECCIÓN 4**

En esta sección se produce un cambio de diámetro en el eje, pasando de los 45 a 55 mm. Además, no existe momento torsor aunque sí hay momento flector, el cual vale 135,00 Nm.

**SECCIÓN 4**

q	0,961162679
alfa (mm)	0,060609908
radio entalla	1,5

Esfuerzos presentes (Nm)	
T Flector	T Torsor
135	0

d ini (mm)	r(mm)	D(mm)	r/d	D/d	Kt(tabla)	Kf	Kb	Se	d mín (mm)
45,0000	1,5000	55,0000	0,0333	1,2222	2,5000	2,4185	0,8269	129,9347	29,7980
29,7980	1,5000	55,0000	0,0503	1,8458	2,3000	2,2293	0,8642	147,3143	28,5768
28,5768	1,5000	55,0000	0,0525	1,9246	2,2500	2,1820	0,8681	151,1817	28,3310
28,3310	1,5000	55,0000	0,0529	1,9413	2,2500	2,1820	0,8689	151,3215	28,3223
28,3223	1,5000	55,0000	0,0530	1,9419	2,2500	2,1820	0,8689	151,3265	28,3220

Ka	Kc	Kd	Ke	Se'
0,6773	1	1,01	0,868	640

Tabla nº50 Diseño a fatiga eje intermedio - sección 4

En esta sección el diámetro mínimo requerido para que el eje no falle por fatiga es de 28,32 mm por lo que cumple con lo mínimo establecido.

**SECCIÓN 5**

En esta sección, se produce un cambio de sección pasando de 55 mm a 50 mm. El momento flector, en este punto es de 146,07 Nm.

**SECCIÓN 5**

q	0,961162679
alfa (mm)	0,060609908
radio entalla	1,5

Esfuerzos presentes (Nm)	
T Flector	T Torsor
183,21	0

d ini (mm)	r(mm)	D(mm)	r/d	D/d	Kt(tabla)	Kf	Kb	Se	d mín (mm)
50,0000	1,5000	55,0000	0,0300	1,1000	2,2000	2,1348	0,8177	145,5516	31,7659
31,7659	1,5000	55,0000	0,0472	1,7314	2,2000	2,1348	0,8583	152,7907	31,2561
31,2561	1,5000	55,0000	0,0480	1,7597	2,1500	2,0875	0,8598	156,5222	31,0057
31,0057	1,5000	55,0000	0,0484	1,7739	2,1500	2,0875	0,8606	156,6569	30,9968
30,9968	1,5000	55,0000	0,0484	1,7744	2,1500	2,0875	0,8606	156,6617	30,9965

Ka	Kc	Kd	Ke	Se'
0,6773	1	1,01	0,868	640

Tabla nº51 Diseño a fatiga eje intermedio - sección 5

El diámetro mínimo es suficiente para cumplir con 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 694,99 Nm y el momento flector 568,91 Nm.

SECCIÓN		6	
Esfuerzos presentes		Factor Ka	
T Flector (Nm)	T Torsor (Nm)	a	4,51
568,91	694,99	b	-0,265

d inicial (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo
50,0000	0,6773	0,8177	1	1,01	0,868	2	515	125,0154	49,1130
49,1130	0,6773	0,8192	1	1,01	0,868	2	515	125,2551	49,0830
49,0830	0,6773	0,8193	1	1,01	0,868	2	515	125,2633	49,0820
49,0820	0,6773	0,8193	1	1,01	0,868	2	515	125,2636	49,0819
49,0819	0,6773	0,8193	1	1,01	0,868	2	515	125,2636	49,0819
49,0819	0,6773	0,8193	1	1,01	0,868	2	515	125,2636	49,0819

Tabla n°52 Diseño a fatiga eje intermedio - sección 6

Como puede observarse el diámetro mínimo para cumplir con el diseño a fatiga es menor que el estimado en el prediseño, con lo que es válido.

### SECCIÓN 7

Esta es la sección más crítica de todo el eje intermedio, ya que en ella es máximo el momento flector del eje con 749,32 Nm, de la misma forma que la sección anterior, se localiza el segundo chavetero del eje del piñón 2, por lo que Kf valdrá 2,0.

SECCIÓN		7	
Esfuerzos presentes		Factor Ka	
T Flector (Nm)	T Torsor (Nm)	a	4,51
749,32	694,99	b	-0,265

d inicial (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo
50,0000	0,6773	0,8177	1	1,01	0,868	2	640	155,3590	49,9381
49,9381	0,6773	0,8178	1	1,01	0,868	2	640	155,3796	49,9360
49,9360	0,6773	0,8178	1	1,01	0,868	2	640	155,3803	49,9359
49,9359	0,6773	0,8178	1	1,01	0,868	2	640	155,3803	49,9359
49,9359	0,6773	0,8178	1	1,01	0,868	2	640	155,3803	49,9359
49,9359	0,6773	0,8178	1	1,01	0,868	2	640	155,3803	49,9359

Tabla n°53 Diseño a fatiga eje intermedio - sección 7

Podemos corroborar que se trata de la sección más crítica ya que el diámetro mínimo obtenido es el que más se aproxima al diámetro inicial propuesto en el prediseño. Al ser menor que éste, en cualquier caso, se da por válido.

### SECCIÓN 8

En esta sección se encuentra el alojamiento para el anillo de retención del piñón de la segunda etapa por lo que Kf valdrá 2,2. El momento torsor desaparece y el flector disminuye hasta los 207,01 Nm.

SECCIÓN		8	
Esfuerzos presentes		Factor Ka	
T Flector (Nm)	T Torsor (Nm)	a	4,51
207,01	0	b	-0,265

d inicial (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo
50,0000	0,6773	0,8177	1	1,01	0,868	2,2	640	141,2354	33,4195
33,4195	0,6773	0,8537	1	1,01	0,868	2,2	640	147,4570	32,9427
32,9427	0,6773	0,8550	1	1,01	0,868	2,2	640	147,6839	32,9259
32,9259	0,6773	0,8551	1	1,01	0,868	2,2	640	147,6920	32,9252
32,9252	0,6773	0,8551	1	1,01	0,868	2,2	640	147,6923	32,9252
32,9252	0,6773	0,8551	1	1,01	0,868	2,2	640	147,6923	32,9252

Tabla nº54 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, pasando de los 50 a 45 mm de diámetro y el momento flector se reduce hasta los 119,04 Nm.

SECCIÓN		9	
Esfuerzos presentes (Nm)		q	0,961162679
T Flector	T Torsor	alfa (mm)	0,060609908
119,04	0	radio entalla	1,5

d ini (mm)	r(mm)	D(mm)	r/d	D/d	Kt(tabla)	Kf	Kb	Se	d mín (mm)
45,0000	1,5000	50,0000	0,0333	1,1111	2,2000	2,1348	0,8269	147,2018	27,4101
27,4101	1,5000	50,0000	0,0547	1,8241	2,2000	2,1348	0,8720	155,2210	26,9297
26,9297	1,5000	50,0000	0,0557	1,8567	2,1500	2,0875	0,8736	159,0373	26,7126
26,7126	1,5000	50,0000	0,0562	1,8718	2,1500	2,0875	0,8744	159,1752	26,7049
26,7049	1,5000	50,0000	0,0562	1,8723	2,1500	2,0875	0,8744	159,1801	26,7046

Ka	Kc	Kd	Ke	Se'
0,6773	1	1,01	0,868	640

Tabla nº55 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 se ha dividido en 10 secciones de estudio, las cuales se han abordado todas para estudiar la pieza a deflexión lateral, sin embargo, a la hora del cálculo a fatiga, se analizarán 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.

El material empleado para el eje de salida, igual que para el eje intermedio, es el **34CrNiMo6** (Normalizado), con **Su = 1280 Mpa** y **Sy = 860 Mpa**. Así mismo se supondrá un coeficiente de fallo a tensión superficial de **X = 2,5**.

**SECCIÓN 2**

En esta primera sección del eje de salida se encuentra el primer chavetero, por lo que  $K_f$  valdrá 2,0 al ser un concentrador de tensiones. En ella el momento flector es nulo, sin embargo, el momento torsor es el mayor de todo el reductor, 1390,00 Nm.

Esfuerzos presentes		SECCIÓN	2
T Flector (Nm)	T Torsor (Nm)		Factor Ka
0	1390		a
			b
			4,51
			-0,265

d inicial (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo
60,0000	0,6773	0,8088	1	1,01	0,868	2	640	153,6694	34,5268
34,5268	0,6773	0,8301	1	1,01	0,868	2	640	157,7204	34,5268
34,5268	0,6773	0,8301	1	1,01	0,868	2	640	157,7204	34,5268
34,5268	0,6773	0,8301	1	1,01	0,868	2	640	157,7204	34,5268
34,5268	0,6773	0,8301	1	1,01	0,868	2	640	157,7204	34,5268
34,5268	0,6773	0,8301	1	1,01	0,868	2	640	157,7204	34,5268

*Tabla nº56 Diseño a fatiga eje salida – sección 2*

**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 829,95 Nm.

Esfuerzos presentes		SECCIÓN	3
T Flector (Nm)	T Torsor (Nm)		Factor Ka
829,95	1390		a
			b
			4,51
			-0,265

d inicial (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo
60,0000	0,6773	0,8088	1	1,01	0,868	2,2	640	139,6994	53,9227
53,9227	0,6773	0,8139	1	1,01	0,868	2,2	640	140,5781	53,8179
53,8179	0,6773	0,8140	1	1,01	0,868	2,2	640	140,5932	53,8161
53,8161	0,6773	0,8140	1	1,01	0,868	2,2	640	140,5935	53,8161
53,8161	0,6773	0,8140	1	1,01	0,868	2,2	640	140,5935	53,8161
53,8161	0,6773	0,8140	1	1,01	0,868	2,2	640	140,5935	53,8161

*Tabla nº57 Diseño a fatiga eje salida – sección 3*

El diámetro mínimo necesario sería de 53,81 mm por lo que cumple con el prediseño.

**SECCIÓN 6**

En esta sección se encuentra el segundo chavetero del eje donde irá alojado la rueda 2 del reductor de velocidad, con lo que  $K_f$  valdrá 2,0. El momento torsor sigue valiendo lo mismo y el momento flector aumenta hasta los 1162,58 Nm situando el punto más crítico del eje en esta sección.

<b>SECCIÓN 6</b>	
Esfuerzos presentes	
T Flector (Nm)	T Torsor (Nm)
1162,58	1390
Factor Ka	
a	4,51
b	-0,265

d inicial (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo
60,0000	0,6773	0,8088	1	1,01	0,868	2	640	153,6694	58,1871
58,1871	0,6773	0,8103	1	1,01	0,868	2	640	153,9577	58,1523
58,1523	0,6773	0,8103	1	1,01	0,868	2	640	153,9632	58,1517
58,1517	0,6773	0,8103	1	1,01	0,868	2	640	153,9633	58,1517
58,1517	0,6773	0,8103	1	1,01	0,868	2	640	153,9633	58,1517
58,1517	0,6773	0,8103	1	1,01	0,868	2	640	153,9633	58,1517

*Tabla nº58 Diseño a fatiga eje salida – sección 6*

Como puede observarse, el diámetro mínimo a fatiga es de 58,15 mm por lo que cumple el diámetro del eje escogido.

### SECCIÓN 7

En esta sección se pasa de los 60 mm a los 65 mm, con lo que se debe utilizar la “Tabla nº 15” del Anexo de Tablas y Gráficas para establecer el Kt que le corresponde y calcular su Kf. El momento flector en esta sección es de 432,24 Nm.

<b>SECCIÓN</b>	<b>7</b>
----------------	----------

q	0,961162679
alfa (mm)	0,060609908
radio entalla	1,5

Esfuerzos presentes (Nm)	
T Flector	T Torsor
432,24	0

d ini (mm)	r(mm)	D(mm)	r/d	D/d	Kt(tabla)	Kf	Kb	Se	d mín (mm)
60,0000	1,5000	65,0000	0,0250	1,0833	2,2000	2,1348	0,8088	143,9687	42,4427
42,4427	1,5000	65,0000	0,0353	1,5315	2,5500	2,4657	0,8235	126,9087	44,2652
44,2652	1,5000	65,0000	0,0339	1,4684	2,5500	2,4657	0,8220	126,6736	44,2925
44,2925	1,5000	65,0000	0,0339	1,4675	2,5500	2,4657	0,8219	126,6701	44,2929
44,2929	1,5000	65,0000	0,0339	1,4675	2,5500	2,4657	0,8219	126,6701	44,2930

Ka	Kc	Kd	Ke	Se'
0,6773	1	1,01	0,868	640

*Tabla nº59 Diseño a fatiga eje salida – sección 7*

Esta sección debería de tener un diámetro mínimo de 44,29 mm por lo que cumple los 60 mm del eje iniciales.

### SECCIÓN 8

De la misma forma que la sección anterior, aquí se produce de nuevo el cambio de diámetro de 65 mm a 5 mm. El momento flector disminuye hasta los 283,19 Nm.

SECCIÓN	8
---------	---

g	0,961162679
alfa (mm)	0,060609908
radio entalla	1,5

Esfuerzos presentes (Nm)	
T Flector	T Torsor
283,19	0

d ini (mm)	r(mm)	D(mm)	r/d	D/d	Kt(tabla)	Kf	Kb	Se	d mín (mm)
55,0000	1,5000	65,0000	0,0273	1,1818	2,4500	2,3712	0,8130	130,2855	38,1105
38,1105	1,5000	65,0000	0,0394	1,7056	2,5000	2,4185	0,8271	129,9596	38,1424
38,1424	1,5000	65,0000	0,0393	1,7041	2,5000	2,4185	0,8271	129,9554	38,1428
38,1428	1,5000	65,0000	0,0393	1,7041	2,5000	2,4185	0,8271	129,9554	38,1428
38,1428	1,5000	65,0000	0,0393	1,7041	2,5000	2,4185	0,8271	129,9554	38,1428

Ka	Kc	Kd	Ke	Se'
0,6773	1	1,01	0,868	640

Tabla nº60 Diseño a fatiga eje salida – sección 8

Como conclusión global del eje de salida, 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 60 mm.

## 6 SELECCIÓN RODAMIENTOS

En este apartado se abordará el cálculo para la elección de los rodamientos más apropiados para el reductor. Para ello, debe estimarse previamente una vida para su funcionamiento, ya que se considera como condición de diseño que el reductor pueda estar funcionando en servicio continuo las 24 horas. La vida de los rodamientos será de 50000 horas, según puede observarse en el Anexo de Tablas y Gráficas: "Tabla nº 16".

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

El tipo de rodamiento seleccionado para todos los rodamientos del reductor, será 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.

La fuerza equivalente en el rodamiento, cuando el cociente entre la fuerza axial y la radial es menor que el parámetro  $e$ , se equipara a la componente radial. Es decir:

$$F_{eq} = F_r$$

Por el contrario, si el cociente  $F_a/F_r$  es mayor que el parámetro  $e$ , se calcula con la siguiente expresión:

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

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 expresión:

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

El objetivo será calcular la fuerza axial  $F_a$  en cada rodamiento, y junto con la fuerza radial  $F_r$  ya obtenida anteriormente en el apartado de cálculo a deflexión lateral, calcular la fuerza equivalente en cada rodamiento  $F_{eq}$ .

Para el cálculo de las fuerzas axiales, se ha de 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, y de las generadas por las fuerzas radiales en cada rodamiento (empuje axial).

Una vez determinado el sentido de la fuerza axial resultante del eje, se podrá determinar cuál de los rodamientos trabaja como fijo y cuál como móvil. El fijo será aquél que se oponga al movimiento del eje por efecto de dicha fuerza resultante.

En el extremo fijo, la fuerza axial en ese rodamiento será la suma de la fuerza axial del otro rodamiento y la fuerza axial en el eje debida al engranaje. Mientras que en el extremo móvil la fuerza axial en el rodamiento será la propia del empuje axial generado en el mismo rodamiento

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

## 6.2 CÁLCULO DE LA VIDA A FATIGA DEL RODAMIENTO

En general se debe seleccionar los rodamientos en función del número de horas de diseño que se asigna al producto. Para ello sabiendo o estimando las horas de vida de diseño y preseleccionando un rodamiento se obtiene la carga que aparece sobre dicho rodamiento, que debe ser menor a la carga dinámica máxima que el fabricante garantiza para ese rodamiento.

Para llegar a ese resultado se parte de la siguiente ecuación:

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

donde:

$L$  es la vida en horas del rodamiento, que para el caso de diseño serán 50.000 horas.

$L_{10}$  es la vida nominal del rodamiento: número de revoluciones a una velocidad constante dada que el 90% de un grupo de rodamientos idénticos completará o excederá antes de desarrollar un fallo.

$a_1$  es el factor de fiabilidad, que corrige la fiabilidad del rodamiento cuando se requirieren vidas mayores a las nominales ( $L_{10}$ ).

$a_{iso}$  es el factor por condiciones de trabajo, que pondera el estado durante el funcionamiento del rodamiento de la viscosidad y condiciones de limpieza del lubricante, las dimensiones del rodamiento y su velocidad de trabajo.

Y por último  $n$  es la velocidad angular en rpm.

### Vida nominal del rodamiento, $L_{10}$

Se calcula mediante la ecuación:

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

Donde:

$C$  es la carga dinámica que soporta el rodamiento, y que se obtiene del catálogo del fabricante.

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

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

### Factor de fiabilidad, $a_1$

Este dato se obtiene de tablas y se puede consultar en la "Tabla nº 17" del Anexo de Tablas y Gráficas.

Para una fiabilidad del 98% se tiene  $a_1=0,37$ .

### Factor de condiciones de trabajo, $a_{iso}$

Éste se puede calcular siguiendo el procedimiento indicado por la norma ISO 281:2007 del siguiente modo:

- Se obtiene la viscosidad relativa con las siguientes ecuaciones, en función del diámetro medio, y la velocidad de rotación del rodamiento.

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

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

- Se obtiene el coeficiente  $k = v/v_1$ , siendo  $v$  la viscosidad del lubricante utilizado a la temperatura de trabajo.
- Se determina el nivel de contaminación del lubricante ( $\eta_c$ ) consultando la Tabla N° 18 del Anexo de Tablas y Gráficas. Dadas las condiciones se elige  $\eta_c = 0,6$  (contaminación normal).
- Se calcula la relación contaminación-carga:

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

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

- Para obtener  $a_{iso}$  se entra con  $k$  y  $\eta_c$  en la “Tabla n°19” del Anexo de Tablas y Gráficas.

Para seleccionar los rodamientos se parte del diámetro interior de los mismos ya que es el único dato hasta el momento conocido junto con el tipo de rodamientos. Se seleccionará uno de los rodamientos disponibles del catálogo del fabricante SKF con una capacidad de carga determinada y se realizarán los cálculos anteriormente descritos despejando de la ecuación la capacidad dinámica de carga necesaria  $C_{nec}$ .

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

Si este valor calculado es superior a la capacidad dinámica de carga  $C$  del rodamiento seleccionado, el rodamiento seleccionado no será adecuado y se sustituirá por otro con una capacidad de carga mayor hasta obtener una capacidad dinámica de carga necesaria menor a la del rodamiento seleccionado.

Para el abordaje de los cálculos se tendrán en cuenta los distintos casos estudiados en apartados anteriores en cada uno de los ejes del reductor de velocidad. Se presentan los cálculos realizados mediante plantilla de Excel.

### 6.3 RODAMIENTOS EJE ENTRADA

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

#### CASO A:

Las siguientes son las cargas obtenidas para este caso:

- $F_{ax \text{ piñón } 1} = -2719,71 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ motor}} = -3777,17 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 3213,52 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 5397,59 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
DESIGNACIÓN		31308 J2/QCLC7 T=25,25		DESIGNACIÓN		32307 BJ2/Q T=32,75	
CARACTERÍSTICAS				CARACTERÍSTICAS			
d (mm)	40	Dmedio (mm)	65	d (mm)	35	Dmedio (mm)	57,5
D (mm)	90	e	0,83	D (mm)	80	e	0,54
Pu (N)	9500	Y	0,72	Pu (N)	12900	Y	1,1
C (N)	85000	q	3,33	C (N)	93500	q	3,33
F RADIAL Rodamiento A (N)		3213,52		F RADIAL Rodamiento B (N)		5397,59	
Empuje axial por F radial (N)		2231,61 →		Empuje axial por F radial (N)		-2453,45 ←	
F axial engranaje (N)		-2719,71 ←		F axial engranaje (N)		-2719,71 ←	
F Axial Resultante en eje (N)		-2941,55 ←		F Axial Resultante en eje		-2941,55 ←	
F AXIAL Rodamiento A (N)		5173,16		F AXIAL Rodamiento B (N)		2453,45	
Fa/Fr	1,6098	Tipo Extremo	FIJO	Fa/Fr	0,4545	Tipo Extremo	MÓVIL
Fuerza EQV (N)		5010,0832		Fuerza EQV (N)		5397,59	
ANÁLISIS				ANÁLISIS			
Régimen de giro eje (rpm)	1400	Vida horas rodamiento	50000	Régimen de giro eje (rpm)	1400	Vida horas rodamiento	50000
Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	14,917	Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	15,860
Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	1,138	Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	1,434
a1	0,37	Kappa	9,905	a1	0,37	Kappa	9,316
a(iso)	50	C necesar (N)	25549,108	a(iso)	50	C necesar (N)	27525,213
VALORACIÓN	RODAMIENTO VÁLIDO			VALORACIÓN	RODAMIENTO VÁLIDO		

Tabla n°61 Selección rodamientos eje entrada caso A

Como puede observarse, ambos rodamientos seleccionados cumplen los requisitos descritos anteriormente por lo que esta selección es adecuada y cumplirá las 50000 horas de vida.

## CASO B:

Para este caso, las cargas serán las siguientes:

- $F_{ax \text{ piñón } 1} = -2719,71 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ motor}} = -3777,17 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 9403,03 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 3867,04 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
DESIGNACIÓN		31308 J2/QCLC7 T=25,25		DESIGNACIÓN		32307 BJ2/Q T=32,75	
CARACTERÍSTICAS				CARACTERÍSTICAS			
d (mm)	40	Dmedio (mm)	65	d (mm)	35	Dmedio (mm)	57,5
D (mm)	90	e	0,83	D (mm)	80	e	0,54
Pu (N)	9500	Y	0,72	Pu (N)	12900	Y	1,1
C (N)	85000	q	3,33	C (N)	93500	q	3,33
F RADIAL Rodamiento A (N)		9403,03		F RADIAL Rodamiento B (N)		3867,04	
Empuje axial por F radial (N)		6529,88	→	Empuje axial por F radial (N)		-1757,75	←
F axial engranaje (N)		-2719,71	←	F axial engranaje (N)		-2719,71	←
F Axial Resultante en eje (N)		2052,43	→	F Axial Resultante en eje		2052,43	→
F AXIAL Rodamiento A (N)		6529,88		F AXIAL Rodamiento B (N)		3810,17	
Fa/Fr	0,6944	Tipo Extremo	MÓVIL	Fa/Fr	0,9853	Tipo Extremo	FIJO
Fuerza EQV (N)		9403,03		Fuerza EQV (N)		5738,01	
ANÁLISIS				ANÁLISIS			
Régimen de giro eje (rpm)	1400	Vida horas rodamiento	50000	Régimen de giro eje (rpm)	1400	Vida horas rodamiento	50000
Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	14,917	Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	15,860
Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	0,606	Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	1,349
a1	0,37	Kappa	9,905	a1	0,37	Kappa	9,316
a(iso)	9	C necesar (N)	80249,163	a(iso)	50	C necesar (N)	29261,173
VALORACIÓN	RODAMIENTO VÁLIDO			VALORACIÓN	RODAMIENTO VÁLIDO		

Tabla n°62 Selección rodamientos eje entrada caso B

Para el CASO B, ambos rodamientos seleccionados cumplen los requisitos descritos anteriormente por lo que esta selección es adecuada y cumplirá las 50000 horas de vida. Siendo éste el caso más desfavorable de los cuatro posibles para el eje de entrada.

CASO C:

Para este caso, las cargas serán las siguientes:

- $F_{ax \text{ piñón } 1} = 2719,71 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ motor}} = -3777,17 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 6707,01 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 5616,49 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
DESIGNACIÓN		31308 J2/QCLC7 T=25,25		DESIGNACIÓN		32307 BJ2/Q T=32,75	
CARACTERÍSTICAS				CARACTERÍSTICAS			
d (mm)	40	Dmedio (mm)	65	d (mm)	35	Dmedio (mm)	57,5
D (mm)	90	e	0,83	D (mm)	80	e	0,54
Pu (N)	9500	Y	0,72	Pu (N)	12900	Y	1,1
C (N)	85000	q	3,33	C (N)	93500	q	3,33
F RADIAL Rodamiento A (N)		6707,01		F RADIAL Rodamiento B (N)		5616,49	
Empuje axial por F radial (N)		4657,65	→	Empuje axial por F radial (N)		-2552,95	←
F axial engranaje (N)		2719,71	→	F axial engranaje (N)		2719,71	→
F Axial Resultante en eje (N)		4824,41	→	F Axial Resultante en eje		4824,41	→
F AXIAL Rodamiento A (N)		4657,65		F AXIAL Rodamiento B (N)		7377,36	
Fa/Fr	0,6944	Tipo Extremo	MÓVIL	Fa/Fr	1,3135	Tipo Extremo	FIJO
Fuerza EQV (N)		6707,01		Fuerza EQV (N)		10361,69	
ANÁLISIS				ANÁLISIS			
Régimen de giro eje (rpm)	1400	Vida horas rodamiento	50000	Régimen de giro eje (rpm)	1400	Vida horas rodamiento	50000
Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	14,917	Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	15,860
Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	0,850	Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	0,747
a1	0,37	Kappa	9,905	a1	0,37	Kappa	9,316
a(iso)	20	C necesario (N)	45036,150	a(iso)	14	C necesario (N)	77442,595
VALORACIÓN	RODAMIENTO VÁLIDO			VALORACIÓN	RODAMIENTO VÁLIDO		

Tabla nº63 Selección rodamientos eje entrada caso C

Para el CASO C, ambos rodamientos seleccionados cumplen los requisitos descritos anteriormente por lo que esta selección es adecuada y cumplirá las 50000 horas de vida.

CASO D:

Para este caso, las cargas serán las siguientes:

- $F_{ax \text{ piñón } 1} = 2719,71 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ motor}} = -3777,17 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 1749,17 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 5937,41 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
DESIGNACIÓN		31308 J2/QCLC7 T=25,25		DESIGNACIÓN		32307 BJ2/Q T=32,75	
CARACTERÍSTICAS				CARACTERÍSTICAS			
d (mm)	40	Dmedio (mm)	65	d (mm)	35	Dmedio (mm)	57,5
D (mm)	90	e	0,83	D (mm)	80	e	0,54
Pu (N)	9500	Y	0,72	Pu (N)	12900	Y	1,1
C (N)	85000	q	3,33	C (N)	93500	q	3,33
F RADIAL Rodamiento A (N)		1749,17		F RADIAL Rodamiento B (N)		5937,41	
Empuje axial por F radial (N)		1214,70	→	Empuje axial por F radial (N)		-2698,82	←
F axial engranaje (N)		2719,71	→	F axial engranaje (N)		2719,71	→
F Axial Resultante en eje (N)		1235,59	→	F Axial Resultante en eje		1235,59	→
F AXIAL Rodamiento A (N)		1214,70		F AXIAL Rodamiento B (N)		3934,41	
Fa/Fr	0,6944	Tipo Extremo	MÓVIL	Fa/Fr	0,6626	Tipo Extremo	FIJO
Fuerza EQV (N)		1749,17		Fuerza EQV (N)		6702,82	
ANÁLISIS				ANÁLISIS			
Régimen de giro eje (rpm)	1400	Vida horas rodamiento	50000	Régimen de giro eje (rpm)	1400	Vida horas rodamiento	50000
Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	14,917	Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	15,860
Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	3,259	Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	1,155
a1	0,37	Kappa	9,905	a1	0,37	Kappa	9,316
a(iso)	50	C necesar (N)	8919,958	a(iso)	45	C necesar (N)	35280,0441
VALORACIÓN	RODAMIENTO VÁLIDO			VALORACIÓN	RODAMIENTO VÁLIDO		

Tabla nº64 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 pueden encontrarse en la “Tabla nº 20” del Anexo de Tablas y Gráficas.

### 6.4 RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO

En este eje, se estudian los dos casos posibles de cargas vistos en el apartado del cálculo a deflexión lateral para asegurar que los rodamientos escogidos cumplen para los 2 estados de carga.

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

**CASO A:**

Para este caso, las cargas serán las siguientes:

- $F_{ax \text{ engranajes}} = 2701,04 - 5004,21 = -2303,07 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ A}} = 9338,34 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ B}} = 12047,76 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
DESIGNACIÓN		31309 J2/QCL7C T=27,25		DESIGNACIÓN		31309 J2/QCL7C T=27,25	
CARACTERÍSTICAS				CARACTERÍSTICAS			
d (mm)	45	Dmedio (mm)	72,5	d (mm)	45	Dmedio (mm)	72,5
D (mm)	100	e	0,83	D (mm)	100	e	0,83
Pu (N)	12500	Y	0,72	Pu (N)	12500	Y	0,72
C (N)	106000	q	3,33	C (N)	106000	q	3,33
F RADIAL Rodamiento A (N)		9338,34		F RADIAL Rodamiento B (N)		12047,76	
Empuje axial por F radial (N)		6484,96	→	Empuje axial por F radial (N)		-8366,50	←
F axial engranaje (N)		-2303,07	←	F axial engranaje (N)		-2303,07	←
F Axial Resultante en eje (N)		-4184,61	←	F Axial Resultante en eje		-4184,61	←
F AXIAL Rodamiento A (N)		10669,57		F AXIAL Rodamiento B (N)		8366,50	
Fa/Fr	1,1426	Tipo Extremo	FIJO	Fa/Fr	0,6944	Tipo Extremo	MÓVIL
Fuerza EQV (N)		11417,4264		Fuerza EQV (N)		12047,76	
ANÁLISIS				ANÁLISIS			
Régimen de giro eje (rpm)	608,69	Vida horas rodamiento	50000	Régimen de giro eje (rpm)	608,69	Vida horas rodamiento	50000
Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	25,249	Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	25,249
Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	0,657	Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	0,623
a1	0,37	Kappa	5,852	a1	0,37	Kappa	5,852
a(ISO)	10	C necesario (N)	73514,284	a(ISO)	9	C necesario (N)	80066,493
VALORACIÓN	RODAMIENTO VÁLIDO			VALORACIÓN	RODAMIENTO VÁLIDO		

Tabla nº65 Selección rodamientos eje intermedio caso A

Ambos rodamientos seleccionados cumplen los requisitos descritos anteriormente por lo que esta selección es adecuada y cumplirá las 50000 horas de vida.

**CASO B:**

Para este caso, las cargas serán las siguientes:

- $F_{ax \text{ engranajes}} = 2303,07 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ A}} = 9642,57 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ B}} = 13227,16 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
DESIGNACIÓN		31309 J2/QCL7C T=27,25		DESIGNACIÓN		31309 J2/QCL7C T=27,25	
CARACTERÍSTICAS				CARACTERÍSTICAS			
d (mm)	45	Dmedio (mm)	72,5	d (mm)	45	Dmedio (mm)	72,5
D (mm)	100	e	0,83	D (mm)	100	e	0,83
Pu (N)	12500	Y	0,72	Pu (N)	12500	Y	0,72
C (N)	106000	q	3,33	C (N)	106000	q	3,33
F RADIAL Rodamiento A (N)		9642,57		F RADIAL Rodamiento B (N)		13227,16	
Empuje axial por F radial (N)		6696,23 →		Empuje axial por F radial (N)		-9185,53 ←	
F axial engranaje (N)		2303,07 →		F axial engranaje (N)		2303,07 →	
F Axial Resultante en eje (N)		-186,23 ←		F Axial Resultante en eje		-186,23 ←	
F AXIAL Rodamiento A (N)		6882,46		F AXIAL Rodamiento B (N)		9185,53	
Fa/Fr	0,7138	Tipo Extremo	FIJO	Fa/Fr	0,6944	Tipo Extremo	MÓVIL
Fuerza EQV (N)		9642,57		Fuerza EQV (N)		13227,16	
ANÁLISIS				ANÁLISIS			
Régimen de giro eje (rpm)	608,69	Vida horas rodamiento	50000	Régimen de giro eje (rpm)	608,69	Vida horas rodamiento	50000
Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	25,249	Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	25,249
Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	0,778	Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	0,567
a1	0,37	Kappa	5,852	a1	0,37	Kappa	5,852
a(iso)	8	C necesario (N)	66389,350	a(iso)	6,5	C necesario (N)	96928,6792
VALORACIÓN	RODAMIENTO VÁLIDO			VALORACIÓN	RODAMIENTO VÁLIDO		

Tabla nº66 Selección rodamientos eje intermedio caso B

Como puede observarse para el eje intermedio es Caso B es el más desfavorable.

Ambos rodamientos serán el mismo modelo con una anchura de 27,25 mm.

Las características de este rodamiento pueden encontrarse en la “Tabla nº 21” del Anexo de Tablas y Gráficas.

## 6.5 RODAMIENTOS EJE SALIDA

Igual que para el eje de entrada, para el de salida se estudian los cuatro casos posibles de cargas vistos en el apartado del cálculo a deflexión lateral para asegurar que los rodamientos escogidos cumplen para los 4 estados de carga.

### CASO A:

Para este caso, las cargas serán las siguientes:

- $F_{ax \text{ rueda } 2} = 5004,21 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ motor}} = -13571,43 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 11527,51 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 14904,82 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
DESIGNACIÓN		T2EE 060/Q		DESIGNACIÓN		33211/Q	
CARACTERÍSTICAS				CARACTERÍSTICAS			
d (mm)	60	Dmedio (mm)	87,5	d (mm)	55	Dmedio (mm)	77,5
D (mm)	115	e	0,33	D (mm)	100	e	0,4
Pu (N)	30000	Y	1,8	Pu (N)	21600	Y	1,5
C (N)	194000	q	3,33	C (N)	138000	q	3,33
F RADIAL Rodamiento A (N)		11527,51		F RADIAL Rodamiento B (N)		14904,82	
Empuje axial por F radial (N)		3202,09	→	Empuje axial por F radial (N)		-4968,27	←
F axial engranaje (N)		5004,21	→	F axial engranaje (N)		5004,21	→
F Axial Resultante en eje (N)		3238,02	→	F Axial Resultante en eje		3238,02	→
F AXIAL Rodamiento A (N)		3202,09		F AXIAL Rodamiento B (N)		8206,30	
Fa/Fr	0,2778	Tipo Extremo	MÓVIL	Fa/Fr	0,5506	Tipo Extremo	FIJO
Fuerza EQV (N)		11527,51		Fuerza EQV (N)		18271,37	
ANÁLISIS				ANÁLISIS			
Régimen de giro eje (rpm)	304,34	Vida horas rodamiento	50000	Régimen de giro eje (rpm)	304,34	Vida horas rodamiento	50000
Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	40,957	Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	43,519
Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	1,561	Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	0,709
a1	0,37	Kappa	3,607	a1	0,37	Kappa	3,395
a(iso)	50	C necesar (N)	37173,767	a(iso)	7	C necesar (N)	106338,43
VALORACIÓN		RODAMIENTO VÁLIDO		VALORACIÓN		RODAMIENTO VÁLIDO	

Tabla nº67 Selección rodamientos eje salida caso A

Ambos rodamientos seleccionados cumplen los requisitos descritos anteriormente por lo que esta selección es adecuada y cumplirá las 50000 horas de vida.

## CASO B:

- $F_{ax \text{ rueda } 2} = 5004,21 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ motor}} = -13571,43 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 25676,31 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 5932,07 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
DESIGNACIÓN		T2EE 060/Q		DESIGNACIÓN		33211/Q	
CARACTERÍSTICAS				CARACTERÍSTICAS			
d (mm)	60	Dmedio (mm)	87,5	d (mm)	55	Dmedio (mm)	77,5
D (mm)	115	e	0,33	D (mm)	100	e	0,4
Pu (N)	30000	Y	1,8	Pu (N)	21600	Y	1,5
C (N)	194000	q	3,33	C (N)	138000	q	3,33
F RADIAL Rodamiento A (N)		25676,31		F RADIAL Rodamiento B (N)		5932,07	
Empuje axial por F radial (N)		7132,31 →		Empuje axial por F radial (N)		-1977,36 ←	
F axial engranaje (N)		5004,21 →		F axial engranaje (N)		5004,21 →	
F Axial Resultante en eje (N)		10159,16 →		F Axial Resultante en eje		10159,16 →	
F AXIAL Rodamiento A (N)		7132,31		F AXIAL Rodamiento B (N)		12136,52	
Fa/Fr	0,2778	Tipo Extremo	MÓVIL	Fa/Fr	2,0459	Tipo Extremo	FIJO
Fuerza EQV (N)		25676,31		Fuerza EQV (N)		20577,61	
ANÁLISIS				ANÁLISIS			
Régimen de giro eje (rpm)	304,34	Vida horas rodamiento	50000	Régimen de giro eje (rpm)	304,34	Vida horas rodamiento	50000
Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	40,957	Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	43,519
Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	0,701	Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	0,630
a1	0,37	Kappa	3,607	a1	0,37	Kappa	3,395
a(iso)	9	C necesar (N)	138572,027	a(iso)	5	C necesar (N)	132493,999
VALORACIÓN	RODAMIENTO VÁLIDO			VALORACIÓN	RODAMIENTO VÁLIDO		

Tabla nº68 Selección rodamientos eje salida caso B

Ambos rodamientos seleccionados cumplen los requisitos descritos anteriormente por lo que esta selección es adecuada y cumplirá las 50000 horas de vida.

## CASO C:

Para este caso, las cargas serán las siguientes:

- $F_{ax \text{ rueda } 2} = -5004,21 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ motor}} = -13571,43 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 25666,74 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 10235,39 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
DESIGNACIÓN		T2EE 060/Q		DESIGNACIÓN		33211/Q	
CARACTERÍSTICAS				CARACTERÍSTICAS			
d (mm)	60	Dmedio (mm)	87,5	d (mm)	55	Dmedio (mm)	77,5
D (mm)	115	e	0,33	D (mm)	100	e	0,4
Pu (N)	30000	Y	1,8	Pu (N)	21600	Y	1,5
C (N)	194000	q	3,33	C (N)	138000	q	3,33
F RADIAL Rodamiento A (N)		25666,74		F RADIAL Rodamiento B (N)		10235,39	
Empuje axial por F radial (N)		7129,65	→	Empuje axial por F radial (N)		-3411,80	←
F axial engranaje (N)		-5004,21	←	F axial engranaje (N)		-5004,21	←
F Axial Resultante en eje (N)		-1286,36	←	F Axial Resultante en eje		-1286,36	←
F AXIAL Rodamiento A (N)		8416,01		F AXIAL Rodamiento B (N)		3411,80	
Fa/Fr	0,3279	Tipo Extremo	FIJO	Fa/Fr	0,3333	Tipo Extremo	MÓVIL
Fuerza EQV (N)		25666,74		Fuerza EQV (N)		10235,39	
ANÁLISIS				ANÁLISIS			
Régimen de giro eje (rpm)	304,34	Vida horas rodamiento	50000	Régimen de giro eje (rpm)	304,34	Vida horas rodamiento	50000
Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	40,957	Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	43,519
Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	0,701	Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	1,266
a1	0,37	Kappa	3,607	a1	0,37	Kappa	3,395
a(iso)	9	C necesario (N)	138520,379	a(iso)	30	C necesario (N)	38479,26
VALORACIÓN	RODAMIENTO VÁLIDO			VALORACIÓN	RODAMIENTO VÁLIDO		

Tabla nº69 Selección rodamientos eje salida caso C

Ambos rodamientos seleccionados cumplen los requisitos descritos anteriormente por lo que esta selección es adecuada y cumplirá las 50000 horas de vida.

**CASO D:**

Para este caso, las cargas serán las siguientes:

- $F_{ax \text{ rueda } 2} = -5004,21 \text{ N}$
- $F_{rad \text{ motor}} = -13571,43 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 13019,23 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 13698,51 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
DESIGNACIÓN		T2EE 060/Q		DESIGNACIÓN		33211/Q	
CARACTERÍSTICAS				CARACTERÍSTICAS			
d (mm)	60	Dmedio (mm)	87,5	D (mm)	100	e	0,4
D (mm)	115	e	0,33	Pu (N)	21600	Y	1,5
Pu (N)	30000	Y	1,8	C (N)	138000	q	3,33
C (N)	194000	q	3,33	C (N)	166000	q	3,33
F RADIAL Rodamiento A (N)		13019,23		F RADIAL Rodamiento B (N)		13698,51	
Empuje axial por F radial (N)		3616,45 →		Empuje axial por F radial (N)		-2056,83 ←	
F axial engranaje (N)		-5004,21 ←		F axial engranaje (N)		-5004,21 ←	
F Axial Resultante en eje (N)		-3444,59 ←		F Axial Resultante en eje		-3444,59 ←	
F AXIAL Rodamiento A (N)		7061,04		F AXIAL Rodamiento B (N)		2056,83	
Fa/Fr	0,5424	Tipo Extremo	FIJO	Fa/Fr	0,1502	Tipo Extremo	MÓVIL
Fuerza EQV (N)		17917,57		Fuerza EQV (N)		13698,51	
ANÁLISIS				ANÁLISIS			
Régimen de giro eje (rpm)	304,34	Vida horas rodamiento	50000	Régimen de giro eje (rpm)	304,34	Vida horas rodamiento	50000
Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	40,957	Viscosidad a 60°C (cst)	147,749	Viscosidad relativa (cst)	605,763
Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	1,005	Contaminación lubricante	0,6	Factor contaminación	6,044
a1	0,37	Kappa	3,607	a1	0,37	Kappa	0,244
a(iso)	10	C necesar (N)	93687,377	a(iso)	11	C necesar (N)	69605,742
VALORACIÓN	RODAMIENTO VÁLIDO			VALORACIÓN	RODAMIENTO VÁLIDO		

Tabla nº70 Selección rodamientos eje salida caso D

Ambos rodamientos seleccionados cumplen los requisitos descritos anteriormente por lo que esta selección es adecuada y cumplirá las 50000 horas de vida.

Como puede observarse el Caso B se trata del caso más comprometido.

Las características de ambos rodamientos podremos encontrarlas en el Anexo de Tablas y Gráficas, "Tabla nº 22" y "Tabla nº 23".



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

# **DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 NM**

---

## **ANEXO DE TABLAS**

## ÍNDICE

TABLA Nº 1: DIMENSIONES ESTANDARIZADAS PARA CHAVETAS .....	4
TABLA Nº 2: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE ACEITES CON LA TEMPERATURA.....	5
TABLA Nº 3: DATOS DE ACEROS .....	6
TABLA Nº 4: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FALLO SUPERFICIAL .....	7
TABLA Nº 5: RUGOSIDADES MEDIAS APROXIMADAS EN FUNCIÓN CALIDAD ISO ..	8
TABLA Nº 6: COEFICIENTE DE APLICACIÓN KA .....	8
TABLA Nº 7: K1 .....	9
TABLA Nº 8: COEFICIENTES HI A FALLO SUPERFICIAL.....	10
TABLA Nº 9: MÓDULO DE YOUNG Y COEFICIENTE DE POISSON .....	10
TABLA Nº 10: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FLEXIÓN.....	11
TABLA Nº 11: FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS .....	12
TABLA Nº 12: FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS.....	12
TABLA Nº 13: FACTOR DE CONFIABILIDAD .....	12
TABLA Nº 14: FACTORES DE REDUCCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA KF .....	13
TABLA Nº 15: FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES KT EN EJE CON CAMBIO DE DIÁMETRO.....	14
TABLA Nº 16: VIDAS RECOMENDADAS PARA RODAMIENTOS .....	15
TABLA Nº 17: FACTOR DE FIABILIDAD A1 .....	15
TABLA Nº 18: FACTOR DE CONTAMINACIÓN .....	16
TABLA Nº 19: FACTOR AISO PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS .....	17
TABLA Nº 20: RODAMIENTO A EJE ENTRADA – 31308 J2/QCLC7 Y RODAMIENTO B EJE DE ENTRADA – 32307 BJ2/Q.....	18
TABLA Nº 21: RODAMIENTOS A Y B EJE INTERMEDIO – 31309 J2/QCL7C .....	20
TABLA Nº 22: RODAMIENTO A EJE SALIDA – T2EE 060/Q.....	22
TABLA Nº 23: RODAMIENTO B EJE SALIDA – 33211 J2/Q.....	24

TABLA Nº 24: ANILLOS DE RETENCIÓN DSH .....	26
TABLA Nº 25: RETÉN EJE DE ENTRADA .....	28
TABLA Nº 26: RETÉN EJE DE SALIDA .....	28
TABLA Nº 27: TAPÓN DE LLENADO ACEITE.....	29
TABLA Nº 28: TAPÓN DE VACIADO ACEITE.....	30
TABLA Nº 29: INDICADOR DE NIVEL DE ACEITE .....	31

TABLA Nº 1: DIMENSIONES ESTANDARIZADAS PARA CHAVETAS

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

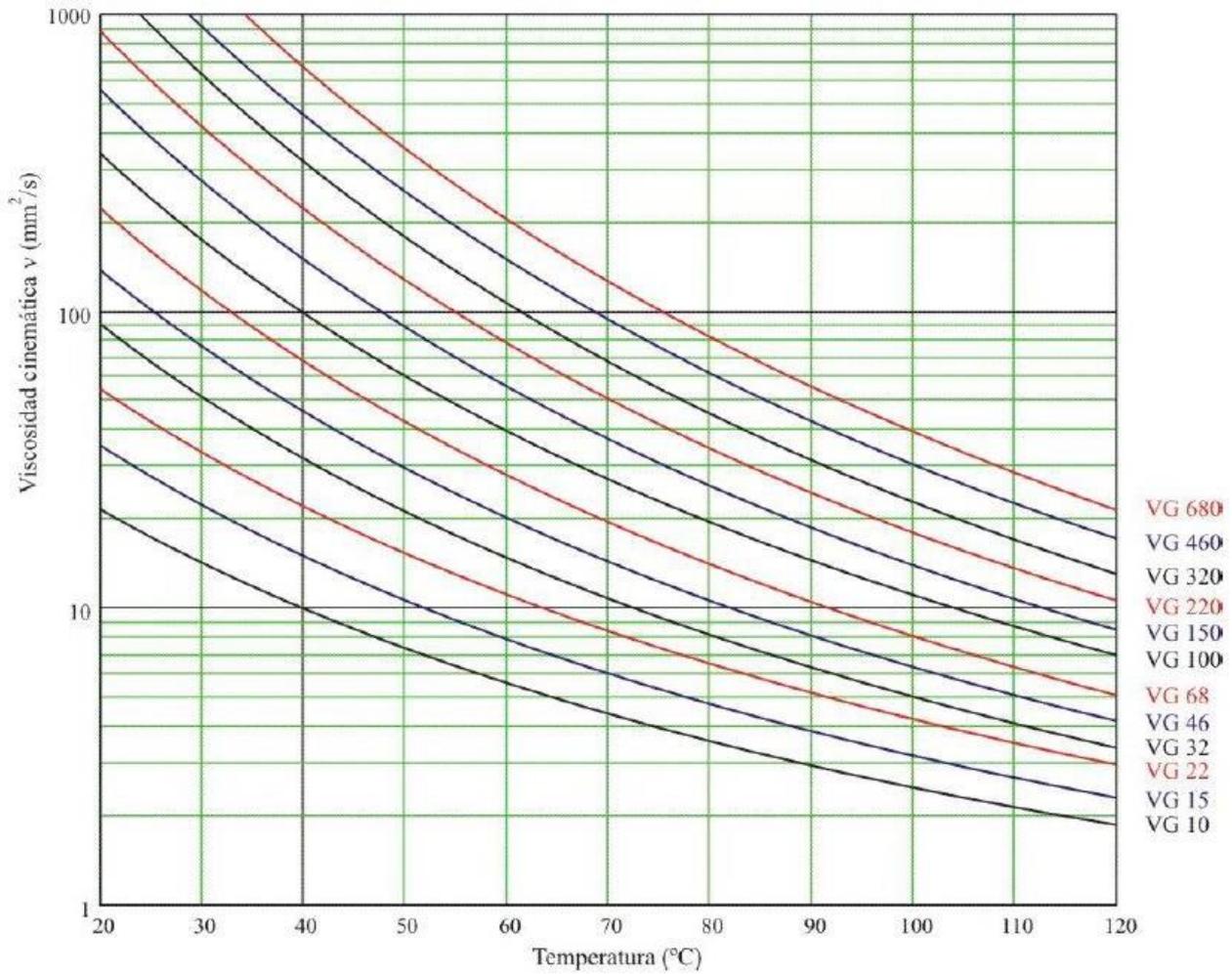
**TABLA Nº 2: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE ACEITES CON LA TEMPERATURA**

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
MOLDEADOS													
GC25 / F-8104	0.25		0.55							440	225	22	150
GC35 / F-8106	0.35		0.65							510	255	18	155
GC45 / F-8108	0.45		0.65							580	295	15	195
NO ALEADOS (Mn < 1%)													
C25 1025 / F-1120	0.25		0.55					N	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
								T + R	840 + 430	730	520	15	212
C45 1045 / F-1140	0.45		0.65					N	870	660	390	20	197
								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
ALEACIÓN INFERIOR AL 5%													
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
								C + T + R	910 + 845 + 150	850	580	19	255
41Cr4 5140 / F-1202	0.41		0.75	1.05				LF	1050/850	770	520		229
								N	870	760	470	23	227
								T + R	840 + 540	970	840	18	293
42CrMo4 4140 / F-1252	0.42		0.75	1.05	0.22			N	900	950	560	19	277
								Rec	830	650	420	25	192
								LF	1100/850	1030	720	15	311
								T + R	840 + 540	1120	1040	14	321
34CrNiMo6 4340 / F-128	0.34		0.65	1.5	0.22	1.5		LF	1150/900	1300	860		401
								N	870	1280	860	12	388
								T + R	840 + 540	1210	1100	14	352
51CrV4 6150	0.51		0.9	1.05		V 0.17		LF	1100/850	950	630		285
								N	860	940	615	21	277
								T + R	840 + 540	1200	1155	14	352
55Cr3 5160 / F-1431	0.55		0.85	0.85				LF	1050/850	1000	680	15	302
								N	900	950	600	16	285
								T + R	840 + 540	1200	1100	14	352
ALEACIÓN SUPERIOR AL 5%													
X10CrNi18-8 304	0.1	<0.8	<2	18-20		8-10		Recoc	1100	510	206	40	160
X5CrNiMo17-12-2 316	0.05	<0.8	<2	16-18	2-3	10_11		Recoc	1100	510	206	40	150
X6CrNiTi18-10 321	0.06	<1	<2	17-19		9_10 Ti				540	245	45	

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

**TABLA N° 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<sub>i</sub>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 N° 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 aleado) forjado, templado y revenido	ML	0,250	108	HV 115	HV215
	MQ	0,240	163	HV 115	HV215
	ME	0,283	202	HV 115	HV215
Aceros aleados forjado, templado y revenido	ML	0,423	104	HV 200	HV360
	MQ	0,425	187	HV 200	HV360
	ME	0,358	231	HV 200	HV390
Acero al carbono moldeado, templado.	ML/MQ	0,224	117	HB 130	HB215
	ME	0,286	167	HB 130	HB215
Acero aleado moldeado templado	ML/MQ	0,364	161	HB 200	HB360
	ME	0,356	186	HB 200	HB360
Acero forjado de cementación	ML	0	312	HV 600	HV800
	MQ	0	461	HV 660	HV800
	ME	0	525	HV 660	HV800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción	ML	0,305	76	HV 485	HV615
	MQ	0,138	290	HV 500	HV570
	ME	0,271	237	HV 500	HV615
Aceros de nitruración forjados	ML	0	270	HV 650	HV900
	MQ	0	420	HV 650	HV900
	ME	0	468	HV 650	HV900
Aceros de nitruración templados	ML	0	258	HV 450	HV 650
	MQ	0	363	HV 450	HV 650
	ME	0	432	HV 450	HV 650
Aceros forjado de nitrocarburoización	ML	0	224	HV 300	HV 650
	MQ	0,653	94	HV 300	HV 450
	ME	0	388	HV 450	HV 650

**TABLA Nº 11: FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS**

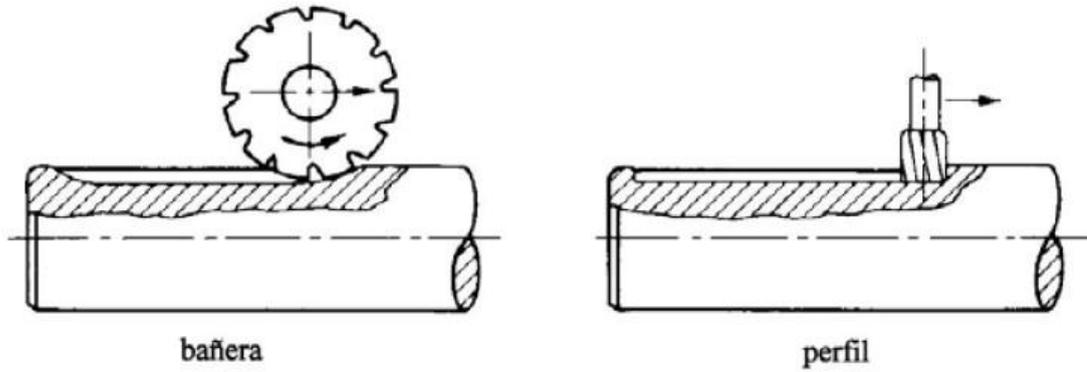
ACABADO SUPERFICIAL	Factor $a$ (MPa)	Exponente $b$
Rectificado	1,58	-0,085
Mecanizado o laminado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Forjado	272,0	-0,995

**TABLA Nº 12: FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS**

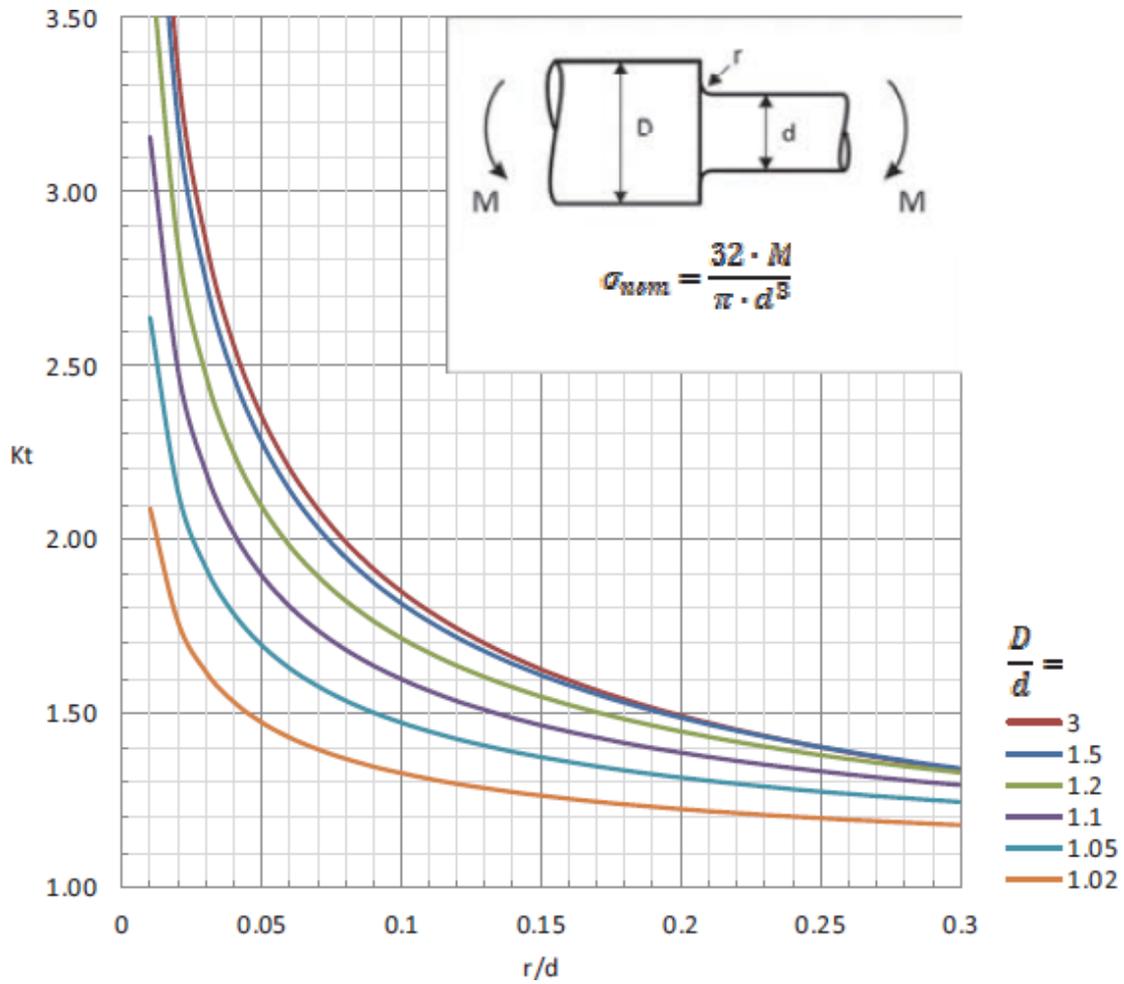
$T^a$ (°C)	Factor $k_x$
20	1,0
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,0
300	0,975
350	0,927
400	0,922
450	0,840
500	0,766
550	0,670
600	0,546

**TABLA Nº 13: FACTOR DE CONFIABILIDAD**

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 Nº 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 Nº 15: FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES  $K_t$  EN EJE CON CAMBIO DE DIÁMETRO**

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

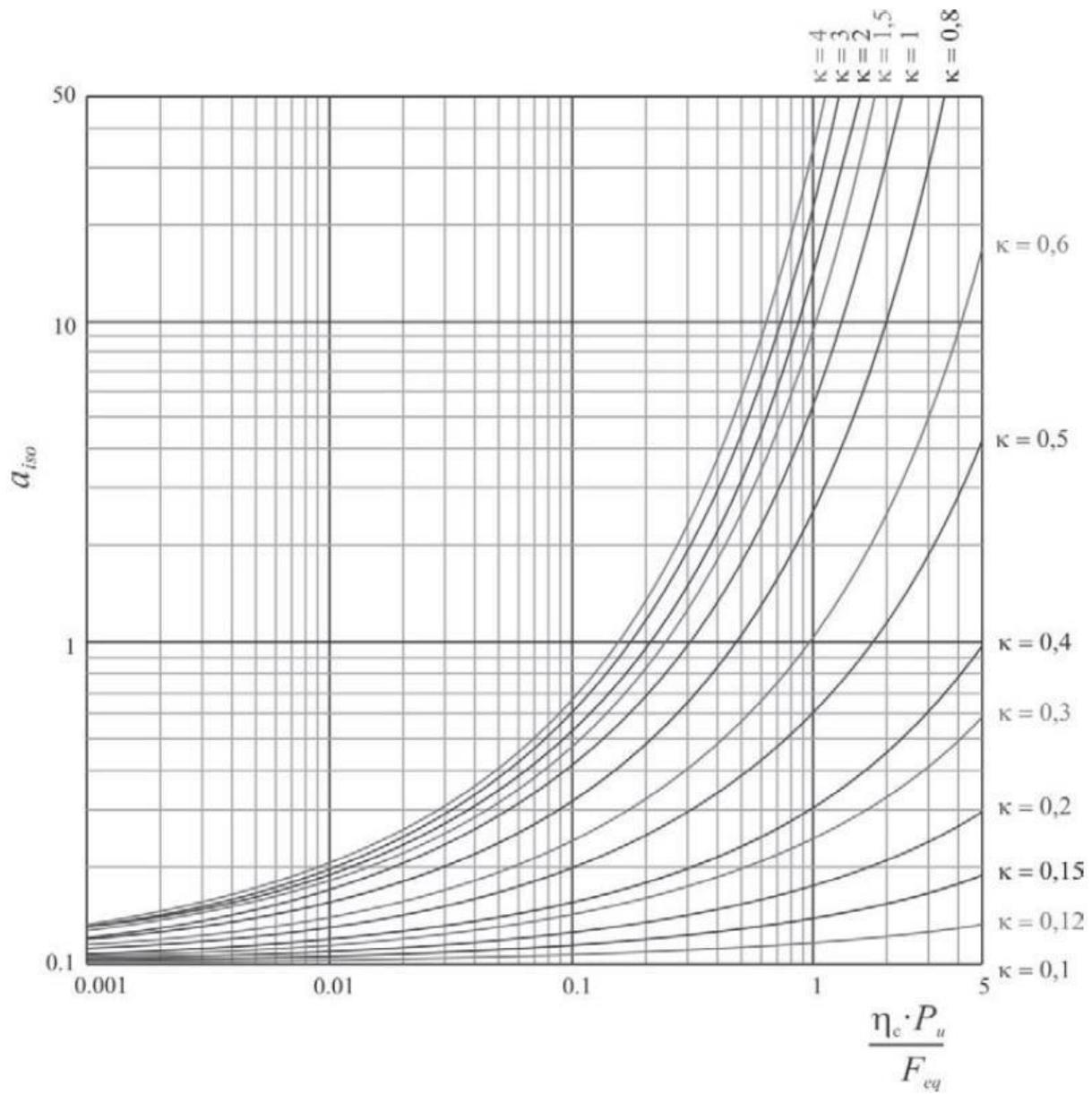
Tipo de aplicación	Vida (horas·1000)
Instrumentos y similares de uso infrecuente	Hasta 0.5
Electrodomésticos	1 - 2
Motores para aviación	2 - 4
Máquinas de periodos de servicio cortos o intermitentes, donde la interrupción del servicio es de escasa importancia.	4 - 8
Máquinas de uso intermitente en las 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

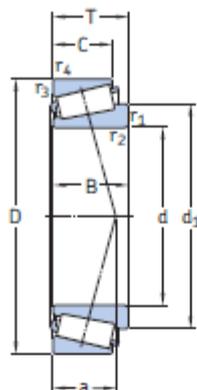
**TABLA Nº 18: FACTOR DE CONTAMINACIÓN**

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 Nº 19: FACTOR  $A_{ISO}$  PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS

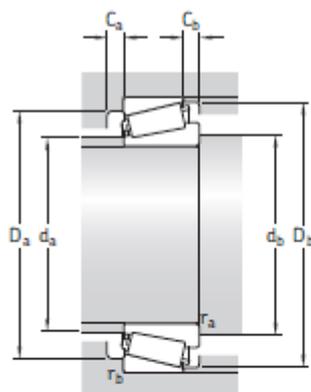
**TABLA Nº 20: RODAMIENTO A EJE ENTRADA – 31308 J2/QCLC7 Y RODAMIENTO B EJE DE ENTRADA – 32307 BJ2/Q**

**7.1 Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos métricos**  
d 35 – 45 mm

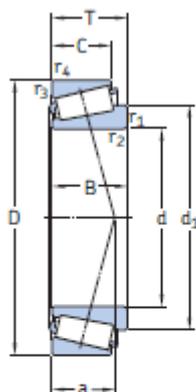


Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)		
	dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite					
d D T	kN		kN	r. p. m.	kg	-	-			
35	62	18	37,4	49	5,2	8 000	11 000	0,23	32007 J2/Q	4CC
	62	18	42,9	54	5,85	8 000	10 000	0,23	32007 X/Q	4CC
	72	18,25	51,2	56	6,1	7 000	9 500	0,33	30207 J2/Q	3DB
	72	24,25	66	78	8,5	7 000	9 500	0,44	32207 J2/Q	3DC
	72	28	84,2	106	11,8	6 300	9 500	0,53	33207/Q	2DE
	80	22,75	72,1	73,5	8,3	6 700	9 000	0,51	30307 J2/Q	2FB
	80	22,75	61,6	67	7,8	6 000	8 500	0,52	31307 J2/Q	7FB
	80	32,75	93,5	114	12,9	6 000	8 500	0,8	32307 BJ2/Q	5FE
	80	32,75	95,2	106	12,2	6 300	9 000	0,75	32307 J2/Q	2FE
	37	80	32,75	93,5	114	12,9	6 300	9 500	0,77	32307/37 BJ2/Q
38	63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,21	JL 69349 A/310/Q	3CC
	63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,2	JL 69349/310/Q	3CC
	68	19	52,8	71	7,65	7 000	10 000	0,3	32008/38 X/Q	3CC
40	68	19	52,8	71	7,65	7 000	9 500	0,28	32008 X/Q	3CD
	75	26	79,2	104	11,4	6 700	9 000	0,5	33108/Q	2CE
	80	19,75	61,6	68	7,65	6 300	8 500	0,42	30208 J2/Q	3DB
	80	24,75	74,8	86,5	9,8	6 300	8 500	0,53	32208 J2/Q	3DC
	80	32	105	132	15	5 600	8 500	0,73	33208/QCL7C	2DE
	85	33	121	150	17,3	6 000	9 000	0,9	T2EE 040/QVB134	2EE
90	25,25	85,8	95	10,8	6 000	8 000	0,73	30308 J2/Q	2FB	
	25,25	85	81,5	9,5	5 600	7 500	0,72	31308 J2/QCL7C	7FB	
	35,25	117	140	16	5 300	8 000	1,05	32308 J2/Q	2FD	
	95	29	89,7	112	12,7	4 800	7 000	0,93	T7FC 045/HN3QCL7C	7FC
45	75	20	58,3	80	8,8	6 300	8 500	0,34	32009 X/Q	3CC
	80	26	96,5	114	12,9	6 700	8 000	0,55	33109/Q	3CE
	85	20,75	66	76,5	8,65	6 000	8 000	0,47	30209 J2/Q	3DB
	85	24,75	91,5	98	11	6 300	8 000	0,58	32209 J2/Q	3DC
	85	32	108	143	16,3	5 300	7 500	0,79	33209/Q	3DE
	95	29	89,7	112	12,7	4 800	7 000	0,93	T7FC 045/HN3QCL7C	7FC
	95	36	147	186	20,8	5 300	8 000	1,2	T2ED 045	2FD
	100	27,25	108	120	14,3	5 300	7 000	0,97	30309 J2/Q	2FB
	100	27,25	106	102	12,5	5 000	6 700	0,95	31309 J2/QCL7C	7FB
	100	38,25	134	176	20	4 800	6 700	1,45	32309 BJ2/QCL7C	5FD
100	38,25	140	170	20,4	4 800	7 000	1,4	32309 J2/Q	2FD	

\* Rodamiento SKF Explorer

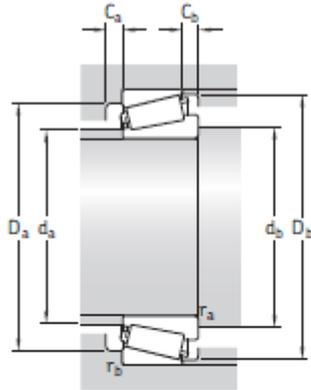


Dimensiones							Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo								Factores de cálculo			
d	$d_1$	B	C	$r_{3,2}$ min.	$r_{3,4}$ min.	a	$d_a$ máx.	$d_b$ min.	$D_a$ min.	$D_a$ máx.	$D_b$ min.	$C_a$ min.	$C_b$ min.	$r_a$ máx.	$r_b$ máx.	e	Y	$Y_0$
mm							mm								-			
35	49,5	17	15	1	1	16	41	41	53	56	59	2	3	1	1	0,44	1,35	0,8
	49,6	18	14	1	1	15	40	41	54	56	59	4	4	1	1	0,46	1,3	0,7
	51,9	17	15	1,5	1,5	15	44	42	62	65	67	3	3	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	52,4	23	19	1,5	1,5	17	43	42	61	65	67	3	5,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	53,4	28	22	1,5	1,5	18	42	42	61	65	68	5	6	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9
37	54,5	21	18	2	1,5	16	45	44	70	71	74	3	4,5	2	1,5	0,31	1,9	1,1
	59,6	21	15	2	1,5	25	44	44	62	71	76	4	7,5	2	1,5	0,83	0,72	0,4
	59,3	31	25	2	1,5	24	42	44	61	71	76	4	7,5	2	1,5	0,54	1,1	0,6
	54,8	31	25	2	1,5	20	44	44	66	71	74	4	7,5	2	1,5	0,31	1,9	1,1
	59,3	31	25	2	1,5	24	44	44	66	71	74	4	7,5	2	1,5	0,54	1,1	0,6
38	52,2	17	13,5	1,3	1,3	14	44	44	55	56,5	60	3	3,5	1,3	1,3	0,43	1,4	0,8
	52,2	17	13,5	3,6	1,3	14	44	50	55	56,5	60	3	3,5	3,4	1,3	0,43	1,4	0,8
	54,7	19	14,5	1	1	15	46	46	60	62	65	4	4,5	1	1	0,37	1,6	0,9
40	54,7	19	14,5	1	1	15	46	46	60	62	65	4	4,5	1	1	0,37	1,6	0,9
	57,5	26	20,5	1,5	1,5	18	47	47	65	68	71	4	5,5	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9
	57,5	18	16	1,5	1,5	16	49	47	69	73	74	3	3,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	58,4	23	19	1,5	1,5	19	48	47	68	73	75	3	5,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	59,7	32	25	1,5	1,5	21	47	47	67	73	76	5	7	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9
	61,2	32,5	28	1	2	22	48	50	70	75	80	5	5	1	2	0,35	1,7	0,9
	62,5	23	20	2	1,5	19	52	49	77	81	82	3	5	2	1,5	0,35	1,7	0,9
67,1	23	17	2	1,5	28	51	49	71	81	86	3	8	2	1,5	0,83	0,72	0,4	
62,9	33	27	2	1,5	23	50	49	73	81	82	4	8	2	1,5	0,35	1,7	0,9	
45	60,7	20	15,5	1	1	16	51	51	67	69	72	4	4,5	1	1	0,4	1,5	0,8
	63	26	20,5	1,5	1,5	19	52	52	69	73	77	4	5,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	63,1	19	16	1,5	1,5	18	54	52	74	78	80	3	4,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
	64,1	23	19	1,5	1,5	20	53	52	73	78	80	3	5,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
	65,3	32	25	1,5	1,5	22	52	52	72	78	81	5	7	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
	73,5	26,5	20	2,5	2,5	32	54	55	71	83	91	3	9	2,5	2,5	0,88	0,68	0,4
	68,7	35	30	2,5	2,5	23	55	56	80	83	89	6	6	2,5	2,5	0,33	1,8	1
70,2	25	22	2	1,5	21	59	54	86	91	92	3	5	2	1,5	0,35	1,7	0,9	
74,7	25	18	2	1,5	31	56	54	79	91	95	4	9	2	1,5	0,83	0,72	0,4	
74,8	36	30	2	1,5	30	55	54	76	91	94	5	8	2	1,5	0,54	1,1	0,6	
71,1	36	30	2	1,5	25	56	54	82	91	93	4	8	2	1,5	0,35	1,7	0,9	

**TABLA N° 21: RODAMIENTOS A Y B EJE INTERMEDIO – 31309 J2/QCL7C**
**7.1 Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos métricos**  
**d 35 – 45 mm**


Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)			
	dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite						
d D T	kN		kN	r. p. m.		kg	-	-			
mm											
35	62	18	37,4	49	5,2	8 000	11 000	0,23	32007 J2/Q	4CC	
	62	18	42,9	54	5,85	8 000	10 000	0,23	32007 X/Q	4CC	
	72	18,25	51,2	56	6,1	7 000	9 500	0,33	30207 J2/Q	3DB	
	72	24,25	66	78	8,5	7 000	9 500	0,44	32207 J2/Q	3DC	
	72	28	84,2	106	11,8	6 300	9 500	0,53	33207/Q	2DE	
	80	22,75	72,1	73,5	8,3	6 700	9 000	0,51	30307 J2/Q	2FB	
	80	22,75	61,6	67	7,8	6 000	8 500	0,52	31307 J2/Q	7FB	
	80	32,75	93,5	114	12,9	6 000	8 500	0,8	32307 BJ2/Q	5FE	
	80	32,75	95,2	106	12,2	6 300	9 000	0,75	32307 J2/Q	2FE	
	37	80	32,75	93,5	114	12,9	6 300	9 500	0,77	32307/37 BJ2/Q	5EE
	38	63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,21	JL 69349 A/310/Q	3CC
		63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,2	JL 69349/310/Q	3CC
68		19	52,8	71	7,65	7 000	10 000	0,3	32008/38 X/Q	3CC	
40	68	19	52,8	71	7,65	7 000	9 500	0,28	32008 X/Q	3CD	
	75	26	79,2	104	11,4	6 700	9 000	0,5	33108/Q	2CE	
	80	19,75	61,6	68	7,65	6 300	8 500	0,42	30208 J2/Q	3DB	
	80	24,75	74,8	86,5	9,8	6 300	8 500	0,53	32208 J2/Q	3DC	
	80	32	105	132	15	5 600	8 500	0,73	33208/QCL7C	2DE	
	85	33	121	150	17,3	6 000	9 000	0,9	T2EE 040/QV B134	2EE	
	90	25,25	85,8	95	10,8	6 000	8 000	0,73	30308 J2/Q	2FB	
	90	25,25	85	81,5	9,5	5 600	7 500	0,72	* 31308 J2/QCL7C	7FB	
	90	35,25	117	140	16	5 300	8 000	1,05	32308 J2/Q	2FD	
	45	75	20	58,3	80	8,8	6 300	8 500	0,34	32009 X/Q	3CC
80		26	96,5	114	12,9	6 700	8 000	0,55	* 33109/Q	3CE	
85		20,75	66	76,5	8,65	6 000	8 000	0,47	30209 J2/Q	3DB	
85		24,75	91,5	98	11	6 300	8 000	0,58	* 32209 J2/Q	3DC	
85		32	108	143	16,3	5 300	7 500	0,79	33209/Q	3DE	
95		29	89,7	112	12,7	4 800	7 000	0,93	T7FC 045/HN3QCL7C	7FC	
95		36	147	186	20,8	5 300	8 000	1,2	T2ED 045	2FD	
100		27,25	108	120	14,3	5 300	7 000	0,97	30309 J2/Q	2FB	
100		27,25	106	102	12,5	5 000	6 700	0,95	* 31309 J2/QCL7C	7FB	
100		38,25	134	176	20	4 800	6 700	1,45	32309 BJ2/QCL7C	5FD	
100		38,25	140	170	20,4	4 800	7 000	1,4	32309 J2/Q	2FD	

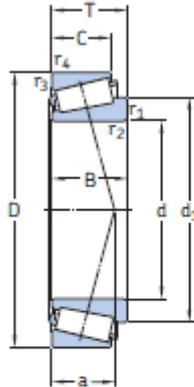
\* Rodamiento SKF Explorer



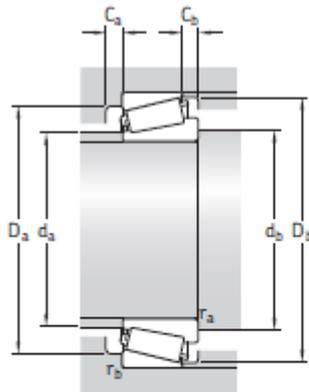
Dimensiones			Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo										Factores de cálculo					
d	d <sub>1</sub>	B	C	r <sub>3,2</sub> min.	r <sub>3,4</sub> min.	a	d <sub>a</sub> máx.	d <sub>b</sub> min.	D <sub>a</sub> mín.	D <sub>a</sub> máx.	D <sub>b</sub> mín.	C <sub>a</sub> mín.	C <sub>b</sub> mín.	r <sub>a</sub> máx.	r <sub>b</sub> máx.	e	Y	Y <sub>0</sub>
mm							mm							-				
35	49,5	17	15	1	1	16	41	41	53	56	59	2	3	1	1	0,44	1,35	0,8
	49,6	18	14	1	1	15	40	41	54	56	59	4	4	1	1	0,46	1,3	0,7
	51,9	17	15	1,5	1,5	15	44	42	62	65	67	3	3	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	52,4	23	19	1,5	1,5	17	43	42	61	65	67	3	5,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	53,4	28	22	1,5	1,5	18	42	42	61	65	68	5	6	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9
	54,5	21	18	2	1,5	16	45	44	70	71	74	3	4,5	2	1,5	0,31	1,9	1,1
	59,6	21	15	2	1,5	25	44	44	62	71	76	4	7,5	2	1,5	0,83	0,72	0,4
	59,3	31	25	2	1,5	24	42	44	61	71	76	4	7,5	2	1,5	0,54	1,1	0,6
	54,8	31	25	2	1,5	20	44	44	66	71	74	4	7,5	2	1,5	0,31	1,9	1,1
	59,3	31	25	2	1,5	24	44	44	66	71	74	4	7,5	2	1,5	0,54	1,1	0,6
38	52,2	17	13,5	1,3	1,3	14	44	44	55	56,5	60	3	3,5	1,3	1,3	0,43	1,4	0,8
	52,2	17	13,5	3,6	1,3	14	44	50	55	56,5	60	3	3,5	3,4	1,3	0,43	1,4	0,8
	54,7	19	14,5	1	1	15	46	46	60	62	65	4	4,5	1	1	0,37	1,6	0,9
40	54,7	19	14,5	1	1	15	46	46	60	62	65	4	4,5	1	1	0,37	1,6	0,9
	57,5	26	20,5	1,5	1,5	18	47	47	65	68	71	4	5,5	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9
	57,5	18	16	1,5	1,5	16	49	47	69	73	74	3	3,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	58,4	23	19	1,5	1,5	19	48	47	68	73	75	3	5,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	59,7	32	25	1,5	1,5	21	47	47	67	73	76	5	7	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9
	61,2	32,5	28	1	2	22	48	50	70	75	80	5	5	1	2	0,35	1,7	0,9
	62,5	23	20	2	1,5	19	52	49	77	81	82	3	5	2	1,5	0,35	1,7	0,9
	67,1	23	17	2	1,5	28	51	49	71	81	86	3	8	2	1,5	0,83	0,72	0,4
	62,9	33	27	2	1,5	23	50	49	73	81	82	4	8	2	1,5	0,35	1,7	0,9
	45	60,7	20	15,5	1	1	16	51	51	67	69	72	4	4,5	1	1	0,4	1,5
63		26	20,5	1,5	1,5	19	52	52	69	73	77	4	5,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
63,1		19	16	1,5	1,5	18	54	52	74	78	80	3	4,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
64,1		23	19	1,5	1,5	20	53	52	73	78	80	3	5,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
65,3		32	25	1,5	1,5	22	52	52	72	78	81	5	7	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
73,5		26,5	20	2,5	2,5	32	54	55	71	83	91	3	9	2,5	2,5	0,88	0,68	0,4
68,7		35	30	2,5	2,5	23	55	56	80	83	89	6	6	2,5	2,5	0,33	1,8	1
70,2		25	22	2	1,5	21	59	54	86	91	92	3	5	2	1,5	0,35	1,7	0,9
74,7		25	18	2	1,5	31	56	54	79	91	95	4	9	2	1,5	0,83	0,72	0,4
74,8		36	30	2	1,5	30	55	54	76	91	94	5	8	2	1,5	0,54	1,1	0,6
71,1	36	30	2	1,5	25	56	54	82	91	93	4	8	2	1,5	0,35	1,7	0,9	

**TABLA Nº 22: RODAMIENTO A EJE SALIDA – T2EE 060/Q**

**7.1 Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos métricos**  
**d 60 – 70 mm**



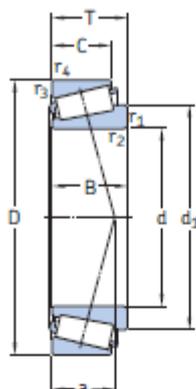
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	-	-
mm			kN	kN	kN	r. p. m.			-	-
60	95	23	95	122	13,4	5 300	6 700	0,59	32012 X/QCL7C	4CC
	95	27	106	143	16	5 300	6 700	0,7	33012/Q	2CE
	100	30	117	170	19,6	4 800	6 300	0,92	33112/Q	3CE
	110	23,75	112	114	13,2	5 000	6 000	0,88	30212 J2/Q	3EB
	110	29,75	125	160	18,6	4 500	6 000	1,15	32212 J2/Q	3EC
	110	38	168	236	26,5	4 000	6 000	1,55	33212/Q	3EE
	115	40	194	260	30	4 300	6 300	1,85	T2EE 060/Q	2EE
	125	37	154	204	24,5	3 600	5 300	2,05	T7FC 060/QCL7C	7FC
	130	33,5	168	196	23,6	4 000	5 300	1,95	30312 J2/Q	2FB
	130	33,5	145	166	20,4	3 600	5 300	1,9	31312 J2/QCL7C	7FB
	130	48,5	220	305	35,5	3 600	5 000	3,1	32312 BJ2/QCL7C	5FD
	130	48,5	229	290	34	3 600	5 300	2,9	32312 J2/Q	2FD
65	100	23	96,5	127	14	5 000	6 000	0,63	32013 X/Q	4CC
	100	27	110	153	17,3	5 000	6 300	0,75	33013/Q	2CE
	110	28	123	183	21,2	4 300	6 300	1,05	JM 511946/910/Q	3DC
	110	31	138	193	22,4	4 300	6 300	1,15	T20D 065/Q	2DD
	110	34	142	208	24	4 300	5 600	1,3	33113/Q	3DE
	120	24,75	132	134	16,3	4 500	5 600	1,1	30213 J2/Q	3EB
	120	32,75	151	193	22,8	4 000	5 600	1,5	32213 J2/Q	3EC
	120	41	194	270	30,5	3 800	5 300	2	33213/Q	3EE
	130	37	157	216	25,5	3 400	5 000	2,2	T7FC 065/QCL7C	7FC
	140	36	194	228	27,5	3 600	4 800	2,45	30313 J2/Q	2GB
	140	36	165	193	23,6	3 200	4 800	2,35	31313 J2/QCL7C	7GB
	140	51	246	345	40	3 200	4 800	3,75	32313 BJ2/QU4CL7CV0267	5GD
140	51	264	335	40	3 400	4 800	3,5	32313 J2/Q	2GD	
70	110	25	101	153	17,3	4 300	5 600	0,85	32014 X/Q	4CC
	110	31	130	196	22,8	4 300	5 600	1,05	33014/Q	2CE
	120	37	172	250	28,5	4 000	5 300	1,7	33114/Q	3DE
	125	26,25	125	156	18	4 000	5 300	1,25	30214 J2/Q	3EB
	125	33,25	157	208	24,5	3 800	5 300	1,6	32214 J2/Q	3EC
	125	41	201	285	32,5	3 600	5 000	2,1	33214/Q	3EE



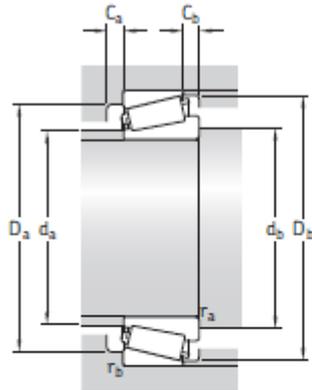
Dimensiones	Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo						Factores de cálculo												
	$d$	$d_1$	B	C	$r_{1,2}$ min.	$r_{3,4}$ min.	a	$d_a$ máx.	$d_b$ min.	$D_a$ mín.	$D_a$ máx.	$D_b$ mín.	$C_a$ min.	$C_b$ min.	$r_a$ máx.	$r_b$ máx.	e	Y	$Y_0$
mm																			
60	77,8	23	17,5	1,5	1,5	21	67	67	85	88	91	4	5,5	1,5	1,5	0,43	1,4	0,8	
	77,2	27	21	1,5	1,5	20	67	67	85	88	90	5	6	1,5	1,5	0,33	1,8	1	
	80,5	30	23	1,5	1,5	23	67	67	88	93	96	5	7	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8	
	80,9	22	19	2	1,5	22	70	69	96	101	103	4	4,5	2	1,5	0,4	1,5	0,8	
	81,9	28	24	2	1,5	24	69	69	95	101	104	4	5,5	2	1,5	0,4	1,5	0,8	
	85,3	38	29	2	1,5	27	69	69	93	101	105	6	9	2	1,5	0,4	1,5	0,8	
	85,6	39	33	2,5	2,5	28	70	71	98	104	109	6	7	2,5	2,5	0,33	1,8	1	
	97,2	33,5	26	3	3	41	72	72	94	111	119	4	11	2,5	2,5	0,83	0,72	0,4	
	91,8	31	26	3	2,5	26	77	72	112	118	120	5	7,5	3	2,5	0,35	1,7	0,9	
	96	31	22	3	2,5	39	73	72	103	118	123	5	11,5	3	2,5	0,83	0,72	0,4	
98,6	46	37	3	2,5	38	71	72	100	118	122	6	11,5	3	2,5	0,54	1,1	0,6		
91,9	46	37	3	2,5	31	74	72	107	118	120	6	11,5	3	2,5	0,35	1,7	0,9		
65	83,3	23	17,5	1,5	1,5	22	72	72	90	93	97	4	5,5	1,5	1,5	0,46	1,3	0,7	
	82,6	27	21	1,5	1,5	21	72	72	89	93	96	5	6	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9	
	87,9	28	22,5	3	2,5	24	75	77	96	98	104	5	5,5	2,8	2,5	0,4	1,5	0,8	
	85,7	31	25	2	2	23	74	75	97	100	105	5	6	2	2	0,33	1,8	1	
	88,3	34	26,5	1,5	1,5	26	73	72	96	103	106	6	7,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8	
	89	23	20	2	1,5	23	77	74	106	111	113	4	4,5	2	1,5	0,4	1,5	0,8	
	90,3	31	27	2	1,5	27	76	74	104	113	115	4	5,5	2	1,5	0,4	1,5	0,8	
	92,5	41	32	2	1,5	29	74	74	102	111	115	6	9	2	1,5	0,4	1,5	0,8	
	102	33,5	26	3	3	44	77	77	98	116	124	4	11	2,5	2,5	0,88	0,68	0,4	
	98,7	33	28	3	2,5	28	83	77	122	128	130	5	8	3	2,5	0,35	1,7	0,9	
103	33	23	3	2,5	42	79	77	111	128	132	5	13	3	2,5	0,83	0,72	0,4		
105	48	39	3	2,5	41	77	77	109	128	133	6	12	3	2,5	0,54	1,1	0,6		
99,2	48	39	3	2,5	33	80	77	117	128	130	6	12	3	2,5	0,35	1,7	0,9		
70	89,9	25	19	1,5	1,5	23	78	77	98	103	105	5	6	1,5	1,5	0,43	1,4	0,8	
	88,9	31	25,5	1,5	1,5	23	78	77	98	103	105	5	6	1,5	1,5	0,28	2,1	1,1	
	95,3	37	29	2	1,5	28	79	79	104	111	115	6	8	2	1,5	0,37	1,6	0,9	
	94	24	21	2	1,5	25	81	79	110	116	118	4	5	2	1,5	0,43	1,4	0,8	
	95	31	27	2	1,5	28	80	79	108	116	119	4	6	2	1,5	0,43	1,4	0,8	
	97,4	41	32	2	1,5	30	79	79	107	116	120	7	9	2	1,5	0,4	1,5	0,8	

TABLA Nº 23: RODAMIENTO B EJE SALIDA – 33211 J2/Q

### 7.1 Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos métricos d 46 – 55 mm

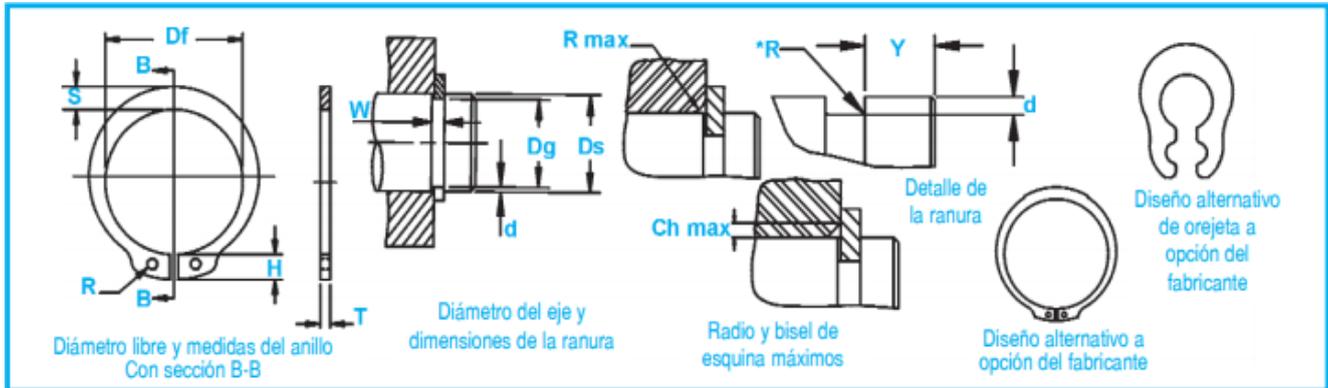


Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r.p.m.		kg	-	-
46	75	18	50,1	71	7,65	6 300	9 500	0,3	LM 503349/310/QCL7C	(LM 503300)
50	80	20	60,5	88	9,65	6 000	8 000	0,38	32010 X/Q	3CC
	80	20	60,5	88	9,65	6 000	8 000	0,38	32010 X/QCL7CVB026	3CC
	80	24	69,3	102	11,4	6 000	8 000	0,45	33010/Q	2CE
	82	21,5	72,1	100	11	6 000	8 500	0,43	JLM 104948 AA/910 AA/Q	2CC
	85	26	85,8	122	13,4	5 600	7 500	0,58	33110/Q	3CE
	90	21,75	76,5	91,5	10,4	5 600	7 500	0,54	30210 J2/Q	3DB
	90	24,75	82,5	100	11,4	5 600	7 500	0,62	32210 J2/Q	3DC
	90	28	106	140	16	5 300	8 000	0,75	JM 205149/110 A/Q	(M205100)
	90	28	106	140	16	5 300	8 000	0,75	JM 205149/110/Q	2DD
	90	32	114	160	18,3	5 000	7 000	0,86	33210/Q	3DE
100	100	36	154	200	22,4	5 000	7 500	1,3	T2ED 050/Q	2ED
	105	32	108	137	16	4 300	6 300	1,25	T7FC 050/QCL7C	7FC
	110	29,25	143	140	16,6	5 300	6 300	1,25	30310 J2/Q	2FB
	110	29,25	122	120	14,3	4 500	6 000	1,2	31310 J2/QCL7C	7FB
	110	42,25	183	216	24,5	4 500	6 000	1,95	32310 BJ2/QCL7C	5FD
	110	42,25	172	212	24	4 300	6 300	1,85	32310 J2/Q	2FD
	110	42,25	172	212	24	4 300	6 300	1,85	32310 J2/Q	2FD
55	90	23	80,9	116	12,9	5 300	7 000	0,56	32011 X/Q	3CC
	90	27	104	137	15,3	5 600	7 000	0,66	33011/Q	2CE
	95	30	110	156	17,6	5 000	6 700	0,85	33111/Q	3CE
	100	22,75	104	106	12	5 300	6 700	0,7	30211 J2/Q	3DB
	100	26,75	106	129	15	5 000	6 700	0,84	32211 J2/Q	3DC
	100	35	138	190	21,6	4 500	6 300	1,15	33211/Q	3DE
	110	39	179	232	26	4 500	6 700	1,7	T2ED 055/QCLN	2FD
	115	34	125	163	19,3	4 000	5 600	1,6	T7FC 055/QCL7C	7FC
	120	31,5	166	163	19,3	4 800	5 600	1,55	30311 J2/Q	2FB
	120	31,5	121	137	16,6	3 800	5 600	1,55	31311 J2/QCL7C	7FB
120	45,5	216	260	30	4 300	5 600	2,5	32311 BJ2/QCL7C	5FD	
120	45,5	198	250	28,5	4 000	5 600	2,35	32311 J2	2FD	



Dimensiones							Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo								Factores de cálculo			
d	d <sub>1</sub>	B	C	r <sub>1,2</sub> min.	r <sub>3,4</sub> min.	a	d <sub>a</sub> máx.	d <sub>b</sub> mín.	D <sub>a</sub> mín.	D <sub>b</sub> máx.	D <sub>b</sub> mín.	C <sub>a</sub> mín.	C <sub>b</sub> mín.	r <sub>a</sub> máx.	r <sub>b</sub> máx.	e	Y	Y <sub>0</sub>
mm																		
<b>46</b>	61	18	14	2,3	1,6	16	53	55	67	67,5	71	2	4	2,3	1,5	0,4	1,5	0,8
<b>50</b>	65,9	20	15,5	1	1	18	56	56	72	74	77	4	4,5	1	1	0,43	1,4	0,8
	65,9	20	15,5	3	1	18	56	56	72	74	77	4	4,5	1	1	0,43	1,4	0,8
	65,3	24	19	1	1	17	56	56	72	74	76	4	5	1	1	0,31	1,9	1,1
	65,1	21,5	17	3,6	1,2	16	57	62	74	76	78	4	4,5	3,4	1,2	0,3	2	1,1
	68	26	20	1,5	1,5	20	56	57	74	78	82	4	6	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
	68	20	17	1,5	1,5	19	58	57	79	83	85	3	4,5	1,5	1,5	0,43	1,4	0,8
	68,6	23	19	1,5	1,5	21	58	57	78	83	85	3	5,5	1,5	1,5	0,43	1,4	0,8
	68,8	28	23	3	2,5	20	58	64	78	85	85	5	5	2,5	0,8	0,33	1,8	1
	68,8	28	23	3	2,5	20	58	64	78	78	85	5	5	2,5	2,5	0,33	1,8	1
	70,8	32	24,5	1,5	1,5	23	57	57	77	83	87	5	7,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
	73,5	35	30	2,5	2,5	25	59	60	84	88	94	6	6	2,5	2,5	0,35	1,7	0,9
	81,3	29	22	3	3	36	60	62	78	91	100	4	10	2,5	2,5	0,88	0,68	0,4
	77,2	27	23	2,5	2	23	65	60	95	100	102	4	6	2,5	2	0,35	1,7	0,9
	81,5	27	19	2,5	2	34	62	60	87	100	104	4	10	2,5	2	0,83	0,72	0,4
	83,1	40	33	2,5	2	34	60	60	83	100	103	5	9	2,5	2	0,54	1,1	0,6
77,8	40	33	2,5	2	27	62	60	90	100	102	5	9	2,5	2	0,35	1,7	0,9	
<b>55</b>	73,3	23	17,5	1,5	1,5	19	63	62	81	83	86	4	5,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
	73,1	27	21	1,5	1,5	19	63	62	81	83	86	5	6	1,5	1,5	0,31	1,9	1,1
	75,1	30	23	1,5	1,5	22	62	62	83	88	91	5	7	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	74,7	21	18	2	1,5	20	64	64	88	91	94	4	4,5	2	1,5	0,4	1,5	0,8
	75,3	25	21	2	1,5	22	63	64	87	91	95	4	5,5	2	1,5	0,4	1,5	0,8
	78,1	35	27	2	1,5	25	62	64	85	91	96	6	8	2	1,5	0,4	1,5	0,8
	80,9	39	32	2,5	2,5	27	66	65	93	99	104	7	7	2,5	2,5	0,35	1,7	0,9
	89,5	31	23,5	3	3	39	66	67	86	103	109	4	10,5	2,5	2,5	0,88	0,68	0,4
	84	29	25	2,5	2	24	71	65	104	110	111	4	6,5	2,5	2	0,35	1,7	0,9
	88,4	29	21	2,5	2	37	68	65	94	110	113	4	10,5	2,5	2	0,83	0,72	0,4
	90,5	43	35	2,5	2	36	65	65	91	110	112	5	10,5	2,5	2	0,54	1,1	0,6
	84,6	43	35	2,5	2	29	68	65	99	110	111	5	10,5	2,5	2	0,35	1,7	0,9

**TABLA Nº 24: ANILLOS DE RETENCIÓN DSH**



No. de Anillo	EJE		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS						
	DIAM. (mm)	DIAMETRO	ANCHUR	PROFU DIDAD	ESPESOR ***	DIAMETRO LIBRE	ALTURA DE LA OREJETA	SECCIÓ MAX.	DIÁMETR 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	TOL.	W Min.	d	T	Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	kg/ 1000	Y Min.	Pr kN	Pg kN	R/Ch Max.	Pr kN			
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	+0.21	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	-0.42	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	7.900	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	+0.46-1.10	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.		TOL.	W Min.	d	ESPESOR ***		DIÁMETRO LIBRE		ALTURA DE LA OREJETA		SECCIÓN MÁX.	DIÁMETRO 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	Dq				T	Tol.	Df	Tol.	H Max.	S Ref.									
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-98	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	56,60	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	

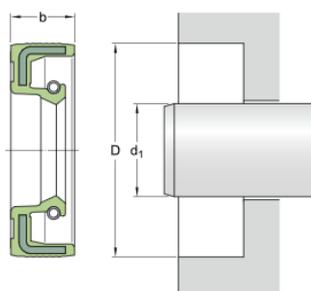
TODAS LAS DIMENSIONES SON EN MILÍMETROS. \*El radio "R" en el lado de la carga no debe ser mayor que 0,1 T.

## TABLA Nº 25: RETÉN EJE DE ENTRADA

### 40X55X7 HMS5 RG

Type of outside diameter	Rubber metal reinforced
Lip material	Nitrile rubber (NBR)
Seal design	HMS5
Compliance with standard	DIN 3760

#### Dimensions



$d_1$	40	mm
D	55	mm
b	7	mm

#### Application and operating conditions

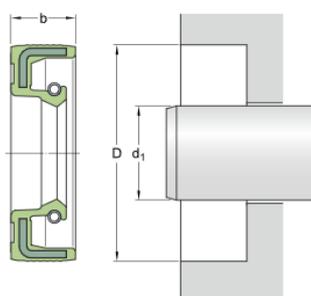
Operating temperature	min.	-40	°C
Operating temperature	max.	100	°C
Permissible operating temperature, short periods	max.	120	°C
Shaft speed	max.	3300	r/min
Shaft surface speed	max.	6.93	m/s

## TABLA Nº 26: RETÉN EJE DE SALIDA

### 60X75X8 HMS5 RG

Type of outside diameter	Rubber metal reinforced
Lip material	Nitrile rubber (NBR)
Seal design	HMS5
Compliance with standard	DIN 3760

#### Dimensions



$d_1$	60	mm
D	75	mm
b	8	mm

#### Application and operating conditions

Operating temperature	min.	-40	°C
Operating temperature	max.	100	°C
Permissible operating temperature, short periods	max.	120	°C
Shaft speed	max.	2760	r/min
Shaft surface speed	max.	8.58	m/s

## TABLA Nº 27: TAPÓN DE LLENADO ACEITE

### 28022 Tapones

#### 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

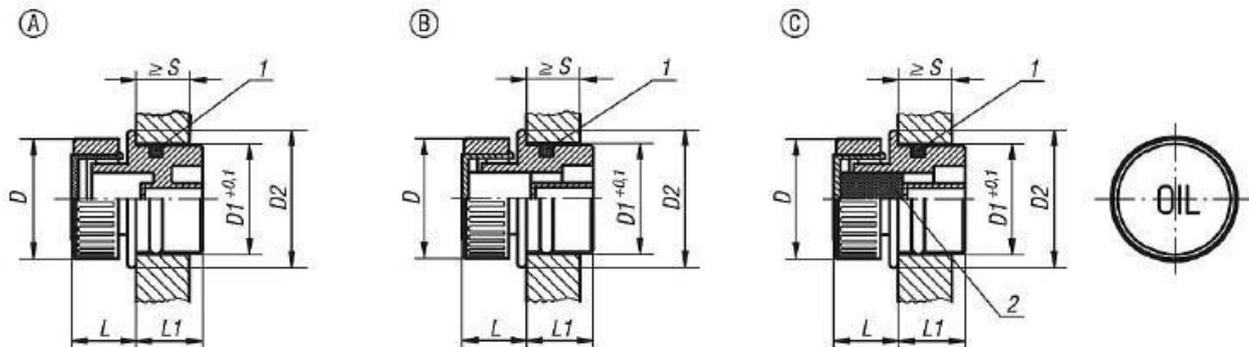
Forma B: con ventilación

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 28: 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.

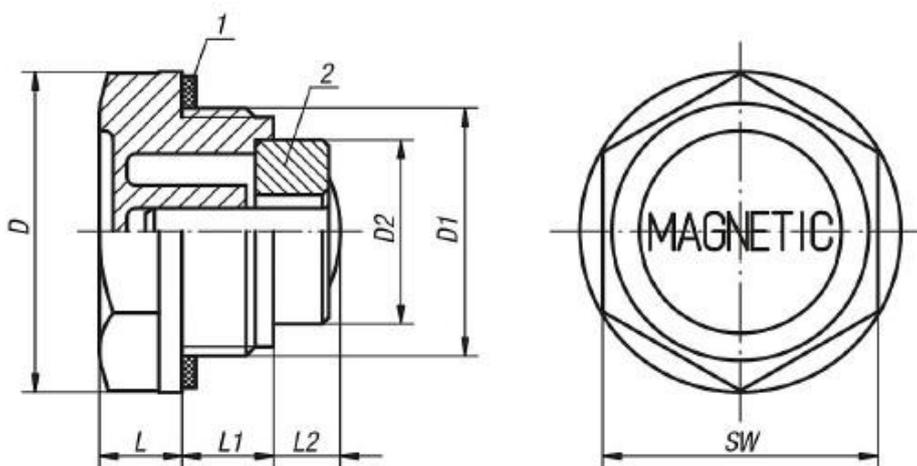
El efecto magnético de los tornillos tapón atrapa las partículas de hierro presentes en el aceite.

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

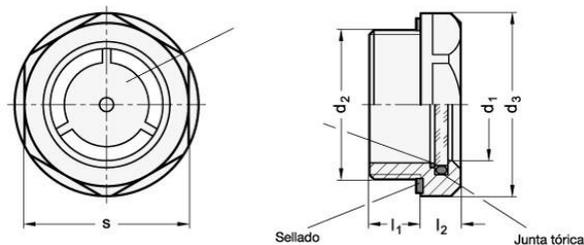
#### Planos



#### 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 29: 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®)

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



**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE  
VELOCIDAD CON RELACIÓN DE  
TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA  
SALIDA DE 1390 NM**

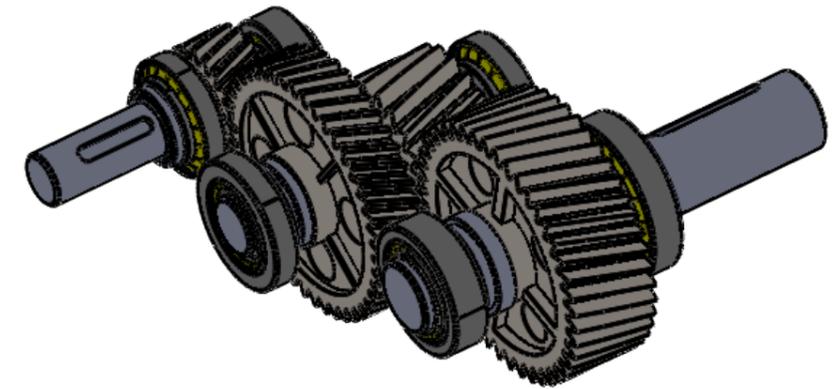
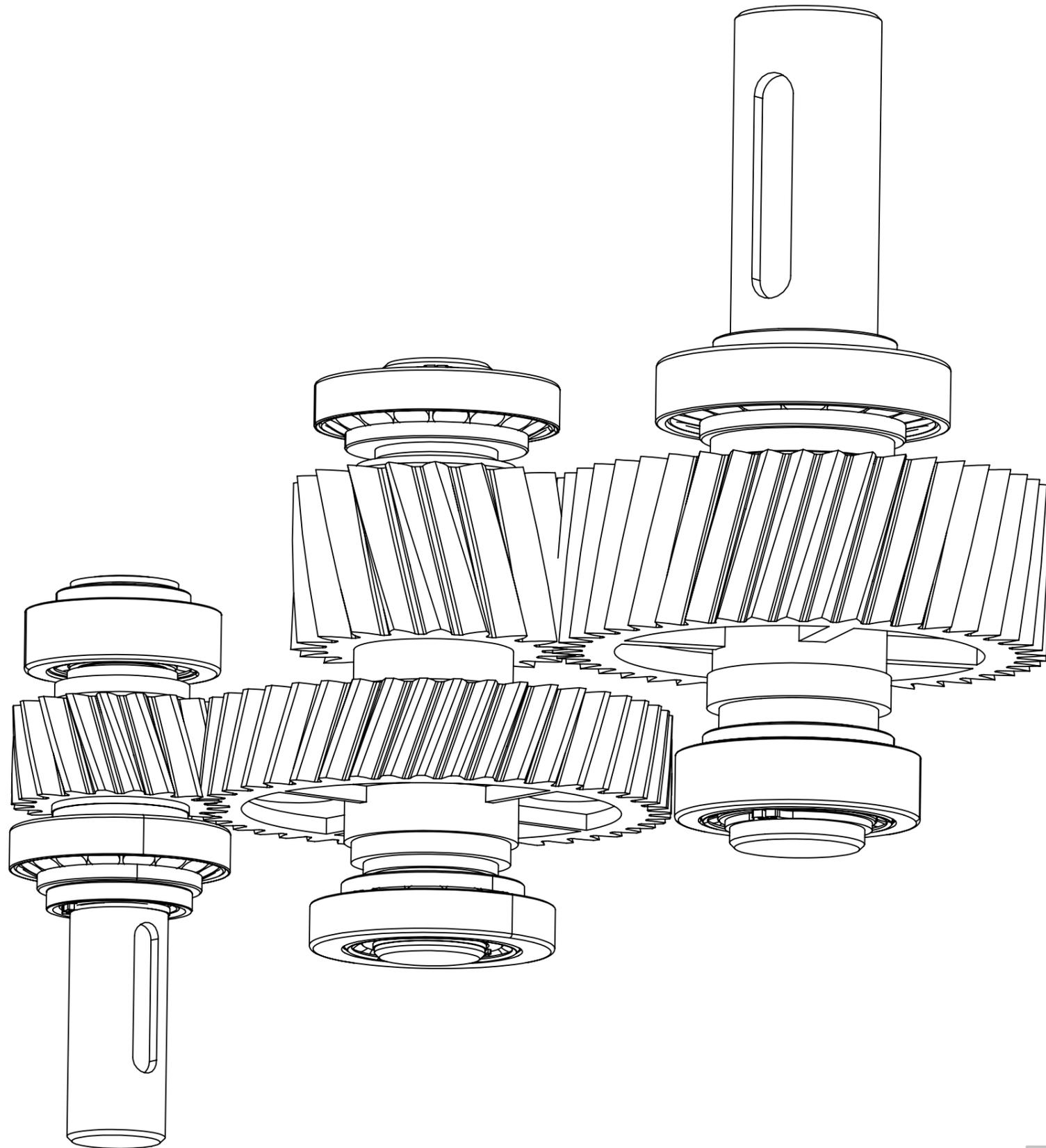
---

**PLANOS**

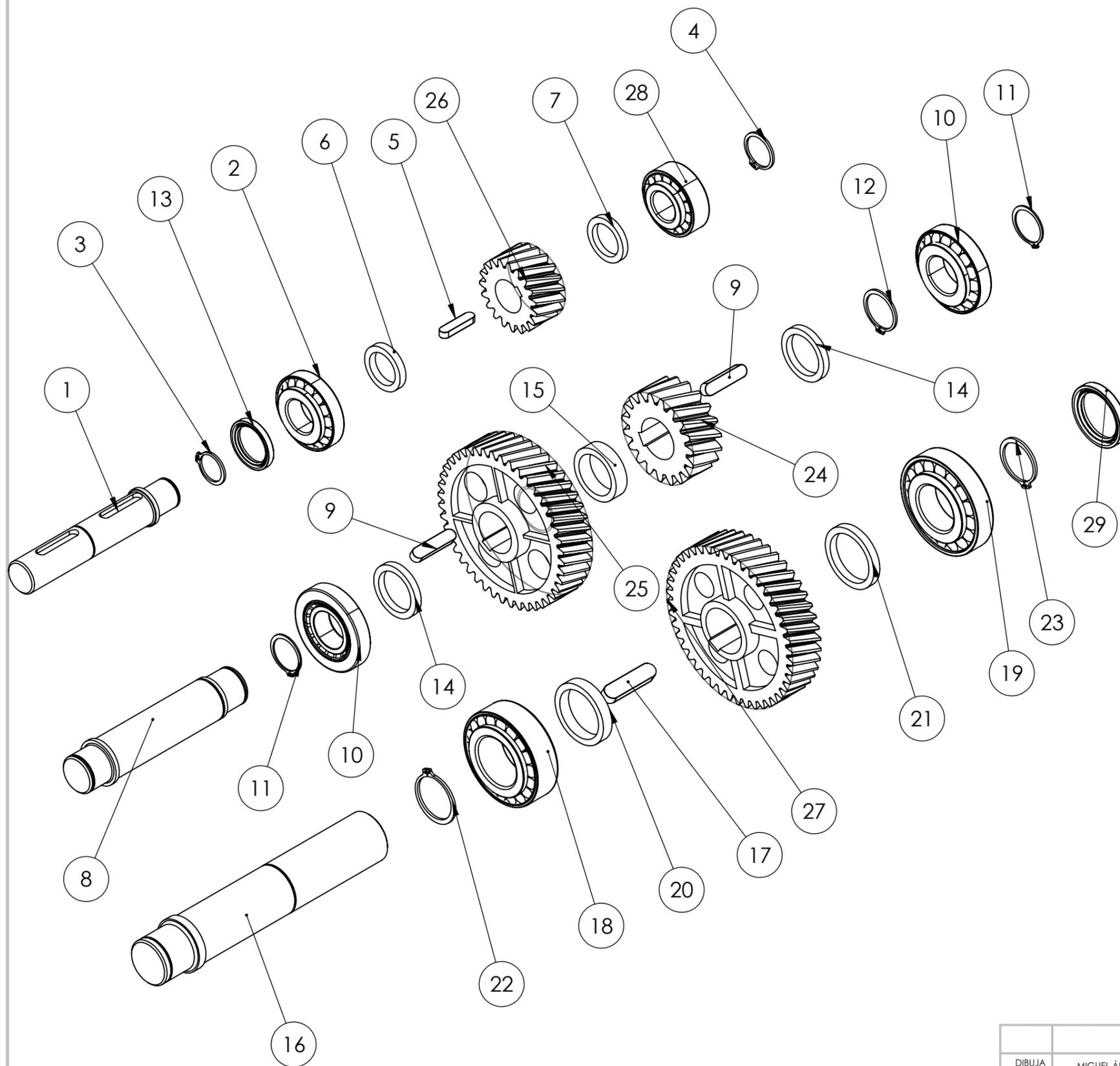
# ÍNDICE

## Contenido

0. MODELO
1. CONJUNTO
2. EJE DE ENTRADA
3. EJE INTERMEDIO
4. EJE DE SALIDA
5. PIÑÓN EJE DE ENTRADA
6. RUEDA EJE INTERMEDIO
7. PIÑÓN EJE INTERMEDIO
8. RUEDA EJE DE SALIDA
9. CASQUILLO EJE DE ENTRADA 7.5 MM
10. CASQUILLO EJE DE ENTRADA 9.1 MM
11. CASQUILLO EJE INTERMEDIO 5.5 MM
12. CASQUILLO EJE INTERMEDIO 8.5 MM
13. CASQUILLO EJE INTERMEDIO 17 MM
14. CASQUILLO EJE SALIDA 9.5 MM
15. CASQUILLO EJE SALIDA 13.5MM

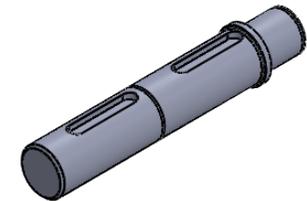
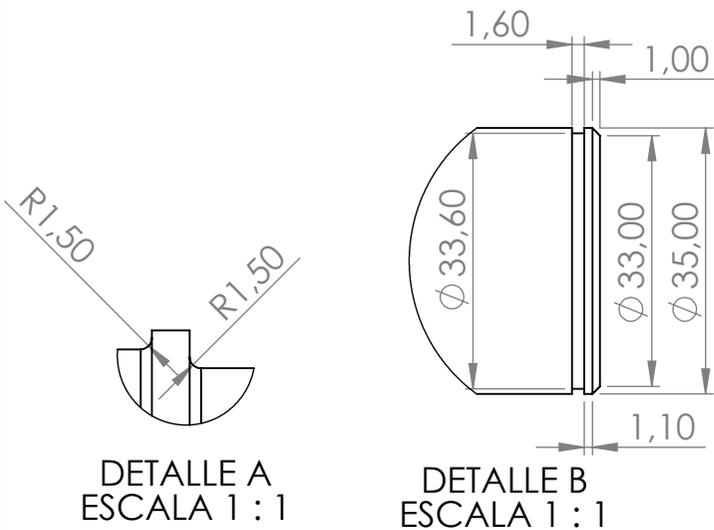
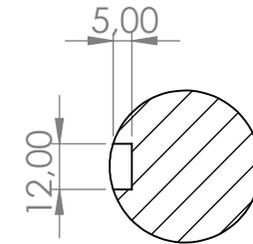
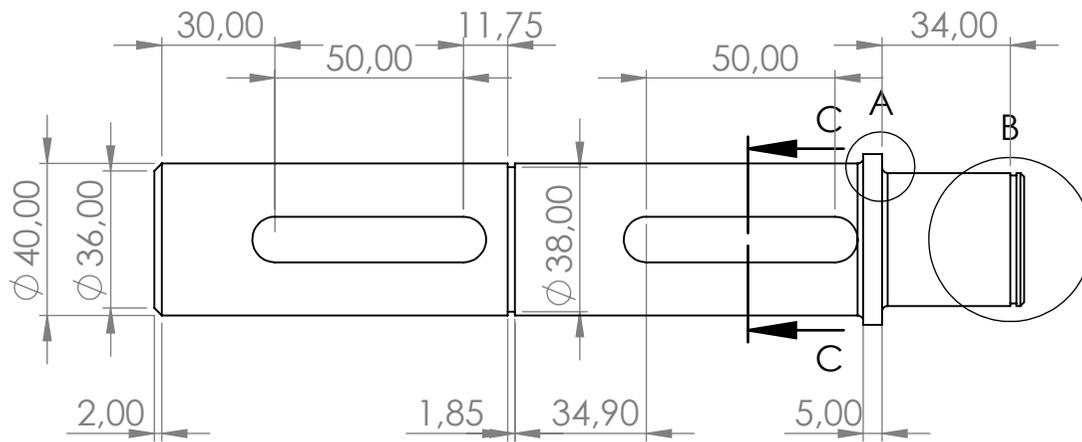


	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJA	MIGUEL ÁNGEL GÓMEZ MORENO		JUNIO 2020	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 NM	
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		N.º DE DIBUJO	A3
		MATERIAL:		MODELO	
				ESCALA 1:5	Plano 0

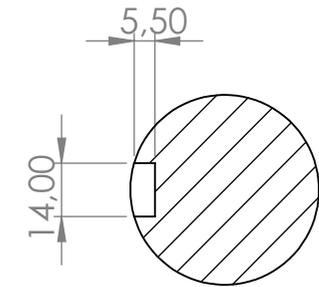
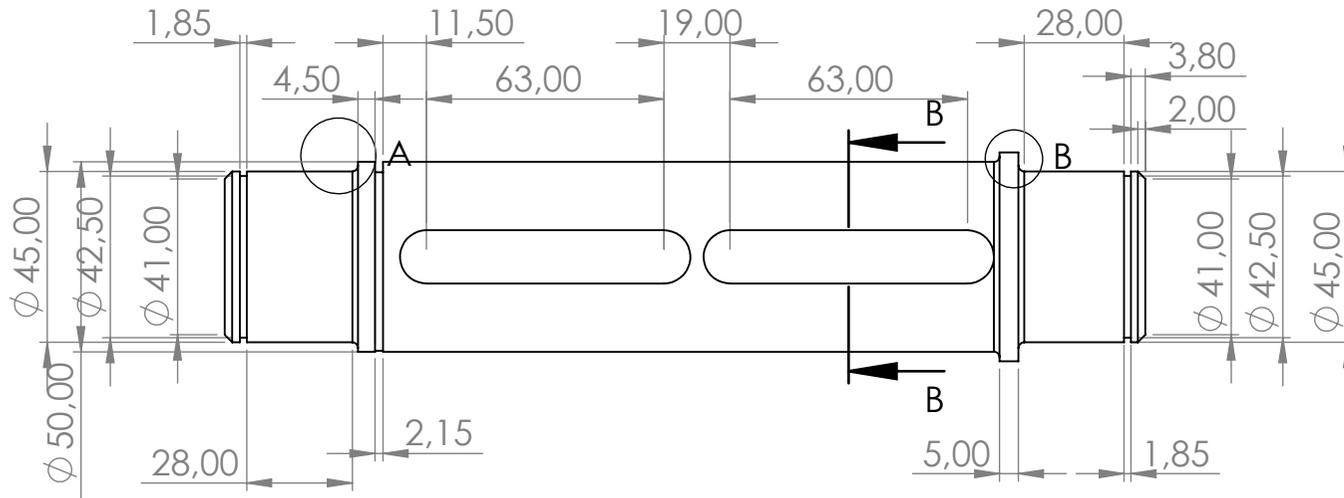


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Eje de Entrada	Eje de Entrada	1
2	SKF 31308 J2/QCLC7	Rodamiento A Eje de Entrada	1
3	Anillo DSH-40	Anillo Retención	1
4	Anillo DSH-35	Anillo Retención	1
5	Chaveta Eje Entrada	Chaveta 50x12x8	1
6	Casquillo	Casquillo 9,1mm	1
7	Casquillo	Casquillo 7,5mm	1
8	Eje Intermedio	Eje Intermedio	1
9	Chaveta Eje Intermedio	Chaveta 63x14x9	2
10	SKF 31309 J2/QCL7C	Rodamiento A Eje Intermedio	2
11	Anillo DHS-45	Anillo Retención	2
12	Anillo DHS-50	Anillo Retención	1
13	SKF HMS5 RG 45x52x7	Sello Radial Eje Entrada	1
14	Casquillo	Casquillo 8,5mm	2
15	Casquillo	Casquillo 17mm	1
16	Eje Salida	Eje Salida	1
17	Chaveta Eje Salida	Chaveta 75x11x18	1
18	SKF 30311 J2/Q	Rodamiento B Eje Salida	1
19	SKF T2EE 060	Rodamiento A Eje Salida	1
20	Casquillo	Casquillo 13,5 mm	1
21	Casquillo	Casquillo 7,5mm	1
22	Anillo DHS-60	Anillo Retención	1
23	Anillo DHS-55	Anillo Retención	1
24	Piñón	Piñón Eje Intermedio	1
25	Rueda	Rueda Eje Intermedio	1
26	Piñón	Piñón Eje Entrada	1
27	Rueda	Rueda Eje Salida	1
28	SKF 32307 BJ2/Q	Rodamiento B Eje Entrada	1
29	SKF HMS5 RG 40x55x7	Sello Radial Eje Salida	1

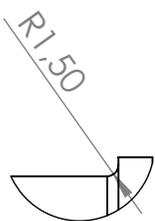
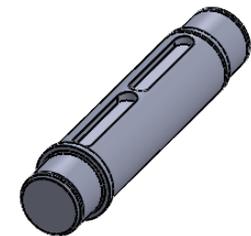
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJA	MIGUEL ÁNGEL GÓMEZ MORENO	JUNIO 2020	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 NM	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			N.º DE DIBUJO	A3
MATERIAL:			Conjunto	
ESCALA 1:5			Plano 1	



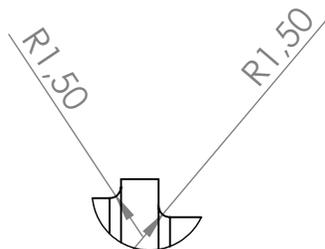
DIBUJA	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO: DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 NM	
	MIGUEL ÁNGEL GÓMEZ MORENO		JUNIO 2020		
 Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		N.º DE DIBUJO	A4
		MATERIAL: 42CrMo4		Eje de Entrada	
ESCALA: 1:2				Plano 2	



SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 2

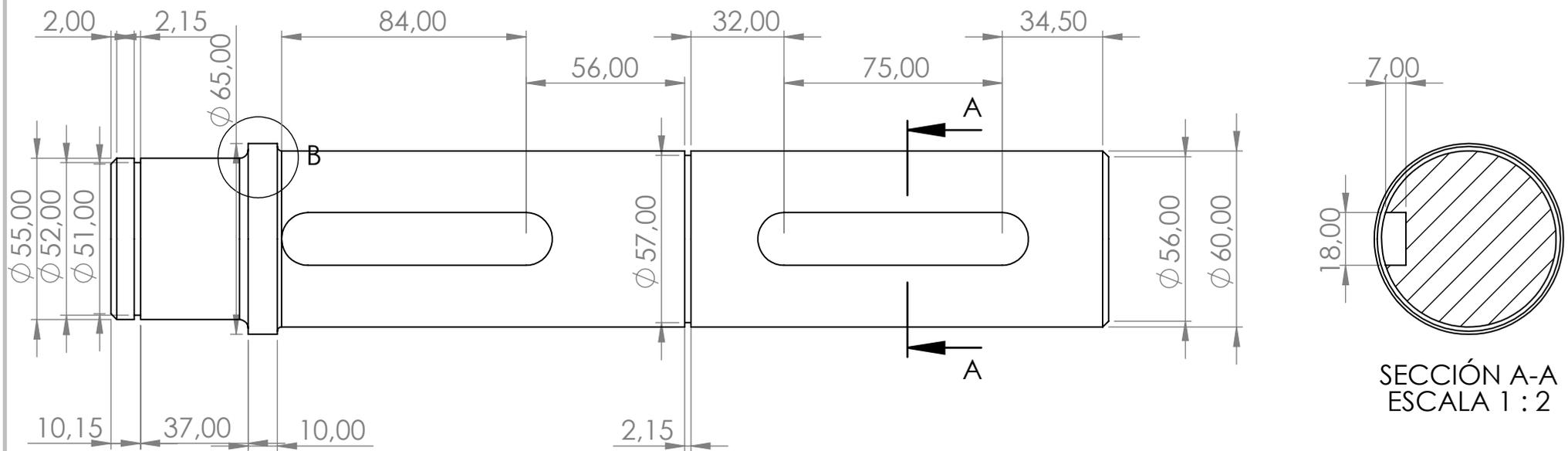


DETALLE A  
ESCALA 1 : 1

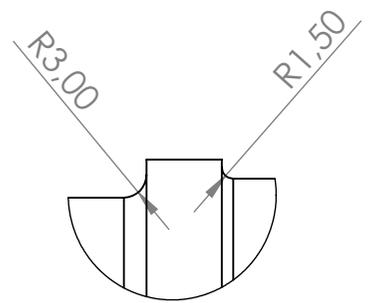
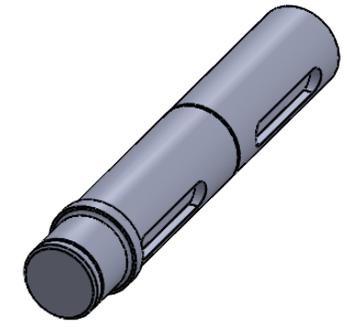


DETALLE B  
ESCALA 1 : 1

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJA	MIGUEL ÁNGEL GÓMEZ MORENO		JUNIO 2020	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 NM	
 Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		N.º DE DIBUJO	A4
		MATERIAL: 34CrNiMo6		Eje Intermedio	
ESCALA: 1:5				Plano 3	

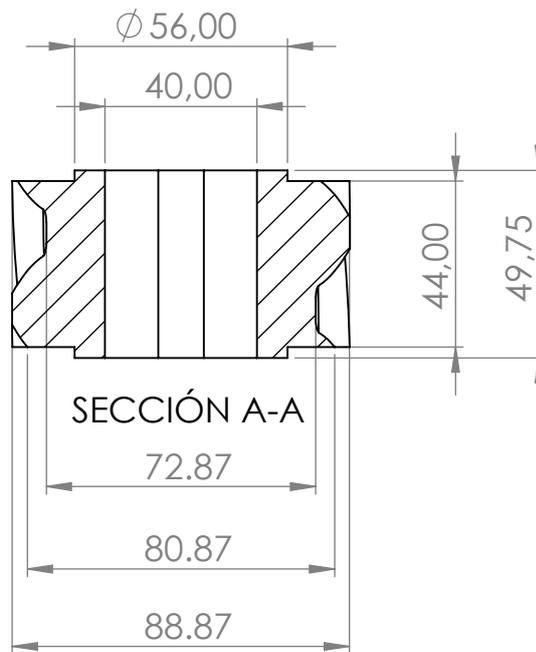
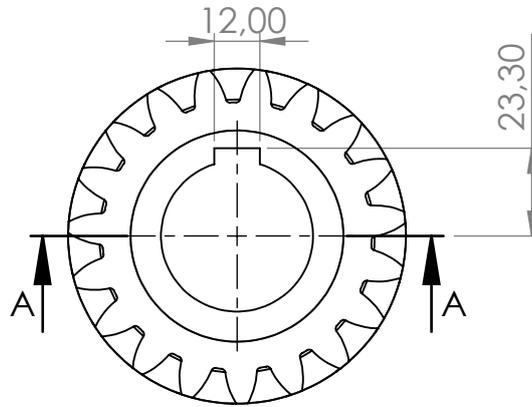


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 2



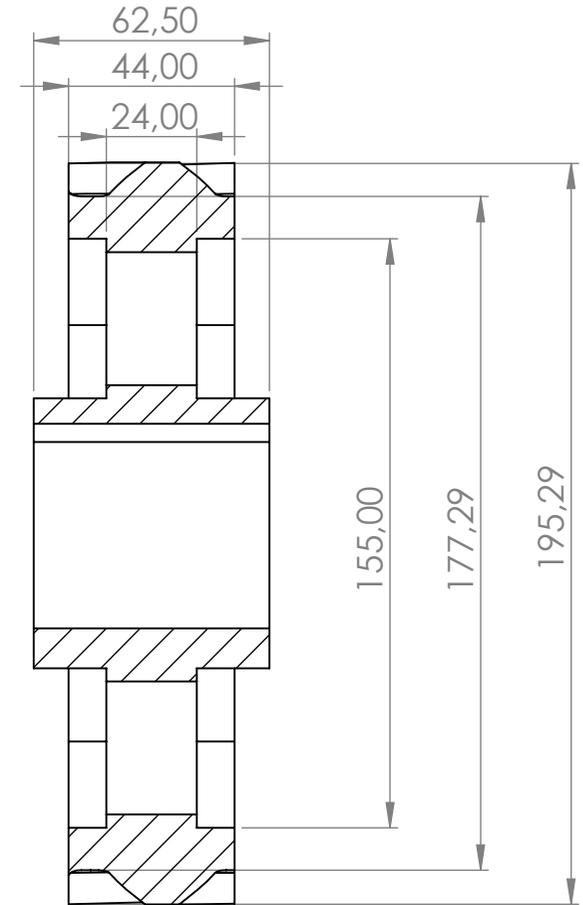
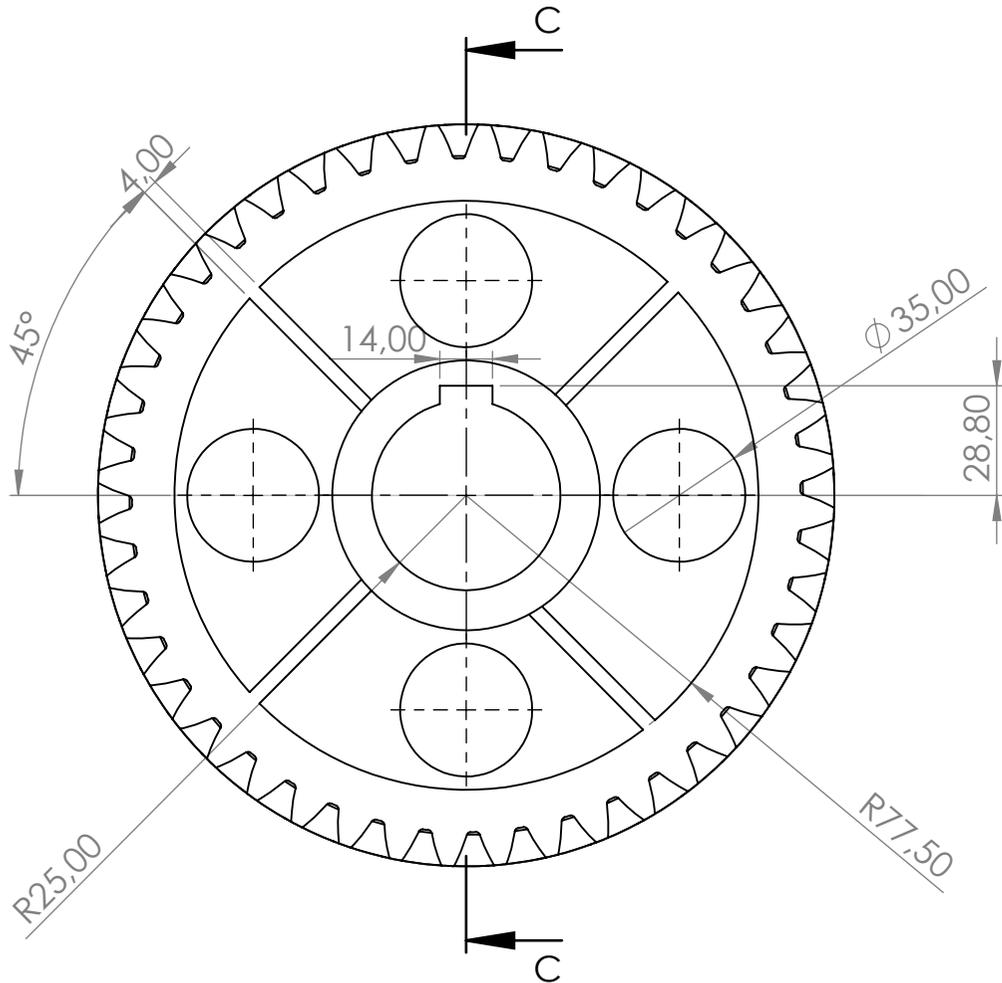
DETALLE B  
ESCALA 1 : 1

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJA	MIGUEL ÁNGEL GÓMEZ MORENO		JUNIO 2020	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 NM	
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		N.º DE DIBUJO	A4
		MATERIAL: 34CrNiMo6		Eje Salida	
ESCALA: 1:5				Plano 4	



Módulo	4
Nº Dientes	19
Alpha	20°
Beta	20°

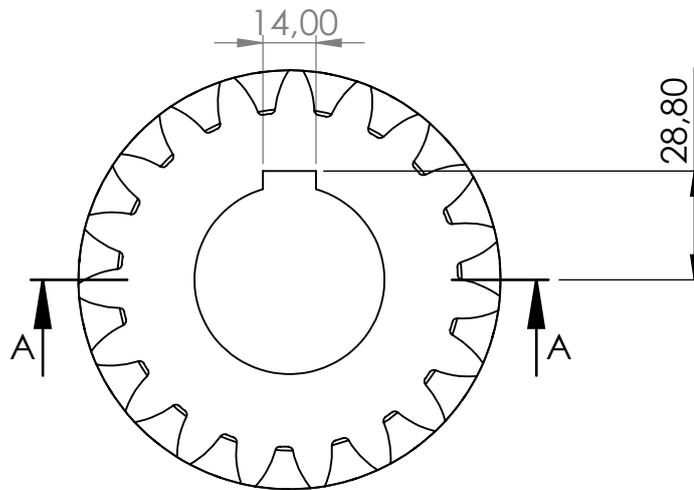
NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO:	
DIBUJA		MIGUEL ÁNGEL GÓMEZ MORENO		JUNIO 2020		DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 NM	
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM				N.º DE DIBUJO	
		MATERIAL: 20MnCr5				Piñon Eje Entrada	
ESCALA:1:2						Plano 5	
							A4



SECCIÓN C-C  
ESCALA 1 : 2

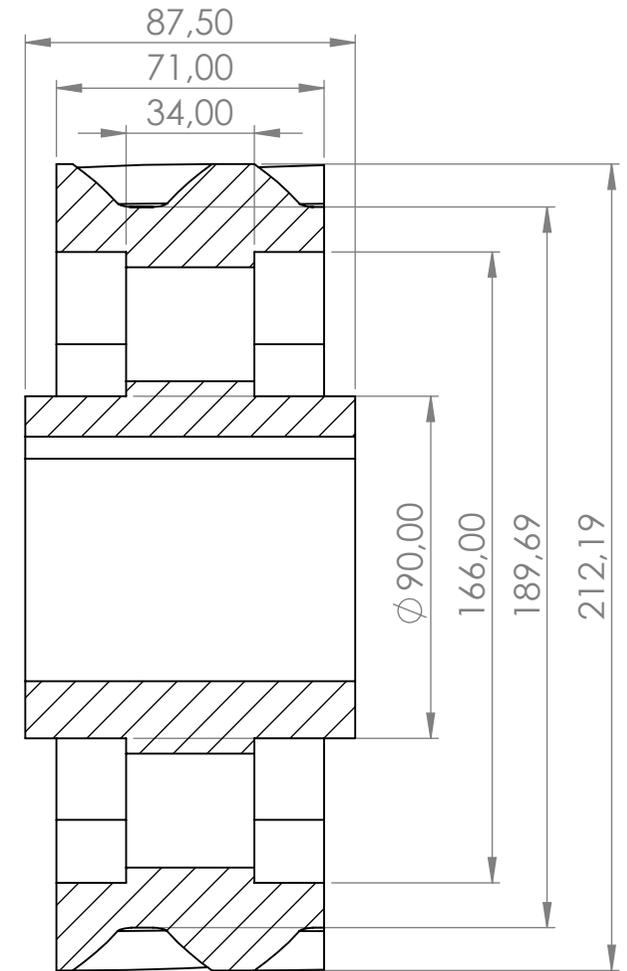
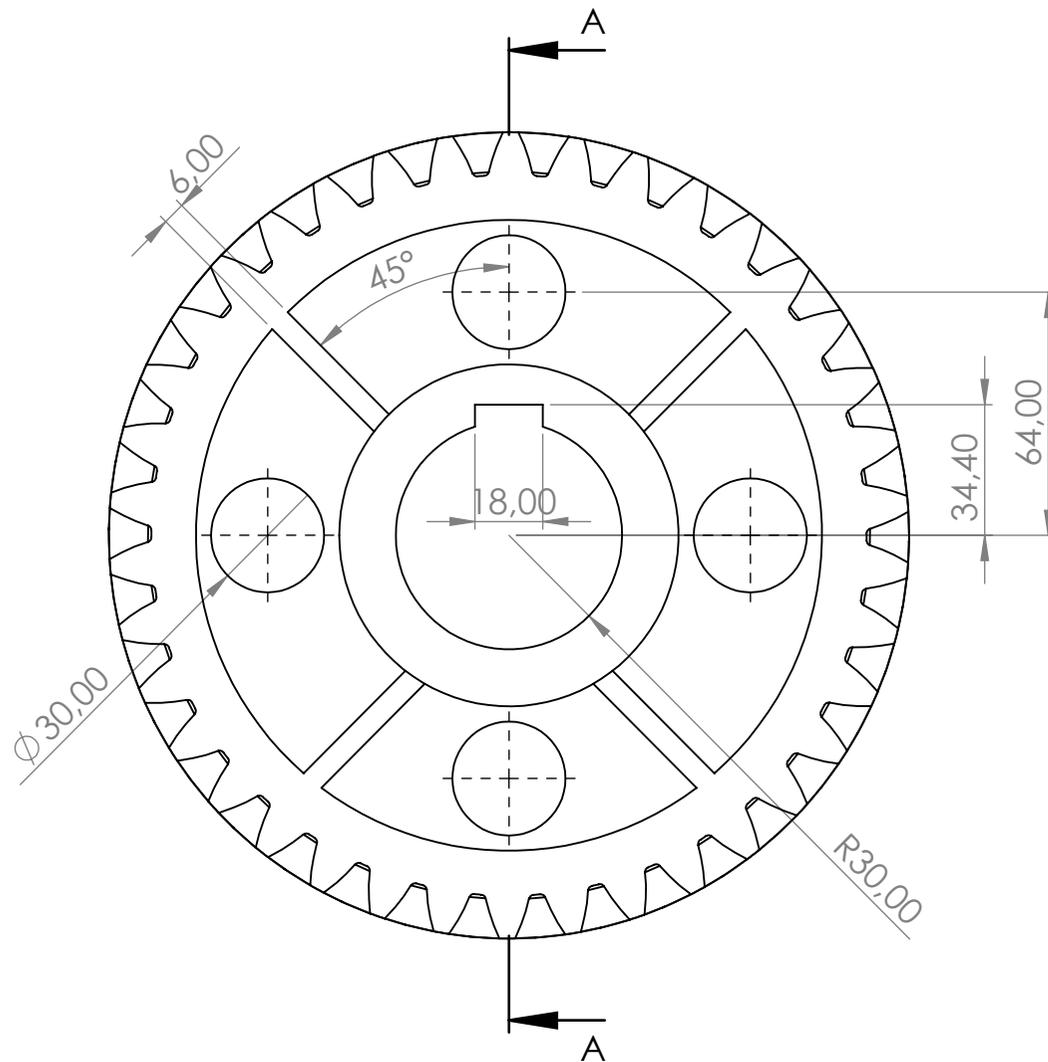
Módulo	4
Nº Dientes	44
Alpha	20°
Beta	20°

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJA	MIGUEL ÁNGEL GÓMEZ MORENO		JUNIO 2020	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 NM	
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		N.º DE DIBUJO	A4
		MATERIAL: 20MnCr5		Rueda Eje Intermedio	
ESCALA: 1:5				Plano 6	



Módulo	5
Nº Dientes	19
Alpha	20°
Beta	20°

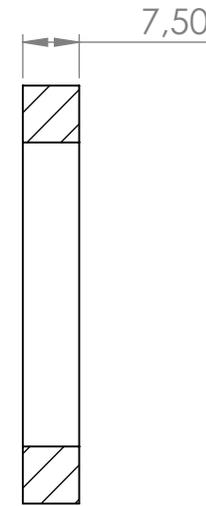
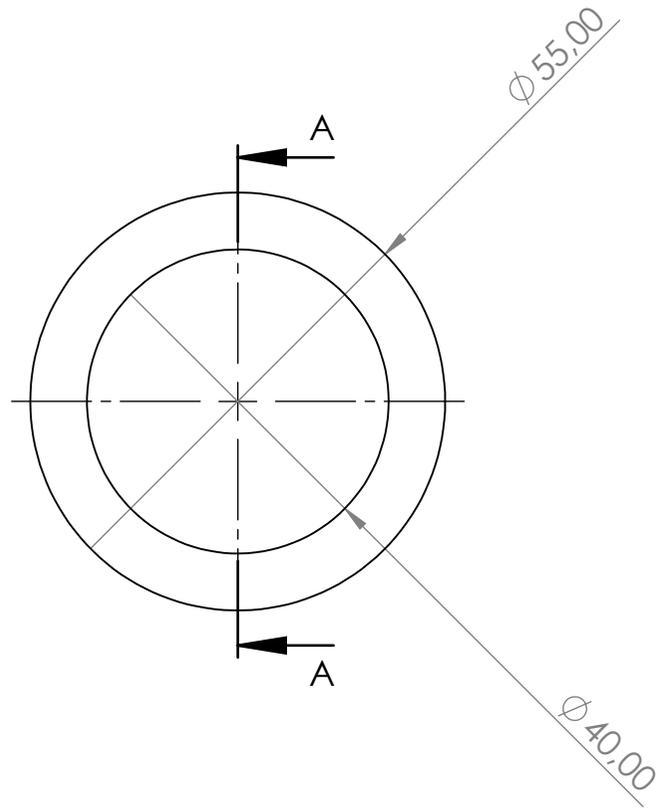
DIBUJA	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
	MIGUEL ÁNGEL GÓMEZ MORENO		JUNIO 2020	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 NM	
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		N.º DE DIBUJO	A4
		MATERIAL: 20MnCr5		Piñon Eje Intermedio	
				ESCALA: 1:2	Plano 7



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 2

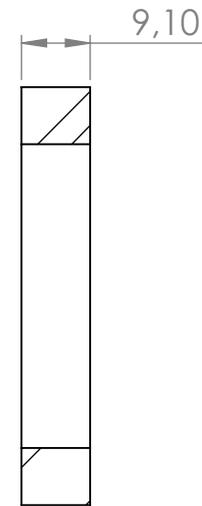
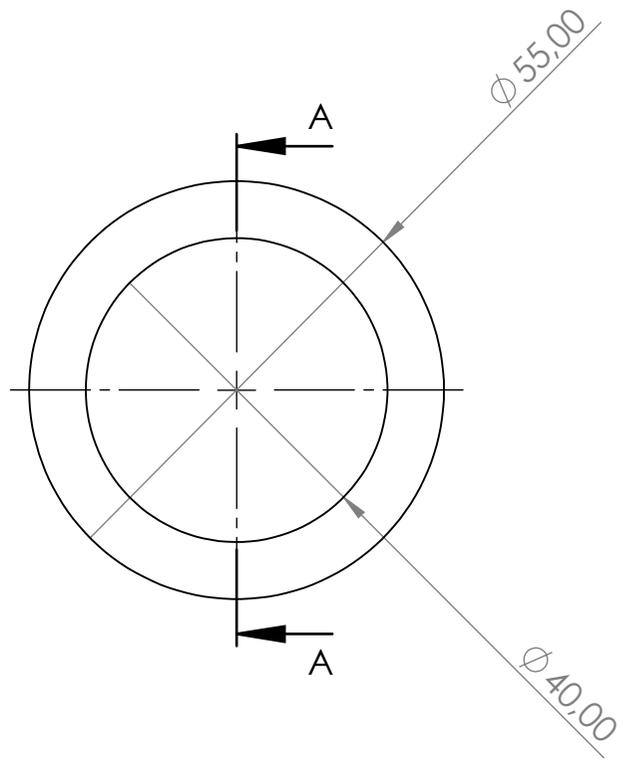
Módulo	5
Nº Dientes	38
Alpha	$20^\circ$
Beta	$20^\circ$

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJA	MIGUEL ÁNGEL GÓMEZ MORENO		JUNIO 2020	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 NM	
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		N.º DE DIBUJO	A4
		MATERIAL: 20MnCr5		Rueda Eje Salida	
ESCALA: 1:5				Plano 8	



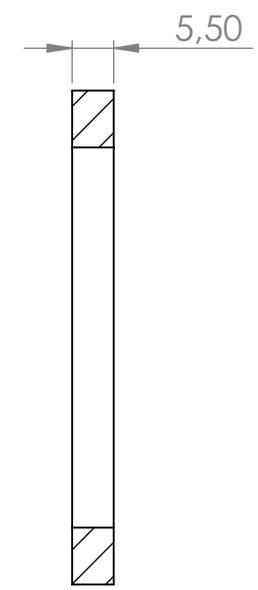
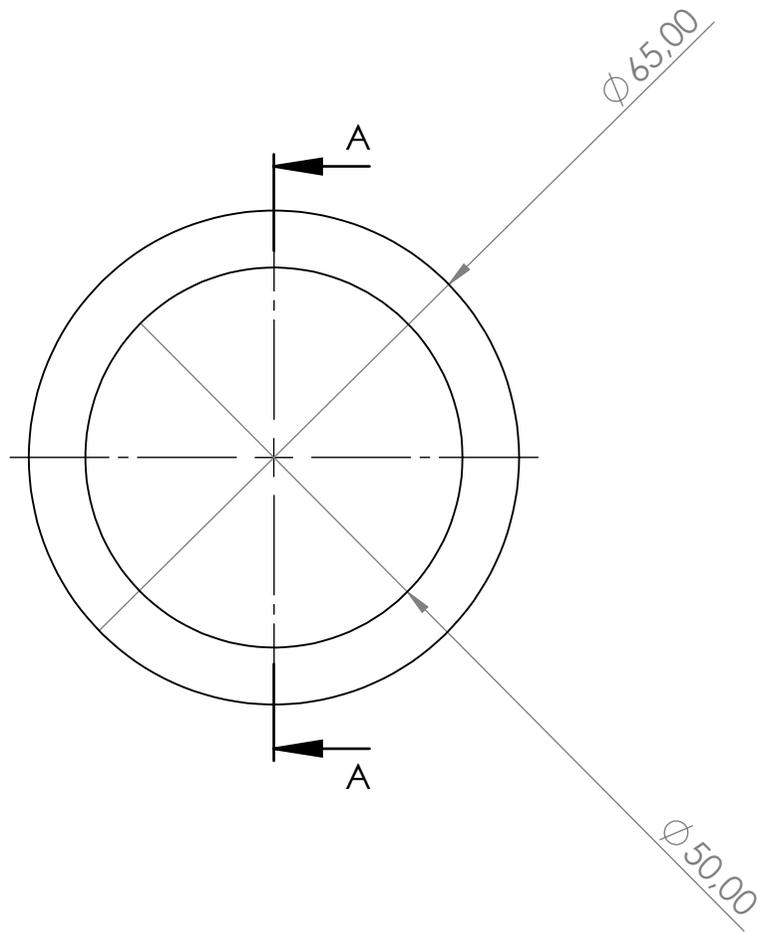
SECCIÓN A-A

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJA	MIGUEL ÁNGEL GÓMEZ MORENO		JUNIO 2020	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 NM	
 <p>Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño</p>		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		N.º DE DIBUJO	A4
		MATERIAL: Acero C25		Casquillo Eje Entrada 7.5 mm	
ESCALA: 1:1				PLANO 9	



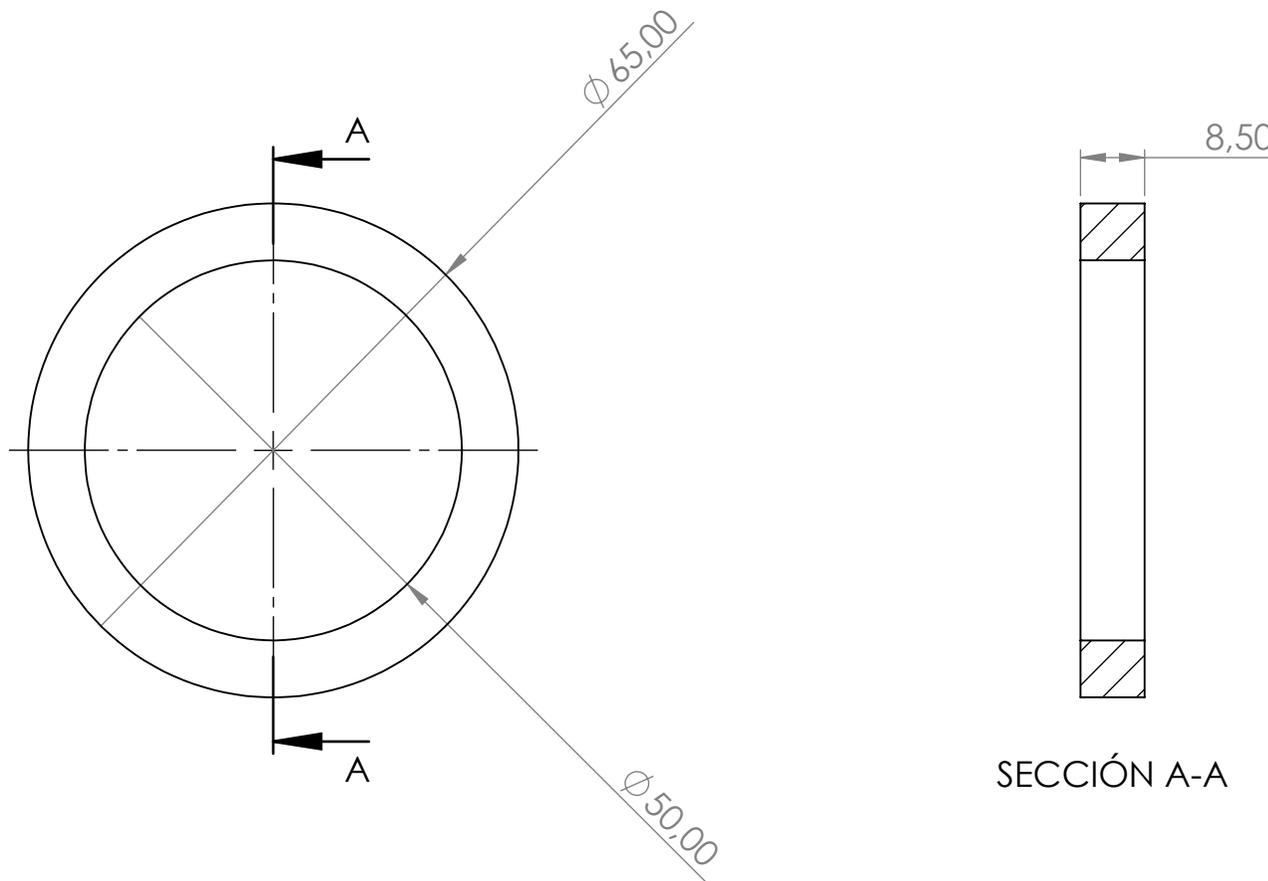
SECCIÓN A-A

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJA	MIGUEL ÁNGEL GÓMEZ MORENO		JUNIO 2020	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 NM	
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		N.º DE DIBUJO	A4
		MATERIAL: Acero C25		Casquillo Eje Entrada 9.1 mm	
				ESCALA: 1:1	PLANO 10



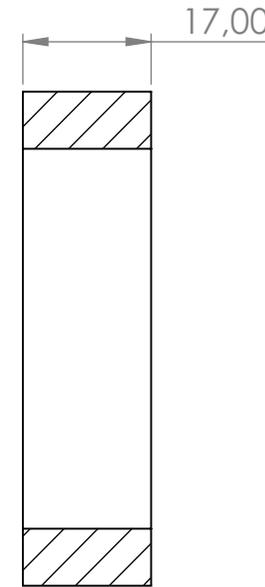
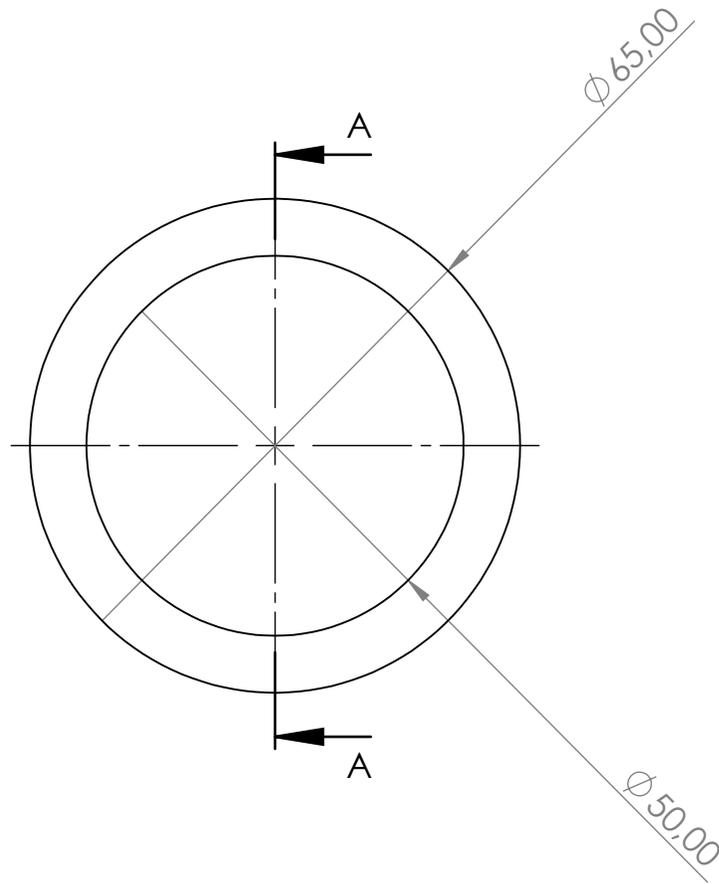
SECCIÓN A-A

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJA	MIGUEL ÁNGEL GÓMEZ MORENO		JUNIO 2020	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 NM	
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		N.º DE DIBUJO	A4
		MATERIAL: Acero C25		Casquillo Eje Intermedio 5.5 mm	
ESCALA: 1:1				PLANO 11	



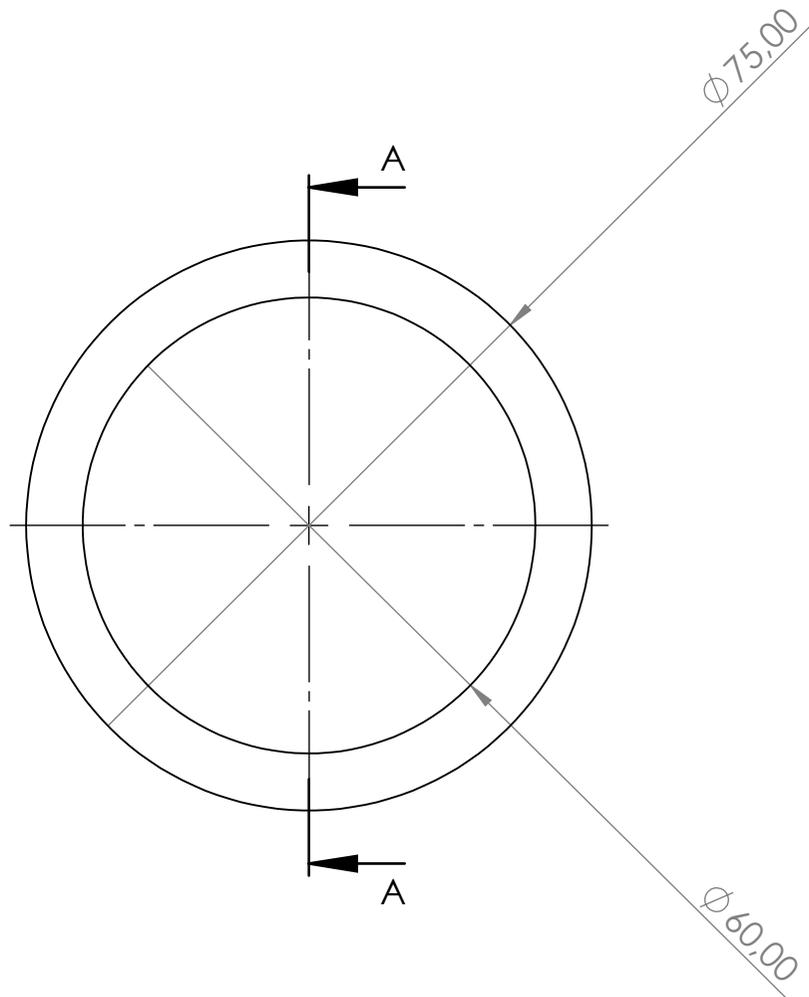
SECCIÓN A-A

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJA	MIGUEL ÁNGEL GÓMEZ MORENO		JUNIO 2020	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 NM	
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		N.º DE DIBUJO	A4
		MATERIAL: Acero C25		Casquillo Eje Intermedio 8.5 mm	
ESCALA: 1:1				PLANO 12	



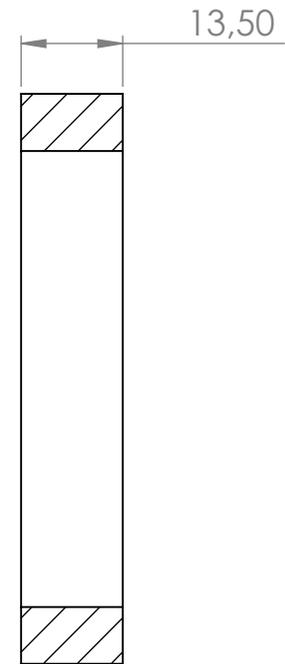
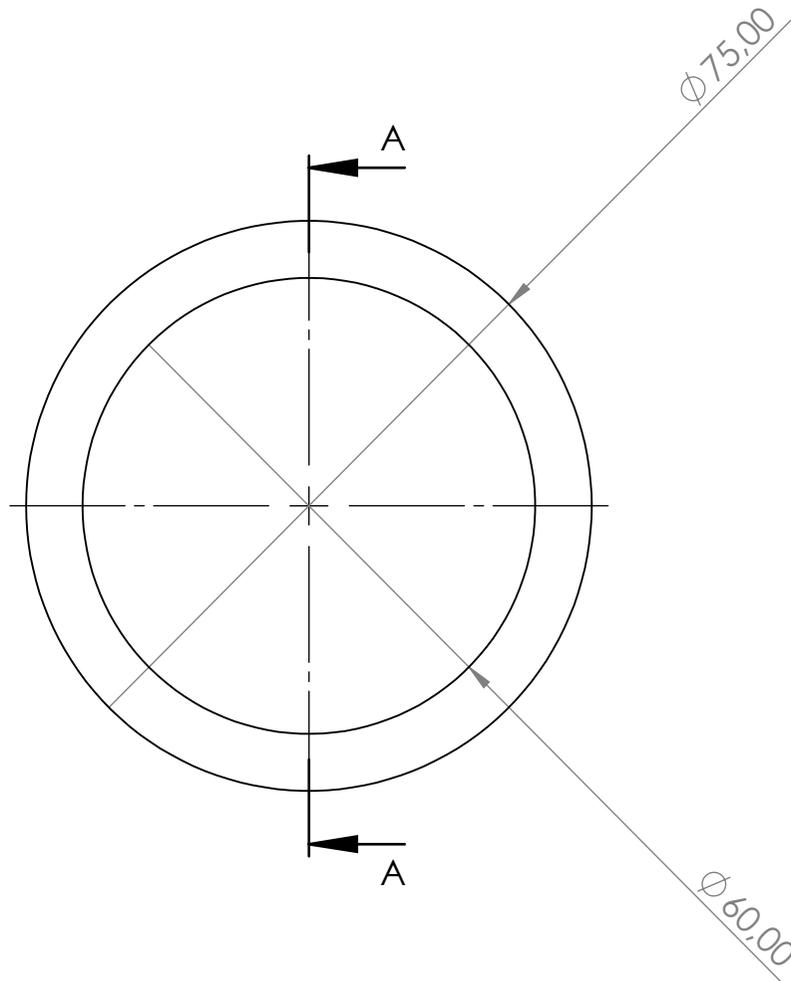
SECCIÓN A-A

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJA	MIGUEL ÁNGEL GÓMEZ MORENO		JUNIO 2020	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 NM	
		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		N.º DE DIBUJO	A4
		MATERIAL: Acero C25		Casquillo Eje Intermedio 17 mm	
				ESCALA: 1:1	PLANO 13



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJA	MIGUEL ÁNGEL GÓMEZ MORENO		JUNIO 2020	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 NM	
 <p>Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño</p>		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		N.º DE DIBUJO	A4
		MATERIAL: Acero C25		Casquillo Eje Salida 9.5 mm	
ESCALA: 1:2				PLANO 14	



SECCIÓN A-A

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DIBUJA	MIGUEL ÁNGEL GÓMEZ MORENO		JUNIO 2020	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1390 NM	
 <p>Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño</p>		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		N.º DE DIBUJO	A4
		MATERIAL: Acero C25		Casquillo Eje Salida 13.5 mm	
				ESCALA: 1:1	PLANO 15



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN  
REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE  
TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA  
DE 1390 NM**

**PLIEGO DE CONDICIONES**

# ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN .....	5
2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS .....	6
2.1 MATERIALES .....	6
2.1.1 EJE DE ENTRADA.....	6
2.1.2 EJE INTERMEDIO Y DE SALIDA.....	6
2.1.3 ENGRANAJES .....	6
2.1.4 CARCASA Y TAPAS .....	7
2.2 CONDICIONES DE EJECUCIÓN: ELEMENTOS MECANIZADOS.....	7
2.2.1 EJE DE ENTRADA.....	7
2.2.2 EJE INTERMEDIO.....	8
2.2.3 EJE DE SALIDA.....	8
2.2.4 PIÑÓN DEL EJE DE ENTRADA.....	9
2.2.5 RUEDA DEL EJE INTERMEDIO .....	9
2.2.6 PIÑÓN DEL EJE INTERMEDIO.....	10
2.2.7 RUEDA DEL EJE DE SALIDA .....	10
2.2.8 CARCASA.....	11
2.2.9 TAPA EJE DE ENTRADA .....	11
2.2.10 TAPA EJE DE SALIDA .....	12
2.3 CONTROL DE CALIDAD .....	12
2.3.1 CONTROL DE CALIDAD DE ENGRANAJES.....	12
2.3.2 CONTROL DE CALIDAD DE LOS EJES .....	13
2.4 CONDICIONES DE MONTAJE .....	13
2.4.1 ORDEN DEL MONTAJE.....	13
2.5 ENSAYOS Y PINTADO.....	14

2.6 EMBALAJE Y ENVÍO DEL PRODUCTO.....	14
3. PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS .....	15
3.1 DELIMITACIÓN GENERAL DE LAS FUNCIONES TÉCNICAS .....	15
3.1.1 INGENIERO TÉCNICO DIRECTOR.....	15
3.1.2 FABRICANTE .....	15
3.2 OBLIGACIONES GENERALES DEL FABRICANTE.....	15
3.2.1 VERIFICACIÓN DE LOS DOCUMENTOS DEL PROYECTO .....	15
3.2.2 PLAN DE HIGIENE Y SEGURIDAD .....	15
3.2.3 ESTUDIO EN TALLER .....	16
3.3 REPRESENTANTE DEL CONTRATISTA .....	16
3.4 PRESENCIA DEL CONTRATISTA DURANTE EL PROCESO DE FABRICACIÓN .....	16
3.5 TRABAJOS NO ACORDADOS ANTERIORMENTE .....	16
3.6 INTERPRETACIONES, MODIFICACIONES Y ACLARACIONES DEL PROYECTO .....	17
3.7 RECLAMACIONES CONTRA LAS ÓRDENES DE LA DIRECCIÓN FACULTATIVA.....	17
3.8 DENEGACIÓN DEL PERSONAL ELEGIDO POR LA DIRECCIÓN FACULTATIVA POR PARTE DEL CONTRATISTA.....	17
3.9 EXCLUSIÓN DE LOS TRABAJADORES .....	17
3.10 PRESCRIPCIONES GENERALES ACERCA DE MATERIALES, TRABAJOS Y MEDIOS AUXILIARES.....	18
3.10.1 INICIO DE LOS PROCESOS DE FABRICACIÓN Y RITMO DE EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS 18	
3.10.2 ORDEN DE LOS TRABAJOS .....	18
3.10.3 FACILIDADES PARA OTRO CONTRATISTAS .....	18
3.10.4 AMPLIACIÓN DEL PROYECTO POR CAUSAS DE FUERZA MAYOR O IMPREVISTOS.....	18
3.11 PRÓRROGA POR CAUSA DE FUERZA MAYOR.....	18
3.12 RESPONSABILIDAD DE LA DIRECCIÓN FACULTATIVA EN EL RETRASO DE LAS TAREAS ....	18
3.13 CONDICIONES GENERALES DE EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS .....	19
3.13.1 TRABAJOS DEFECTUOSOS.....	19
3.14 PROCEDENCIA DE LOS MATERIALES Y APARATOS .....	19
3.15 MATERIALES Y APARATOS DEFECTUOSOS .....	19
4. PLIEGO DE CONDICIONES ECONÓMICAS .....	20
4.1 PRINCIPIO GENERAL.....	20

---

4.2 FIANZAS.....	20
4.3 EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS CON CARGO A LA FIANZA. ....	20
4.4 DEVOLUCIÓN GENERAL .....	20
4.5 PRECIOS.....	20
4.5.1 PRECIO DE LA CONTRATA.....	20
4.5.2 PRECIOS CONTRAINDICADOS.....	21
4.5.3 RECLAMACIÓN POR PRECIOS .....	21
4.5.4 REVISIÓN DE LOS PRECIOS CONTRATADOS .....	21
4.6 ACOPIO DE MATERIALES.....	21
4.7 VALORACIÓN Y ABONO DE LOS TRABAJOS.....	21
4.7.1 PAGOS .....	21
4.7.2 ABONO DE TRABAJOS EJECUTADOS DURANTE EL PLAZO DE GARANTÍA .....	21
4.7.3 IMPORTE DE LA INDEMNIZACIÓN POR RETRASO NO JUSTIFICADO EN EL PLAZO DE TERMINACIÓN DE LOS TRABAJOS. ....	22
4.7.4 RETRASO EN LOS PAGOS.....	22
5. PLIEGO DE CONDICIONES LEGALES .....	22
5.1 RESCISIÓN DE CONTRATO.....	23
5.2 MODIFICACIONES EN EL CONTRATO. ....	23
5.3 CONDICIONES DE EJECUCIÓN .....	23

## 1. INTRODUCCIÓN

Deben establecerse unas condiciones de fabricación que marquen los materiales y los métodos de ejecución. Con todo esto, se pretende asegurar tanto la buena fabricación como la calidad y fiabilidad del producto.

Se divide el siguiente documento en varias 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.
- El pliego de condiciones facultativas, en el que se definen los derechos y deberes de cada una de las partes que integran la ejecución del proyecto.
- El pliego de condiciones económicas, donde se definen las condiciones económicas contractuales.
- El pliego de condiciones legales.

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.

## 2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

### 2.1 MATERIALES

De todos los materiales se llevará un control exhaustivo para que se cumplan sus propiedades mecánicas definidas, antes de utilizarlos en la fabricación de cualquiera de los componentes del reductor, pidiendo un certificado de calidad al fabricante de los mismos.

#### 2.1.1 EJE DE ENTRADA

El eje de entrada está fabricado de un acero laminado y forjado **42CrMo4** según la norma UNE-EN 10027-1:2017.

Las propiedades mecánicas de este acero son las siguientes:

- Límite de fractura ( $S_u$ ) = 1030 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 720 MPa
- Dureza = HB 311

#### 2.1.2 EJE INTERMEDIO Y DE SALIDA

El eje intermedio y el de salida, están fabricados de un acero normalizado **34CrNiMo6** según la norma UNE-EN 10027-1:2017.

Las propiedades mecánicas de este acero son las siguientes:

- Límite de fractura ( $S_u$ ) = 1280 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 860 MPa
- Dureza = HB 388

#### 2.1.3 ENGRANAJES

Los engranajes de ambas etapas del reductor están fabricados del mismo material, un acero templado y revenido **20MnCr5** según la norma UNE-EN 10027-1:2017.

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

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

Las propiedades mecánicas de este acero son las siguientes:

- Límite de fractura ( $S_u$ ) = 980 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 735 MPa
- Dureza = HB 302

### 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

## 2.2 CONDICIONES DE EJECUCIÓN: ELEMENTOS MECANIZADOS

En el siguiente apartado se indica, 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 EJE DE ENTRADA

Para la mecanización del eje de entrada, se partirá de una pieza cilíndrica de 50 mm de diámetro y 232 mm de largo.

Las operaciones de mecanizado para la fabricación del eje, son las que se muestran en la siguiente tabla, por orden de operación:

MÁQUINA	OPERACIÓN
<b>TORNO</b>	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 45 mm a lo largo de todo el eje
	Cilindrado exterior de 40 mm de 188 mm de longitud
	Cilindrado exterior de 35 mm de 37,70 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

Tabla nº 1 Operaciones de mecanizado eje de entrada

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

### 2.2.2 EJE INTERMEDIO

Para la mecanización del eje intermedio, partiremos de una pieza cilíndrica de 60 mm de diámetro y 245 mm de largo.

Las operaciones de mecanizado para la fabricación del eje, son las que se muestran en la siguiente tabla, por orden de operación:

MÁQUINA	OPERACIÓN
<b>TORNO</b>	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 55 mm a lo largo de todo el eje
	Cilindrado exterior de 50 mm de 205,30 mm de longitud
	Cilindrado exterior de 45 mm de 33,65 mm por el mismo lado
	Cilindrado exterior de 45 mm de 33,65 mm por el lado opuesto
	Ranurado de los tres alojamientos para los anillos de retención
	Achaflanado de los dos extremos del eje
<b>FRESADORA</b>	Ranurado de los dos chaveteros

Tabla nº 2 Operaciones de mecanizado eje intermedio

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

### 2.2.3 EJE DE SALIDA

Para la mecanización del eje de salida, partiremos de una pieza cilíndrica de 70 mm de diámetro y 347 mm de largo.

Las operaciones de mecanizado para la fabricación del eje, son las que se muestran en la siguiente tabla, por orden de operación:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 65 mm a lo largo de todo el eje
	Cilindrado exterior de 60 mm de 288,15 mm de longitud
	Cilindrado exterior de 55 mm de 47,15 mm por el lado contrario
	Ranurado de los dos alojamientos para los anillos de retención
	Achaflanado de los dos extremos del eje
FRESADORA	Ranurado de los dos chaveteros

Tabla nº 3 Operaciones de mecanizado eje de salida

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

#### 2.2.4 PIÑÓN DEL EJE DE ENTRADA

Para la mecanización del piñón de la primera etapa, partiremos de una pieza cilíndrica de 93 mm de diámetro y 51 mm de ancho.

Las operaciones de mecanizado para la fabricación del piñón, son las que se muestran en la siguiente tabla, por orden de operación:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 90 mm
	Cilindrado interior de 40 mm
FRESADORA	Tallado de los dientes
	Ranurado del chavetero

Tabla nº 4 Operaciones del piñón eje de entrada

#### 2.2.5 RUEDA DEL EJE INTERMEDIO

Para la mecanización de la rueda de la primera etapa, partiremos de una pieza cilíndrica de 200 mm de diámetro y 65 mm de ancho.

Las operaciones de mecanizado para la fabricación de la rueda, son las que se muestran en la siguiente tabla, por orden de operación:

MÁQUINA	OPERACIÓN
<b>TORNO</b>	Refrentado de las caras exteriores
	Taladrado de 35 mm de los agujeros interiores
	Cilindrado exterior de 197 mm
	Cilindrado interior de 50 mm
<b>FRESADORA</b>	Fresado interior de las caras internas
	Tallado de los dientes
	Ranurado del chavetero

Tabla nº 5 Operaciones de la rueda

### 2.2.6 PIÑÓN DEL EJE INTERMEDIO

Para la mecanización del piñón de la segunda etapa, partiremos de una pieza cilíndrica de 115 mm de diámetro y 74 mm de ancho.

Las operaciones de mecanizado para la fabricación del piñón, son las que se muestran en la siguiente tabla, por orden de operación:

MÁQUINA	OPERACIÓN
<b>TORNO</b>	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 112 mm
	Cilindrado interior de 50 mm
<b>FRESADORA</b>	Tallado de los dientes
	Ranurado del chavetero

Tabla nº 6 Operaciones del piñón eje intermedio

### 2.2.7 RUEDA DEL EJE DE SALIDA

Para la mecanización de la rueda de la segunda etapa, partiremos de una pieza cilíndrica de 218 mm de diámetro y 90 mm de ancho.

Las operaciones de mecanizado para la fabricación de la rueda, son las que se muestran en la siguiente tabla, por orden de operación:

MÁQUINA	OPERACIÓN
<b>TORNO</b>	Refrentado de las caras exteriores
	Taladrado de 30 mm de los agujeros interiores
	Cilindrado exterior de 214 mm
	Cilindrado interior de 60 mm
<b>FRESADORA</b>	Fresado interior de las caras internas
	Tallado de los dientes
	Ranurado del chavetero

*Tabla nº 7 Operaciones de la rueda del eje de salida*

### 2.2.8 CARCASA

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

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

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

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

Por último, se realizará el soplado y limpiado de la pieza.

### 2.2.9 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 12 mm de ancho.

Las operaciones de mecanizado para la fabricación de la tapa, son las que se muestran en la siguiente tabla, por orden de operación:

MÁQUINA	OPERACIÓN
<b>TORNO</b>	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 96 mm
	Cilindrado interior de 50 mm de diámetro de 9 mm de profundidad
	Taladrado del agujero central de 40 mm de diámetro
	Taladrado de los ocho agujeros de M6

Tabla nº 8 Operaciones tapa eje de entrada

### 2.2.10 TAPA EJE DE SALIDA

Para la mecanización de la tapa del eje de salida, partiremos de una pieza cilíndrica de 130 mm de diámetro y 20 mm de ancho.

Las operaciones de mecanizado para la fabricación de la tapa, son las que se muestran en la siguiente tabla, por orden de operación:

MÁQUINA	OPERACIÓN
<b>TORNO</b>	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 120 mm
	Cilindrado interior de 80 mm de diámetro de 14,50 mm de profundidad
	Taladrado del agujero central de 60 mm de diámetro
	Taladrado de los ocho agujeros de M6

Tabla nº 9 Operaciones tapa eje de salida

## 2.3 CONTROL DE CALIDAD

### 2.3.1 CONTROL DE CALIDAD DE ENGRANAJES

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

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

Las mediciones se realizarán del siguiente modo:

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

### 2.3.2 CONTROL DE CALIDAD DE LOS EJES

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

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

## 2.4 CONDICIONES DE MONTAJE

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

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

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

### 2.4.1 ORDEN DEL MONTAJE.

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

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

## 2.5 ENSAYOS Y PINTADO

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 comprobando que todo funciona correctamente.

Por último, se pintará la carcasa del reductor del color definido en la memoria.

## 2.6 EMBALAJE Y ENVÍO DEL PRODUCTO

Una vez verificado el correcto funcionamiento, se procederá al desmontaje del reductor y embalaje individualmente de todos y cada uno de los componentes del reductor protegidos con poliestireno expandido en cajas de cartón, para evitar cualquier golpe que pudieran tener durante el transporte hasta el punto donde lo requiera el cliente. Una vez allí se realizará de nuevo el montaje y puesta a punto del reductor.

### 3. PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS

#### 3.1 DELIMITACIÓN GENERAL DE LAS FUNCIONES TÉCNICAS

##### 3.1.1 INGENIERO TÉCNICO DIRECTOR

Las funciones del ingeniero técnico director corresponden a:

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

##### 3.1.2 FABRICANTE

Las funciones del fabricante corresponden a:

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

#### 3.2 OBLIGACIONES GENERALES DEL FABRICANTE.

##### 3.2.1 VERIFICACIÓN DE LOS DOCUMENTOS DEL PROYECTO

Previamente al inicio de la fabricación, el contratista verificará por escrito que con los documentos facilitados es totalmente capaz de entender el proyecto completo, solicitando aclaraciones en caso contrario.

##### 3.2.2 PLAN DE HIGIENE Y SEGURIDAD

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

### 3.2.3 ESTUDIO EN TALLER

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

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

### 3.3 REPRESENTANTE DEL CONTRATISTA

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

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

### 3.4 PRESENCIA DEL CONTRATISTA DURANTE EL PROCESO DE FABRICACIÓN

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

### 3.5 TRABAJOS NO ACORDADOS ANTERIORMENTE

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

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

### **3.6 INTERPRETACIONES, MODIFICACIONES Y ACLARACIONES DEL PROYECTO**

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

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

### **3.7 RECLAMACIONES CONTRA LAS ÓRDENES DE LA DIRECCIÓN FACULTATIVA**

Si existe algún tipo de queja o reclamación acerca de las indicaciones de la dirección facultativa, se realizarán a través del ingeniero técnico director. No se aceptarán, bajo ningún concepto, reclamaciones de carácter técnico contra el ingeniero técnico director, pudiendo el contratista, mediante una exposición razonada limitar su contestación al acuse de recibo.

### **3.8 DENEGACIÓN DEL PERSONAL ELEGIDO POR LA DIRECCIÓN FACULTATIVA POR PARTE DEL CONTRATISTA**

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

### **3.9 EXCLUSIÓN DE LOS TRABAJADORES**

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

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

### **3.10 PRESCRIPCIONES GENERALES ACERCA DE MATERIALES, TRABAJOS Y MEDIOS AUXILIARES.**

#### **3.10.1 INICIO DE LOS PROCESOS DE FABRICACIÓN Y RITMO DE EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS**

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

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

#### **3.10.2 ORDEN DE LOS TRABAJOS**

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

#### **3.10.3 FACILIDADES PARA OTRO CONTRATISTAS**

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

#### **3.10.4 AMPLIACIÓN DEL PROYECTO POR CAUSAS DE FUERZA MAYOR O IMPREVISTOS**

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

### **3.11 PRÓRROGA POR CAUSA DE FUERZA MAYOR**

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

### **3.12 RESPONSABILIDAD DE LA DIRECCIÓN FACULTATIVA EN EL RETRASO DE LAS TAREAS**

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

### 3.13 CONDICIONES GENERALES DE EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS

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

#### 3.13.1 TRABAJOS DEFECTUOSOS

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

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

### 3.14 PROCEDENCIA DE LOS MATERIALES Y APARATOS

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

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

### 3.15 MATERIALES Y APARATOS DEFECTUOSOS

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

## 4. PLIEGO DE CONDICIONES ECONÓMICAS

### 4.1 PRINCIPIO GENERAL

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

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

### 4.2 FIANZAS

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

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

### 4.3 EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS CON CARGO A LA FIANZA.

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

### 4.4 DEVOLUCIÓN GENERAL

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

### 4.5 PRECIOS

#### 4.5.1 PRECIO DE LA CONTRATA

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

#### 4.5.2 PRECIOS CONTRAINDICADOS

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

#### 4.5.3 RECLAMACIÓN POR PRECIOS

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

#### 4.5.4 REVISIÓN DE LOS PRECIOS CONTRATADOS

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

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

### 4.6 ACOPIO DE MATERIALES

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

### 4.7 VALORACIÓN Y ABONO DE LOS TRABAJOS.

#### 4.7.1 PAGOS

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

#### 4.7.2 ABONO DE TRABAJOS EJECUTADOS DURANTE EL PLAZO DE GARANTÍA

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

- Si los trabajos han sido realizados para la reparación necesaria de desperfectos propios del trabajo, se abonarán los precios necesarios previa valoración.
- En caso de aparición de desperfectos provocados por malas prácticas durante el proceso de fabricación o baja calidad de los materiales, será el fabricante quién deba correr con estos gastos.

- En la situación en que trabajos que figuren en el proyecto, y sin ninguna causa justificada hayan sido realizados por el contratista, será exigida su realización dentro del plazo establecido. En caso contrario, se realizarán igualmente, pero abonando una cantidad inferior penalizada con una cantidad del 2% por cada 7 días hábiles de retraso.

#### **4.7.3 IMPORTE DE LA INDEMNIZACIÓN POR RETRASO NO JUSTIFICADO EN EL PLAZO DE TERMINACIÓN DE LOS TRABAJOS.**

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

#### **4.7.4 RETRASO EN LOS PAGOS.**

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

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

## **5. PLIEGO DE CONDICIONES LEGALES**

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

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

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

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

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

### 5.1 RESCISIÓN DE CONTRATO

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

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

### 5.2 MODIFICACIONES EN EL CONTRATO.

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

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

### 5.3 CONDICIONES DE EJECUCIÓN

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



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN  
REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE  
TRANSMISIÓN 4,6 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA  
DE 1390 NM**

**PRESUPUESTO**

# ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN .....	3
2. ELEMENTOS MECANIZADOS.....	3
2.1.    CUBICAJE .....	3
2.2 EJES. ....	4
2.2.1 EJE DE ENTRADA.....	4
2.2.2 EJE INTERMEDIO.....	5
2.2.3 EJE DE SALIDA.....	6
2.3 ENGRANAJES.....	6
2.3.1 PIÑÓN EJE DE ENTRADA.....	6
2.3.2 PIÑÓN EJE INTERMEDIO.....	8
2.3.3 RUEDA EJE INTERMEDIO .....	9
2.3.4 RUEDA EJE DE SALIDA .....	10
2.4 CARCASA .....	11
2.5 TAPAS.....	12
2.5.1 TAPA EJE DE ENTRADA .....	12
2.5.2 TAPA EJE DE SALIDA .....	13
2.6 COMPONENTES NORMALIZADOS.....	14
3. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL .....	15

## 1. INTRODUCCIÓN

El presupuesto del presente proyecto se divide en dos partes: por un lado, aquellos componentes que necesitan ser mecanizados a partir de un material específico en bruto, y por otro lado aquellos que se adquieren ya manufacturados (tapones, rodamientos, sellos radiales...).

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. ELEMENTOS MECANIZADOS

### 2.1. CUBICAJE

Se calculan las masas correspondientes necesarias para cada uno de los diferentes elementos que se fabricarán mediante procesos de mecanizado. Para lo cual se estima una densidad media de los aceros a utilizar, y partiendo de las dimensiones para cada uno de los elementos definidas en el PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS se obtiene la masa necesaria de los elementos cilíndricos de inicio.

$$\rho_{acero} = 7800 \frac{Kg}{m^3} \quad V = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot L \quad m = \rho \cdot V$$

En la siguiente tabla se ofrecen las masas de material necesario para cada uno de los elementos mecanizados.

	Díámetro (mm)	Longitud (mm)	Volumen (cm <sup>3</sup> )	Densidad (gr/cm <sup>3</sup> )	Masa Necesaria (kg)
Eje entrada	50	232	455,53	7,80	3,55
Eje intermedio	60	245	692,72	7,80	5,40
Eje salida	70	347	1335,41	7,80	10,42
Piñón Eje Entrada	93	51	346,44	7,80	2,70
Rueda Eje Intermedio	200	65	2042,03	7,80	15,93
Piñón Eje Intermedio	115	74	768,63	7,80	6,00
Rueda Eje Salida	218	90	3359,27	7,80	26,20
Tapa Eje de entrada	100	12	94,25	7,80	0,74
Tapa Eje de Salida	130	20	265,46	7,80	2,07

Tabla nº 1 Masas de los materiales

**2.2 EJES.****2.2.1 EJE DE ENTRADA**

Material	Masa (Kg)	Precio (€/Kg)	TOTAL
<b>42CrMo4</b>	3,55	1,12	3,98 €

Operación mecanizado	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL	
<b>TORNO</b>	Refrentado	0,11	32	3,52 €
	Cilindrado exterior	0,83	32	26,56 €
	Ranurados	0,19	32	6,08 €
	Achaflanados	0,05	32	1,60 €
<b>FRESADORA</b>	Fresado Chaveteros	0,4	32	12,80 €
<b>PRECIO MECANIZADO</b>			<b>50,56 €</b>	

	Tiempo (h)	Tasa Oficial 1ª (€/h)	TOTAL
<b>MANO DE OBRA</b>	1,58	13,2	<b>20,86 €</b>

Mano Obra (€)	Material (€)	Mecanizado (€)	TOTAL
20,856	3,980	50,56 €	<b>75,40 €</b>

Tabla nº 2 Presupuesto eje de entrada

## 2.2.2 EJE INTERMEDIO

Material	Masa (Kg)	Precio (€/Kg)	TOTAL
<b>36CrNiMo6</b>	5,40	2,74	14,80 €

	Operación mecanizado	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL
TORNO	Refrentado	0,12	32	3,84 €
	Cilindrado exterior	0,95	32	30,40 €
	Ranurados	0,28	32	8,96 €
	Achaflanados	0,05	32	1,60 €
FRESADORA	Fresado Chaveteros	0,48	32	15,36 €
PRECIO MECANIZADO				<b>60,16 €</b>

	Tiempo (h)	Tasa Oficial 1ª (€/h)	TOTAL
MANO DE OBRA	1,88	13,2	<b>24,82 €</b>

Mano Obra (€)	Material (€)	Mecanizado (€)	TOTAL
24,816	14,805	60,16 €	<b>99,78 €</b>

Tabla nº 2 Presupuesto eje de intermedio

## 2.2.3 EJE DE SALIDA

	Material	Masa (Kg)	Precio (€/Kg)	TOTAL
	<b>36CrNiMo6</b>	10,42	2,74	28,54 €

	Operación mecanizado	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL
TORNO	Refrentado	0,18	32	5,76 €
	Cilindrado exterior	1,8	32	57,60 €
	Ranurados	0,45	32	14,40 €
	Achaflanados	0,1	32	3,20 €
FRESADORA	Fresado Chaveteros	0,71	32	22,72 €
<b>PRECIO MECANIZADO</b>				<b>103,68 €</b>

	Tiempo (h)	Tasa Oficial 1ª (€/h)	TOTAL
MANO DE OBRA	3,24	13,2	42,77 €

Mano Obra (€)	Material (€)	Mecanizado (€)	TOTAL
42,768	28,540	103,68 €	<b>174,99 €</b>

Tabla nº 3 Presupuesto eje de salida

## 2.3 ENGRANAJES

## 2.3.1 PIÑÓN EJE DE ENTRADA

Material	Masa (Kg)	Precio (€/Kg)	TOTAL
<b>20MnCr5</b>	2,70	1,26	3,40 €

Operación mecanizado	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL	
TORNO	Refrentado	0,55	32	17,60 €
	Cilindrado exterior	0,32	32	10,24 €
	Cilindrado interior	0,49	32	15,68 €
FRESADORA	Fresado dientes	1,05	32	33,60 €
	Fresado Chavetero	0,14	32	4,48 €
PRECIO MECANIZADO			<b>81,60 €</b>	

	Tiempo (h)	Tasa Oficial 1ª (€/h)	TOTAL
MANO DE OBRA	2,55	13,2	<b>33,66 €</b>

Mano Obra (€)	Material (€)	Mecanizado (€)	TOTAL
33,66	3,40	81,6	<b>85,00 €</b>

Tabla nº 4 Presupuesto piñón de entrada

## 2.3.2 PIÑÓN EJE INTERMEDIO

Material	Masa (Kg)	Precio (€/Kg)	TOTAL
20MnCr5	6,00	1,26	7,55 €

	Operación mecanizado	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL
TORNO	Refrentado	0,67	32	21,44 €
	Cilindrado exterior	0,43	32	13,76 €
	Cilindrado interior	0,58	32	18,56 €
FRESADORA	Fresado dientes	1,32	32	42,24 €
	Fresado Chavetero	0,17	32	5,44 €
PRECIO MECANIZADO				<b>101,44 €</b>

	Tiempo (h)	Tasa Oficial 1ª (€/h)	TOTAL
MANO DE OBRA	3,17	13,2	<b>41,84 €</b>

Mano Obra (€)	Material (€)	Mecanizado (€)	TOTAL
41,844	7,55	101,44	<b>150,84 €</b>

Tabla nº 5 Presupuesto piñón eje intermedio

## 2.3.3 RUEDA EJE INTERMEDIO

	Material	Masa (Kg)	Precio (€/Kg)	TOTAL
	<b>20MnCr5</b>	15,93	1,26	20,07 €

	Operación mecanizado	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL
TORNO	Refrentado	1,21	32	38,72 €
	Cilindrado exterior	0,18	32	5,76 €
	Cilindrado interior	0,33	32	10,56 €
TALADRO	Taladrado	0,2	18,5	3,70 €
FRESADORA	Fresado dientes	1,87	32	59,84 €
	Fresado interior	2,3	32	73,60 €
	Fresado Chavetero	0,16	32	5,12 €
PRECIO MECANIZADO				<b>197,30 €</b>

	Tiempo (h)	Tasa Oficial 1ª (€/h)	TOTAL
MANO DE OBRA	6,25	13,2	<b>82,50 €</b>

Mano Obra (€)	Material (€)	Mecanizado (€)	TOTAL
82,5	20,07	197,3	<b>217,37 €</b>

Tabla nº 6 Presupuesto rueda eje intermedio

## 2.3.4 RUEDA EJE DE SALIDA

Material	Masa (Kg)	Precio (€/Kg)	TOTAL
<b>20MnCr5</b>	26,20	1,26	33,01 €

	Operación mecanizado	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL
TORNO	Refrentado	1,32	32	42,24 €
	Cilindrado exterior	0,21	32	6,72 €
	Cilindrado interior	0,19	32	6,08 €
TALADRO	Taladrado	0,17	18,5	3,15 €
FRESADORA	Fresado dientes	1,96	32	62,72 €
	Fresado interior	2,89	32	92,48 €
	Fresado Chavetero	0,18	32	5,76 €
<b>PRECIO MECANIZADO</b>				<b>219,15 €</b>

	Tiempo (h)	Tasa Oficial 1ª (€/h)	TOTAL
<b>MANO DE OBRA</b>	6,92	13,2	<b>91,34 €</b>

Mano Obra (€)	Material (€)	Mecanizado (€)	TOTAL
91,344	33,01	219,145	<b>343,50 €</b>

Tabla nº7 Presupuesto rueda eje de salida

## 2.4 CARCASA

Material	Masa (Kg)	Precio (€/Kg)	TOTAL
<b>Fundición Gris EN-GJL 250</b>	30,00	0,97	29,10 €

	Unidades	Cantidad	Coste Unitario	TOTAL
FRESADORA	h	1,21	32	38,72 €
TALADRO	h	0,18	18,5	3,33 €
RECTIFICADO	h	0,33	50	16,50 €
MOLDEO Y MOLDE	uds	2	300	600,00 €
PRECIO MOLDEO Y MECANIZADO				<b>658,55 €</b>

	Tiempo (h)	Tasa Oficial 1ª (€/h)	TOTAL
MANO DE OBRA	1,72	13,2	<b>22,70 €</b>

Mano Obra (€)	Material (€)	Mecanizado y Moldeado (€)	TOTAL
22,704	29,10	658,55	<b>687,65 €</b>

Tabla nº8 Presupuesto de la carcasa

## 2.5 TAPAS

## 2.5.1 TAPA EJE DE ENTRADA

Material	Masa (Kg)	Precio (€/Kg)	TOTAL
<b>Fundición Gris EN-GJL 250</b>	0,20	0,97	<b>0,19 €</b>

	Operación mecanizado	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL
TORNO	Refrentado	0,1	32	3,20 €
	Cilindrado exterior	0,2	32	6,40 €
	Cilindrado interior	0,5	32	16,00 €
TALADRO	Taladrado	0,2	18,5	3,70 €
PRECIO MECANIZADO				<b>29,30 €</b>

	Tiempo (h)	Tasa Oficial 1ª (€/h)	TOTAL
MANO DE OBRA	1	13,2	<b>13,20 €</b>

Mano Obra (€)	Material (€)	Mecanizado (€)	TOTAL
13,2	0,19	29,3	<b>42,69 €</b>

Tabla nº9 Presupuesto tapa eje de entrada

## 2.5.2 TAPA EJE DE SALIDA

Material	Masa (Kg)	Precio (€/Kg)	TOTAL
<b>Fundición Gris EN-GJL 250</b>	0,30	0,97	<b>0,29 €</b>

	Operación mecanizado	Tiempo (h)	Coste (€/h)	TOTAL
TORNO	Refrentado	0,1	32	3,20 €
	Cilindrado exterior	0,2	32	6,40 €
	Cilindrado interior	0,6	32	19,20 €
TALADRO	Taladrado	0,2	18,5	3,70 €
<b>PRECIO MECANIZADO</b>				<b>32,50 €</b>

	Tiempo (h)	Tasa Oficial 1ª (€/h)	TOTAL
MANO DE OBRA	1,1	13,2	<b>14,52 €</b>

Mano Obra (€)	Material (€)	Mecanizado (€)	TOTAL
14,52	0,29	32,5	<b>32,79 €</b>

Tabla nº10 Presupuesto tapa eje de salida

## 2.6 COMPONENTES NORMALIZADOS

COMPONENTE	CANTIDAD	Precio unitario (€)	PRECIO TOTAL
Rodamiento SKF 31308 J2/QCLC7	1	42,13	42,13 €
Rodamiento SKF 32307 BJ2/Q	1	59,92	59,92 €
Rodamiento SKF 31309 J2/QCL7C	2	65,23	130,46 €
Rodamiento SKF T2EE 060/Q	1	71,08	71,08 €
Rodamiento SKF 30311 J2/Q	1	48,07	48,07 €
Chaveta 50 x 12 x 8	1	1,51	1,51 €
Chaveta 63 x 14 x 9	1	1,61	1,61 €
Chaveta 75 x 18 x 11	1	2,03	2,03 €
Anillo de seguridad DSH-35	1	0,55	0,55 €
Anillo de seguridad DSH-40	1	0,61	0,61 €
Anillo de seguridad DSH-45	2	0,65	1,30 €
Anillo de seguridad DSH-50	1	0,71	0,71 €
Anillo de seguridad DSH-55	1	0,73	0,73 €
Anillo de seguridad DSH-60	1	0,79	0,79 €
Sello radial HMS5 RG 40x55x7	1	4,13	4,13 €
Sello radial HMS5 RG 60x75x8	1	7,55	7,55 €
Casquillo int 40 y L 7,5	1	0,16	0,16 €
Casquillo int 40 y L 9,1	1	0,18	0,18 €
Casquillo int 50 y L 8,5	1	0,25	0,25 €
Casquillo int 50 y L 17	1	0,38	0,38 €
Casquillo int 50 y L 5,5	1	0,2	0,20 €
Casquillo int 60 y L 9,5	1	0,43	0,43 €
Casquillo int 60 y L 13,5	1	0,49	0,49 €
Tornillo hexagonal M6x1x20	8	0,12	0,96 €
Tornillo hexagonal M6x1x30	36	0,16	5,76 €
Tuerca hexagonal M6x1	28	0,14	3,92 €
Visor de nivel M16x1,5	1	18,12	18,12 €
Tapón llenado 18	1	1,42	1,42 €
Tapón vaciado M14x1,5	1	1,69	1,69 €
Junta de estanqueidad carcasa	1	8,45	8,45 €
Junta de estanqueidad tapas	2	3,59	7,18 €
Pintura RAL 6011	5	8,81	44,05 €
Aceite ISO VG 460	15	3,41	51,15 €

**PRECIO TOTAL COMPONENTES NORMALIZADOS****475,84 €**

Tabla nº11 Presupuesto componentes

### 3. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL	
	PRECIO
Eje Entrada	75,40 €
Eje Intermedio	99,78 €
Eje Salida	174,99 €
Piñón Eje Entrada	85,00 €
Rueda Eje Intermedio	217,37 €
Piñón Eje Intermedio	150,84 €
Rueda Eje Salida	343,50 €
Carcasa	687,65 €
Tapa Eje Entrada	42,69 €
Tapa Eje Salida	32,79 €
Componentes normalizados	475,84 €
Montaje (oficial de segunda 1 hora)	11,20 €
<b>Subtotal</b>	<b>2.397,06 €</b>

Tabla nº12 Presupuesto ejecución

### 4. PRESUPUESTO BASE DE CONTRATA

PRESUPUESTO BASE DE CONTRATA	
	PRECIO
Presupuesto de Ejecución Material	2.397,06 €
Gastos Generales (13%)	311,62 €
Beneficio Industrial (15%)	359,56 €
Presupuesto Base de contrata	3.068,23 €
I.V.A. (21%)	644,33 €
<b>Subtotal</b>	<b>3.712,56 €</b>

Tabla nº13 Presupuesto base

El precio final de venta del reductor de velocidad es de “TRES MIL SETECIENTOS DOCE EUROS CON CINCUENTA Y SEIS CÉNTIMOS”.