



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

---

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR  
DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 12,7  
Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1700 NM**

---

**TRABAJO FIN DE GRADO**

*AUTOR: Rafael López Martínez*

*TUTOR: José Enrique Tarancón Caro*

*TITULACIÓN: Grado en Ingeniería Mecánica*

*CURSO ACADÉMICO: 2020/2021*





UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

---

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR  
DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 12,7  
Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1700 NM**

---

**DOCUMENTO Nº1:  
MEMORIA**



# ÍNDICE

1. OBJETO DEL PROYECTO .....	3
2. NECESIDADES Y CONDICIONES.....	3
2.1. NECESIDADES DE PAR Y VELOCIDAD .....	3
2.2. NECESIDADES DE TRABAJO Y TEMPERATURA.....	3
2.3. CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y SUSTITUCIÓN.....	3
2.4. CONDICIONES DE DISEÑO Y PRECIO.....	4
3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS.....	4
3.1. TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO.....	4
3.1.1. CORREAS PLANAS .....	4
3.1.2. CORREAS TRAPEZOIDALES.....	4
3.2. TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE .....	5
3.2.1. CADENAS .....	5
3.2.2. CORREAS DENTADAS.....	5
3.3. TRANSMISIONES POR ENGRANE DIRECTO.....	5
3.3.1. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CILÍNDRICOS .....	6
3.3.2. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CÓNICOS.....	6
3.3.3. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CÓNICOS DESPLAZADOS .....	6
3.3.4. TRANSMISIONES POR TORNILLO SIN FIN .....	6
4. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA .....	6
4.1. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA SOLUCIÓN.....	6
4.2. DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES.....	7
4.2.1. DESCRIPCIÓN DE LOS EJES .....	7
4.2.2. DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES .....	9
4.2.3. DESCRIPCIÓN DE LAS CHAVETAS.....	10
4.2.4. DESCRIPCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.....	11
4.2.5. DESCRIPCIÓN DE LOS ANILLOS DE SEGURIDAD .....	11
4.2.6. SELLOS RADIALES DE ACEITE .....	12
4.2.7. DESCRIPCIÓN DE LOS CASQUILLOS .....	12
4.2.8. DESCRIPCIÓN DE LOS TAPONES Y VISORES DE NIVEL DE LA CARCASA .....	13
4.2.9. CARCASA.....	14
5. BIBLIOGRAFÍA .....	14



## 1. OBJETO DEL PROYECTO

El objeto principal de este proyecto es el diseño y cálculo de un reductor de velocidad genérico para un catálogo de reductores de velocidad con distintas relaciones de transmisión y pares máximos transmisibles.

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

Las especificaciones del reductor que se va a desarrollar son las siguientes:

- Velocidad del motor eléctrico: 1400 r.p.m.
- Par máximo a la salida: 1700 Nm.
- Relación de transmisión total: 12,7.

## 2. NECESIDADES Y CONDICIONES

### 2.1. NECESIDADES DE PAR Y VELOCIDAD

Este reductor se ha diseñado para conseguir transformar un bajo par a la entrada y conseguir a la salida un máximo de 1700 Nm para poder arrastrar un mecanismo con posibles choques moderados durante su funcionamiento.

El par necesario a la entrada del mecanismo será aproximadamente de 133,81 Nm para satisfacer las características de trabajo.

Por otro lado, la velocidad a la salida cuando se esté transmitiendo el par máximo en este eje será de aproximadamente 110,19 rpm.

### 2.2. NECESIDADES DE TRABAJO Y TEMPERATURA

El reductor de velocidad trabajará en unas condiciones normales de temperatura, variando entre los 20°C y los 30°C, con una media de 25°C.

El motor eléctrico que irá acoplado al reductor en el eje de entrada se considera como uniforme y la máquina industrial que irá acoplada al reductor en el eje de salida se considera que estará sometida a choques moderados 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

Cada 50000 horas serán revisados y sustituidos, si procede, los rodamientos que se estipulen. El aceite se sustituirá cada 3000 horas de funcionamiento. Es aconsejable revisar periódicamente el nivel de aceite en el cárter.

## 2.4. CONDICIONES DE DISEÑO Y PRECIO

El reductor se va a diseñar de forma que sea lo más compacto posible para evitar que ocupe mucho espacio y para evitar que aumente mucho el coste de materiales. Se garantiza siempre la fiabilidad de los materiales utilizados.

## 3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Para conseguir el par y velocidad que se necesitan en el eje de salida, suele ser bastante habitual el uso de sistemas de transmisión para adecuar de forma sencilla las características de los motores, cuando estos no son capaces de adaptarse a las condiciones de trabajo por si solos. En este caso es necesario la utilización de un sistema mecánico capaz de aumentar el par de salida del motor eléctrico.

Los sistemas de transmisión más comunes se pueden clasificar atendiendo a sus principios básicos de funcionamiento.

### 3.1. TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO

El elemento principal de este tipo de transmisiones es la correa, aunque se pueden emplear ruedas de fricción. El rendimiento de transmisión que poseen estos elementos se sitúa entre el 85% y el 95%. La relación de velocidades no es exacta y depende de la potencia transmitida, a causa del desplazamiento entre correa y poleas.

Sus ventajas principales son:

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

Sus principales desventajas son:

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

Los tres tipos de transmisiones por rozamiento más habituales son:

#### 3.1.1. CORREAS PLANAS

Se utilizan entre ejes paralelos y cruzados con relaciones de transmisión entre 6 y 15. Se usan para aplicaciones de alta velocidad de trabajo o aquellas en las que se necesite el paso por poleas de pequeño radio.

Tienen un rendimiento alrededor del 85% a causa de su deslizamiento.

#### 3.1.2. CORREAS TRAPEZOIDALES

Poseen una fuerza de transmisión que llega a ser hasta tres veces superior a las correas planas, para la misma fuerza de presión, lo que hace que se sobrecarguen menos los cojinetes. Arrancan con más suavidad y con menor deslizamiento.



Se utilizan en ejes paralelos, el rango de velocidades de este tipo de correas oscila entre los 2 y 50 m/s y su relación de transmisión suele ser menor de 10. El rendimiento de estas correas puede alcanzar el 98%.

## 3.2. TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE

### 3.2.1. CADENAS

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

Sus principales ventajas son:

- El coste es menor si se comparan con los engranajes.
- Mantienen una relación de transmisión constante.
- Posibilidad de accionar varias ruedas con una cadena sola.
- Se pueden usar en ambientes agresivos sin necesidad de cárter.

Sus principales desventajas son:

- Duración limitada.
- Limitaciones de potencia y velocidad de funcionamiento hasta 15 m/s.
- Requerimiento de espacios elevados.
- Necesitan lubricación y protección frente el polvo.
- No trabajan elásticamente.
- Son más caras que las correas correspondientes.

### 3.2.2. CORREAS DENTADAS

Con este tipo de correas se pueden conseguir unas ventajas parecidas a las de las cadenas pero eliminando los problemas de lubricación y permitiendo trabajar a velocidades superiores (hasta 60 m/s). Como principal desventaja estas transmisiones necesitan mayor espacio para trabajar en las mismas condiciones de carga que una cadena. También son más ruidosas que el resto de las correas.

Estas transmisiones alcanzan rendimientos del 98%, necesitan menos mantenimiento que los otros tipos de correas. Pueden trabajar hasta temperaturas de 80°C.

## 3.3. TRANSMISIONES POR ENGRANE DIRECTO

Este tipo de transmisión es el más utilizado debido a que sirven para una amplia gama de potencias, velocidades y relaciones de transmisión.

Sus principales ventajas son:

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

Sus principales desventajas son:

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

### 3.3.1. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CILÍNDRICOS

Se utilizan entre ejes paralelos con relaciones de transmisión de hasta 8 aproximadamente. Pueden ser de dentado recto o helicoidal. El rendimiento en cada etapa es del 96% al 99%. Hay dos tipos de dentado disponibles para este tipo de engranajes: de dientes rectos y helicoidales. Los engranajes de dientes rectos son más simples y económicos que los helicoidales. Si se desea un engrane silencioso se recurre al dentado helicoidal.

### 3.3.2. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CÓNICOS

Se utilizan entre ejes que se cortan y con relaciones de transmisión de hasta 6. Para altas exigencias se utiliza un dentado en espiral.

### 3.3.3. TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CÓNICOS DESPLAZADOS

Se utilizan entre ejes cruzados cuando la distancia entre ellos es pequeña aunque tienen un menor rendimiento que los cónicos normales debido al mayor deslizamiento. Son más silenciosos que los cónicos normales.

### 3.3.4. TRANSMISIONES POR TORNILLO SIN FIN

Se utilizan con ejes cruzados y altas relaciones de transmisión con rendimientos entre el 45% y el 97%, disminuyendo al aumentar la relación de transmisión.

## 4. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA

### 4.1. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA SOLUCIÓN

La solución finalmente escogida para el diseño de este reductor de velocidad ha sido la de una transmisión por engrane directo mediante engranajes cilíndricos de dientes helicoidales ya que estos cumplen con los requisitos de fiabilidad, alto rendimiento, alta duración, bajo mantenimiento y resistencia química. Además son capaces de transmitir una alta relación de transmisión como es este caso.

Como se ha mencionado anteriormente la relación de transmisión total debe de ser de 12,7 o diferir en un pequeño porcentaje de esta. Como es una relación de transmisión muy alta, se ha decidido diseñar con dos etapas con el objetivo de reducir el tamaño de los engranajes y conseguir que sea lo más compacto posible. La primera etapa tendrá una relación de transmisión de 3,52 y la segunda tendrá 3,63. La relación global será de 12,78.

Los ejes están diseñados para cumplir con los requisitos establecidos para:

- Rigidez torsional: el límite para el cálculo de los ejes se ha establecido  $1^\circ$  en una longitud de 20 veces el diámetro, con un máximo de  $1,5^\circ/\text{m}$ .
- Deflexión lateral: el límite para ejes con engranajes cilíndricos de dientes helicoidales es de 0,005 veces  $m_n$ , siendo  $m_n$  el módulo normal en mm. La pendiente máxima admisible es de 0,0005 rad.
- Resistencia a fatiga: se estudiará cada una de las secciones susceptibles a fallo por altos ciclos de trabajo.

La unión entre ejes y los engranajes se realizará mediante chavetas de tipo cuadradas. Para sujetar axialmente todos los elementos se utilizarán tanto anillos de retención como cambios de sección en el eje. Al emplear este tipo de elementos, teniendo en cuenta los chaveteros (que serán de tipo bañera) también, se genera un concentrador de tensiones que se tendrá en cuenta para el cálculo de resistencia a fatiga del eje.

Para evitar pérdidas por fricción en los ejes, se utilizarán unos apoyos llamados cojinetes de rodadura o rodamientos, en concreto se utilizarán unos rodamientos de rodillos cónicos de una sola hilera. Se utilizarán dos por eje. Se han utilizado este tipo de apoyos por las cargas axiales que producen los engranajes ya que el dentado helicoidal produce siempre una carga axial y de esta manera se pueden compensar las cargas. En cada eje, un rodamiento actuará como fijo y el otro como libre.

La lubricación de los elementos se va a realizar con aceite ISO VG 680 por barboteo, el aceite será salpicado hacia los rodamientos por los dientes de los engranajes. Este aceite debe de cubrir parcialmente los engranajes, para ello, se dispondrá de un nivel para comprobar que siempre haya la cantidad adecuada de aceite. Se podrá llenar y vaciar este aceite a través de dos tapones situados en la parte superior e inferior del reductor, respectivamente.

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

La carcasa del reductor de velocidad estará fabricada en fundición.

## 4.2. DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES

### 4.2.1. DESCRIPCIÓN DE LOS EJES

El reductor de velocidad se compone de tres árboles o ejes los cuales se encargan de transmitir el par torsor y movimiento de giro a piñones, y de recibirlo cuando son las ruedas las que se encargan de transmitirlo.

Para poder determinar el diseño final de los ejes es necesario realizar un conjunto de comprobaciones de resistencia siguiendo tres criterios:

- Rigidez torsional.
- Deflexión lateral.
- Fatiga.

#### *4.2.1.1. EJE DE ENTRADA*

Este eje recibe la fuerza inicial del motor eléctrico, gira a 1400 rpm y tiene un par de 133,81 Nm. El diámetro finalmente escogido para este eje es de 30 mm. El criterio que se ha usado para determinar el diámetro del eje ha sido el de rigidez torsional ya que es inicialmente más restrictivo que los otros dos criterios: fatiga y deflexión lateral.

El material que se ha usado para la fabricación de este eje ha sido un acero laminado y forjado 34CrNiMo6:

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

#### *4.2.1.2. EJE INTERMEDIO*

Este eje recibe la fuerza a través de la rueda del eje intermedio y la transmite al piñón del eje intermedio, gira a 400 rpm y tiene un par de 468,32 Nm. El diámetro finalmente escogido para este eje es de 45 mm. El criterio que se ha usado para determinar el diámetro del eje ha sido el de rigidez torsional ya que es inicialmente más restrictivo que los otros dos criterios: fatiga y deflexión lateral.

El material que se ha usado para la fabricación de este eje ha sido un acero laminado y forjado 34CrNiMo6:

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

#### *4.2.1.3. 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, gira a 110,19 rpm y tiene un par de 1700 Nm. El diámetro finalmente escogido para este eje es de 65 mm. El criterio que se ha usado para determinar el diámetro del eje ha sido el de rigidez torsional ya que es inicialmente más restrictivo que los otros dos criterios: fatiga y deflexión lateral.

El material que se ha usado para la fabricación de este eje ha sido un acero normalizado 42CrMo4:

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

#### 4.2.2. DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES

Un engranaje es el conjunto de dos o más ruedas dentadas que permiten la transmisión de un par y velocidad de un componente a otro. La rueda motriz o conductora es la que recibe el movimiento de su eje, también es la que posee menor tamaño, y se llama piñón. La rueda accionada o conducida es la que transmite el movimiento a su eje y se llama rueda.

Para poder definir cada rueda hay que especificar el módulo con el que se trabaja que se define como el cociente entre el diámetro primitivo  $d$  y el número de dientes  $z$ . El uso de un módulo estandarizado permite el intercambio de diferentes engranajes ya que fija el valor de la altura del diente mediante los valores de adendo y dedendo, correspondiéndose a 1 veces el módulo, si se trata del adendo y 1,25 veces el módulo, si se trata del dedendo. Por esto el diámetro exterior es igual al diámetro primitivo más la altura de adendo, mientras que el diámetro de fondo de la entalla equivale al diámetro primitivo menos la altura de dedendo. Hay que tener en cuenta también que al tratarse de dientes helicoidales, hay que diferenciar entre el módulo normal y el módulo aparente.

##### 4.2.2.1. ETAPA 1

La primera etapa se compone del piñón del eje de entrada y de la rueda del eje intermedio y posee las siguientes características:

- Piñón del eje de entrada:

- Módulo: 2,5 mm.
- Número de dientes: 21.
- Diámetro interior: 49,62 mm.
- Diámetro primitivo: 55,87 mm.
- Diámetro exterior: 60,87 mm.

- Rueda del eje intermedio:

- Módulo: 2,5 mm.
- Número de dientes: 74.
- Diámetro interior: 190,62 mm.
- Diámetro primitivo: 196,87 mm.
- Diámetro exterior: 201,87 mm.

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 34CrNiMo6:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 1210 Mpa.
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 1100 Mpa.
- Dureza superficial = 352 HB.

#### 4.2.2.2. ETAPA 2

La segunda etapa se compone del piñón del eje intermedio y de la rueda del eje de salida y posee las siguientes características:

- Piñón del eje intermedio:

- Módulo: 4 mm.
- Número de dientes: 19.
- Diámetro interior: 70,88 mm.
- Diámetro primitivo: 80,88 mm.
- Diámetro exterior: 88,88 mm.

- Rueda del eje de salida:

- Módulo: 4 mm.
- Número de dientes: 69.
- Diámetro interior: 283,71 mm.
- Diámetro primitivo: 293,71 mm.
- Diámetro exterior: 301,71 mm.

Por otro lado, para la fabricación de los engranajes de la segunda etapa se ha utilizado un acero aleado templado y revenido 34CrNiMo6:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 1210 Mpa.
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 1100 Mpa.
- Dureza superficial = 352 HB.

#### 4.2.3. DESCRIPCIÓN DE LAS CHAVETAS

Para unir los engranajes con los ejes se van a utilizar las chavetas. Las chavetas se utilizan con el fin de que los esfuerzos de torsión en los ejes sean transmitidos a los engranajes y viceversa. Se sitúan entre las ranuras de los chaveteros que están mecanizados en el eje y las ranuras mecanizadas en los engranajes de manera que al girar los ejes, giran con las ruedas de los engranajes que tengan en su mismo eje transmitiendo par y velocidad.

Las chavetas están normalizadas según la norma UNE 17102-1:1967 y se seleccionan dependiendo del diámetro del eje en el que irán alojadas. En cuanto a la longitud de las chavetas, se puede estimar como 1,25 veces el diámetro del eje.

Las dimensiones finales de las chavetas son:

- Chaveta eje de entrada: 38 mm de longitud, 8 mm de ancho x 7 mm de alto.
- Chaveta eje intermedio: 57 mm de longitud, 14 mm de ancho x 9 mm de alto.
- Chaveta eje de salida: 82 mm de longitud, 18 mm de ancho x 11 mm de alto.

El material empleado para las chavetas es un acero no aleado F-1140, con las siguientes características:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 850 Mpa.
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 640 Mpa.
- Dureza superficial = 248 HB.

#### 4.2.4. DESCRIPCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Los rodamientos utilizados para minimizar la fricción entre el eje y la carcasa se tratan de rodamientos radiales de rodillos cónicos, ayudando a conseguir un funcionamiento más suave del mecanismo. Los rodamientos utilizados son del tipo de rodamientos cilíndricos cónicos de una sola hilera para poder contrarrestar los esfuerzos axiales. Todos los rodamientos han sido seleccionados se la página web del fabricante de rodamientos SKF: [www.skf.com](http://www.skf.com)

Todos los cálculos en lo que respecta a la selección de los siguientes rodamientos se pueden consultar en el anexo “Cálculos”.

- Rodamientos eje de entrada:

- Rodamiento A: SKF 31306.
- Rodamiento B: SKF 31306.

- Rodamientos eje intermedio:

- Rodamiento A: SKF 31308.
- Rodamiento B: SKF 31308.

-Rodamientos eje de salida:

- Rodamiento A: SKF 32213.
- Rodamiento B: SKF 32213.

Todas las características de estos rodamientos se pueden ver en el anexo “Tablas”: desde la tabla nº18 hasta la tabla nº23.

#### 4.2.5. DESCRIPCIÓN DE LOS ANILLOS DE SEGURIDAD

Los anillos de seguridad permanecen colocados a lo largo de los tres ejes sobre una ranuras mecanizadas. Estos constituyen un elemento indispensable en el montaje de los ejes debido a que limitan el desplazamiento longitudinal de los engranajes, rodamientos y cubos. También introducen un concentrador de tensiones que hay que tener en cuenta a la hora de diseñar los ejes.

Los anillos de seguridad han sido seleccionados directamente del catálogo del fabricante “Rotorclip” a través de su página web [www.rotorclip.com](http://www.rotorclip.com). Se han seleccionado los anillos de seguridad DSH que cumplen con la normativa DIN 471.

- Los anillos de seguridad escogidos para el eje de entrada son:

- Rodamiento A: DSH-30 (30 x 1,5 mm).
- Rodamiento B: DSH-30 (30 x 1,5 mm).

- Los anillos de seguridad escogidos para el eje intermedio son:

- Rodamiento A Y B: DSH-40 (40 x 1,75 mm).
- Piñón: DSH-45 (45 x 1,75mm).

- Los anillos de seguridad escogidos para el eje de salida son:

- Rodamiento A: DSH-65 (65 x 2,50 mm).
- Rodamiento B: DSH-65 (65 x 2,50 mm).

En el anexo “Tabla nº24” se puede consultar toda la información relativa a estos anillos de seguridad.

#### 4.2.6. SELLOS RADIALES DE ACEITE

Se trata de elementos elásticos que evitan que el aceite que se utiliza para lubricar el reductor salga disparado hacia afuera del mismo cuando está en funcionamiento.

Debido al material con el cuál están fabricados los retenes son capaces de soportar temperaturas entre -40° C hasta 200° C, teniendo una alta resistencia al desgaste.

Los retenes que se van a utilizar se colocan a la entrada del eje de entrada y de salida. Ambos retenes se han escogido del catálogo online del fabricante SKF y son del tipo HMS5 RG.

- El sello radial empleado en el eje de entrada es el modelo:

- SKF 30 x 42 x 6 HMS5 RG.

- El sello radial empleado en el eje de salida es el modelo:

- SKF 65 x 80 x 8 HMS5 RG.

En el anexo “Tabla nº26” y “tabla nº27” se puede consultar toda la información de estos sellos radiales.

#### 4.2.7. DESCRIPCIÓN DE LOS CASQUILLOS

Los casquillos separadores se usan para fijar de manera axial los elementos que van montados en el eje. Estos no introducen ningún concentrador de tensiones. Estarán fabricados en acero inoxidable.

En el eje de entrada tenemos un primer casquillo que se encarga de separar el rodamiento izquierdo y el piñón de ese eje y un segundo casquillo que hace tope entre el piñón y el cambio de sección de 30 a 35 mm.

En el eje intermedio se tiene un primer casquillo que hace tope entre el primer cambio de sección de 50 a 45 mm y la rueda del eje intermedio, un segundo casquillo que fija los dos engranajes y un tercero que hace tope entre el piñón y el anillo de retención.

En el eje de salida tenemos un primer casquillo que se encarga de separar el cambio de sección de 70 a 65 mm y la rueda y otro casquillo que separa el rodamiento derecho de la rueda.



Las características de estos casquillos son:

- Casquillos eje de entrada:

- 2 casquillos de 5,5 mm de longitud.

- Casquillos eje intermedio:

- 1 casquillo de 8,5 mm de longitud.
- 2 casquillos de 17 mm de longitud.

- Casquillos eje de salida:

- 2 casquillos de 10,5 mm de longitud.

#### 4.2.8. DESCRIPCIÓN DE LOS TAPONES Y VISORES DE NIVEL DE LA CARCASA

Para rellenar y vaciar el lubricante cada vez que se deba hacer un cambio de aceite se van a instalar dos tapones en la carcasa, uno de llenado y otro de vaciado. Los elementos han sido seleccionados del catálogo del fabricante “Elesa+ganter” a través de su página web [www.elesa-ganter.es](http://www.elesa-ganter.es).

El tapón de llenado se colocará en la parte superior de la carcasa de forma que añadir el lubricante se pueda hacer de forma rápida y accesible. Este tapón dispone de un agujero en su parte lateral para mantener la presión interior constante, evitando así las sobrepresiones que podrían afectar a determinados componentes del reductor.

El tapón de llenado seleccionado es el TCDF.M18x1.5 de métrica M18x1.5.

El tapón de vaciado se colocará en la parte inferior de la carcasa para que se pueda vaciar el lubricante de forma cómoda y sencilla. Este tapón incorpora un imán, de manera que al vaciar el lubricante del reductor, se puede comprobar si hay partículas metálicas que se han ido desprendiendo por el funcionamiento del reductor.

El tapón de vaciado seleccionado es el TMB.M20x1.5 cuya métrica es M20x1.5.

Las propiedades y características de estos tapones se pueden encontrar en el anexo tablas en “tabla nº27” y “tabla nº28”.

Por último, se tiene un visor del nivel de aceite, el cual se situará en uno de los laterales de la carcasa del reductor de velocidad, a poder ser en una zona con fácil acceso para favorecer su inspección visual de forma rápida.

El visor de nivel empleado es el GN 743-24-M33x1.5 de métrica M33x1.5.

Las propiedades y características del visor de nivel se pueden encontrar en el anexo de tablas en “tabla nº29”.

#### 4.2.9. CARCASA

La carcasa envuelve todos los elementos del exterior y es la encargada de aislar todos los componentes del reductor del exterior. De esta manera está protegido ante cualquier partícula que pueda dañar a los engranajes o contaminar el lubricante y también los protege de los agentes corrosivos exteriores. También soporta los esfuerzos que los rodamientos transmiten a la carcasa y hace que el conjunto pueda trabajar de forma satisfactoria.

La carcasa va a estar fabricada en fundición gris ya que es fácil de moldear y también fácil de mecanizar y a su vez cumple con las exigencias propias de la carcasa. También se encuentra a su favor el coste reducido que presenta.

La carcasa y las tapas del reductor 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 características 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 superficial: 180 a 220 HB.

La técnica que se empleará para la fabricación será la de moldeo en molde de arena y se mecanizarán los alojamientos de los rodamientos, las roscas donde irán los tornillos que juntan las dos partes de la carcasa y dónde se encuentran los tapones de llenado y vaciado.

Para evitar un peso excesivo el espesor se recomienda entre 8 y 16 mm. Se utilizará un espesor de pared de 10 mm para evitar un peso excesivo del reductor, un gasto de material innecesario y conseguir que el conjunto de la carcasa sea lo suficientemente resistente. Este espesor será distinto únicamente en las zonas de apoyo de los rodamientos, zonas roscadas para el montaje de los tapones de llenado y vaciado de aceite y en las uniones entre cada una de las partes de la carcasa.

La carcasa se pintará de un color gris señales (RAL 7004) el cual constituye una pintura a base de agua. No se utilizan para su elaboración metales pesados como plomo, cadmio o cromatos. Protegerá a la carcasa frente a la corrosión.

También hay que tener en cuenta que se deben de redondear la mayoría de las aristas de la carcasa para reducir así la presencia de cantos vivos que puedan dañar a los operarios durante su montaje o traslado.

## 5. BIBLIOGRAFÍA

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

SKF. (s.f.). [www.skf.com](http://www.skf.com)

Rotorclip. (s.f.). [www.rotorclip.com](http://www.rotorclip.com)



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

---

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR  
DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 12,7  
Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1700 NM**

---

**ANEXO Nº1:  
CÁLCULOS**



# ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN .....	3
2. DATOS INICIALES .....	3
3. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES.....	3
3.1. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DE CADA ETAPA .....	3
3.2. VELOCIDAD ANGULAR Y PAR DE CADA EJE .....	4
3.3. CÁLCULO DIÁMETROS EJES POR RIGIDEZ TORSIONAL.....	4
3.4. TAMAÑO DEL DIÁMETRO DE LOS ENGRANAJES .....	5
3.5. LUBRICANTE A UTILIZAR.....	7
3.6. CÁLCULO DE LA ANCHURA DE LOS ENGRANAJES .....	7
3.6.1. MATERIAL A UTILIZAR .....	7
3.6.2. MÉTODO DE DISEÑO .....	7
3.6.3. ANCHO DE ETAPA 1ª .....	10
3.6.4. ANCHO DE ETAPA 2ª .....	12
3.7. COMPROBACIÓN DEL LUBRICANTE. MÉTODO UNITED .....	13
3.7.1. CÁLCULO LUBRICANTE DE PRIMERA ETAPA.....	13
3.7.2. CÁLCULO LUBRICANTE DE SEGUNDA ETAPA .....	14
4. DISEÑO DE CHAVETAS Y CHAVETEROS.....	14
4.1. CHAVETA EJE ENTRADA.....	14
4.2. CHAVETA EJE INTERMEDIO .....	15
4.3. CHAVETA EJE SALIDA.....	15
5. DISEÑO DE LOS EJES .....	16
5.1. DISPOSICIÓN DE LOS EJES .....	16
5.2. SELECCIÓN DEL MATERIAL .....	16
5.3. CÁLCULO A FATIGA.....	17
5.4. DEFLEXIÓN LATERAL.....	19
5.5. DIMENSIONADO DE LOS EJES.....	19
5.5.1. DIMENSIONES EJE ENTRADA.....	20
5.5.2. DIMENSIONES EJE INTERMEDIO .....	20
5.5.3. DIMENSIONES EJE SALIDA.....	21
5.6. CÁLCULO DE LAS FUERZAS ACTUANTES EN LOS EJES .....	21
5.6.1. FUERZAS EJE ENTRADA.....	22
5.6.2. FUERZAS EJE INTERMEDIO .....	24

5.6.3. FUERZAS EJE SALIDA.....	25
5.7. CÁLCULO A DEFLEXIÓN LATERAL .....	26
5.7.1. DEFLEXIÓN EJE ENTRADA .....	26
5.7.2. DEFLEXIÓN EJE INTERMEDIO.....	33
5.7.3. DEFLEXIÓN EJE SALIDA .....	37
5.8. CÁLCULO A FATIGA.....	43
5.8.1. EJE ENTRADA .....	43
5.8.2. EJE INTERMEDIO.....	46
5.8.3. EJE SALIDA .....	49
6. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	52
6.1. FUERZA EQUIVALENTE EN RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS .....	52
6.2. CÁLCULO DE LA VIDA DEL RODAMIENTO.....	53
6.3. RODAMIENTOS EJE ENTRADA .....	55
6.4. RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO.....	58
6.5. RODAMIENTOS EJE SALIDA .....	61

## 1. INTRODUCCIÓN

Lo que se verá en este anexo son los cálculos realizados para el diseño del reductor de velocidad con las características y condiciones ya descritas en la memoria de este proyecto anteriormente.

## 2. DATOS INICIALES

Las características y condiciones del reductor a realizar son las siguientes:

- Reductor de 2 etapas.
- Velocidad del eje de entrada: 1400 rpm.
- Relación de transmisión global: 12,7.
- Par máximo a la salida 1700 Nm.
- Engranajes del reductor cilíndricos de dientes helicoidales.

## 3. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES

En el diseño y cálculo de los engranajes que componen el reductor se va a seguir el siguiente proceso:

- Estimación del tamaño mínimo de los engranajes.
- Selección de posibles módulos.
- Selección inicial del lubricante.
- Cálculo de la anchura de los engranajes.
- Comprobación de la viscosidad del lubricante.

Hay que tener en cuenta que se busca un tamaño reducido de los engranajes, de lo contrario el conjunto será pesado y dejará de ser competitivo. Tampoco pueden llegar a ser muy pequeños estos engranajes, ya que sería necesario utilizar piñones tallados sobre el eje, lo que aumentaría el coste de construcción (aunque esta opción suele usarse cuando la relación de transmisión existente en la etapa es elevada).

### 3.1. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DE CADA ETAPA

Lo primero a realizar es la estimación de la relación de transmisión de cada etapa, así que lo que se hará al principio será calcularlas como la raíz cuadrada de la relación global de transmisión del reductor. Esto sería:

$$i_{etapa} \cong \sqrt{12,7} = 3,564$$

Cuando ya tenemos esto calculado, se pueden elegir valores cercanos a este para cada una de las etapas, siempre y cuando el producto de ambas se aproxime a 12,7 (relación de transmisión global). Se han elegido las siguientes relaciones de transmisión:

$$\begin{aligned}i_{etapa1} &= 3,52 \\i_{etapa2} &= 3,63\end{aligned}$$

### 3.2. VELOCIDAD ANGULAR Y PAR DE CADA EJE

Una vez calculado lo anterior, y teniendo como dato la velocidad del eje de entrada que está conectado al motor eléctrico, y también teniendo el par torsor a la salida, se pueden averiguar las velocidades angulares y pares de cada eje mediante:

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

Los resultados obtenidos se muestran a continuación:

EJE	w (rpm)	T (Nm)	i	P (W)
Entrada	1400	133,81	3,52	19606,98
Intermedio	400	468,32		3,63
Salida	110,19	1700		

Tabla n°1- Características de los ejes

### 3.3. CÁLCULO DIÁMETROS EJES POR RIGIDEZ TORSIONAL

En los reductores de velocidad los ejes no suelen ser de una longitud elevada, lo que hace que el momento flector que actúa sobre ellos sea muy bajo y que no constituya un factor crítico en el diseño de estos.

Los ejes deben de ser capaces de transmitir potencia de una forma uniforme. En aquellas secciones donde el eje está sometido a torsión, el diámetro está normalmente definido por el requerimiento de rigidez a torsión.

Es conveniente limitar la deflexión torsional a 1° en una longitud de 20 veces el diámetro (con un máximo de 1,5°/m). Aunque en ocasiones se suele coger un valor más restrictivo como 1...0,5...0,25°/m, el caso a analizar simplemente deberá ser inferior a 1,5°/m. La fórmula con la que calcularemos el diámetro de los ejes es la siguiente:

$$\frac{\theta}{L} = \frac{TL}{JG}$$

Considerando la sección de los ejes como sección circular, la fórmula anterior quedará:

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

Falta aún especificar el valor de G (módulo de rigidez torsional). En este caso, se considera acero y para el acero  $G = 8,1 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$ . Se realizará el cálculo del diámetro de cada eje para las dos limitaciones anteriormente descritas. Una vez se tengan los dos valores de cada diámetro (para cada uno de los ejes) se cogerá el más grande aproximando este valor a un diámetro normalizado mayor que este. La siguiente tabla muestra los resultados obtenidos para las zonas sometidas a torsión en cada uno de los ejes:

EJE	dmin para 1,5°/m (m)	dmin para 1° (L=20d) (m)	d(mm)
Entrada	0,0283	0,0268	30
Intermedio	0,0387	0,0407	45
Salida	0,0535	0,0626	63

Tabla n°2- Diámetro mínimo de ejes



Viendo en la última columna el valor normalizado de diámetro para cada uno de los ejes.

### 3.4. TAMAÑO DEL DIÁMETRO DE LOS ENGRANAJES

Una vez se ha obtenido el diámetro de los ejes en las secciones sometidas a torsión, se deberá determinar el diámetro de los engranajes. Primeramente habrá que obtener el diámetro de la circunferencia primitiva de los dos piñones, y multiplicando eso por la relación de transmisión de cada etapa, se obtendrá el diámetro de cada rueda. Se intentará que el diámetro de los piñones sea pequeño, ya que a menor diámetro menor volumen del conjunto.

Habrà que tener en cuenta también que tampoco puede ser muy pequeño el piñón. Teniendo en cuenta que se usarán chavetas como primera opción para realizar la unión a torsión la circunferencia primitiva no podría ser muy pequeña, ya que la circunferencia base quedaría muy próxima al fondo del chavetero, lo que debilitaría en exceso al engranaje.

Una vez descrito lo anterior se llega a la conclusión de que habrá que usar los tamaños normalizados de chavetas y chaveteros, por lo tanto se tendrá en cuenta en los cálculos. La expresión que se queda para el cálculo de los diámetros del piñón es:

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

Donde  $h_2$  es la profundidad en el cubo del chavetero y lo podemos sacar del anexo 2 de tablas. Los módulos que usaremos son los estandarizados, y son:

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 n°3- Serie de módulos estandarizados (en mm)

Como se emplean engranajes helicoidales, hay que distinguir entre el módulo normal  $m_n$ , que es el perpendicular al diente, y el módulo aparente  $m_t$ , que tiene dirección perpendicular al eje de rotación. También se deberá definir antes de todo el ángulo de inclinación del dentado  $\beta$ . A la hora de definirlo se puede considerar que la velocidad tangencial de los engranajes será normal (en ese caso  $\beta$  suele ser  $15^\circ$ ,  $20^\circ$  o  $25^\circ$ ) se cogerá el valor intermedio de  $20^\circ$ . Una vez hecho esto habrá que tener en cuenta el número mínimo de dientes (ya que se tienen engranajes helicoidales habrá que usar una fórmula y no la tabla que se usa para dientes rectos) para evitar interferencia. También se deberá de tener en cuenta que es aconsejable que las ruedas no superen los 150 dientes. Explicado una vez esto las fórmulas a usar son las siguientes:

$$z_{\text{mín}} = \frac{2 \cdot \cos(\beta)}{\text{sen}^2(\alpha_t)} \quad \text{tg} \alpha_t = \frac{\text{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta)}$$

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

Una vez se hayan calculado estos valores, habrá que tener en cuenta que el número de dientes 'z' se debe redondear al número entero más próximo y procurar que entre el número de dientes de ruedas y piñones no haya divisores comunes, pues podría aumentar el desgaste de estas. Se volverá a calcular la relación de transmisión de cada etapa una vez se tenga el número de dientes intentando que no difiera mucho de la cantidad aproximada inicialmente, en cuyo caso la relación de transmisión global podría cambiar mucho. Todo esto se hace para cada una de las dos etapas quedando reflejado en las tablas siguientes:

mn	mt	d1 (mm)	z1	z1_correg	d1_correg (mm)	z2	d2(mm)	i1	i1_correg	Valoración
0,5	0,53	40,35	75,83	76	40,44	266	141,54	3,5	3,50	z2>150
0,6	0,64	41,10	64,37	64	40,86	224	143,03	3,5	3,50	z2>151
0,8	0,85	42,60	50,04	50	42,57	175	148,98	3,5	3,50	z2>152
<b>1</b>	<b>1,06</b>	<b>44,10</b>	<b>41,44</b>	<b>41</b>	<b>43,63</b>	<b>144</b>	<b>153,24</b>	<b>3,5</b>	<b>3,51</b>	<b>Válido</b>
<b>1,25</b>	<b>1,33</b>	<b>45,98</b>	<b>34,56</b>	<b>35</b>	<b>46,56</b>	<b>123</b>	<b>163,62</b>	<b>3,5</b>	<b>3,51</b>	<b>Válido</b>
<b>1,5</b>	<b>1,60</b>	<b>47,85</b>	<b>29,98</b>	<b>30</b>	<b>47,89</b>	<b>105</b>	<b>167,61</b>	<b>3,5</b>	<b>3,50</b>	<b>Válido</b>
<b>2</b>	<b>2,13</b>	<b>51,60</b>	<b>24,24</b>	<b>24</b>	<b>51,08</b>	<b>84</b>	<b>178,78</b>	<b>3,5</b>	<b>3,50</b>	<b>Válido</b>
<b>2,5</b>	<b>2,66</b>	<b>55,35</b>	<b>20,80</b>	<b>21</b>	<b>55,87</b>	<b>74</b>	<b>196,87</b>	<b>3,5</b>	<b>3,52</b>	<b>Válido</b>
<b>3</b>	<b>3,19</b>	<b>59,10</b>	<b>18,51</b>	<b>19</b>	<b>60,66</b>	<b>67</b>	<b>213,90</b>	<b>3,5</b>	<b>3,53</b>	<b>Válido</b>
<b>4</b>	<b>4,26</b>	<b>66,60</b>	<b>15,65</b>	<b>16</b>	<b>68,11</b>	<b>56</b>	<b>238,38</b>	<b>3,5</b>	<b>3,50</b>	<b>Válido</b>
5	5,32	74,10	13,93	14	74,49	49	260,72	3,5	3,50	Interferencia
6	6,39	81,60	12,78	13	83,01	46	293,71	3,5	3,54	Interferencia
8	8,51	96,60	11,35	11	93,65	39	332,02	3,5	3,55	Interferencia
10	10,64	111,60	10,49	10	106,42	35	372,46	3,5	3,50	Interferencia
12	12,77	126,60	9,91	10	127,70	35	446,95	3,5	3,50	Interferencia
16	17,03	156,60	9,20	9	153,24	32	544,86	3,5	3,56	Interferencia
20	21,28	186,60	8,77	9	191,55	32	681,07	3,5	3,56	Interferencia
25	26,60	224,10	8,42	8	212,84	28	744,92	3,5	3,50	Interferencia

Tabla nº4- Engranajes válidos etapa 1

mn	mt	d1 (mm)	z1	z1_correg	d1_correg (mm)	z2	d2(mm)	i2	i2_correg	Valoración
0,5	0,53	56,35	105,90	106	56,40	385	204,85	3,63	3,63	z2>150
0,6	0,64	57,10	89,43	89	56,83	323	206,24	3,63	3,63	z2>150
0,8	0,85	58,60	68,83	69	58,74	250	212,84	3,63	3,62	z2>150
1	1,06	60,10	56,48	56	59,59	203	216,03	3,63	3,63	z2>150
1,25	1,33	61,98	46,59	47	62,52	171	227,47	3,63	3,64	z2>150
<b>1,5</b>	<b>1,60</b>	<b>63,85</b>	<b>40,00</b>	<b>40</b>	<b>63,85</b>	<b>145</b>	<b>231,46</b>	<b>3,63</b>	<b>3,63</b>	<b>Válido</b>
<b>2</b>	<b>2,13</b>	<b>67,60</b>	<b>31,76</b>	<b>32</b>	<b>68,11</b>	<b>116</b>	<b>246,89</b>	<b>3,63</b>	<b>3,63</b>	<b>Válido</b>
<b>2,5</b>	<b>2,66</b>	<b>71,35</b>	<b>26,82</b>	<b>27</b>	<b>71,83</b>	<b>98</b>	<b>260,72</b>	<b>3,63</b>	<b>3,63</b>	<b>Válido</b>
<b>3</b>	<b>3,19</b>	<b>75,10</b>	<b>23,52</b>	<b>24</b>	<b>76,62</b>	<b>87</b>	<b>277,75</b>	<b>3,63</b>	<b>3,63</b>	<b>Válido</b>
<b>4</b>	<b>4,26</b>	<b>82,60</b>	<b>19,40</b>	<b>19</b>	<b>80,88</b>	<b>69</b>	<b>293,71</b>	<b>3,63</b>	<b>3,63</b>	<b>Válido</b>
<b>5</b>	<b>5,32</b>	<b>90,10</b>	<b>16,93</b>	<b>17</b>	<b>90,46</b>	<b>62</b>	<b>329,90</b>	<b>3,63</b>	<b>3,65</b>	<b>Válido</b>
<b>6</b>	<b>6,39</b>	<b>97,60</b>	<b>15,29</b>	<b>15</b>	<b>95,78</b>	<b>54</b>	<b>344,79</b>	<b>3,63</b>	<b>3,60</b>	<b>Válido</b>
8	8,51	112,60	13,23	13	110,67	47	400,13	3,63	3,62	Interferencia
10	10,64	127,60	11,99	12	127,70	44	468,24	3,63	3,67	Interferencia
12	12,77	142,60	11,17	11	140,47	40	510,81	3,63	3,64	Interferencia
16	17,03	172,60	10,14	10	170,27	36	612,97	3,63	3,60	Interferencia
20	21,28	202,60	9,52	10	212,84	36	766,21	3,63	3,60	Interferencia
25	26,60	240,10	9,02	9	239,44	33	877,95	3,63	3,67	Interferencia

Tabla nº5-Engranajes válidos etapa 2

### 3.5. LUBRICANTE A UTILIZAR

A la hora de calcular el lubricante a usar se deben de conocer las dimensiones primero de los engranajes. Pero para poder evaluar las dimensiones del engranaje se debe de conocer el lubricante utilizado. Por lo tanto, habrá que suponer inicialmente un lubricante y cuando se termine el dimensionado de este se determinará el lubricante necesario.

Para poder evaluar la anchura del engranaje, será necesario conocer la viscosidad cinemática del lubricante a 40 °C. Es la norma ISO 3448 la que realiza una clasificación de la viscosidad de los aceites industriales.

Se empleará inicialmente el aceite ISO VG 680 con temperatura ambiente entre 10 y 40°C. Para este lubricante a 40°C se tiene una viscosidad de 680 mm<sup>2</sup>/s.

### 3.6. CÁLCULO DE LA ANCHURA DE LOS ENGRANAJES

El cálculo de la anchura del dentado (b) se realiza siguiendo un proceso iterativo. Hay que tener en cuenta que cuanto mayor sea el módulo mayor será el diámetro y cuanto mayor sea el diámetro menor será la b. Hay que intentar que el volumen de los engranajes sea el mínimo posible para reducir su coste.

#### 3.6.1. MATERIAL A UTILIZAR

El material a utilizar en los engranajes es un acero aleado templado y revenido en este caso el 34CrNiMo6 cuyas características aparecen a continuación:

<b>Material</b>	<b>Tipo</b>	<b>Resistencia a tracción (MPa)</b>	<b>Límite de fluencia (MPa)</b>	<b>Dureza (HB)</b>
<i>Acero aleado templado y revenido</i>	34CrNiMo6	1210	1100	352

Tabla nº6-Material de los engranajes

#### 3.6.2. MÉTODO DE DISEÑO

Lo que se pretende es que el coeficiente de seguridad a flexión sea superior al coeficiente de seguridad por fallo superficial. Esto es debido a que el fallo por flexión no da advertencia ninguna, mientras que el superficial es progresivo y avisa del problema.

El proceso para llegar a b se convertirá en una iteración hasta llegar al resultado final. Todas las fórmulas de cálculo usadas para averiguar el ancho se ven a continuación. Todas estas fórmulas están sacadas de 'Apuntes del grado en ingeniería mecánica: Diseño de máquinas I y II. Valencia: Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales'.

**Tensión de cálculo a flexión del diente:**

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} Y_{Fa} Y_c Y_{\beta} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} \quad \text{Coeficiente de seguridad: } X_F = \frac{s_{FP}}{\sigma_F}$$

- Coeficiente de forma:

para  $z \leq 400$   $Y_{Fa} = 3.02709 \cdot 10^{-9} \cdot z^4 - 2.27098 \cdot 10^{-6} \cdot z^3 + 5.32734 \cdot 10^{-4} \cdot z^2 - 0.04735 \cdot z + 3.63291$

para  $z > 400$   $Y_{Fa} = 2.07$

- Coeficiente de conducción:

$$Y_c = 0.25 + \left( \frac{0.75}{\epsilon_\alpha} \right) \text{ siendo } \epsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cos \alpha} \left[ \sqrt{\frac{z_1^2}{4} \sin^2 \alpha + y_1^2 + z_1 y_1} + \sqrt{\frac{z_2^2}{4} \sin^2 \alpha + y_2^2 + z_2 y_2} - \left( \frac{z_1 + z_2}{2} \right) \sin \alpha \right]$$

$$y_1 = y_2 = 1 \text{ (para dientes normales)}$$

- Coeficiente de concentración de tensiones:

para  $z \leq 200$   $Y_{Sa} = 2.58282 \cdot 10^{-7} \cdot z^3 - 9.97662 \cdot 10^{-5} \cdot z^2 + 0.01319 \cdot z + 1.43766$

para  $z > 200$   $Y_{Sa} = 2.383$

**Tensión de cálculo a presión superficial:**

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i}{i} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}} \text{ (daN/mm}^2\text{)}$$

Coeficiente de seguridad:  $X_H = \left( \frac{s_{HP}}{\sigma_H} \right)^2$

- Coeficiente geométrico  $Z_H$ . Para  $\alpha=20^\circ$  y engranajes cilíndricos de dientes rectos y normales,  $Z_H=2,5$
- Coeficiente elástico  $Z_E$ .

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

	Módulo de Young E (daN/mm <sup>2</sup> )	Coeficiente de Poisson $\nu$
Acero	21.000	0.30
Fundición Gris	10.500	0.26
F. maleable	17.000	0.275
F. Grafito esferoidal	17.000	0.275

- Coeficiente de conducción  $Z_\epsilon$   $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$

- Coeficiente de aplicación  $K_A$ :

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

Incrementar estos valores un 10% para engranajes multiplicadores.

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

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

- Coeficiente dinámico  $K_v$ :  $K_v = 1 + B \cdot \frac{v \cdot z_1}{100}$  ( $v$  velocidad en m/s)

$Q_{ISO}$	10	9	8	7	6	5	4	3
B	0.25	0.18	0.13	0.09	0.06	0.04	0.03	0.02

- Coeficiente de distribución de carga longitudinal  $K_{F\beta/H\beta}$ :

Tipo de ajuste en el proceso de fabricación:

- Se montan los engranajes sin ajustes ni rodaje posterior
- Los engranajes se ajustan durante el montaje, por ejemplo con árboles regulables
- Los engranajes tienen previsto un rodaje en el proceso de fabricación

$$K_{H\beta} = H_1 + H_2 \cdot b + H_3 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 \quad K_{F\beta} = F_1 + F_2 \cdot b + F_3 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$$

$Q_{ISO}$	Tipo Ajuste	$H_1$	$H_2$	$H_3$	$F_1$	$F_2$	$F_3$
5	a	1.14870	$2.17866 \cdot 10^{-4}$	0.17737	1.12665	$1.96054 \cdot 10^{-4}$	0.15407
5	b, c	1.11024	$4.84048 \cdot 10^{-5}$	0.17350	1.09429	$5.38323 \cdot 10^{-5}$	0.15221
6	a	1.14439	$3.10712 \cdot 10^{-4}$	0.18211	1.13507	$2.53573 \cdot 10^{-4}$	0.15415
6	b, c	1.10851	$1.57148 \cdot 10^{-4}$	0.18092	1.09895	$1.35713 \cdot 10^{-4}$	0.15526
7	a	1.17115	$4.67862 \cdot 10^{-4}$	0.18114	1.14779	$4.00005 \cdot 10^{-4}$	0.15570
7	b, c	1.11765	$2.21430 \cdot 10^{-4}$	0.18277	1.11330	$1.75004 \cdot 10^{-4}$	0.15651
8	a	1.22585	$6.21433 \cdot 10^{-4}$	0.18219	1.20567	$5.21432 \cdot 10^{-4}$	0.15273
8	b, c	1.14813	$3.17861 \cdot 10^{-4}$	0.18064	1.13592	$2.71432 \cdot 10^{-4}$	0.15240

- Coeficientes de distribución de carga transversal  $K_{F\alpha}$  y  $K_{H\alpha}$

1. Para dientes rectos de índice de calidad ISO 7 o mejor (menor):  $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$

2. Para peores índices de calidad (ISO 8 o mayor) con dientes rectos:  $K_{H\alpha} = \frac{1}{Z_\epsilon}$   $K_{F\alpha} = \epsilon_\alpha$

#### Módulos normalizados

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
---	-----	-----	-----	---	------	-----	---	-----	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----

Criterio de dimensionado:  $X_f \geq X_n \geq X$

Comprobaciones:

$b > 2 \cdot d_1 \Rightarrow$  seleccionar un material con mejores características y repetir cálculos

$b \ll d_1 \Rightarrow$  seleccionar un material con peores características y repetir cálculos

### 3.6.3. ANCHO DE ETAPA 1ª

Aquí hay que tener en cuenta todo lo mencionado anteriormente (servirá lo mencionado también para la segunda):

- Los engranajes de la rueda y el piñón no deben de tener divisores comunes o se producirá un mayor desgaste de ambos.
- Se busca un diámetro mínimo.
- Se busca un ancho mínimo.
- Es preferible utilizar el mismo aceite para lubricar las dos etapas, esto es debido a que utilizar 2 aceites distintos obligaría a separar una etapa de la otra, complicando el diseño del reductor.
- Utilizar el mismo aceite para lubricar los engranajes que para lubricar los rodamientos. De no ser así habría que disponer de alojamientos sellados para los rodamientos, o utilizar rodamientos sellados prelubricados con grasa.
- Usar el mismo material en los engranajes de ambas etapas de reducción.
- Es conveniente aligerar los engranajes con un diámetro medio o grande, reduciendo el ancho de la zona intermedia de la rueda, e incluso disponiendo de agujero en esa zona.

Teniendo cada una de estas cosas en cuenta se procede al cálculo. En la siguiente tabla se puede ver mediante una hoja de Excel proporcionada por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (DIMM), todos los cálculos necesarios ya mencionados para llegar al cálculo de los engranajes:







### 3.7. COMPROBACIÓN DEL LUBRICANTE. MÉTODO UNITED

Como ya se tienen calculados los anchos de las dos etapas de los engranajes, se procederá a utilizar el método United para comprobar el lubricante que se ha estimado inicialmente, y ver si es correcto.

Este método se puede aplicar a engranajes con velocidades y cargas medias, donde la carga se evalúa por medio de la variable k:

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

En la ecuación anterior  $F_t$  es la fuerza tangencial de Newton que se produce en el engrane entre la rueda y el piñón tanto en la etapa 1 como en la etapa 2 y se calcula mediante la siguiente expresión:

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

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

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

Donde  $K_A$  es el coeficiente de aplicación visto en el apartado 3.6.2 y  $V_t$  es la velocidad tangencial calculada como:

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

Utilizando este método se obtendrá un lubricante adecuado si la viscosidad calculada es menor o igual a la viscosidad del lubricante a 38°C. Se debe de recordar que el lubricante utilizado inicialmente tenía una viscosidad a 40°C de 680 mm<sup>2</sup>/s. Para obtener su viscosidad a 38°C se puede ver en el anexo de tablas, cuyo valor da 720 mm<sup>2</sup>/s aproximadamente.

#### 3.7.1. CÁLCULO LUBRICANTE DE PRIMERA ETAPA

Para la primera etapa se obtienen los siguientes resultados:

Ft (N)	b (mm)	d1 (mm)	i	K	Vt	KA	v38(mm <sup>2</sup> /s)
4789,89	27	55,87	3,52	4,08	4,09	1,25	433,55

Tabla n<sup>o</sup>9-Lubricante primera etapa

Se ha seleccionado el coeficiente  $K_A$  teniendo en cuenta que a la entrada del reductor de velocidad se consideran las características de la máquina motriz uniformes (motor eléctrico, turbina de vapor, turbina de gas), y las características de la máquina arrastrada con choques moderados (mecanismos de rotación de grúas, ventiladores de minería, mezcladores de materias no homogéneas, compresores de cilindros múltiples. Este resultado es válido ya que 433,55 mm<sup>2</sup>/s ≤ 720 mm<sup>2</sup>/s.

### 3.7.2. CÁLCULO LUBRICANTE DE SEGUNDA ETAPA

Para la segunda etapa, se obtienen los siguientes resultados:

Ft (N)	b (mm)	d1 (mm)	i	K	Vt	KA	v38(mm <sup>2</sup> /s)
11580,60	45	80,88	3,63	4,06	1,69	1,25	644,25

Tabla nº10-Lubricante segunda etapa

Este lubricante es válido, ya que  $644,25 \text{ mm}^2/\text{s} \leq 720 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Este lubricante sería válido para las 2 etapas.

## 4. DISEÑO DE CHAVETAS Y CHAVETEROS

Antes de realizar el dimensionado de los ejes, se van a realizar unos pequeños cálculos para determinar el tamaño que tendrán las chavetas de cada eje y sus chaveteros. Las chavetas sirven para impedir la rotación del engranaje y son las encargadas de que el par torsor se transmita adecuadamente. Se considera una unión a torsión.

El acero que se empleará en la fabricación de las chavetas a va a ser acero no aleado F-1140 que es bastante común en su fabricación.

El chavetero que se talla en el eje es un concentrador de tensiones, y actúa reduciendo el límite de fatiga. En reductores de tipo industrial como el que se tiene en este caso, se suelen emplear chavetas de tipo perfilado, las cuales se usarán.

La longitud de la chaveta suele ser 1,25 veces el diámetro del eje y el caso a calcular será exactamente igual. Para calcular el ancho y alto de la chaveta se podrá saber revisando el anexo de tablas.

En la tabla anteriormente mencionada también se puede ver el ancho y la 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.

La longitud del chavetero para chavetas de tipo perfilado se puede hallar de la siguiente manera:

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

Todos los chaveteros de un mismo eje deben de tener la misma longitud debido a que transmiten el mismo par torsor.

### 4.1. CHAVETA EJE ENTRADA

En primer lugar se tiene la chaveta que irá ubicada en el piñón de la primera etapa junto a su chavetero, también habrá tallado un segundo chavetero para la máquina que está conectada al eje de entrada del reductor (el motor eléctrico inicialmente supuesto).

La chaveta de este último chavetero no habrá que tenerla en cuenta en el proyecto ya que se considera externa al diseño del reductor de velocidad, aunque hay que mencionar que tendrá las mismas dimensiones que la otra chaveta correspondiente a este eje.

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

$$L_{chaveta} \geq 1,25 \cdot 30 = 37,5 \approx 38 \text{ mm}$$

Sus dimensiones serán de 8 x 7 mm (ancho x alto).

Los dos chaveteros tendrán una longitud de:

$$L_{chavetero} = 38 + 8 = 46 \text{ mm}$$

Tendrán una profundidad en el eje 'h<sub>1</sub>' de 4 mm y una profundidad en el cubo 'h<sub>2</sub>' de 3,3 mm con el mismo ancho que la chaveta (8mm).

## 4.2. CHAVETA EJE INTERMEDIO

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

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

$$L_{chaveta} \geq 1,25 \cdot 45 = 56,25 \approx 57 \text{ mm}$$

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

Los dos chaveteros tendrán una longitud de:

$$L_{chavetero} = 57 + 14 = 71 \text{ mm}$$

Tendrán una profundidad en el eje 'h<sub>1</sub>' de 5,5 mm y una profundidad en el cubo 'h<sub>2</sub>' de 3,8 mm con el mismo ancho que la chaveta (14mm).

## 4.3. CHAVETA EJE SALIDA

En el eje de salida habrá algo bastante parecido al eje de entrada. Una chaveta que servirá para sujetar la rueda de la segunda etapa con su respectivo chavetero y un segundo chavetero que se encontrará dónde va a acoplarse la máquina que recibirá el par a la salida.

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

$$L_{chaveta} \geq 1,25 \cdot 65 = 81,25 \approx 82 \text{ mm}$$

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

Los dos chaveteros tendrán una longitud de:

$$L_{chavetero} = 82 + 18 = 100 \text{ mm}$$

Tendrán una profundidad en el eje 'h<sub>1</sub>' de 7 mm y una profundidad en el cubo 'h<sub>2</sub>' de 4,4 mm con el mismo ancho que la chaveta (18mm).

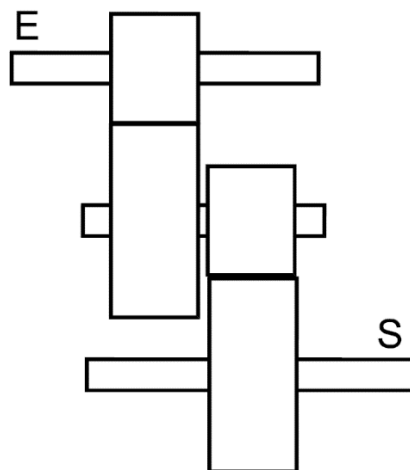
## 5. DISEÑO DE LOS EJES

### 5.1. DISPOSICIÓN DE LOS EJES

Hay diferentes opciones para disponer los ejes del reductor en el espacio. Para realizar la selección de la configuración de los ejes hay que tener en cuenta los siguientes criterios:

- Conseguir un diseño compacto.
- La carcasa debe ser lo más sencilla posible.

Teniendo en cuenta, que la distancia entre centros de cada etapa no es la misma y buscando un diseño sencillo, tal como se ha mencionado se ha decidido llevar a cabo el siguiente diseño:



En el diseño, aunque no se pueda apreciar, los ejes de entrada, el eje intermedio y el de salida se encuentran en el mismo plano.

Para realizar el cálculo a fatiga y a deflexión lateral hace falta saber las dimensiones de los ejes, entonces como estas se desconocen, habrá que proponer unas dimensiones iniciales de cada uno de los tres ejes del reductor, y en caso de tener que modificarlas, ya sea porque no cumple el diseño a fatiga o a deflexión lateral, se cambiarán estas dimensiones para que el diseño final cumpla los requisitos.

### 5.2. SELECCIÓN DEL MATERIAL

A continuación se va a realizar el dimensionado de los ejes a rigidez torsional, fatiga y deflexión lateral, aunque el estudio a rigidez torsional ya se ha realizado previamente para hallar los diámetros de los ejes, por lo que solo se realizarán los estudios a fatiga y a deflexión lateral.

Antes de nada habrá que seleccionar los materiales de los tres ejes del reductor, los cuales tendrán las siguientes características:

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

Tabla nº15- Características del material eje entrada e intermedio

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

Tabla nº16- Características del material eje salida

Aunque se trate del mismo material, el material que se ha empleado para los ejes es más resistente que el empleado para los engranajes puesto que tendrá que soportar solicitaciones mayores. Esto es así porque en vez de coger un acero templado y revenido, se ha cogido el mismo pero el proceso por el que se le ha hecho pasar ha sido laminado en frío.

Aunque para el eje de salida se ha utilizado un acero normalizado de características resistentes menores que los engranajes, ya que se trata de un eje de grosor mayor, y por lo tanto no exige tanta resistencia y de esta manera podrá reducirse el coste.

### 5.3. CÁLCULO A FATIGA

Se deberá hacer el cálculo a fatiga de todas las secciones críticas del eje.

En las zonas de cambio de sección sobre las que apoye algún elemento (rodamiento por ejemplo) se deben de tener en cuenta las dimensiones del elemento. El radio de acuerdo del eje ha de ser inferior al radio del borde del rodamiento.

Se parte de la base de que en las zonas sometidas a par torsor se conoce el resultado del cálculo a rigidez torsional. En dichas zonas se debe comprobar que el coeficiente de seguridad a fatiga es superior al especificado. Debido a que el cálculo a fatiga tiene más incertidumbres que el dimensionado de los engranajes será necesario emplear un coeficiente de seguridad más alto (entre 2,5 y 4) así como una buena confiabilidad (superior al 95%).

En el proceso de cálculo se considerará lo siguiente:

- Vida infinita
- Criterio de Soderberg para la consideración de tensiones medias.
- Criterio de máxima tensión tangencial para estudiar el problema elástico equivalente.

Teniendo en cuenta que no aparecen esfuerzos axiales en el eje, la ecuación que permite determinar el diámetro de las secciones de los ejes es:

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

Teniendo en cuenta también que solo aparecen en los ejes momentos flectores, que producen tensiones alternantes debido al giro del eje y momentos torsores medios, la ecuación anterior queda:

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

Como el límite de fatiga de cada sección ( $S_e$ ) será función de la propia geometría a evaluar, habrá que realizar un proceso iterativo.

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 simplifica aún más, y despejando el diámetro queda:

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

El límite a fatiga  $S_e$  se calcula como:

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

Los valores de los distintos términos de la ecuación anterior se calcularán de la siguiente forma:

- $K_a$  = Factor de superficie para aceros que depende del acabado superficial, en este caso, mecanizado y de la siguiente fórmula:

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

- $K_b$  = Factor de tamaño:

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

$$K_b = 0,859 - 0,000837 * d \quad d > 51mm$$

- $K_c$  = Factor tipo de carga, como la carga es de tipo flexión este factor va a tomar el valor de 1. Para carga axial tomaría el valor de 0,8 y torsión y cortante 0,577.
- $K_d$  = Factor de temperatura, para aceros, este factor depende de la temperatura de trabajo del reductor. Se estima una temperatura de trabajo no muy elevada ni muy baja que rondará los 50°-60C° por lo que este factor tomará el valor de 1,01.
- $K_e$  = Factor de confiabilidad, se sugiere que este valor no sea inferior a un 95% de confiabilidad como se ha dicho anteriormente por lo que se requerirá ese valor de confiabilidad el cual lleva asignado un valor de  $K_e$  de 0,868.
- $K_f$  = Factor de reducción del límite de fatiga o concentrador de tensiones. Tiene en cuenta el efecto de un concentrador de tensiones como pueden ser las chavetas o cambios de sección y cuya expresión es:

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

El factor de sensibilidad de entalla  $q$  se determina mediante la siguiente expresión:

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

Donde  $\rho$  es el radio de la entalla y el valor de  $\alpha$  es un parámetro que depende del material y tiene dimensiones de longitud. Su valor está ajustado para aceros con  $S_u$  entre 345 y 2070 MPa y se puede estimar según la expresión propuesta por Peterson:

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

- $S'_e$  = Límite a fatiga del material, para una probeta de acero se estima como:

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

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

En cuanto a las chavetas se va a considerar que se utilizan chavetas tipo bañera. Como la dureza HB de los materiales de los ejes es superior a 200 (tal y como se puede ver en la tabla nº15 y la tabla nº16) el valor de  $k_f$  será de 1,6.

#### 5.4. DEFLEXIÓN LATERAL

La deflexión lateral de los ejes debe de estar limitada, por lo que se tendrá que comprobar que no supera esos límites. Se comprobará que:

- Como se trata de engranajes cilíndricos de dientes helicoidales es conveniente una separación menor de  $0,005 m_n$ , siendo  $m_n$  el módulo en mm.
- La pendiente ha de ser menor a  $0,0005 \text{ rad}$ .
- En rodamientos rígidos de bolas: pendiente menor de  $0,002 \text{ rad}$ .
- En rodamientos de rodillos cilíndricos: pendiente menor de  $0,001 \text{ rad}$ .
- En rodamientos de rodillos cónicos: pendiente menor de  $0,0008 \text{ rad}$ .

Si no se cumpliesen estas limitaciones se puede aumentar el diámetro del eje, o si es posible se puede reducir la distancia entre rodamientos.

Para evaluar la deflexión lateral de los ejes se utilizará la hoja de cálculo de Excel proporcionada por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (DIMM). En el cálculo de la deflexión lateral en los ejes de entrada y salida del reductor la dirección a considerar en fuerza radial exterior será aquella que resulte más desfavorable.

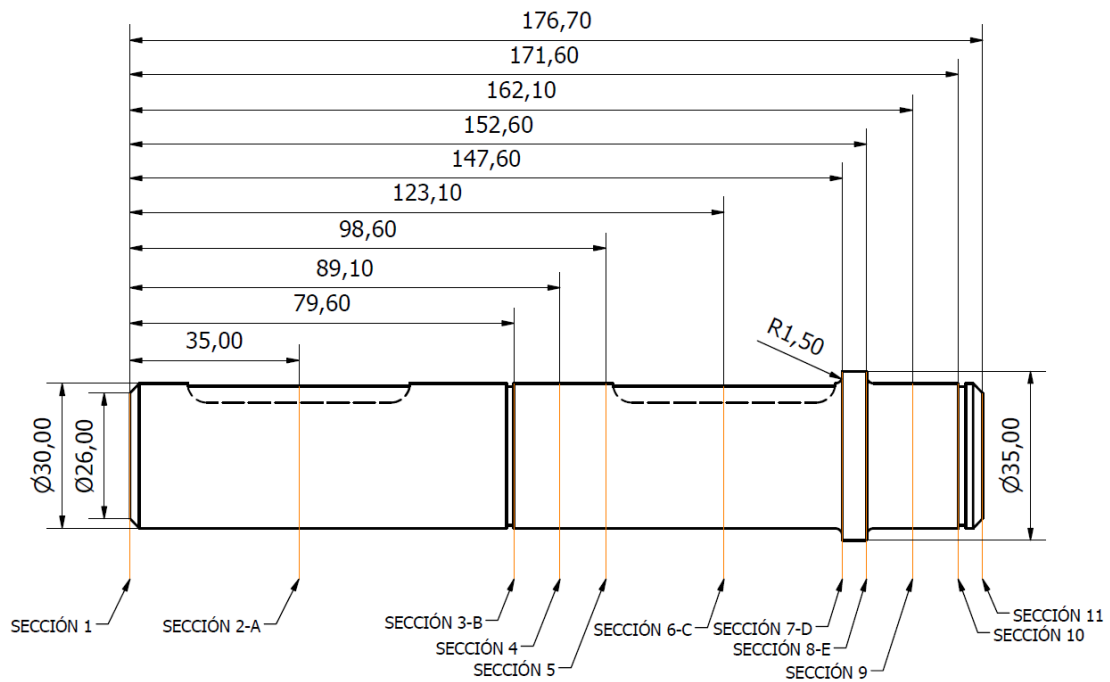
#### 5.5. DIMENSIONADO DE LOS EJES

Para determinar el tamaño de las secciones de los ejes habrá que realizar el dimensionado a rigidez torsional, a fatiga y a deflexión torsional. El dimensionado a rigidez torsional ya ha sido realizado para calcular el diámetro de los piñones.

Para seleccionar la longitud de los ejes hay que tener en cuenta una serie de características. El eje debería de ser lo más corto posible para que el reductor global sea lo más compacto posible. También hay que considerar todos los elementos que irán montados sobre el eje: engranajes, rodamientos, casquillos, arandelas, etc. Estos elementos no deben de entrar en contacto con la carcasa. Se usarán letras para designar las secciones de cálculo a fatiga y números para las secciones de cálculo a deflexión lateral.

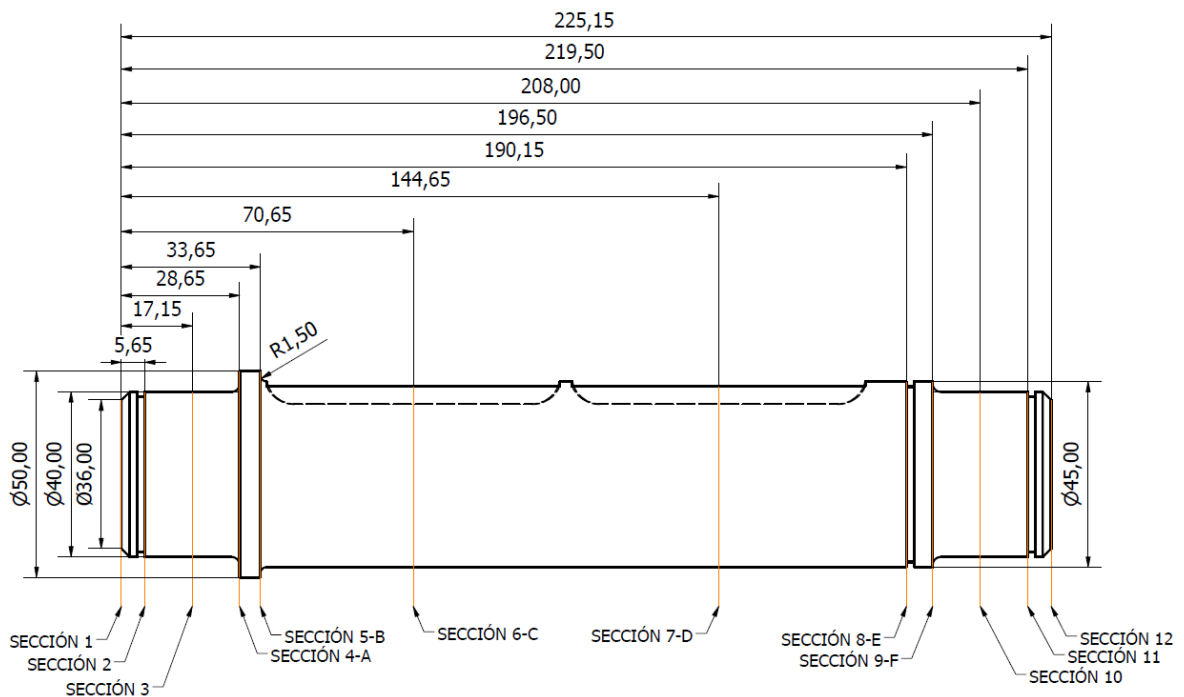
### 5.5.1. DIMENSIONES EJE ENTRADA

Las secciones a calcular son las que se muestran en la siguiente representación del diseño del eje de entrada:



### 5.5.2. DIMENSIONES EJE INTERMEDIO

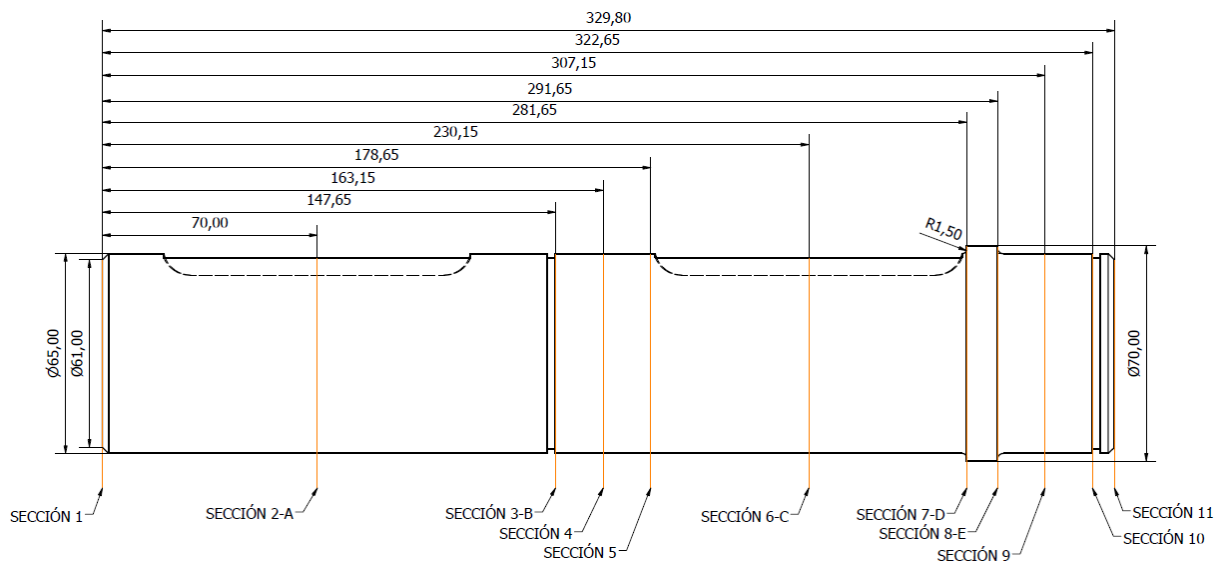
Las secciones a calcular son las que se muestran en la siguiente representación del diseño del eje intermedio:





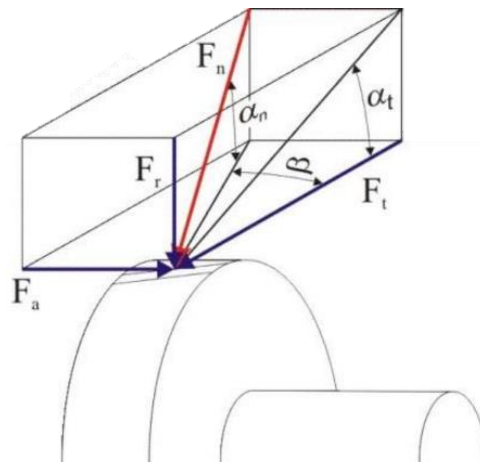
### 5.5.3. DIMENSIONES EJE SALIDA

Las secciones a calcular son las que se muestran en la siguiente representación del diseño del eje de salida:



### 5.6. CÁLCULO DE LAS FUERZAS ACTUANTES EN LOS EJES

A la hora de representar las fuerzas que aparecen en los ejes, habrá que tener en cuenta que al tratarse de engranajes cilíndricos con un dentado helicoidal, aparecerá una fuerza axial además de una fuerza normal cuyas componentes son una fuerza tangencial y radial. En la imagen siguiente se pueden ver representadas las fuerzas mencionadas:



Además de estas fuerzas ya mencionadas, que son generadas por los engranajes, habrá que considerar la posibilidad de que sobre los ejes de entrada y salida las máquinas que haya acopladas pueden introducir carga radial. Esta carga radial se va a introducir en la dirección más desfavorable para el eje y los rodamientos, en el punto medio de la chaveta, para ello, se realizará el estudio de los dos sentidos de giro posibles (positivo y negativo).

El sentido de giro que se va a estudiar será el que transmita la máquina acoplada en el eje de entrada, para ello se tendrá en cuenta tanto el sentido horario como el antihorario para determinar cuál es el más desfavorable para los componentes del reductor.

La fuerza radial introducida por la máquina acoplada se puede calcular a partir del par torsor del eje de entrada dividido por un radio igual a dos veces el diámetro de dicho eje. La fórmula es la siguiente:

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

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

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

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha_t)$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}(\beta)$$

$$\operatorname{tg}(\alpha_n) = \operatorname{tg}(\alpha_t) \cdot \cos(\beta)$$

Antes de proceder al cálculo de estas fuerzas en cada uno de los ejes, hay que tener en cuenta que plano están aplicadas las fuerzas para calcular la fuerza resultante sobre el engranaje estudiado y cada uno de los momentos que existen a causa de estas fuerzas a lo largo del eje para poder determinar si las dimensiones inicialmente propuestas son las correctas para el diseño a fatiga y deflexión de los ejes.

Para todo esto, se estudiarán dos planos distintos, el primero es en el que actúan la fuerza radial y la fuerza axial conjuntamente, y el segundo en el que solo actúa la fuerza tangencial. Se calculará cada uno por separado y una vez se tengan los dos se combinarán calculando la resultante global.

#### 5.6.1. FUERZAS EJE ENTRADA

En el eje de entrada actúan diversas fuerzas, originadas por la máquina acoplada externa y fuerzas generadas por la transmisión de potencia en el engranaje, siendo el piñón del eje de entrada.

En la sección 2-A es donde se encontrará la fuerza radial introducida por la máquina acoplada externa y, dado que esta no se conoce esta se puede aproximar como:

$$F_r = \frac{T_e}{2 \cdot d_{eje}} = \frac{133,81}{2 \cdot 30 \cdot 10^{-3}} = \pm 2230,17 \text{ N}$$

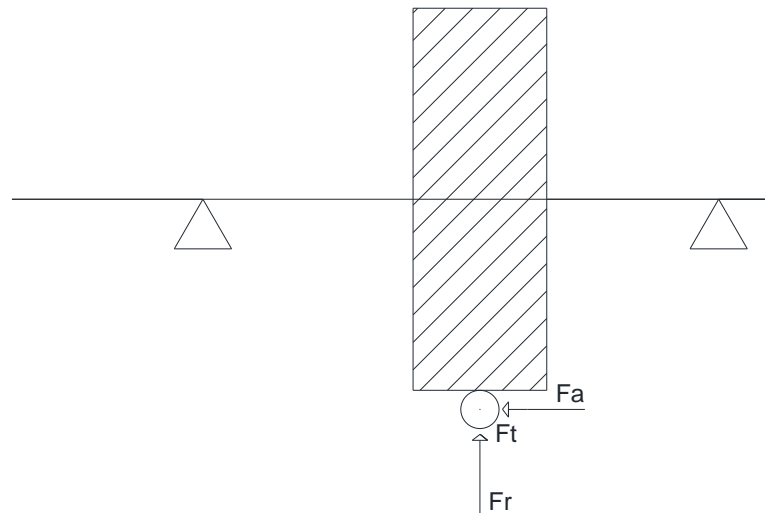
Por otro lado, en la sección 6-C que es donde se encuentra el piñón de la primera etapa, aparecerán tres fuerzas a causa del engrane de este piñón con la rueda de la primera etapa, una fuerza tangencial, radial y otra axial:

$$F_t = \frac{T_e}{\frac{d_{\text{piñón1}}}{2}} = \frac{133,81}{\frac{55,87 \cdot 10^{-3}}{2}} = 4790,05 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \text{tg}(\alpha_t) = 4790,05 \cdot \text{tg}(21,17) = 1855,05 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \text{tg}(\beta) = 4790,05 \cdot \text{tg}(20) = -1743,44 \text{ N}$$

Estos son los valores de las fuerzas externas aplicadas en el piñón del eje de entrada. A continuación se va a ver por qué algunas fuerzas son positivas y otras negativas en el esquema siguiente (donde se ven las fuerzas actuantes en el piñón de entrada). Su signo tiene que ver con el sentido de giro, con la inclinación del dentado y si el engranaje es conductor o conducido, en este caso conductor. El esquema es el siguiente:



Una vez calculadas las fuerzas actuantes en la sección 6-C en el piñón se calculan los esfuerzos aplicables en esa sección, siendo la resultante normal causa de la fuerza radial y tangencial y el momento resultante causa de la fuerza axial:

$$R_1 = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{4790,05^2 + 1855,05^2} = 5136,71 \text{ N}$$

$$M_{Fa1} = \frac{d_{\text{piñón1}}}{2} \cdot F_a = \frac{55,87 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 1743,44 = -48,70 \text{ Nm}$$

El valor absoluto de las fuerzas no cambia con el sentido de giro, lo que si cambia es el signo de la fuerza tangencial y la fuerza axial. La fuerza radial seguirá teniendo el mismo sentido.

### 5.6.2. FUERZAS EJE INTERMEDIO

En el eje intermedio al no haber ninguna máquina acoplada no habrá ninguna fuerza radial externa, aunque habrá más fuerzas debido a que hay dos engranajes, la rueda de la primera etapa y el piñón de la segunda etapa. Estas fuerzas se localizan en las secciones 6-C y 7-D.

Las fuerzas en la sección 6-C:

$$F_t = \frac{T_{int}}{\frac{d_{rueda1}}{2}} = \frac{468,32}{\frac{196,87 \cdot 10^{-3}}{2}} = -4757,66 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot tg(\alpha_t) = 4757,66 \cdot tg(21,17) = -1842,51 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot tg(\beta) = 4757,66 \cdot tg(20) = 1731,65 \text{ N}$$

$$M_{Fa2} = \frac{d_{rueda1}}{2} \cdot F_a = \frac{196,87 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 1731,65 = -170,45 \text{ Nm}$$

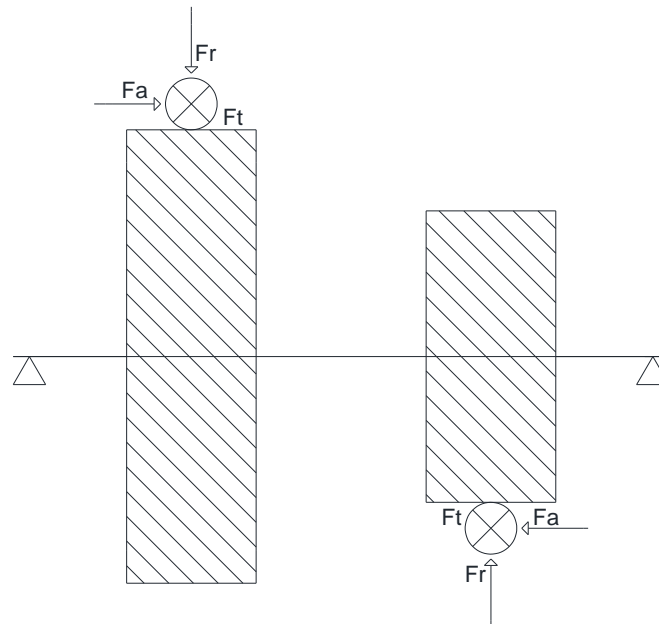
Las fuerzas en la sección 7-D:

$$F_t = \frac{T_{int}}{\frac{d_{piñón2}}{2}} = \frac{468,32}{\frac{80,88 \cdot 10^{-3}}{2}} = -11580,61 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot tg(\alpha_t) = 11580,61 \cdot tg(21,17) = 4484,85 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot tg(\beta) = 11580,61 \cdot tg(20) = -4215,00 \text{ N}$$

$$M_{Fa3} = \frac{d_{piñón2}}{2} \cdot F_a = \frac{80,88 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 4215,00 = -170,45 \text{ Nm}$$



El cambio de sentido de giro en este eje solo cambiaría el signo de las fuerzas tangencial y axial, el signo de la fuerza radial permanecería igual y los valores absolutos de todas las fuerzas también se mantendrían.

### 5.6.3. FUERZAS EJE SALIDA

Sobre este eje actúan fuerzas originadas por la máquina arrastrada y las fuerzas generadas en la rueda perteneciente al eje por la transmisión de potencia. Estas fuerzas se localizan en las secciones 2-A y 6-C.

Como la fuerza que introduce la máquina arrastrada no se conoce, se pueden aproximar de igual manera que en el eje de entrada del reductor:

$$F_r = \frac{T_s}{2 \cdot d_{eje}} = \frac{1700}{2 \cdot 65 \cdot 10^{-3}} = \pm 13076,92 \text{ N}$$

Las fuerzas que actúan en la sección 6-C se determinan de la siguiente manera:

$$F_t = \frac{T_s}{\frac{d_{rueda2}}{2}} = \frac{1700}{\frac{293,71 \cdot 10^{-3}}{2}} = 11576,04 \text{ N}$$

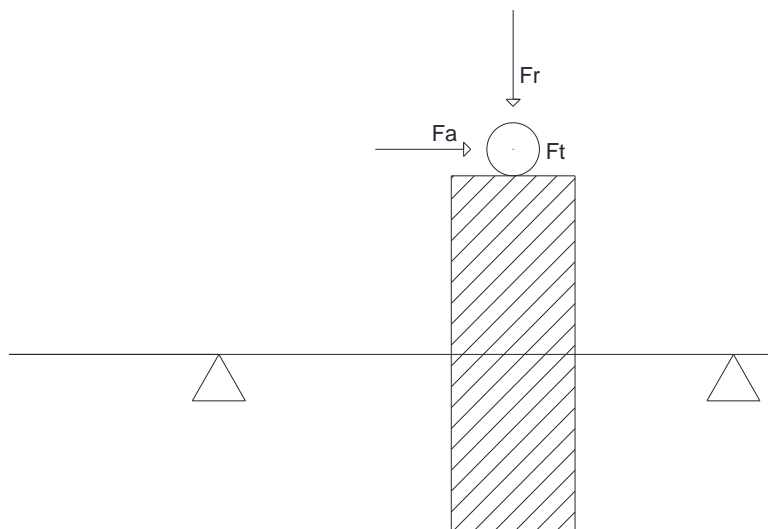
$$F_r = F_t \cdot \text{tg}(\alpha_t) = 11576,04 \cdot \text{tg}(21,17) = -4483,08 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \text{tg}(\beta) = 11576,04 \cdot \text{tg}(20) = 4213,33 \text{ N}$$

Una vez calculadas las fuerzas actuantes en la sección 6-C en la rueda se calculan los esfuerzos aplicables en esa sección, siendo la resultante normal causa de la fuerza radial y tangencial y el momento resultante causa de la fuerza axial:

$$R_3 = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{11576,04^2 + 4483,08^2} = 12413,81 \text{ N}$$

$$M_{Fa4} = \frac{d_{rueda2}}{2} \cdot F_a = \frac{293,71 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 4213,33 = -618,75 \text{ Nm}$$



Como se ha dicho anteriormente, la representación de las fuerzas se está realizando en un sentido de giro, pero se estudiarán ambos sentidos de giro, por lo que para el otro sentido de giro se mantendrá el valor absoluto de todas las fuerzas, simplemente cambiará el signo de la fuerza tangencial y la fuerza axial. El signo de la fuerza radial se mantendrá.

## 5.7. CÁLCULO A DEFLEXIÓN LATERAL

Se comprobarán los diseños de cada uno de los ejes a deflexión lateral, para ello se va a emplear una hoja de cálculo Excel facilitada por el departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (DIMM). En esta hoja de cálculo se comprobará que los esfuerzos anteriormente calculados no deforman en exceso la geometría de los ejes produciendo cualquier tipo de fallo o un mal funcionamiento del reductor. Esta hoja utiliza el método del momento área, descrito en 'Diseño en Ingeniería Mecánica' de Shigley y Mischke. Los resultados se verán reflejados en unas tablas y en unas gráficas.

Para poder evaluar la deflexión del eje se ha de conocer los siguientes valores:

- Características del material del eje (Módulo de Young).
- Geometría del eje.
- Fuerzas exteriores aplicadas.
- Momentos exteriores aplicados.
- Situación de los rodamientos.

Como ya se conocen todos estos valores se procederá al cálculo de deflexión en cada eje. Pero antes se deberá de tener en cuenta que los resultados obtenidos en los siguientes apartados corresponden a pendientes y deflexiones inferiores a las siguientes limitaciones:

- En los engranajes separaciones inferiores a 0,1 mm y pendientes menores que 0,03 rad.
- En rodamientos de rodillos cónicos pendientes menores de 0,0008 rad.
- En ejes de transmisión deflexión lateral inferior a 1mm/m.

Antes de nada hay que mencionar que habrá casos en los que la fuerza de entrada estará en distintos planos, en unos casos se situará en el vertical y en otros en el horizontal, esto es debido a que en unos casos es más crítica si se sitúa en un plano y menos crítica si se sitúa en el otro, y hay que coger el más crítico siempre.

### 5.7.1. DEFLEXIÓN EJE ENTRADA

Para el eje de entrada, el análisis de fuerzas se dividirá en dos, las fuerzas horizontales siendo las radiales y el momento producido por las fuerzas axiales, y las fuerzas verticales que serán las tangenciales. Se estudiarán por separado y luego se unirán quedando como resultado de momentos, reacciones en rodamientos, deformación angular y deflexión, la raíz de la suma al cuadrado de los dos términos mencionados de cada uno de los estudios. Se estudiarán como giro horario y antihorario.

**GIRO ANTIHORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA NEGATIVA (CASO 1)**

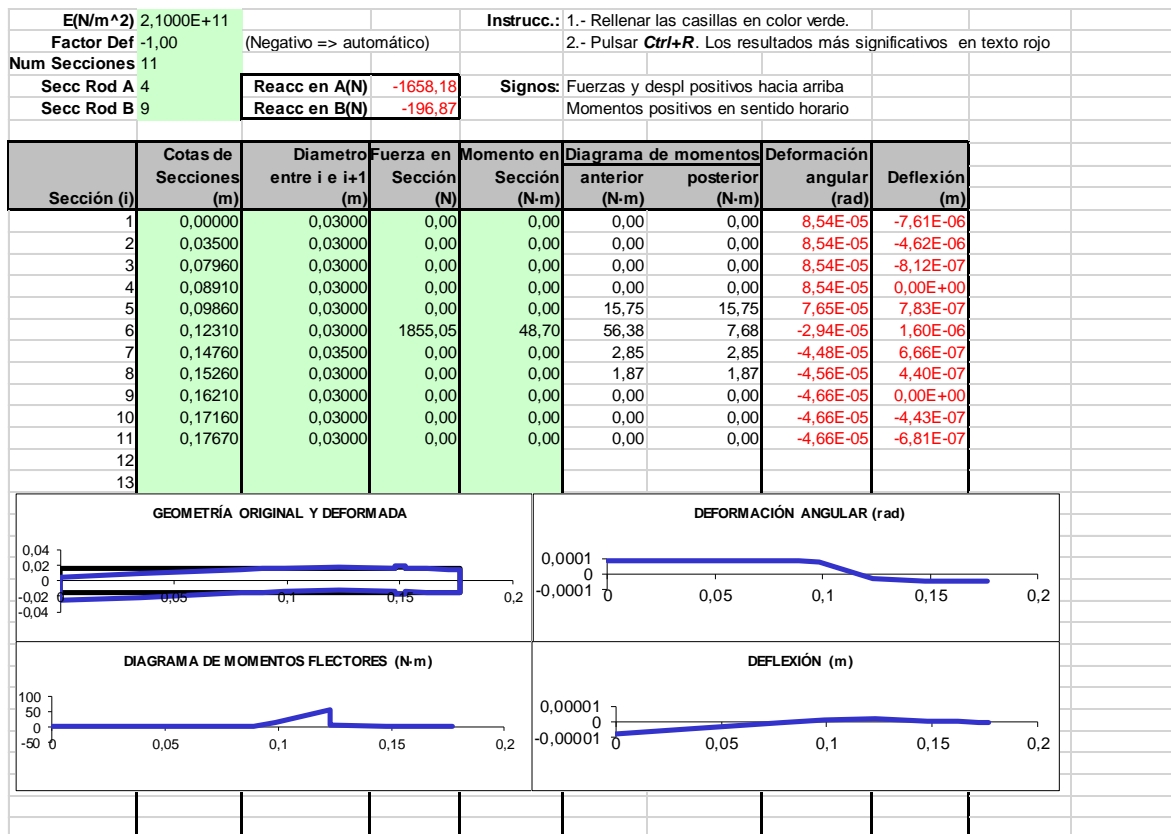


Tabla nº17-Deflexión y deformación eje entrada caso 1- fuerzas horizontales

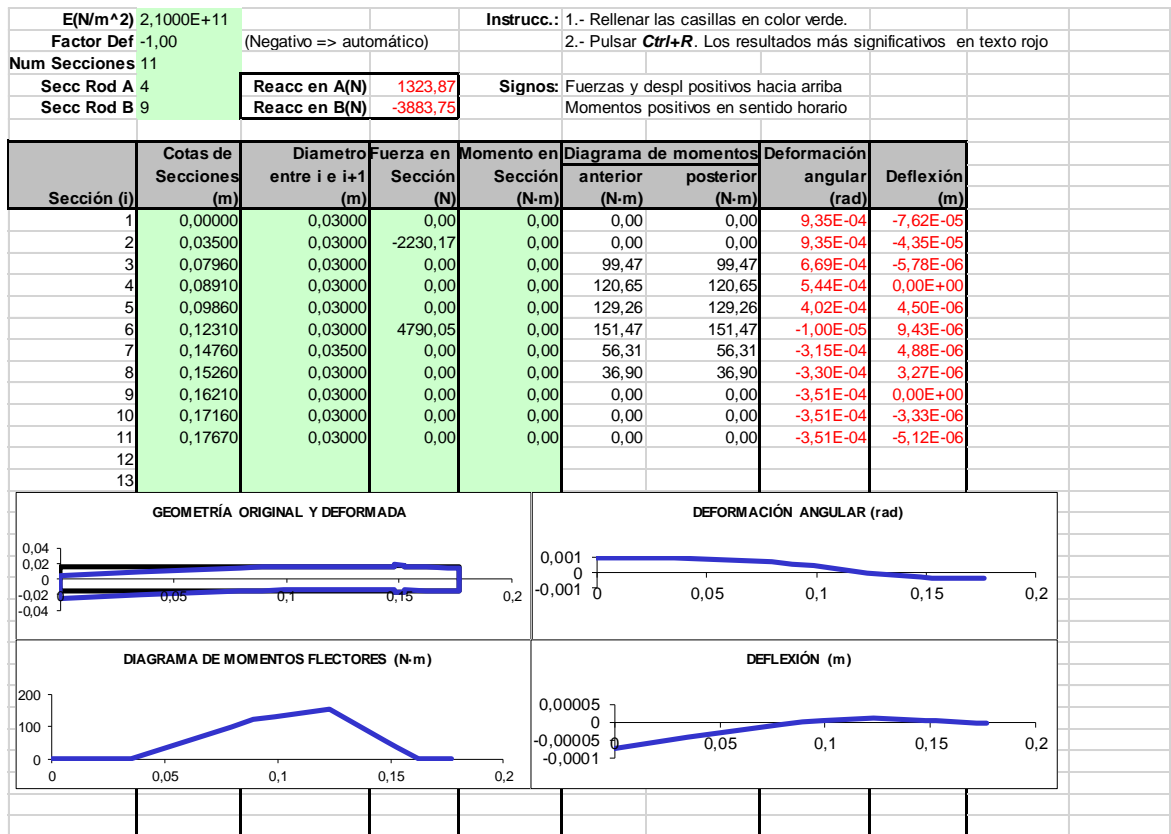


Tabla nº18-Deflexión y deformación eje entrada caso 1- fuerzas verticales

La siguiente tabla muestra la fuerza resultante del eje de entrada para el caso 1:

		Reacc en A(N)	2121,836325			
		Reacc en B(N)	3888,738681			
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	9,39E-04	7,66E-05
2	0,03500	0,03000	0,00	0,00	9,39E-04	4,38E-05
3	0,07960	0,03000	99,47	99,47	6,75E-04	5,84E-06
4	0,08910	0,03000	120,65	120,65	5,51E-04	0,00E+00
5	0,09860	0,03000	130,22	130,22	4,09E-04	4,57E-06
6	0,12310	0,03000	161,62	151,66	3,10E-05	9,57E-06
7	0,14760	0,03500	56,39	56,39	3,18E-04	4,93E-06
8	0,15260	0,03000	36,94	36,94	3,33E-04	3,30E-06
9	0,16210	0,03000	0,00	0,00	3,54E-04	0,00E+00
10	0,17160	0,03000	0,00	0,00	3,54E-04	3,36E-06
11	0,17670	0,03000	0,00	0,00	3,54E-04	5,17E-06

Tabla nº19-Deflexión y deformación eje entrada caso 1- fuerzas resultantes

### GIRO ANTIHORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA POSITIVA (CASO 2)

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	11	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba					
Secc Rod A	4		Momentos positivos en sentido horario					
Secc Rod B	9	Reacc en A(N)	-5541,12					
		Reacc en B(N)	1455,90					
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,56E-04	5,14E-05
2	0,03500	0,03000	2230,17	0,00	0,00	0,00	-6,56E-04	2,84E-05
3	0,07960	0,03000	0,00	0,00	-99,47	-99,47	-3,90E-04	3,13E-06
4	0,08910	0,03000	0,00	0,00	-120,65	-120,65	-2,65E-04	0,00E+00
5	0,09860	0,03000	0,00	0,00	-89,20	-89,20	-1,46E-04	-1,92E-06
6	0,12310	0,03000	1855,05	48,70	-8,08	-56,78	-3,18E-06	-3,27E-06
7	0,14760	0,03500	0,00	0,00	-21,11	-21,11	1,11E-04	-1,73E-06
8	0,15260	0,03000	0,00	0,00	-13,83	-13,83	1,17E-04	-1,16E-06
9	0,16210	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,25E-04	0,00E+00
10	0,17160	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,25E-04	1,18E-06
11	0,17670	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,25E-04	1,82E-06
12								
13								

GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA

DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES (N-m)

DEFLEXIÓN (m)

Tabla nº20-Deflexión y deformación eje entrada caso 2- fuerzas horizontales



E(N/m <sup>2</sup> )	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	11		
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	-2559,07
Secc Rod B	9	Reacc en B(N)	-2230,98
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,93E-04	-1,72E-05
2	0,03500	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,93E-04	-1,05E-05
3	0,07960	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,93E-04	-1,84E-06
4	0,08910	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,93E-04	0,00E+00
5	0,09860	0,03000	0,00	0,00	24,31	24,31	1,79E-04	1,79E-06
6	0,12310	0,03000	4790,05	0,00	87,01	87,01	1,61E-05	4,56E-06
7	0,14760	0,03500	0,00	0,00	32,35	32,35	-1,59E-04	2,49E-06
8	0,15260	0,03000	0,00	0,00	21,19	21,19	-1,68E-04	1,67E-06
9	0,16210	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,80E-04	0,00E+00
10	0,17160	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,80E-04	-1,71E-06
11	0,17670	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,80E-04	-2,62E-06
12								
13								

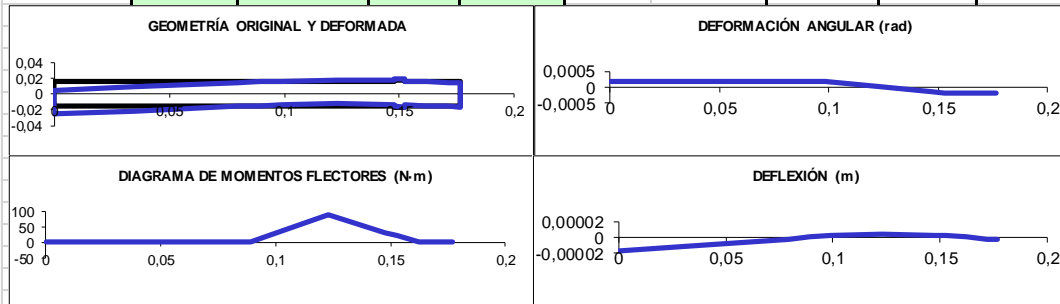


Tabla nº21-Deflexión y deformación eje entrada caso 2- fuerzas verticales

		Reacc en A(N)	6103,507851			
		Reacc en B(N)	2664,004177			
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	6,84E-04	5,42E-05
2	0,03500	0,03000	0,00	0,00	6,84E-04	3,03E-05
3	0,07960	0,03000	99,47	99,47	4,36E-04	3,63E-06
4	0,08910	0,03000	120,65	120,65	3,28E-04	0,00E+00
5	0,09860	0,03000	92,45	92,45	2,31E-04	2,63E-06
6	0,12310	0,03000	87,38	103,90	1,64E-05	5,61E-06
7	0,14760	0,03500	38,63	38,63	1,94E-04	3,03E-06
8	0,15260	0,03000	25,31	25,31	2,04E-04	2,03E-06
9	0,16210	0,03000	0,00	0,00	2,19E-04	0,00E+00
10	0,17160	0,03000	0,00	0,00	2,19E-04	2,08E-06
11	0,17670	0,03000	0,00	0,00	2,19E-04	3,19E-06

Tabla nº22-Deflexión y deformación eje entrada caso 2- fuerzas resultantes

**GIRO HORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA NEGATIVA (CASO 3)**

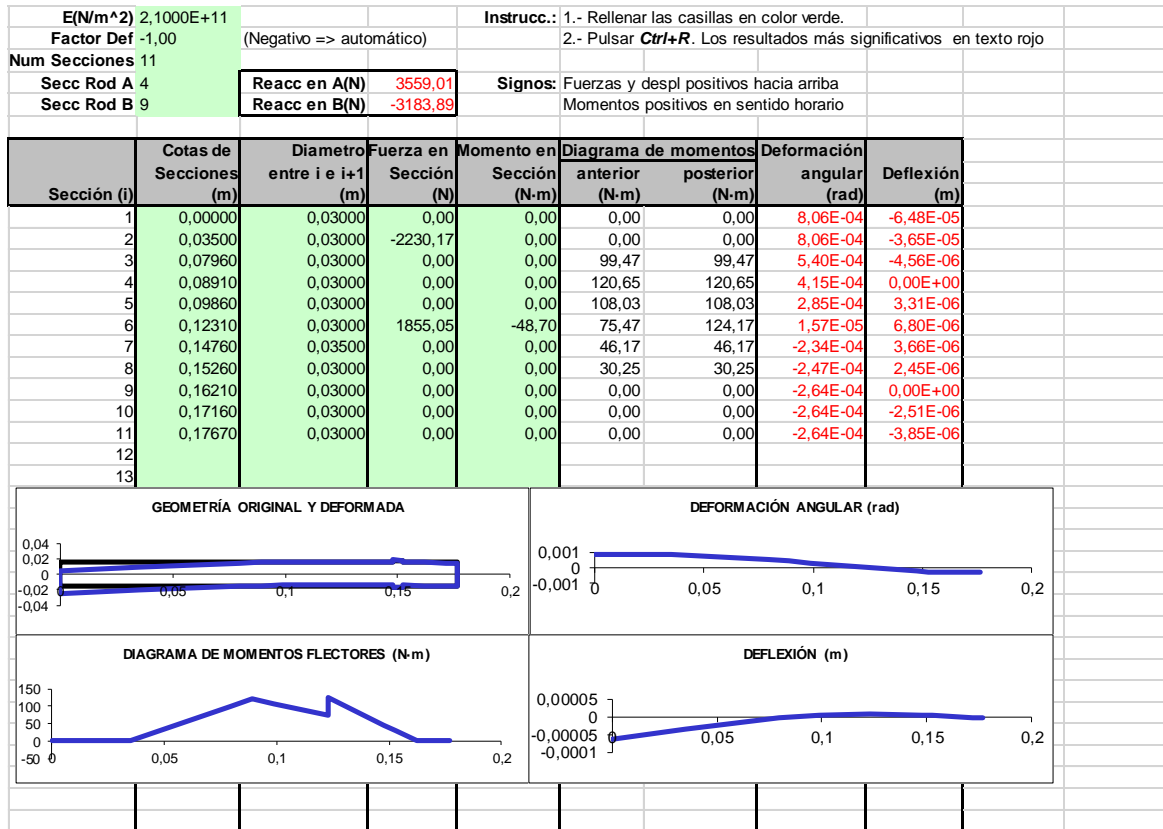


Tabla nº23-Deflexión y deformación eje entrada caso 3- fuerzas horizontales

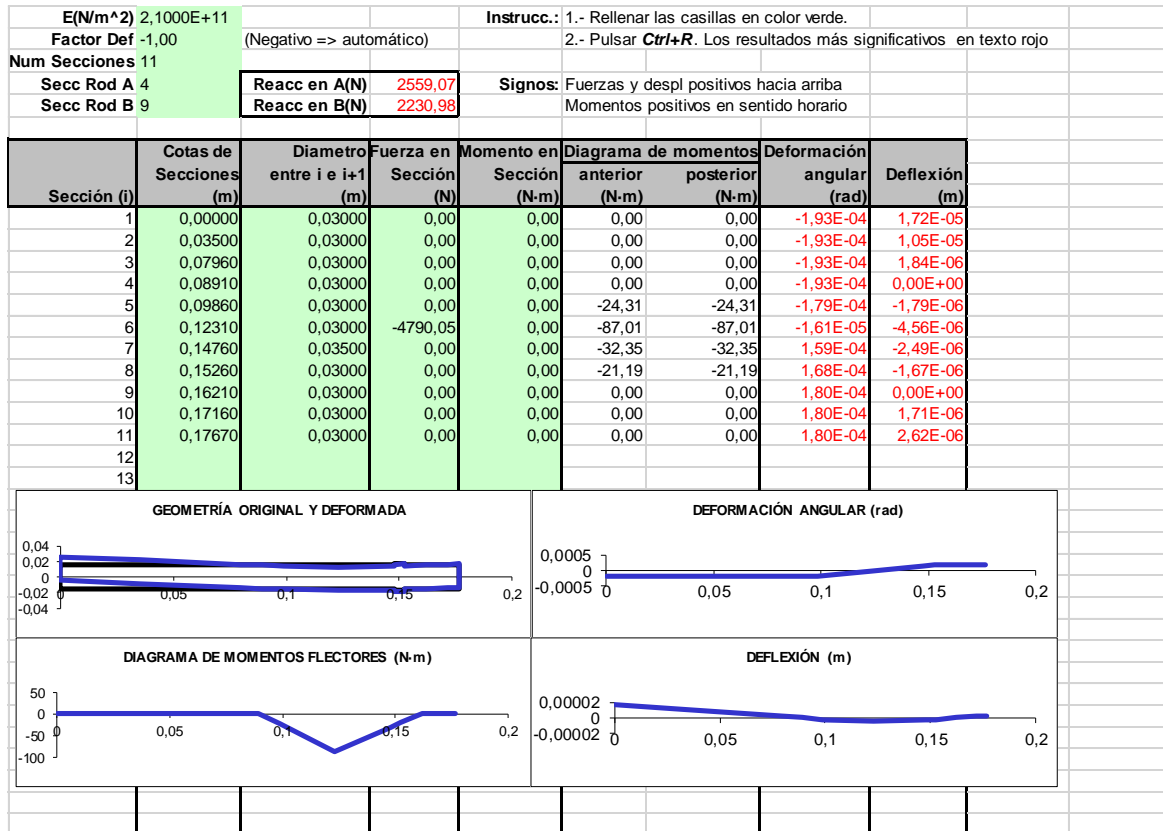


Tabla nº24-Deflexión y deformación eje entrada caso 3- fuerzas verticales

		Reacc en A(N)	4383,53432			
		Reacc en B(N)	3887,72822			
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación	
			anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	8,29E-04	6,70E-05
2	0,03500	0,03000	0,00	0,00	8,29E-04	3,80E-05
3	0,07960	0,03000	99,47	99,47	5,74E-04	4,91E-06
4	0,08910	0,03000	120,65	120,65	4,58E-04	0,00E+00
5	0,09860	0,03000	110,73	110,73	3,37E-04	3,77E-06
6	0,12310	0,03000	115,18	151,62	2,25E-05	8,19E-06
7	0,14760	0,03500	56,37	56,37	2,83E-04	4,42E-06
8	0,15260	0,03000	36,93	36,93	2,98E-04	2,97E-06
9	0,16210	0,03000	0,00	0,00	3,19E-04	0,00E+00
10	0,17160	0,03000	0,00	0,00	3,19E-04	3,03E-06
11	0,17670	0,03000	0,00	0,00	3,19E-04	4,66E-06

Tabla n°25-Deflexión y deformación eje entrada caso 3- fuerzas resultantes

**GIRO HORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA POSITIVA (CASO 4)**

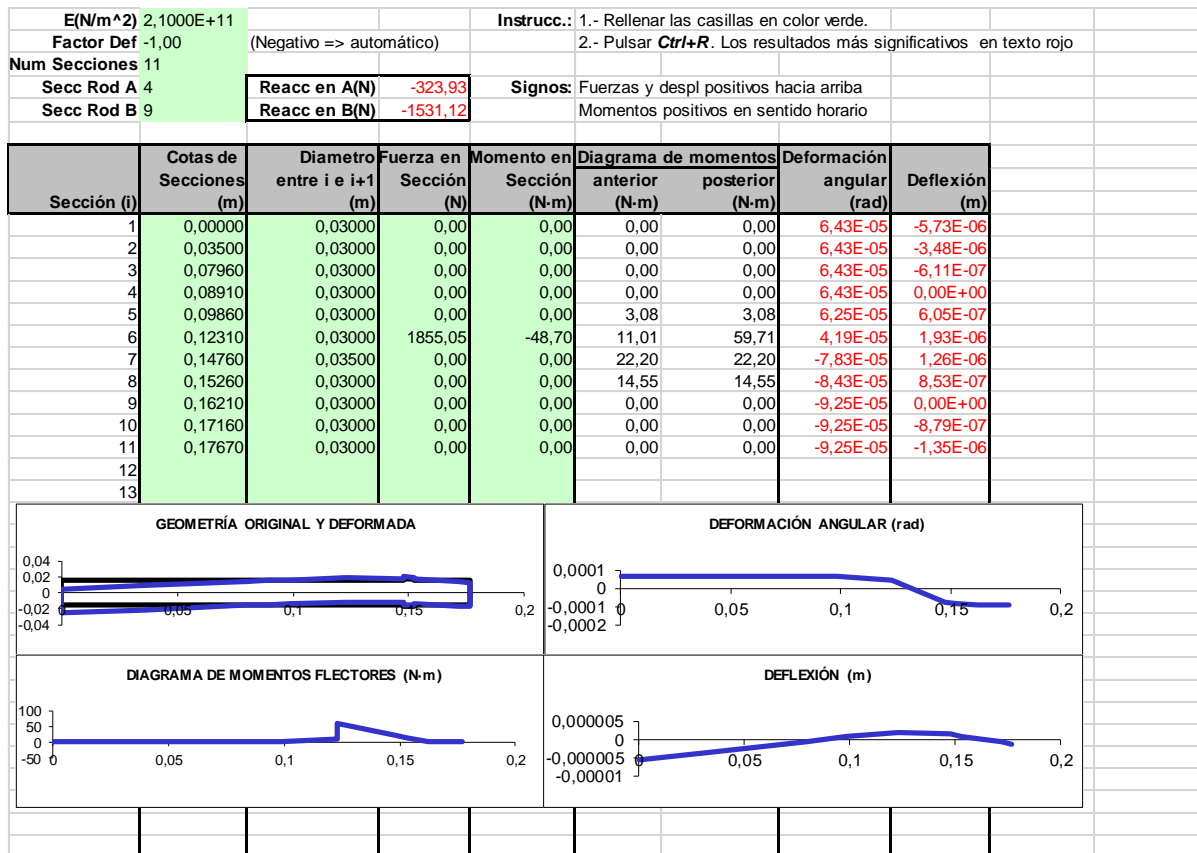


Tabla n°26-Deflexión y deformación eje entrada caso 4- fuerzas horizontales

E(N/m <sup>2</sup> )	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	11		
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	-1323,87
Secc Rod B	9	Reacc en B(N)	3883,75
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,35E-04	7,62E-05
2	0,03500	0,03000	2230,17	0,00	0,00	0,00	-9,35E-04	4,35E-05
3	0,07960	0,03000	0,00	0,00	-99,47	-99,47	-6,69E-04	5,78E-06
4	0,08910	0,03000	0,00	0,00	-120,65	-120,65	-5,44E-04	0,00E+00
5	0,09860	0,03000	0,00	0,00	-129,26	-129,26	-4,02E-04	-4,50E-06
6	0,12310	0,03000	-4790,05	0,00	-151,47	-151,47	1,00E-05	-9,43E-06
7	0,14760	0,03500	0,00	0,00	-56,31	-56,31	3,15E-04	-4,88E-06
8	0,15260	0,03000	0,00	0,00	-36,90	-36,90	3,30E-04	-3,27E-06
9	0,16210	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,51E-04	0,00E+00
10	0,17160	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,51E-04	3,33E-06
11	0,17670	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,51E-04	5,12E-06
12								
13								

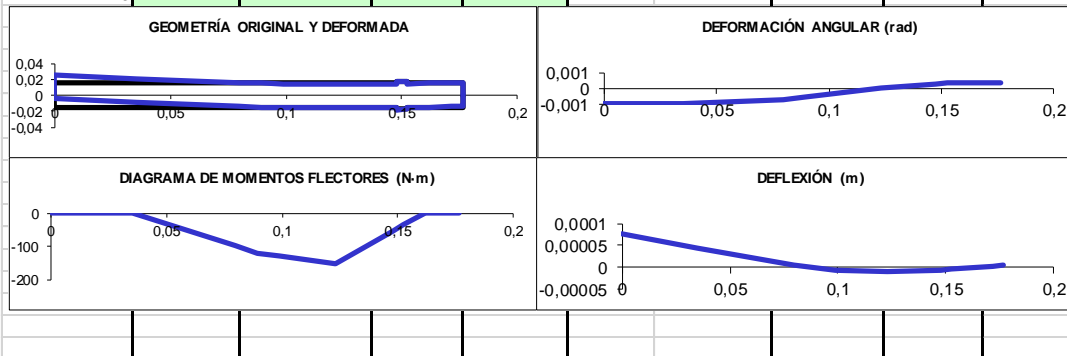


Tabla n°27-Deflexión y deformación eje entrada caso 4- fuerzas verticales

		Reacc en A(N)	1362,92637				
		Reacc en B(N)	4174,66833				
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)	
			anterior (N-m)	posterior (N-m)			
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	9,37E-04	7,65E-05	
2	0,03500	0,03000	0,00	0,00	9,37E-04	4,37E-05	
3	0,07960	0,03000	99,47	99,47	6,72E-04	5,81E-06	
4	0,08910	0,03000	120,65	120,65	5,48E-04	0,00E+00	
5	0,09860	0,03000	129,30	129,30	4,07E-04	4,54E-06	
6	0,12310	0,03000	151,87	162,81	4,31E-05	9,63E-06	
7	0,14760	0,03500	60,53	60,53	3,24E-04	5,04E-06	
8	0,15260	0,03000	39,66	39,66	3,41E-04	3,38E-06	
9	0,16210	0,03000	0,00	0,00	3,63E-04	0,00E+00	
10	0,17160	0,03000	0,00	0,00	3,63E-04	3,45E-06	
11	0,17670	0,03000	0,00	0,00	3,63E-04	5,30E-06	

Tabla n°28-Deflexión y deformación eje entrada caso 4- fuerzas resultantes

## CONCLUSIÓN EJE ENTRADA

En cuanto a la deflexión del eje, no existe ningún problema con ninguno de los casos estudiados, hay que mirar los casos más desfavorables para el estudio a fatiga y la elección de los rodamientos.

En el estudio a fatiga es importante escoger aquel caso donde se den mayores momentos flectores en el eje, por lo que se estudiará el caso 4 (giro horario y fuerza radial externa positiva).

En la elección de los rodamientos se estudiarán los 4 casos individualmente en un principio eligiendo la opción de rodamientos más favorable.

### 5.7.2. DEFLEXIÓN EJE INTERMEDIO

Para el eje intermedio, el análisis de fuerzas se dividirá en dos, las fuerzas horizontales siendo las radiales y el momento producido por las fuerzas axiales, y las fuerzas verticales que serán las tangenciales. Se estudiarán por separado y luego se unirán quedando como resultado de momentos, reacciones en rodamientos, deformación angular y deflexión, la raíz de la suma al cuadrado de los dos términos mencionados de cada uno de los estudios. Se estudiarán como en el caso anterior giro horario y antihorario.

#### GIRO ANTIHORARIO (CASO 1)

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									
Secc Rod A 3		Reacc en A(N) -1948,89		Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba					
Secc Rod B 10		Reacc en B(N) -693,45		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 (N-m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)	
1	0,0000	0,0400	0,00	0,00	anterior	posterior	1,14E-04	-1,96E-06	
2	0,0056	0,0400	0,00	0,00	0,00	0,00	1,14E-04	-1,31E-06	
3	0,0171	0,0400	0,00	0,00	0,00	0,00	1,14E-04	0,00E+00	
4	0,0286	0,0500	0,00	0,00	22,41	22,41	1,09E-04	1,29E-06	
5	0,0336	0,0450	0,00	0,00	32,16	32,16	1,07E-04	1,83E-06	
6	0,0706	0,0450	-1842,51	170,45	104,27	-66,18	4,73E-05	4,88E-06	
7	0,1446	0,0450	4484,85	170,45	214,38	43,93	-8,24E-05	6,61E-06	
8	0,1901	0,0450	0,00	0,00	12,38	12,38	-1,13E-04	2,05E-06	
9	0,1965	0,0400	0,00	0,00	7,97	7,97	-1,14E-04	1,33E-06	
10	0,2080	0,0400	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,16E-04	0,00E+00	
11	0,2195	0,0400	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,16E-04	-1,33E-06	
12	0,2251	0,0400	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,16E-04	-1,99E-06	
13									

Tabla nº29-Deflexión y deformación eje intermedio caso 1- fuerzas horizontales

<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>	12			
<b>Secc Rod A</b>	3	<b>Reacc en A(N)</b>	<b>7267,99</b>	<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba
<b>Secc Rod B</b>	10	<b>Reacc en B(N)</b>	<b>9070,28</b>	Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,31E-04	1,25E-05
2	0,00565	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,31E-04	8,41E-06
3	0,01715	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-7,31E-04	0,00E+00
4	0,02865	0,05000	0,00	0,00	-83,58	-83,58	-7,13E-04	-8,34E-06
5	0,03365	0,04500	0,00	0,00	-119,92	-119,92	-7,05E-04	-1,19E-05
6	0,07065	0,04500	-4757,66	0,00	-388,84	-388,84	-4,83E-04	-3,46E-05
7	0,14465	0,04500	-11580,61	0,00	-574,60	-574,60	3,61E-04	-4,11E-05
8	0,19015	0,04500	0,00	0,00	-161,90	-161,90	7,57E-04	-1,40E-05
9	0,19650	0,04000	0,00	0,00	-104,31	-104,31	7,77E-04	-9,11E-06
10	0,20800	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	8,00E-04	0,00E+00
11	0,21950	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	8,00E-04	9,20E-06
12	0,22515	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	8,00E-04	1,37E-05

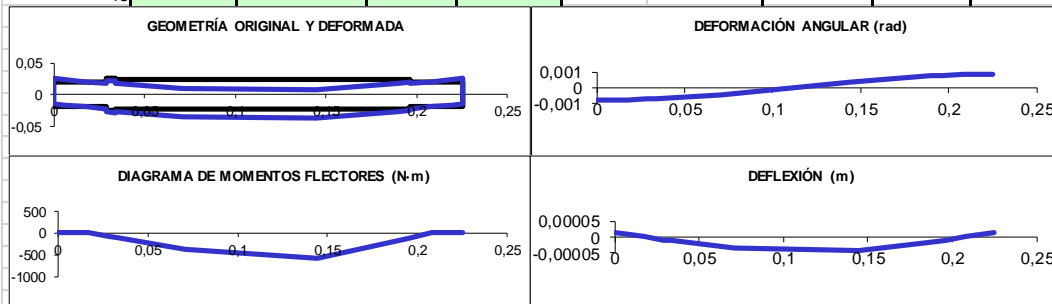


Tabla nº30-Deflexión y deformación eje intermedio caso 1- fuerzas verticales

		<b>Reacc en A(N)</b>	<b>7524,75215</b>			
		<b>Reacc en B(N)</b>	<b>9096,74736</b>			
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación	
			anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	7,40E-04	1,27E-05
2	0,00565	0,04000	0,00	0,00	7,40E-04	8,51E-06
3	0,01715	0,04000	0,00	0,00	7,40E-04	0,00E+00
4	0,02865	0,05000	86,53	86,53	7,21E-04	8,44E-06
5	0,03365	0,04500	124,16	124,16	7,13E-04	1,20E-05
6	0,07065	0,04500	402,57	394,43	4,85E-04	3,49E-05
7	0,14465	0,04500	613,29	576,28	3,70E-04	4,16E-05
8	0,19015	0,04500	162,38	162,38	7,65E-04	1,41E-05
9	0,19650	0,04000	104,61	104,61	7,85E-04	9,21E-06
10	0,20800	0,04000	0,00	0,00	8,08E-04	0,00E+00
11	0,21950	0,04000	0,00	0,00	8,08E-04	9,29E-06
12	0,22515	0,04000	0,00	0,00	8,08E-04	1,39E-05

Tabla nº31-Deflexión y deformación eje intermedio caso 1- fuerzas resultantes

**GIRO HORARIO (CASO 2)**

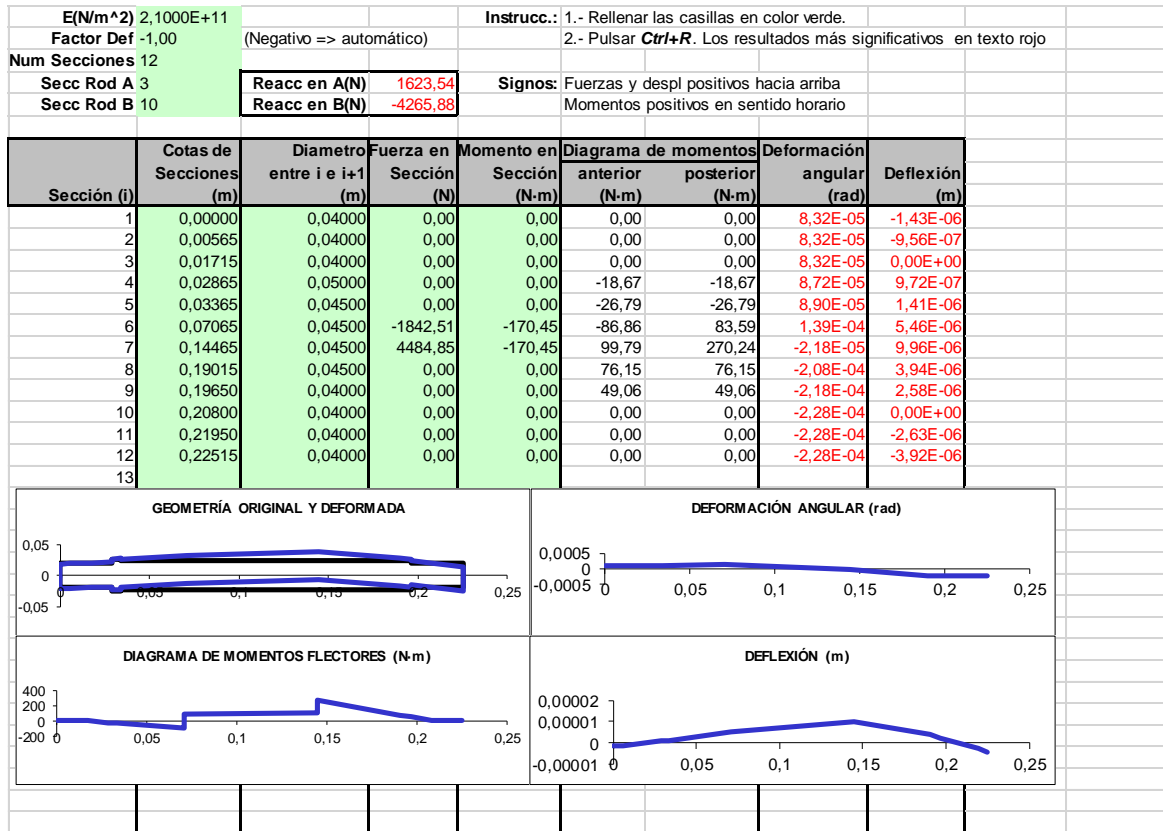


Tabla nº32-Deflexión y deformación eje intermedio caso 2- fuerzas horizontales

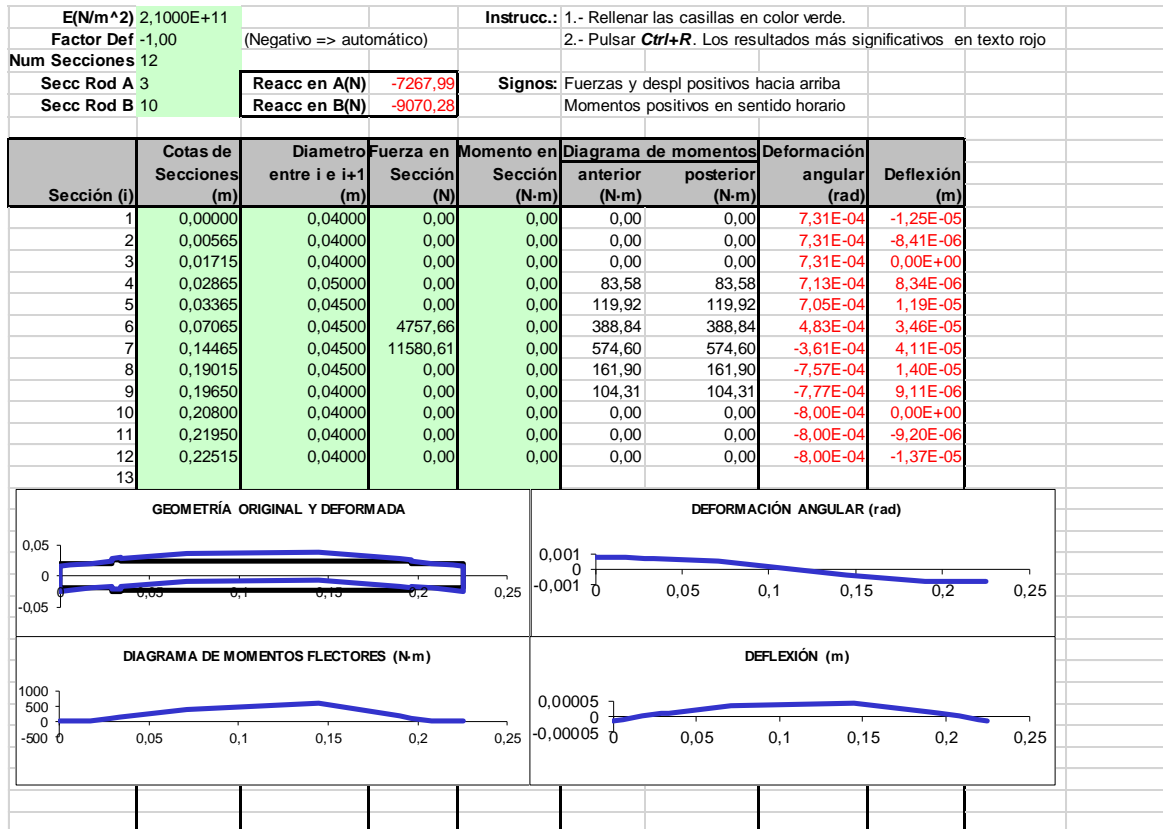


Tabla nº33-Deflexión y deformación eje intermedio caso 2- fuerzas verticales

		Reacc en A(N)	7447,12044			
		Reacc en B(N)	10023,3586			
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación	
			anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	7,36E-04	1,26E-05
2	0,00565	0,04000	0,00	0,00	7,36E-04	8,46E-06
3	0,01715	0,04000	0,00	0,00	7,36E-04	0,00E+00
4	0,02865	0,05000	85,64	85,64	7,18E-04	8,40E-06
5	0,03365	0,04500	122,88	122,88	7,11E-04	1,20E-05
6	0,07065	0,04500	398,42	397,72	5,02E-04	3,50E-05
7	0,14465	0,04500	583,20	634,98	3,61E-04	4,23E-05
8	0,19015	0,04500	178,92	178,92	7,85E-04	1,45E-05
9	0,19650	0,04000	115,27	115,27	8,07E-04	9,47E-06
10	0,20800	0,04000	0,00	0,00	8,32E-04	0,00E+00
11	0,21950	0,04000	0,00	0,00	8,32E-04	9,57E-06
12	0,22515	0,04000	0,00	0,00	8,32E-04	1,43E-05

Tabla n°34-Deflexión y deformación eje intermedio caso 2- fuerzas resultantes

### CONCLUSIÓN EJE INTERMEDIO

Como se ha podido observar, el eje intermedio aguantará las deformaciones sufridas ya que cumple con los requisitos de deflexión lateral.

En cuanto a los dos casos vistos, el caso 2 (giro horario) es un poco más desfavorable en cuanto a los momentos flectores y reacciones en los rodamientos por lo que será ese caso el que se considere en el estudio a fatiga del eje. A la hora de seleccionar los rodamientos se analizarán por separado cada uno de los dos casos.



### 5.7.3. DEFLEXIÓN EJE SALIDA

Se realizará de la misma forma que el eje de entrada.

#### GIRO ANTIHORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA NEGATIVA (CASO 1)

<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>	11							
<b>Secc Rod A</b>	4		<b>Reacc en A(N)</b>	-1899,67	<b>Signos:</b>	Fuerzas y despl positivos hacia arriba		
<b>Secc Rod B</b>	9		<b>Reacc en B(N)</b>	6382,75		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	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,04E-05	3,33E-06
2	0,07000	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,04E-05	1,90E-06
3	0,14765	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,04E-05	3,16E-07
4	0,16315	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,04E-05	0,00E+00
5	0,17865	0,06500	0,00	0,00	29,44	29,44	-2,16E-05	-3,23E-07
6	0,23015	0,06500	-4483,08	618,75	127,28	-491,47	-4,36E-05	-1,88E-06
7	0,28165	0,07000	0,00	0,00	-162,76	-162,76	4,80E-05	-1,38E-06
8	0,29165	0,06500	0,00	0,00	-98,93	-98,93	5,33E-05	-8,69E-07
9	0,30715	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,74E-05	0,00E+00
10	0,32265	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,74E-05	8,90E-07
11	0,32980	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,74E-05	1,30E-06
12								
13								

Tabla nº35-Deflexión y deformación eje salida caso 1- fuerzas horizontales

<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> 11		
<b>Secc Rod A</b> 4	<b>Reacc en A(N)</b> 15346,09	<b>Signos:</b> Fuerzas y despl positivos hacia arriba
<b>Secc Rod B</b> 9	<b>Reacc en B(N)</b> -13845,21	Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	7,09E-04	-1,06E-04
2	0,07000	0,06500	-13076,92	0,00	0,00	0,00	7,09E-04	-5,64E-05
3	0,14765	0,06500	0,00	0,00	1015,42	1015,42	4,94E-04	-6,95E-06
4	0,16315	0,06500	0,00	0,00	1218,12	1218,12	4,00E-04	0,00E+00
5	0,17865	0,06500	0,00	0,00	1182,94	1182,94	2,99E-04	5,42E-06
6	0,23015	0,06500	11576,04	0,00	1066,08	1066,08	-1,57E-05	1,26E-05
7	0,28165	0,07000	0,00	0,00	353,05	353,05	-2,14E-04	5,80E-06
8	0,29165	0,06500	0,00	0,00	214,60	214,60	-2,26E-04	3,59E-06
9	0,30715	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,35E-04	0,00E+00
10	0,32265	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,35E-04	-3,64E-06
11	0,32980	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,35E-04	-5,32E-06
12								
13								

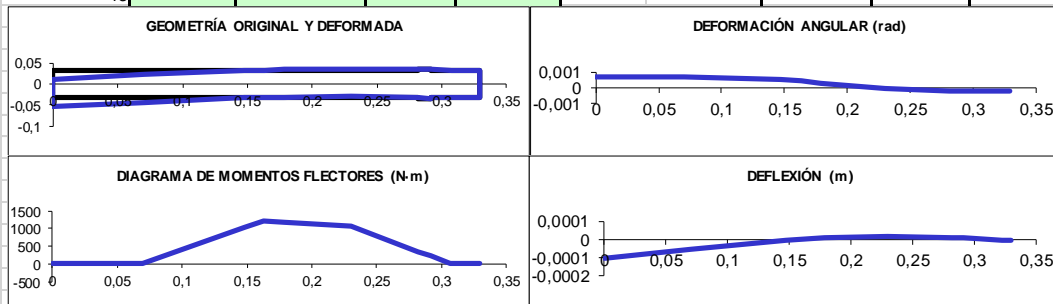


Tabla n°36-Deflexión y deformación eje salida caso 1- fuerzas verticales

		<b>Reacc en A(N)</b> 15463,2188				
		<b>Reacc en B(N)</b> 15245,6315				
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,06500	0,00	0,00	7,09E-04	1,06E-04
2	0,07000	0,06500	0,00	0,00	7,09E-04	5,65E-05
3	0,14765	0,06500	1015,42	1015,42	4,95E-04	6,96E-06
4	0,16315	0,06500	1218,12	1218,12	4,01E-04	0,00E+00
5	0,17865	0,06500	1183,31	1183,31	3,00E-04	5,43E-06
6	0,23015	0,06500	1073,65	1173,91	4,63E-05	1,27E-05
7	0,28165	0,07000	388,76	388,76	2,20E-04	5,96E-06
8	0,29165	0,06500	236,31	236,31	2,32E-04	3,70E-06
9	0,30715	0,06500	0,00	0,00	2,42E-04	0,00E+00
10	0,32265	0,06500	0,00	0,00	2,42E-04	3,75E-06
11	0,32980	0,06500	0,00	0,00	2,42E-04	5,47E-06

Tabla n°37-Deflexión y deformación eje salida caso 1- fuerzas resultantes

## ANTIHORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA POSITIVA (CASO 2)

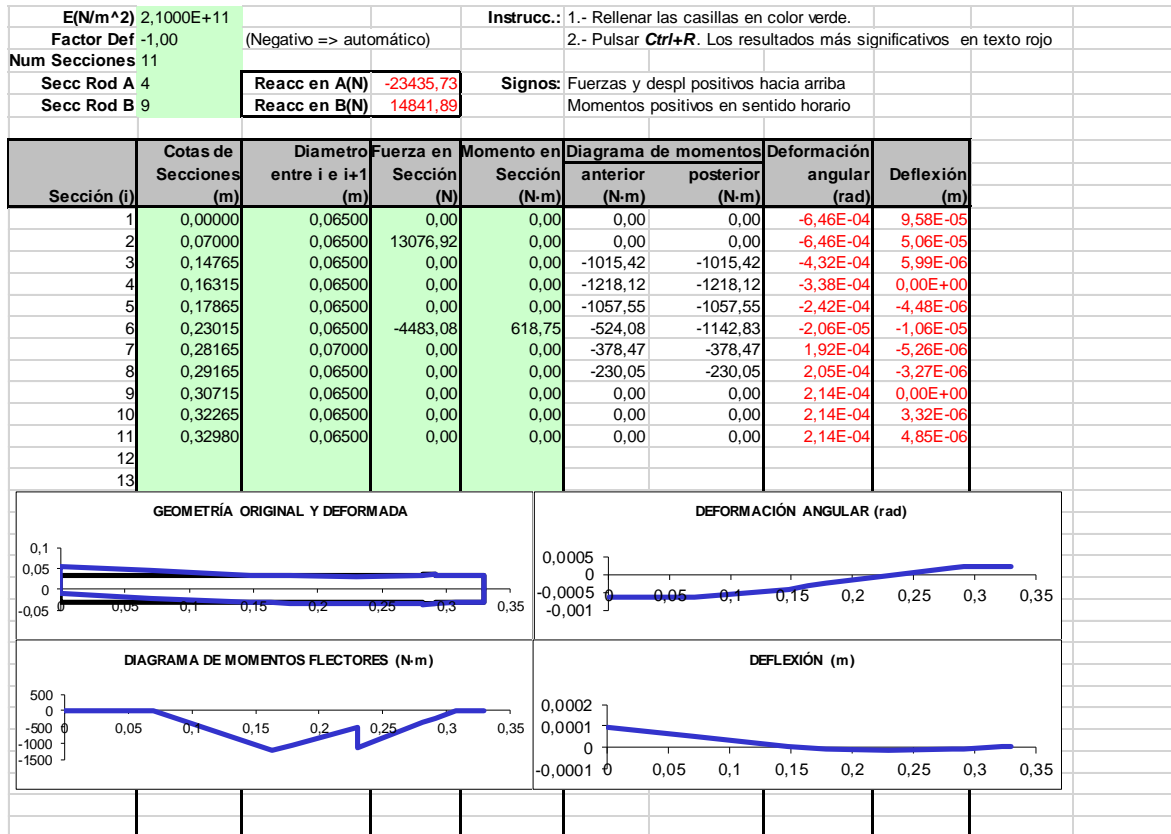


Tabla nº38-Deflexión y deformación eje salida caso 2- fuerzas horizontales

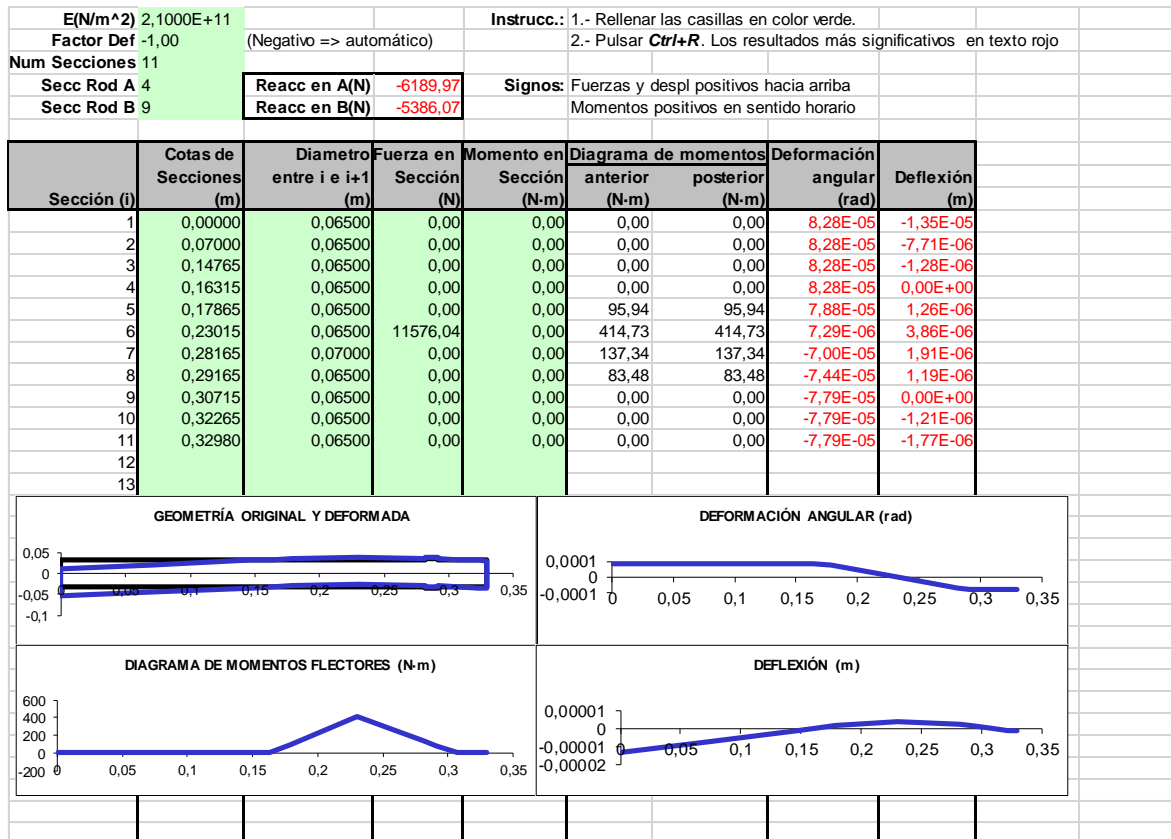


Tabla nº39-Deflexión y deformación eje salida caso 2- fuerzas verticales

		Reacc en A(N)	24239,4078			
		Reacc en B(N)	15788,9629			
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,06500	0,00	0,00	6,51E-04	9,68E-05
2	0,07000	0,06500	0,00	0,00	6,51E-04	5,12E-05
3	0,14765	0,06500	1015,42	1015,42	4,40E-04	6,12E-06
4	0,16315	0,06500	1218,12	1218,12	3,48E-04	0,00E+00
5	0,17865	0,06500	1061,90	1061,90	2,54E-04	4,65E-06
6	0,23015	0,06500	668,32	1215,75	2,19E-05	1,13E-05
7	0,28165	0,07000	402,62	402,62	2,05E-04	5,60E-06
8	0,29165	0,06500	244,73	244,73	2,18E-04	3,48E-06
9	0,30715	0,06500	0,00	0,00	2,28E-04	0,00E+00
10	0,32265	0,06500	0,00	0,00	2,28E-04	3,53E-06
11	0,32980	0,06500	0,00	0,00	2,28E-04	5,16E-06

Tabla nº40-Deflexión y deformación eje salida caso 2- fuerzas resultantes

### GIRO HORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA NEGATIVA (CASO 3)

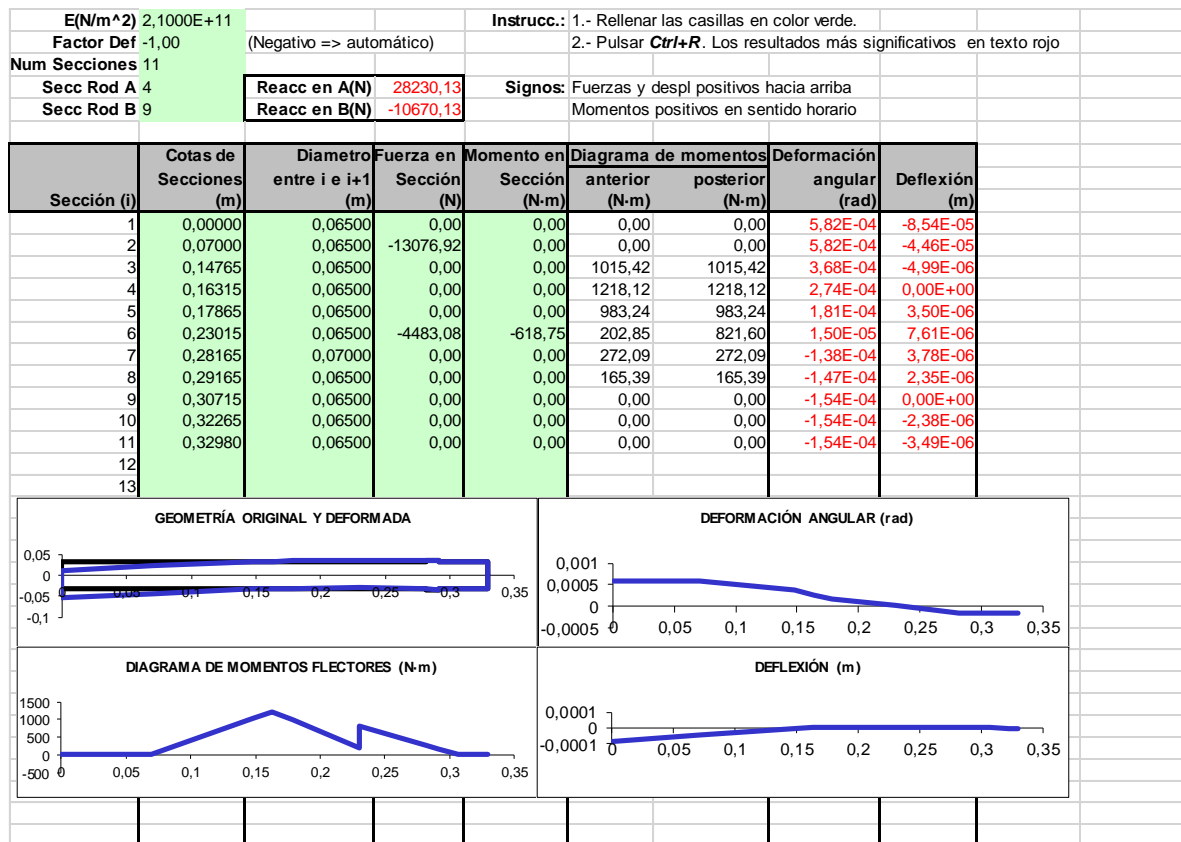


Tabla nº41-Deflexión y deformación eje salida caso 3- fuerzas horizontales

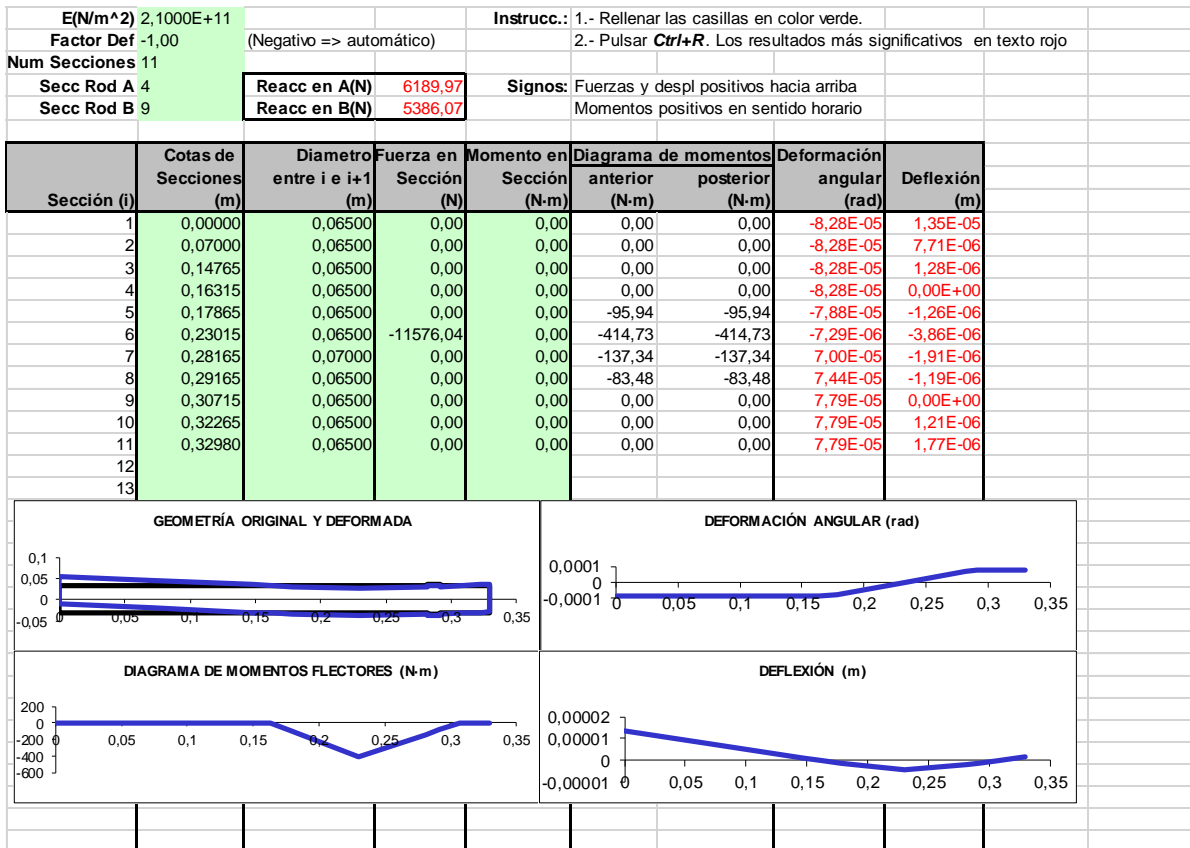


Tabla nº42-Deflexión y deformación eje salida caso 3- fuerzas verticales

		<b>Reacc en A(N)</b> 28900,7945				
		<b>Reacc en B(N)</b> 11952,4672				

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,06500	0,00	0,00	5,88E-04	8,64E-05
2	0,07000	0,06500	0,00	0,00	5,88E-04	4,53E-05
3	0,14765	0,06500	1015,42	1015,42	3,77E-04	5,16E-06
4	0,16315	0,06500	1218,12	1218,12	2,86E-04	0,00E+00
5	0,17865	0,06500	987,91	987,91	1,97E-04	3,72E-06
6	0,23015	0,06500	461,68	920,34	1,67E-05	8,53E-06
7	0,28165	0,07000	304,79	304,79	1,55E-04	4,23E-06
8	0,29165	0,06500	185,26	185,26	1,65E-04	2,63E-06
9	0,30715	0,06500	0,00	0,00	1,72E-04	0,00E+00
10	0,32265	0,06500	0,00	0,00	1,72E-04	2,67E-06
11	0,32980	0,06500	0,00	0,00	1,72E-04	3,91E-06

Tabla nº43-Deflexión y deformación eje salida caso 3- fuerzas resultantes

**GIRO HORARIO + FUERZA RADIAL EXTERNA POSITIVA (CASO 4)**

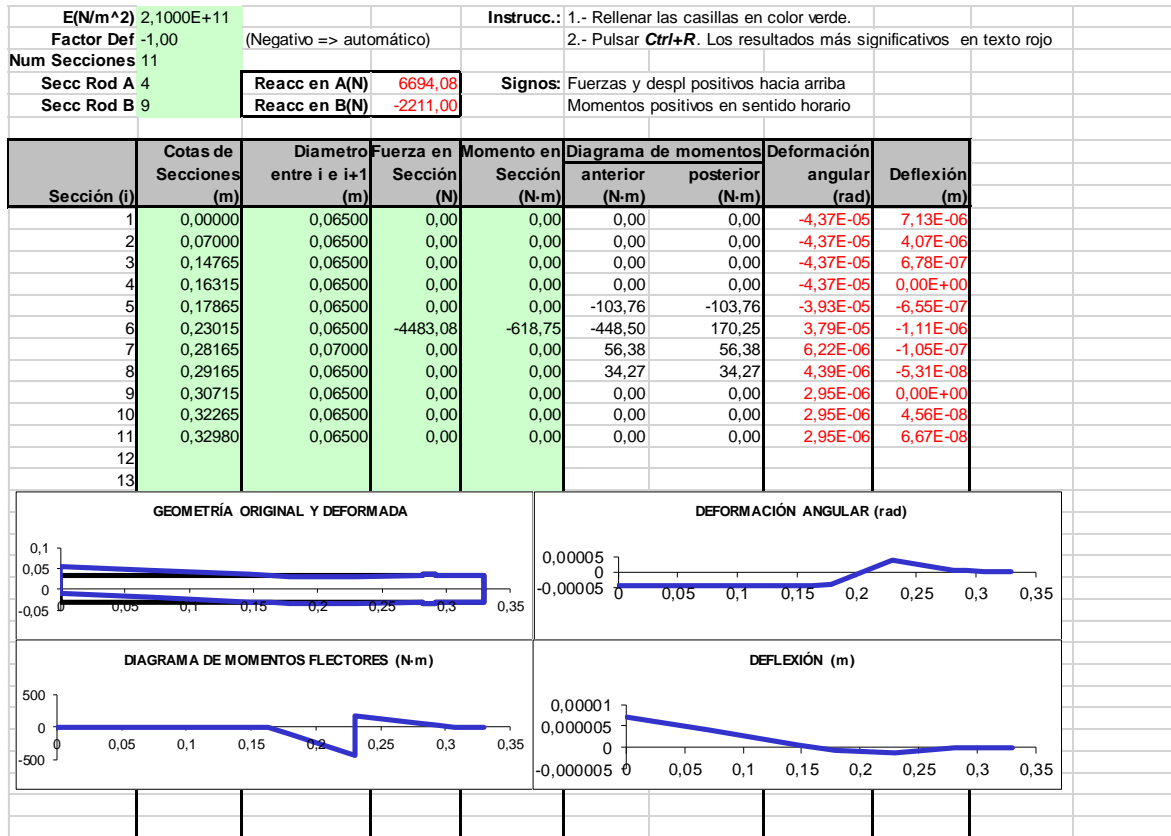


Tabla nº44-Deflexión y deformación eje salida caso 4- fuerzas horizontales

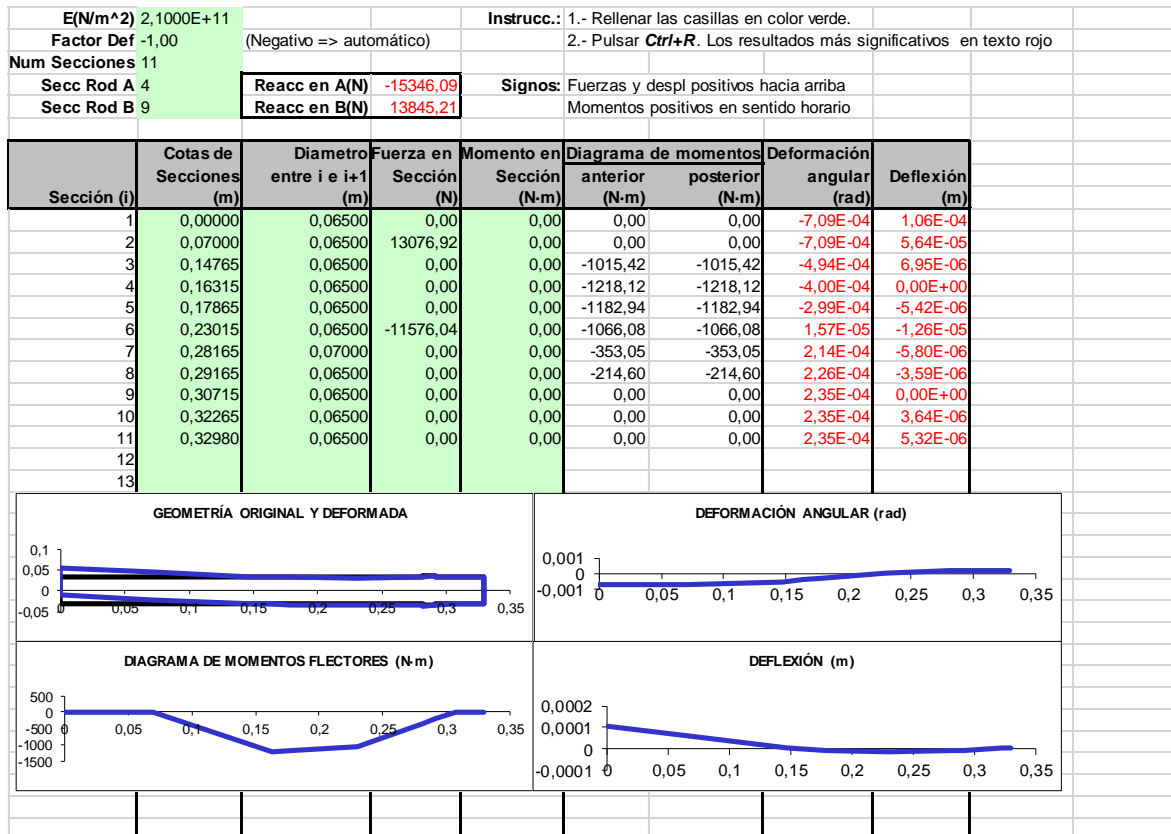


Tabla nº45-Deflexión y deformación eje salida caso 4- fuerzas verticales

		Reacc en A(N)	16742,5522			
		Reacc en B(N)	14020,637			
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación	
			anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,06500	0,00	0,00	7,10E-04	1,06E-04
2	0,07000	0,06500	0,00	0,00	7,10E-04	5,66E-05
3	0,14765	0,06500	1015,42	1015,42	4,96E-04	6,99E-06
4	0,16315	0,06500	1218,12	1218,12	4,03E-04	0,00E+00
5	0,17865	0,06500	1187,48	1187,48	3,02E-04	5,45E-06
6	0,23015	0,06500	1156,58	1079,59	4,10E-05	1,26E-05
7	0,28165	0,07000	357,53	357,53	2,14E-04	5,80E-06
8	0,29165	0,06500	217,32	217,32	2,26E-04	3,59E-06
9	0,30715	0,06500	0,00	0,00	2,35E-04	0,00E+00
10	0,32265	0,06500	0,00	0,00	2,35E-04	3,64E-06
11	0,32980	0,06500	0,00	0,00	2,35E-04	5,32E-06

Tabla nº46-Deflexión y deformación eje salida caso 4- fuerzas resultantes

### CONCLUSIÓN EJE SALIDA

Con respecto a deformación y deflexión del eje, todos los casos cumplen con los requisitos mínimos.

Para el diseño a fatiga hay que tener en cuenta las secciones con mayores momentos flectores, se estudiará por lo tanto el caso más desfavorable que es el caso 2 (giro antihorario y fuerza radial externa positiva).

En cuanto a la selección de los rodamientos, se tendrán en cuenta las secciones donde se sitúan los mismos, para ello se deberá de estudiar cada caso por separado.

## 5.8. CÁLCULO A FATIGA

Para llevar a cabo los cálculos en este apartado se han llevado a cabo los cálculos en una hoja de Excel donde se han realizado todas las operaciones. En esta hoja de Excel las celdas que aparecen de color naranja son aquellas en las que hay que insertar datos y por tanto modificarlas. Las demás celdas llevarán implementadas las correspondientes fórmulas.

### 5.8.1. EJE ENTRADA

El eje de entrada se ha dividido en 11 secciones de estudio para la deflexión lateral anteriormente, aunque para el diseño a fatiga las secciones que se han escogido son distintas, están designadas con letras en vez de con números (deflexión lateral). Habrá que comprobar cada una de estas secciones para ver que cumple el diseño a fatiga o en caso contrario tener que cambiar el diámetro del eje correspondiente en esa sección. En cada eje se estudiará el caso más desfavorable como se ha mencionado anteriormente. En este eje se estudiará el caso 2.

## SECCIÓN A

Esta sección está sometida solamente a un momento torsor, ya que se considera como si fuese el extremo de un voladizo, y ese par torsor vale 133,81 Nm como se ha visto anteriormente. Para realizar los cálculos se comprueba que el diámetro que se ha obtenido por rigidez torsional (30 mm) cumple. También hay que tener en cuenta que al tratarse de un chavetero de tipo bañera, este actúa como concentrador de tensiones y  $k_f$  se considerará de valor 1,6 (ya que la dureza HB del material del eje es superior a 200).

SECCIÓN A		a	b	Esfuerzos presentes (Nm)					
		4,51	-0,265	Momento flector	Par torsor				
Material del eje	34CrNiMo6			0	133,81				
Su (Mpa)	1300								
Sy (Mpa)	860								
X	2,5								
dinicial (mm)	ka	kb	kc	kd	ke	kf	Se'	Se	dminimo a fatiga
30	0,67449938	0,863609	1	1,01	0,868	1,6	650	207,4594557	15,82644913
15,82644913	0,67449938	0,924773	1	1,01	0,868	1,6	650	222,1524849	15,82644913
15,82644913	0,67449938	0,924773	1	1,01	0,868	1,6	650	222,1524849	15,82644913
15,82644913	0,67449938	0,924773	1	1,01	0,868	1,6	650	222,1524849	15,82644913
15,82644913	0,67449938	0,924773	1	1,01	0,868	1,6	650	222,1524849	15,82644913
15,82644913	0,67449938	0,924773	1	1,01	0,868	1,6	650	222,1524849	15,82644913

Tabla n°47-Diseño a fatiga eje de entrada- sección A

Como se ve en la imagen el diámetro mínimo de esta sección es de 15,83 mm, por lo tanto la sección cumple a fatiga.

## SECCIÓN B

Esta sección se trata de una entalla en el eje donde se va a alojar el anillo de retención,  $k_f$  valdrá 2,2.

En esta sección existe tanto par torsor como momento flector, el par torsor tiene el mismo valor que en la sección anterior aunque el momento vale 99,47 Nm, tal como se puede ver en la gráfica y la tabla del cálculo a deflexión del eje.

Echando un vistazo a los datos anteriores se puede saber desde un principio que el diámetro mínimo será superior a la sección anterior.

SECCIÓN B		a	b	Esfuerzos presentes (Nm)					
		4,51	-0,265	Momento flector	Par torsor				
Material del eje	34CrNiMo6			99,47	133,81				
Su (Mpa)	1300								
Sy (Mpa)	860								
X	2,5								
dinicial (mm)	ka	kb	kc	kd	ke	kf	Se'	Se	dminimo a fatiga
30	0,67449938	0,863609	1	1,01	0,868	2,2	650	150,8796042	25,842275
25,842275	0,67449938	0,877505	1	1,01	0,868	2,2	650	153,3074008	25,71246229
25,71246229	0,67449938	0,877978	1	1,01	0,868	2,2	650	153,3900319	25,7080956
25,7080956	0,67449938	0,877994	1	1,01	0,868	2,2	650	153,3928195	25,70794834
25,70794834	0,67449938	0,877995	1	1,01	0,868	2,2	650	153,3929135	25,70794337
25,70794337	0,67449938	0,877995	1	1,01	0,868	2,2	650	153,3929167	25,70794321

Tabla n°48-Diseño a fatiga eje de entrada- sección B

Como se ve en la imagen el diámetro mínimo de esta sección es de 25,71 mm, por lo tanto la sección cumple a fatiga.



## SECCIÓN C

Esta es la sección más crítica, ya que soporta el mayor momento flector cuyo valor es de 162,81 Nm, en esta sección se encuentra el chavetero también, por lo que  $k_f$  valdrá 1,6. El torsor sigue valiendo lo mismo que anteriormente.

SECCIÓN C		a	b	Esfuerzos presentes (Nm)					
Material del eje	34CrNiMo6	4,51	-0,265	Momento flector	Par torsor				
Su (Mpa)	1300			162,81	133,81				
Sy (Mpa)	860								
X	2,5								
dinicial (mm)	ka	kb	kc	kd	ke	kf	Se'	Se	dminimo a fatiga
30	0,67449938	0,863609	1	1,01	0,868	1,6	650	207,4594557	27,31660953
27,31660953	0,67449938	0,872311	1	1,01	0,868	1,6	650	209,5499403	27,2289433
27,2289433	0,67449938	0,872611	1	1,01	0,868	1,6	650	209,622026	27,22594213
27,22594213	0,67449938	0,872622	1	1,01	0,868	1,6	650	209,6244983	27,22583923
27,22583923	0,67449938	0,872622	1	1,01	0,868	1,6	650	209,6245831	27,2258357
27,2258357	0,67449938	0,872622	1	1,01	0,868	1,6	650	209,624586	27,22583558

Tabla n°49-Diseño a fatiga eje de entrada- sección C

Como se ve en la imagen el diámetro mínimo de esta sección es de 27,23 mm, por lo tanto la sección cumple a fatiga.

## SECCIÓN D

En esta sección se produce un cambio de diámetro de 30 a 35 mm, por lo que habrá que tener especial cuidado con las solicitaciones. El par torsor se anula y el momento flector baja su valor hasta 60,53 Nm.

SECCIÓN D		q	Esfuerzos presentes (Nm)						
Material del eje	34CrNiMo6	0,974148	Momento flector	Par torsor					
Su (Mpa)	1300	0,039808	60,53	0					
Sy (Mpa)	860	r entalla	1,5						
X	2,5	ka	kc	kd	ke	Se'			
		0,67449938	1	1,01	0,868	650			
dinicial (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	kt (tabla)	kf	kb	Se	dminimo a fatiga
30	1,5	35	0,05	1,166667	1,85	1,828025	0,863609	181,5812379	20,40265473
20,40265473	1,5	35	0,07352	1,715463	1,9	1,876733	0,89998	184,3173672	20,30119416
20,30119416	1,5	35	0,073887	1,724037	1,9	1,876733	0,90046	184,4157137	20,29758473
20,29758473	1,5	35	0,0739	1,724343	1,9	1,876733	0,900477	184,4192223	20,29745601
20,29745601	1,5	35	0,073901	1,724354	1,9	1,876733	0,900478	184,4193475	20,29745142
20,29745142	1,5	35	0,073901	1,724354	1,9	1,876733	0,900478	184,4193519	20,29745125

Tabla n°50-Diseño a fatiga eje de entrada- sección D

Como se ve en la imagen el diámetro mínimo de esta sección es de 20,30 mm, por lo tanto la sección cumple a fatiga.

## SECCIÓN E

En esta sección se produce un cambio de diámetro también por lo que se estudiará de la misma forma que en la anterior sección. El momento flector desciende hasta 39,66 Nm.

SECCIÓN E											
						q	0,974147621			Esfuerzos presentes (Nm)	
						α	0,039807692			Momento flector	Par torsor
Material del eje	34CrNiMo6					r entalla	1,5			39,66	0
Su (Mpa)	1300										
Sy (Mpa)	860					ka	kc	kd	ke	Se'	
X	2,5					0,674499378		1	1,01	0,868	650
dinicial (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	kt (tabla)	kf	kb	Se	d mínimo a fatiga		
30	1,5	35	0,05	1,166667	1,85	1,828025478	0,863609	181,5812379	17,2069261		
17,72069261	1,5	35	0,084647	1,975092	1,8	1,779318097	0,913654	197,3622834	17,23519875		
17,23519875	1,5	35	0,087031	2,030728	1,8	1,779318097	0,916374	197,9497928	17,21813066		
17,21813066	1,5	35	0,087117	2,032741	1,8	1,779318097	0,916471	197,9707796	17,21752221		
17,21752221	1,5	35	0,087121	2,032813	1,8	1,779318097	0,916474	197,9715282	17,21750051		
17,21750051	1,5	35	0,087121	2,032815	1,8	1,779318097	0,916474	197,9715549	17,21749973		

Tabla n°51-Diseño a fatiga eje de entrada- sección E

Como se ve en la imagen el diámetro mínimo de esta sección es de 17,22 mm, por lo tanto la sección cumple a fatiga.

## 5.8.2. EJE INTERMEDIO

El eje intermedio se ha dividido en 12 secciones de estudio para la deflexión lateral anteriormente, aunque para el diseño a fatiga las secciones que se han escogido son distintas, están designadas con letras en vez de con números (deflexión lateral). Habrá que comprobar cada una de estas secciones para ver que cumple el diseño a fatiga o en caso contrario tener que cambiar el diámetro del eje correspondiente en esa sección. En cada eje se estudiará el caso más desfavorable como se ha mencionado anteriormente. En este eje se estudiará el caso 2.

## SECCIÓN A

En esta sección se produce un cambio de diámetro en el eje, se pasa de 40 a 50 mm. No existe par torsor, pero sí hay momento flector de valor 85,64 Nm.

SECCIÓN A											
						q	0,98048459			Esfuerzos presentes (Nm)	
						α	0,03980769			Momento flector	Par torsor
Material del eje	34CrNiMo6					r entalla	2			85,64	0
Su (Mpa)	1300										
Sy (Mpa)	860					ka	kc	kd	ke	Se'	
X	2,5					0,67449938		1	1,01	0,868	650
dinicial (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	kt (tabla)	kf	kb	Se	d mínimo a fatiga		
40	2	50	0,05	1,25	2	1,98048459	0,83743048	162,5224293	23,76701083		
23,76701083	2	50	0,08415025	2,10375635	1,8	1,78438767	0,88540079	190,7158112	22,53288323		
22,53288323	2	50	0,08875917	2,21897924	1,8	1,78438767	0,89046691	191,8070579	22,49006987		
22,49006987	2	50	0,08892814	2,22320341	1,8	1,78438767	0,89064814	191,8460941	22,48854436		
22,48854436	2	50	0,08893417	2,22335422	1,8	1,78438767	0,89065461	191,8474866	22,48848995		
22,48848995	2	50	0,08893438	2,2233596	1,8	1,78438767	0,89065484	191,8475362	22,48848801		

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

Como se ve en la imagen el diámetro mínimo de esta sección es de 22,49 mm, por lo tanto la sección cumple a fatiga.

## SECCIÓN B

En esta sección se produce otro cambio de diámetro y no tiene par torsor aunque sí existe momento flector y su valor es de 122,88 Nm.

SECCIÓN B		q	0,98048459	Esfuerzos presentes (Nm)					
Material del eje	34CrNiMo6	$\alpha$	0,03980769	Momento flector	Par torsor				
Su (Mpa)	1300	r entalla	1,5	122,88	0				
Sy (Mpa)	860	ka	kc	kd	ke	Se'			
X	2,5	0,67449938	1	1,01	0,868	650			
dinicial (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	kt (tabla)	kf	kb	Se	d mínimo a fatiga
45	1,5	50	0,03333333	1,11111111	2	1,98048459	0,82694275	160,4870468	26,91951217
26,91951217	1,5	50	0,05572166	1,85738879	2,15	2,12755727	0,87367919	157,8362457	27,06937736
27,06937736	1,5	50	0,05541317	1,84710565	2,15	2,12755727	0,87316035	157,7425134	27,07473794
27,07473794	1,5	50	0,0554022	1,84673994	2,15	2,12755727	0,87314185	157,7391713	27,07492915
27,07492915	1,5	50	0,05540181	1,8467269	2,15	2,12755727	0,87314119	157,7390521	27,07493597
27,07493597	1,5	50	0,05540179	1,84672644	2,15	2,12755727	0,87314117	157,7390479	27,07493622

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

Como se ve en la imagen el diámetro mínimo de esta sección es de 27,07 mm, por lo tanto la sección cumple a fatiga.

## SECCIÓN C

En esta sección se encuentra el chavetero de la rueda por lo que al actuar como concentrador de tensiones, ser de tipo bañera y del mismo material que el eje de entrada,  $k_f$  vale 1,6.

Esta sección sí posee par torsor y vale 468,32 Nm y el momento flector vale 398,42 Nm.

SECCIÓN C		a	b	Esfuerzos presentes (Nm)					
Material del eje	34CrNiMo6	4,51	-0,265	Momento flector	Par torsor				
Su (Mpa)	1300			398,42	468,32				
Sy (Mpa)	860								
X	2,5								
dinicial (mm)	ka	kb	kc	kd	ke	kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga
45	0,67449938	0,82694275	1	1,01	0,868	1,6	650	198,6513265	37,55074446
37,55074446	0,67449938	0,84311147	1	1,01	0,868	1,6	650	202,5354379	37,32599046
37,32599046	0,67449938	0,84365322	1	1,01	0,868	1,6	650	202,6655795	37,31856821
37,31856821	0,67449938	0,84367117	1	1,01	0,868	1,6	650	202,6698921	37,31832237
37,31832237	0,67449938	0,84367177	1	1,01	0,868	1,6	650	202,670035	37,31831423
37,31831423	0,67449938	0,84367179	1	1,01	0,868	1,6	650	202,6700397	37,31831396

Tabla n°54-Diseño a fatiga eje intermedio- sección C

Como se ve en la imagen el diámetro mínimo de esta sección es de 37,32 mm, por lo tanto la sección cumple a fatiga.

## SECCIÓN D

Esta sección es la más crítica de este eje ya que posee el mayor momento flector del eje que vale 634,98 Nm y par torsor de igual valor que en la sección anterior. En esta sección se sitúa un chavetero al igual que en la sección anterior, por lo que  $k_f$  valdrá 1,6.

SECCIÓN D				a	b	Esfuerzos presentes (Nm)			
				4,51	-0,265	Momento flector	Par torsor		
Material del eje	34CrNiMo6					634,98	468,32		
Su (Mpa)	1300								
Sy (Mpa)	860								
X	2,5								
dinicial (mm)	ka	kb	kc	kd	ke	kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga
45	0,67449938	0,82694275	1	1,01	0,868	1,6	650	198,6513265	43,55257743
43,55257743	0,67449938	0,82984064	1	1,01	0,868	1,6	650	199,3474686	43,50325722
43,50325722	0,67449938	0,82994125	1	1,01	0,868	1,6	650	199,3716387	43,5015491
43,5015491	0,67449938	0,82994474	1	1,01	0,868	1,6	650	199,3724763	43,50148991
43,50148991	0,67449938	0,82994486	1	1,01	0,868	1,6	650	199,3725053	43,50148785
43,50148785	0,67449938	0,82994486	1	1,01	0,868	1,6	650	199,3725064	43,50148778

Tabla n°55-Diseño a fatiga eje intermedio- sección D

Como se ve en la imagen el diámetro mínimo de esta sección es de 43,50 mm, por lo tanto la sección cumple a fatiga.

## SECCIÓN E

En esta sección es donde se va a localizar el anillo de retención por lo que  $k_f$  valdrá 2,2. El par torsor desaparece y el momento flector descendiendo hasta 178,92 Nm. El coeficiente a aplicar por el hecho de ser una entalla es de  $k_f$  igual a 2,2.

SECCIÓN E				a	b	Esfuerzos presentes (Nm)			
				4,51	-0,265	Momento flector	Par torsor		
Material del eje	34CrNiMo6					178,92	0		
Su (Mpa)	1300								
Sy (Mpa)	860								
X	2,5								
dinicial (mm)	ka	kb	kc	kd	ke	kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga
45	0,67449938	0,82694275	1	1,01	0,868	2,2	650	144,473692	31,59925321
31,59925321	0,67449938	0,85882319	1	1,01	0,868	2,2	650	150,043467	31,20331337
31,20331337	0,67449938	0,85998268	1	1,01	0,868	2,2	650	150,2460399	31,18928351
31,18928351	0,67449938	0,86002407	1	1,01	0,868	2,2	650	150,2532701	31,18878323
31,18878323	0,67449938	0,86002554	1	1,01	0,868	2,2	650	150,2535279	31,18876539
31,18876539	0,67449938	0,86002559	1	1,01	0,868	2,2	650	150,2535371	31,18876475

Tabla n°56-Diseño a fatiga eje intermedio- sección E

Como se ve en la imagen el diámetro mínimo de esta sección es de 31,19 mm, por lo tanto la sección cumple a fatiga.

## SECCIÓN F

En esta sección se produce un cambio de diámetro de 45 a 40 mm y el momento flector se reduce hasta los 115,27 Nm.

SECCIÓN F									Esfuerzos presentes (Nm)		
						$q$	0,98048459			Momento flector	Par torsor
Material del eje	34CrNiMo6					$\alpha$	0,03980769			115,27	0
Su (Mpa)	1300					r entalla	2				
Sy (Mpa)	860					$k_a$	$k_c$	$k_d$	$k_e$	$Se'$	
X	2,5					0,67449938	1	1,01	0,868	650	
dinicial (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	kt (tabla)	kf	kb	Se	dminimo a fatiga		
40	2	45	0,05	1,125	1,85	1,8334119	0,83743048	175,5596582	25,57509772		
25,57509772	2	45	0,07820107	1,75952407	1,85	1,8334119	0,87848172	184,1656772	25,17035336		
25,17035336	2	45	0,07945856	1,78781757	1,85	1,8334119	0,87998248	184,4802971	25,15603639		
25,15603639	2	45	0,07950378	1,78883507	1,85	1,8334119	0,88003605	184,4915284	25,1555259		
25,1555259	2	45	0,07950539	1,78887137	1,85	1,8334119	0,88003796	184,491929	25,15550769		
25,15550769	2	45	0,07950545	1,78887266	1,85	1,8334119	0,88003803	184,4919433	25,15550704		

Tabla n°57-Diseño a fatiga eje intermedio- sección F

Como se ve en la imagen el diámetro mínimo de esta sección es de 25,16 mm, por lo tanto la sección cumple a fatiga.

### 5.8.3. EJE SALIDA

El eje intermedio se ha dividido en 11 secciones de estudio para la deflexión lateral anteriormente, aunque para el diseño a fatiga las secciones que se han escogido son distintas, están designadas con letras en vez de con números (deflexión lateral). Habrá que comprobar cada una de estas secciones para ver que cumple el diseño a fatiga o en caso contrario tener que cambiar el diámetro del eje correspondiente en esa sección. En cada eje se estudiará el caso más desfavorable como se ha mencionado anteriormente. En este eje se estudiará el caso 2.

## SECCIÓN A

En esta sección del eje de salida, se encuentra el primer chavetero, por lo que  $k_f$  se considerará de valor 1,6 (ya que aunque el material de este eje sea distinto a el eje de entrada e intermedio la dureza HB del material del eje es superior a 200). El momento flector es nulo, ya que se considera extremo de voladizo, aunque el par torsor que se produce aquí es el mayor de los tres ejes siendo de 1700 Nm.

También hay que tener en cuenta que  $k_b$  será diferente a los casos anteriores puesto que el diámetro del eje al superar los 51 mm la fórmula cambia.

SECCIÓN A		a	b	Esfuerzos presentes (Nm)					
		4,51	-0,265	Momento flector	Par torsor				
Material del eje	42CrMo4			0	1700				
Su (Mpa)	950								
Sy (Mpa)	560								
X	2,5								
dinicial (mm)	ka	kb	kc	kd	ke	kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga
65	0,73295918	0,804595	1	1,01	0,868	1,6	475	153,4870863	42,60629249
42,60629249	0,73295918	0,82333853	1	1,01	0,868	1,6	475	157,062662	42,60629249
42,60629249	0,73295918	0,82333853	1	1,01	0,868	1,6	475	157,062662	42,60629249
42,60629249	0,73295918	0,82333853	1	1,01	0,868	1,6	475	157,062662	42,60629249
42,60629249	0,73295918	0,82333853	1	1,01	0,868	1,6	475	157,062662	42,60629249
42,60629249	0,73295918	0,82333853	1	1,01	0,868	1,6	475	157,062662	42,60629249

Tabla nº58-Diseño a fatiga eje de salida- sección A

Como se ve en la imagen el diámetro mínimo de esta sección es de 42,61 mm, por lo tanto la sección cumple a fatiga.

### SECCIÓN B

En esta sección se encuentra la ranura para el alojamiento de un anillo de retención por lo que  $k_f$  valdrá 2,2 (igual que en las secciones vistas con anterioridad). El par torsor sigue valiendo lo mismo y el momento flector vale 1015,42 Nm.

SECCIÓN B		a	b	Esfuerzos presentes (Nm)					
		4,51	-0,265	Momento flector	Par torsor				
Material del eje	42CrMo4			1015,42	1700				
Su (Mpa)	950								
Sy (Mpa)	560								
X	2,5								
dinicial (mm)	ka	kb	kc	kd	ke	kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga
65	0,73295918	0,804595	1	1,01	0,868	2,2	475	111,6269719	62,51565055
62,51565055	0,73295918	0,8066744	1	1,01	0,868	2,2	475	111,9154613	62,46728585
62,46728585	0,73295918	0,80671488	1	1,01	0,868	2,2	475	111,9210776	62,46634616
62,46634616	0,73295918	0,80671567	1	1,01	0,868	2,2	475	111,9211867	62,4663279
62,4663279	0,73295918	0,80671568	1	1,01	0,868	2,2	475	111,9211888	62,46632755
62,46632755	0,73295918	0,80671568	1	1,01	0,868	2,2	475	111,9211888	62,46632754

Tabla nº59-Diseño a fatiga eje de salida- sección B

Como se ve en la imagen el diámetro mínimo de esta sección es de 62,47 mm, por lo tanto la sección cumple a fatiga.

## SECCIÓN C

En esta sección se encuentra el segundo chavetero por lo que  $k_f$  valdrá 1,6. Aquí es donde ir alojada la rueda 2 del reductor. El par torsor sigue valiendo lo mismo y el momento flector aumenta hasta 1215,75 Nm, siendo la sección más crítica de este eje.

SECCIÓN C		a	b	Esfuerzos presentes (Nm)					
Material del eje	42CrMo4	4,51	-0,265	Momento flector	Par torsor				
Su (Mpa)	950			1215,75	1700				
Sy (Mpa)	560								
X	2,5								
dinicial (mm)	ka	kb	kc	kd	ke	kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga
65	0,73295918	0,804595	1	1,01	0,868	1,6	475	153,4870863	60,01100398
60,01100398	0,73295918	0,80877079	1	1,01	0,868	1,6	475	154,2836731	59,92084451
59,92084451	0,73295918	0,80884625	1	1,01	0,868	1,6	475	154,2980688	59,91922181
59,91922181	0,73295918	0,80884761	1	1,01	0,868	1,6	475	154,2983279	59,9191926
59,9191926	0,73295918	0,80884764	1	1,01	0,868	1,6	475	154,2983326	59,91919208
59,91919208	0,73295918	0,80884764	1	1,01	0,868	1,6	475	154,2983326	59,91919207

Tabla nº60-Diseño a fatiga eje de salida- sección C

Como se ve en la imagen el diámetro mínimo de esta sección es de 59,92 mm, por lo tanto la sección cumple a fatiga.

## SECCIÓN D

En esta sección se produce un cambio de diámetro de 65 a 70 mm. No existe par torsor y el momento flector se reduce hasta los 402,62 Nm.

SECCIÓN D		q	Esfuerzos presentes (Nm)						
Material del eje	42CrMo4	0,97348533	Momento flector	Par torsor					
Su (Mpa)	950	$\alpha$ 0,05447368	402,62	0					
Sy (Mpa)	560	r entalla 1,5							
X	2,5	ka	kc	kd	ke	Se'			
		0,73295918	1	1,01	0,868	475			
dinicial (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	kt (tabla)	kf	kb	Se	d mínimo a fatiga
65	1,5	70	0,02307692	1,07692308	2	1,97348533	0,804595	124,4394037	43,52103891
43,52103891	1,5	70	0,03446609	1,60841749	2,4	2,36287947	0,82257289	106,2544968	45,87430047
45,87430047	1,5	70	0,03269805	1,52590883	2,4	2,36287947	0,82060321	106,0000667	45,91097491
45,91097491	1,5	70	0,03267193	1,52468991	2,4	2,36287947	0,82057251	105,9961015	45,91154739
45,91154739	1,5	70	0,03267152	1,52467089	2,4	2,36287947	0,82057203	105,9960396	45,91155633
45,91155633	1,5	70	0,03267151	1,5246706	2,4	2,36287947	0,82057203	105,9960386	45,91155647

Tabla nº61-Diseño a fatiga eje de salida- sección D

Como se ve en la imagen el diámetro mínimo de esta sección es de 45,91 mm, por lo tanto la sección cumple a fatiga.

## SECCIÓN E

En esta sección se produce también un cambio de diámetro de 70 a 65 mm. Sigue sin existir par torsor y el momento flector se reduce hasta los 244,73 Nm.

SECCIÓN E										Esfuerzos presentes (Nm)	
				q	0,97348533			Momento flector		Par torsor	
Material del eje	42CrMo4			r entalla	2			244,73		0	
Su (Mpa)	950										
Sy (Mpa)	560			ka		kc		kd	ke	Se'	
X	2,5			0,73295918		1		1,01		0,868	475
dinicial (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	D/d	kt (tabla)	kf	kb	Se	d mínimo a fatiga		
65	2	70	0,03076923	1,07692308	1,85	1,82746253	0,804595	134,3826938	35,93365569		
35,93365569	2	70	0,05565813	1,94803447	2,2	2,1681824	0,82892353	116,6898679	37,66501404		
37,66501404	2	70	0,05309967	1,85848862	2,2	2,1681824	0,82747438	116,4858674	37,68698866		
37,68698866	2	70	0,05306871	1,85740497	2,2	2,1681824	0,82745599	116,4832782	37,6872679		
37,6872679	2	70	0,05306832	1,85739121	2,2	2,1681824	0,82745576	116,4832453	37,68727145		
37,68727145	2	70	0,05306832	1,85739103	2,2	2,1681824	0,82745575	116,4832449	37,68727149		

Tabla nº62-Diseño a fatiga eje de salida- sección E

Como se ve en la imagen el diámetro mínimo de esta sección es de 37,69 mm, por lo tanto la sección cumple a fatiga.

## 6. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Con la finalidad de reducir al máximo la fricción de los ejes al girar, se emplearán rodamientos. En este apartado se van a elegir los rodamientos más adecuados para el reductor. Para ello, se debe estimar una vida para su funcionamiento, que se considerará que el reductor estará funcionando en servicio continuo las 24 horas. La vida, por tanto, que deberán de tener los rodamientos será de 50000 horas.

Los rodamientos se seleccionarán de un catálogo online del fabricante de rodamientos SKF.

El tipo de rodamientos que se han escogido serán los rodamientos de rodillos cónicos de una hilera puesto que pueden transmitir carga radial y axial.

### 6.1. FUERZA EQUIVALENTE EN RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS

Debido a que en los ejes existen esfuerzos axiales considerables se ha optado por rodamientos de rodillos cónicos de una hilera para el correcto funcionamiento del reductor.

La fuerza equivalente en este tipo de rodamientos se estima de la siguiente manera:

$$F_a/F_r < e \rightarrow F_{eq} = F_r$$

$$F_a/F_r > e \rightarrow F_{eq} = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Donde los valores de "e" y de "Y" se pueden obtener del catálogo del fabricante de rodamientos SKF.

En este tipo de rodamientos hay que tener en cuenta que la fuerza radial genera un empuje axial a causa del ángulo de contacto. Este empuje se define como:

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



El objetivo principal es el de calcular la fuerza axial en cada rodamiento ya que el valor de las fuerzas radiales ya ha sido calculado en el cálculo a deflexión.

Para calcular las fuerzas axiales, hay que tener en cuenta el sentido de la fuerza axial resultante del eje, la cual depende de la fuerza axial de los engranajes que hay en ese eje junto con las generadas en cada rodamiento (empuje axial).

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

Una vez se sepa cuál es el extremo fijo, la fuerza axial en ese rodamiento es la necesaria para equilibrar la fuerza axial de los engranajes y la fuerza axial del otro rodamiento, mientras que en el extremo libre, la fuerza axial se genera por el propio rodamiento debida al empuje axial.

Una vez se hayan calculado la fuerzas axiales de los rodamientos se podrá calcular la fuerza equivalente en cada rodamiento.

## 6.2. CÁLCULO DE LA VIDA DEL RODAMIENTO

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

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

Donde “C” es la capacidad de carga dinámica la cual se puede obtener del catálogo del fabricante de rodamientos SKF y representa la fuerza transmitida que ocasiona un 10% de fallos a fatiga en un millón de revoluciones.

“Q” valdrá 10/3 ya que se trata de rodamientos de rodillos, en los cuales existe un contacto lineal.

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

Ya que este cálculo de vida es para una probabilidad de fallo del 10% se tienen que aplicar una serie de factores correctores con el fin de garantizar una probabilidad de fallo inferior a ese 10%. Para ello se emplea una ecuación que nos facilita la norma ISO 281:2007 la cual es:

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

Donde  $a_1$  es el factor fiabilidad. En este caso se considera una fiabilidad del 98% ya que los rodamientos son una parte sensible del mecanismo del reductor. A esa fiabilidad equivale un factor  $a_1$  de 0,37.

Donde  $a_{iso}$  es el factor por condiciones de trabajo, el cual tiene en cuenta la lubricación inadecuada y depende de diversos factores a su vez: de la carga del rodamiento ( $F_{eq}$ ), de la carga límite de fatiga del rodamiento ( $P_u$ ), fuerza que nunca ocasionaría el fallo si la lubricación es adecuada, cada rodamiento tiene la suya propia, de la contaminación del lubricante ( $\eta_c$ ) que en este caso valdrá 0,6 por lo que tendrán una limpieza normal, de su viscosidad a la temperatura

de trabajo que serán de unos 50-60°C, de las dimensiones del rodamiento y de la velocidad de trabajo.

Para calcular este factor  $a_{iso}$ , se debe obtener la viscosidad relativa  $v_1$ , que dependiendo del valor de la velocidad de giro se tienen dos ecuaciones:

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

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

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

Con esta viscosidad relativa se puede obtener el valor de la letra kappa “κ” que se calcula como el cociente entre la viscosidad a la temperatura de trabajo y la viscosidad relativa:

$$\kappa = \frac{v}{v_1}$$

Por otro lado, se tiene la relación contaminación-carga:

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

Y con esto se puede obtener en la gráfica el valor de  $a_{iso}$ .

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

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

Y despejando la capacidad dinámica de carga “C”:

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

Si este valor calculado es superior al “C” del rodamiento seleccionado significará que el rodamiento no sirve y habría que sustituirlo por otro de una capacidad de carga mayor, sin embargo si el valor del “C” calculado es inferior al del rodamiento que se ha seleccionado significa que soportará las cargas sufridas pero se debe ajustar lo mejor posible para que ese rodamiento sea el más apropiado dentro de todos los que puedan servir.

Los cálculos se realizarán con Excel para agilizar el proceso. En las tablas siguientes se mostrará el resultado final de selección de los rodamientos de los ejes.

Las celdas con fondo de color naranja son aquellas no que contienen fórmulas. Están así para distinguirlas del resto de celdas y para agilizar el proceso.

### 6.3. RODAMIENTOS EJE ENTRADA

En el caso del eje de entrada se tienen 4 posibles casos distintos de carga, todos los cuales se estudiarán para asegurar que los rodamientos que se escogen cumplen los 4 casos de carga distintos.

#### CASO 1

Para este caso las cargas son las siguientes:

- $F_{ax \text{ piñón } 1} = -1743,44 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 2121,84 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 3888,74 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	31306			TIPO	31306		
d (mm)	30	Pu(N)	5700	d (mm)	30	Pu(N)	5700
D (mm)	72	e	0,83	D (mm)	72	e	0,83
Dmedio (mm)	51	Ya	0,72	Dmedio (mm)	51	Yb	0,72
C(N)	58300	q	3,33	C(N)	58300	q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	2121,84			Fuerza radial rodamiento B (N)	3888,74		
Fuerza axial rodamiento A (N)	4443,95389			Fuerza axial rodamiento B (N)	2700,51389		
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				-1743,44			
Fuerza axial resultante eje				-2970,453889			
Fuerza axial generada por la reacción radial	1473,5			Fuerza axial generada por la reacción radial	-2700,5139		
Tipo extremo	FIJO			Tipo extremo	MÓVIL		
Fa/Fr	2,09438689			Fa/Fr	0,69444444		
Fuerza equivalente (N)	4048,3828			Fuerza equivalente (N)	3888,74		
Velocidad giro eje (rpm)	1400			Velocidad giro eje (rpm)	1400		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200			Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200		
Viscosidad relativa	16,8408267			Viscosidad relativa	16,8408267		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	0,84478177			Factor contaminación-carga	0,87946224		
Kappa (k)	11,8759015			Kappa (k)	11,8759015		
aiso (tabla)	22			aiso (tabla)	24		
C necesario (N)	26417,0087			C necesario (N)	24720,8306		
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO			RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO		

Tabla n°63-Selección rodamientos eje de entrada- caso 1

Como se ve en la imagen estos rodamientos cumplen ya que no se supera la capacidad de carga del rodamiento "C".

## CASO 2

Para este caso las cargas son las siguientes:

- $F_{ax \text{ piñón } 1} = -1743,44 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 6103,51 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 2664,00 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	31306			TIPO	31306		
d (mm)	30	Pu(N)	5700	d (mm)	30	Pu(N)	5700
D (mm)	72	e	0,83	D (mm)	72	e	0,83
Dmedio (mm)	51	Ya	0,72	Dmedio (mm)	51	Yb	0,72
C(N)	58300	q	3,33	C(N)	58300	q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	6103,51			Fuerza radial rodamiento B (N)	2664		
Fuerza axial rodamiento A (N)	4238,54861			Fuerza axial rodamiento B (N)	2495,10861		
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				-1743,44			
Fuerza axial resultante eje				645,1086111			
Fuerza axial generada por la reacción radial	4238,54861			Fuerza axial generada por la reacción radial	-1850		
Tipo extremo	MÓVIL			Tipo extremo	FIJO		
Fa/Fr	0,69444444			Fa/Fr	0,93660233		
Fuerza equivalente (N)	6103,51			Fuerza equivalente (N)	2862,0782		
Velocidad giro eje (rpm)	1400			Velocidad giro eje (rpm)	1400		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200			Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200		
Viscosidad relativa	16,8408267			Viscosidad relativa	16,8408267		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	0,56033332			Factor contaminación-carga	1,1949359		
Kappa (k)	11,8759015			Kappa (k)	11,8759015		
aiso (tabla)	8			aiso (tabla)	50		
C necesario (N)	53965,1599			C necesario (N)	14595,2754		
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO			RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO		

Tabla nº64-Selección rodamientos eje de entrada- caso 2

Como se ve en la imagen estos rodamientos cumplen ya que no se supera la capacidad de carga del rodamiento "C". Este caso es el más desfavorable para el rodamiento A ya que casi se alcanza la "C".

### CASO 3

Para este caso las cargas son las siguientes:

- $F_{ax \text{ piñón } 1} = 1743,44 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 4383,53 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 3887,73 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	31306			TIPO	31306		
d (mm)	30	Pu(N)	5700	d (mm)	30	Pu(N)	5700
D (mm)	72	e	0,83	D (mm)	72	e	0,83
Dmedio (mm)	51	Ya	0,72	Dmedio (mm)	51	Yb	0,72
C(N)	58300	q	3,33	C(N)	58300	q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	4383,53			Fuerza radial rodamiento B (N)	3887,73		
Fuerza axial rodamiento A (N)	3044,11806			Fuerza axial rodamiento B (N)	4787,55806		
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				1743,44			
Fuerza axial resultante eje				2087,745556			
Fuerza axial generada por la reacción radial	3044,11806			Fuerza axial generada por la reacción radial	-2699,8125		
Tipo extremo	MÓVIL			Tipo extremo	FIJO		
Fa/Fr	0,69444444			Fa/Fr	1,23145333		
Fuerza equivalente (N)	4383,53			Fuerza equivalente (N)	5002,1338		
Velocidad giro eje (rpm)	1400			Velocidad giro eje (rpm)	1400		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200			Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200		
Viscosidad relativa	16,8408267			Viscosidad relativa	16,8408267		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	0,78019313			Factor contaminación-carga	0,68370822		
Kappa (k)	11,8759015			Kappa (k)	11,8759015		
aiso (tabla)	18			aiso (tabla)	12		
C necesario (N)	30380,6649			C necesario (N)	39156,9498		
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO			RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO		

Tabla nº65-Selección rodamientos eje de entrada- caso 3

Como se ve en la imagen estos rodamientos cumplen ya que no se supera la capacidad de carga del rodamiento "C". Este caso es el más desfavorable para el rodamiento B ya que casi se alcanza la "C".

## CASO 4

Para este caso las cargas son las siguientes:

- $F_{ax \text{ piñón } 1} = 1743,44 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 1362,93 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 4174,67 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	31306			TIPO	31306		
d (mm)	30	Pu(N)	5700	d (mm)	30	Pu(N)	5700
D (mm)	72	e	0,83	D (mm)	72	e	0,83
Dmedio (mm)	51	Ya	0,72	Dmedio (mm)	51	Yb	0,72
C(N)	58300	q	3,33	C(N)	58300	q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	1362,93			Fuerza radial rodamiento B (N)	4174,67		
Fuerza axial rodamiento A (N)	1155,63639			Fuerza axial rodamiento B (N)	2899,07639		
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				1743,44			
Fuerza axial resultante eje				-209,1572222			
Fuerza axial generada por la reacción radial	946,479167			Fuerza axial generada por la reacción radial	-2899,0764		
Tipo extremo	FIJO			Tipo extremo	MÓVIL		
Fa/Fr	0,8479059			Fa/Fr	0,69444444		
Fuerza equivalente (N)	1377,2302			Fuerza equivalente (N)	4174,67		
Velocidad giro eje (rpm)	1400			Velocidad giro eje (rpm)	1400		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200			Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200		
Viscosidad relativa	16,8408267			Viscosidad relativa	16,8408267		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	2,48324499			Factor contaminación-carga	0,81922643		
Kappa (k)	11,8759015			Kappa (k)	11,8759015		
aiso (tabla)	50			aiso (tabla)	20		
C necesario (N)	7023,23721			C necesario (N)	28032,0239		
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO			RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO		

Tabla n°66-Selección rodamientos eje de entrada- caso 4

Como se ve en la imagen estos rodamientos cumplen ya que no se supera la capacidad de carga del rodamiento "C".

### 6.4. RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO

Para el eje intermedio se tienen dos casos de carga. El proceso de selección ha sido ir seleccionando rodamientos de diámetro interior de 45 mm con una capacidad de carga intermedia y a partir de ahí hacer que se ajuste lo máximo posible el  $C_{nec}$  al  $C_{rod}$  para poder asegurar que se han ajustado las 50000 horas de vida de manera eficiente.

El cálculo de las fuerzas es un poco distinto que el eje de entrada y el de salida, ya que para calcular la fuerza axial sobre este eje debida a los engranajes hay que tener en cuenta las fuerzas axiales de ambos engranajes y sus sentidos para calcular la  $F_h$ .

## CASO 1

Para este caso las cargas son las siguientes:

- $F_{ax \text{ engranajes}} = 1731,65 - 4215,00 = -2483,35 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 7524,75 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 9096,75 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	31308			TIPO	31308		
d (mm)	40	Pu(N)	9500	d (mm)	40	Pu(N)	9500
D (mm)	90	e	0,83	D (mm)	90	e	0,83
Dmedio (mm)	65	Ya	0,72	Dmedio (mm)	65	Yb	0,72
C(N)	91100	q	3,33	C(N)	91100	q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	7524,75			Fuerza radial rodamiento B (N)	9096,75		
Fuerza axial rodamiento A (N)	8800,5375			Fuerza axial rodamiento B (N)	6317,1875		
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				-2483,35			
Fuerza axial resultante eje				-3575,016667			
Fuerza axial generada por la reacción radial	5225,52083			Fuerza axial generada por la reacción radial	-6317,1875		
Tipo extremo	FIJO			Tipo extremo	MOVIL		
Fa/Fr	1,1695455			Fa/Fr	0,69444444		
Fuerza equivalente (N)	9346,287			Fuerza equivalente (N)	9096,75		
Velocidad giro eje (rpm)	400			Velocidad giro eje (rpm)	400		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200			Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200		
Viscosidad relativa	37,8389287			Viscosidad relativa	37,8389287		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	0,60986785			Factor contaminación-carga	0,62659741		
Kappa (k)	5,2855619			Kappa (k)	5,2855619		
aiso (tabla)	10			aiso (tabla)	10		
C necesario (N)	53050,199			C necesario (N)	51633,809		
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO			RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO		

Tabla n°67-Selección rodamientos eje intermedio- caso 1

Como se ve en la imagen estos rodamientos cumplen ya que no se supera la capacidad de carga del rodamiento "C". Este caso es el más desfavorable para el rodamiento A ya que casi se alcanza la "C".

## CASO 2

Para este caso las cargas son las siguientes:

- $F_{ax \text{ engranajes}} = -1731,65 + 4215,00 = 2483,35 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 7447,12 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 10023,36 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	31308			TIPO	31308		
d (mm)	40	Pu(N)	9500	d (mm)	40	Pu(N)	9500
D (mm)	90	e	0,83	D (mm)	90	e	0,83
Dmedio (mm)	65	Ya	0,72	Dmedio (mm)	65	Yb	0,72
C(N)	91100	q	3,33	C(N)	91100	q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	7447,12			Fuerza radial rodamiento B (N)	10023,36		
Fuerza axial rodamiento A (N)	5171,61111			Fuerza axial rodamiento B (N)	7654,96111		
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				2483,35			
Fuerza axial resultante eje				694,2944444			
Fuerza axial generada por la reacción radial	5171,61111			Fuerza axial generada por la reacción radial	-6960,6667		
Tipo extremo	MÓVIL			Tipo extremo	FIJO		
Fa/Fr	0,69444444			Fa/Fr	0,76371208		
Fuerza equivalente (N)	7447,12			Fuerza equivalente (N)	10023,36		
Velocidad giro eje (rpm)	400			Velocidad giro eje (rpm)	400		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200			Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200		
Viscosidad relativa	37,8389287			Viscosidad relativa	37,8389287		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	0,76539656			Factor contaminación-carga	0,56867158		
Kappa (k)	5,2855619			Kappa (k)	5,2855619		
aiso (tabla)	15			aiso (tabla)	8		
C necesario (N)	37424,4993			C necesario (N)	60836,3765		
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO			RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO		

Tabla n°68-Selección rodamientos eje intermedio- caso 2

Como se ve en la imagen estos rodamientos cumplen ya que no se supera la capacidad de carga del rodamiento "C". Este caso es el más desfavorable para el rodamiento B ya que casi se alcanza la C.



## 6.5. RODAMIENTOS EJE SALIDA

Por último, el eje de salida se resuelve de manera muy parecida al del eje de entrada. Hay 4 casos distintos de carga los cuales se deben analizar uno por uno.

### CASO 1

Para este caso las cargas son las siguientes:

- $F_{ax \text{ rueda } 2} = 4213,33 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 15463,22 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 15245,63 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	32213			TIPO	32213		
d (mm)	65	Pu(N)	22800	d (mm)	65	Pu(N)	22800
D (mm)	120	e	0,4	D (mm)	120	e	0,4
Dmedio (mm)	92,5	Ya	1,5	Dmedio (mm)	92,5	Yb	1,5
C(N)	186000	q	3,33	C(N)	186000	q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	15463,22			Fuerza radial rodamiento B (N)	15245,63		
Fuerza axial rodamiento A (N)	5154,40667			Fuerza axial rodamiento B (N)	9367,73667		
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				4213,33			
Fuerza axial resultante eje				4285,86			
Fuerza axial generada por la reacción radial	5154,40667			Fuerza axial generada por la reacción radial	-5081,8767		
Tipo extremo	MÓVIL			Tipo extremo	FIJO		
Fa/Fr	0,33333333			Fa/Fr	0,61445389		
Fuerza equivalente (N)	15463,22			Fuerza equivalente (N)	20149,857		
Velocidad giro eje (rpm)	110,19			Velocidad giro eje (rpm)	110,19		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200			Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200		
Viscosidad relativa	92,9000907			Viscosidad relativa	92,9000907		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	0,8846799			Factor contaminación-carga	0,67891301		
Kappa (k)	2,15285043			Kappa (k)	2,15285043		
aiso (tabla)	10			aiso (tabla)	6		
C necesario (N)	59594,2493			C necesario (N)	90531,0658		
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO			RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO		

Tabla nº69-Selección rodamientos eje de salida- caso 1

Como se ve en la imagen estos rodamientos cumplen ya que no se supera la capacidad de carga del rodamiento "C".

## CASO 2

Para este caso las cargas son las siguientes:

- $F_{ax \text{ rueda } 2} = 4213,33 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 24239,41 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 15788,96 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	32213			TIPO	32213		
d (mm)	65	Pu(N)	22800	d (mm)	65	Pu(N)	22800
D (mm)	120	e	0,4	D (mm)	120	e	0,4
Dmedio (mm)	92,5	Ya	1,5	Dmedio (mm)	92,5	Yb	1,5
C(N)	186000	q	3,33	C(N)	186000	q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	24239,41			Fuerza radial rodamiento B (N)	15788,96		
Fuerza axial rodamiento A (N)	8079,80333			Fuerza axial rodamiento B (N)	12293,1333		
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				4213,33			
Fuerza axial resultante eje				7030,146667			
Fuerza axial generada por la reacción radial	8079,80333			Fuerza axial generada por la reacción radial	-5262,9867		
Tipo extremo	MÓVIL			Tipo extremo	FIJO		
Fa/Fr	0,33333333			Fa/Fr	0,77859044		
Fuerza equivalente (N)	24239,41			Fuerza equivalente (N)	24755,284		
Velocidad giro eje (rpm)	110,19			Velocidad giro eje (rpm)	110,19		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200			Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200		
Viscosidad relativa	92,9000907			Viscosidad relativa	92,9000907		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	0,56437017			Factor contaminación-carga	0,55260929		
Kappa (k)	2,15285043			Kappa (k)	2,15285043		
aiso (tabla)	4			aiso (tabla)	4		
C necesario (N)	123006,473			C necesario (N)	125624,352		
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO			RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO		

Tabla nº70-Selección rodamientos eje de salida- caso 2

Como se ve en la imagen estos rodamientos cumplen ya que no se supera la capacidad de carga del rodamiento "C". Este caso es el más desfavorable para el rodamiento B.

### CASO 3

Para este caso las cargas son las siguientes:

- $F_{ax \text{ rueda } 2} = -4213,33 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 28900,79 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 11952,47 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	32213			TIPO	32213		
d (mm)	65	Pu(N)	22800	d (mm)	65	Pu(N)	22800
D (mm)	120	e	0,4	D (mm)	120	e	0,4
Dmedio (mm)	92,5	Ya	1,5	Dmedio (mm)	92,5	Yb	1,5
C(N)	186000	q	3,33	C(N)	186000	q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	28900,79			Fuerza radial rodamiento B (N)	11952,47		
Fuerza axial rodamiento A (N)	9633,59667			Fuerza axial rodamiento B (N)	5420,26667		
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				-4213,33			
Fuerza axial resultante eje				1436,11			
Fuerza axial generada por la reacción radial	9633,59667			Fuerza axial generada por la reacción radial	-3984,1567		
Tipo extremo	MÓVIL			Tipo extremo	FIJO		
Fa/Fr	0,33333333			Fa/Fr	0,45348507		
Fuerza equivalente (N)	28900,79			Fuerza equivalente (N)	12911,388		
Velocidad giro eje (rpm)	110,19			Velocidad giro eje (rpm)	110,19		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200			Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200		
Viscosidad relativa	92,9000907			Viscosidad relativa	92,9000907		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	0,47334346			Factor contaminación-carga	1,05952977		
Kappa (k)	2,15285043			Kappa (k)	2,15285043		
aiso (tabla)	3			aiso (tabla)	15		
C necesario (N)	159894,961			C necesario (N)	44055,1914		
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO			RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO		

Tabla nº71-Selección rodamientos eje de salida- caso 3

Como se ve en la imagen estos rodamientos cumplen ya que no se supera la capacidad de carga del rodamiento "C". Este caso es el más desfavorable para el rodamiento A ya que casi se alcanza la "C"

## CASO 4

Para este caso las cargas son las siguientes:

- $F_{ax \text{ rueda } 2} = -4213,33 \text{ N}$
- $F_{rad A} = 16742,55 \text{ N}$
- $F_{rad B} = 14020,64 \text{ N}$

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
TIPO	32213			TIPO	32213		
d (mm)	65	Pu(N)	22800	d (mm)	65	Pu(N)	22800
D (mm)	120	e	0,4	D (mm)	120	e	0,4
Dmedio (mm)	92,5	Ya	1,5	Dmedio (mm)	92,5	Yb	1,5
C(N)	186000	q	3,33	C(N)	186000	q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	16742,55			Fuerza radial rodamiento B (N)	14020,64		
Fuerza axial rodamiento A (N)	8886,87667			Fuerza axial rodamiento B (N)	4673,54667		
Fuerza axial debida a el/los engranaje/es (Fh)				-4213,33			
Fuerza axial resultante eje				-3306,026667			
Fuerza axial generada por la reacción radial	5580,85			Fuerza axial generada por la reacción radial	-4673,5467		
Tipo extremo	FIJO			Tipo extremo	MÓVIL		
Fa/Fr	0,53079589			Fa/Fr	0,33333333		
Fuerza equivalente (N)	20027,335			Fuerza equivalente (N)	14020,64		
Velocidad giro eje (rpm)	110,19			Velocidad giro eje (rpm)	110,19		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200			Viscosidad a temperatura de trabajo (60°C)	200		
Viscosidad relativa	92,9000907			Viscosidad relativa	92,9000907		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	0,68306642			Factor contaminación-carga	0,97570439		
Kappa (k)	2,15285043			Kappa (k)	2,15285043		
aiso (tabla)	6			aiso (tabla)	14		
C necesario (N)	89980,588			C necesario (N)	48841,6091		
RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO			RESULTADO PROCESO SELECCIÓN	RODAMIENTO ADECUADO		

Tabla nº72-Selección rodamientos eje de salida- caso 4

Como se ve en la imagen estos rodamientos cumplen ya que no se supera la capacidad de carga del rodamiento "C".



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

---

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR  
DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 12,7  
Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1700 NM**

---

**ANEXO Nº2:  
TABLAS**



## ÍNDICE

TABLA Nº1: DATOS DE MATERIALES PARA ENGRANAJES .....	2
TABLA Nº2 VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE ACEITES CON LA TEMPERATURA ...	3
TABLA Nº3: DIMENSIONES NORMALIZADAS PARA CHAVETAS CUADRADAS .....	4
TABLA Nº4: DATOS DE ACEROS.....	5
TABLA Nº5: COEFICIENTE DE APLICACIÓN KA.....	6
TABLA Nº6: VALORES K1 EN FUNCIÓN DE QISO .....	6
TABLA Nº7: COEFICIENTES H1, H2 Y H3 A FALLO SUPERFICIAL .....	6
TABLA Nº8: MÓDULO DE YOUNG Y COEFICIENTE DE POISSON.....	6
TABLA Nº9: DEFINICIÓN DEL FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS .....	7
TABLA Nº10: FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS.....	7
TABLA Nº11: FACTOR DE CORRECCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA POR CONFIABILIDAD .....	7
TABLA Nº12: FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES Kt .....	8
TABLA Nº13: FACTOR DE FIABILIDAD a1.....	9
TABLA Nº14: FACTOR aISO PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS .....	10
TABLA Nº15: FACTOR DE CONTAMINACIÓN.....	11
TABLA Nº16: VIDAS RECOMENDADAS PARA RODAMIENTOS.....	11
TABLA Nº17: FACTORES DE REDUCCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA KF.....	12
TABLA Nº18: RODAMIENTO EJE ENTRADA A - 31306 .....	13
TABLA Nº19: RODAMIENTO EJE ENTRADA B - 31306 .....	14
TABLA Nº20: RODAMIENTO EJE INTERMEDIO A - 31308.....	15
TABLA Nº21: RODAMIENTO EJE INTERMEDIO B - 31308.....	16
TABLA Nº22: RODAMIENTO EJE SALIDA A - 32213 .....	17
TABLA Nº23: RODAMIENTO EJE SALIDA B - 32213 .....	18
TABLA Nº24: ANILLOS DE RETENCIÓN DSH.....	19
TABLA Nº25: RETÉN EJE ENTRADA – HMS5 RG.....	21
TABLA Nº26: RETÉN EJE SALIDA – HMS5 RG .....	22
TABLA Nº27: TAPÓN DE LLENADO ACEITE .....	23
TABLA Nº28: TAPÓN DE VACIADO ACEITE .....	24
TABLA Nº29: VISOR NIVEL DE ACEITE .....	25





TABLA Nº1: DATOS DE MATERIALES PARA ENGRANAJES

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 Nº2 VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE ACEITES CON LA TEMPERATURA

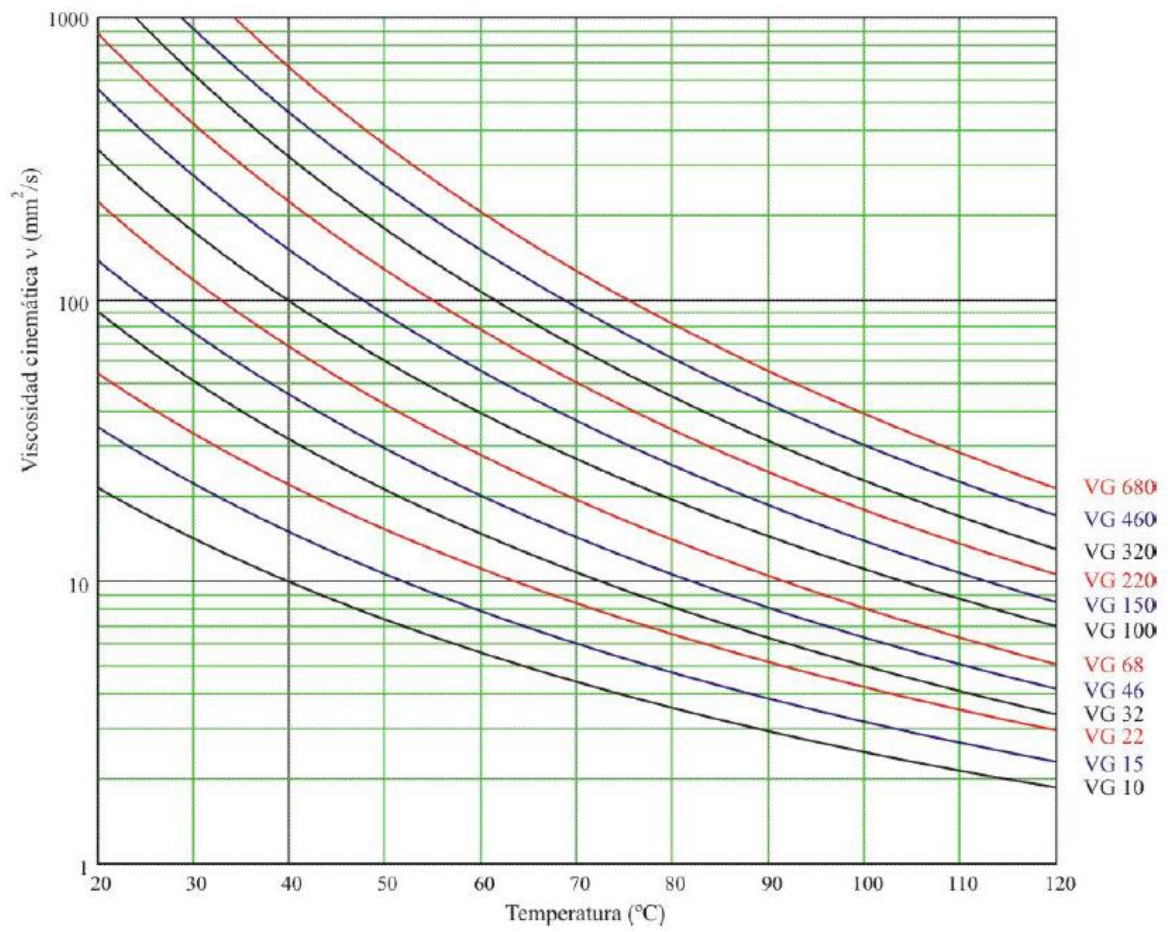


TABLA Nº3: DIMENSIONES NORMALIZADAS PARA CHAVETAS CUADRADAS

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

TABLA Nº4: DATOS DE ACEROS

Designación	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 T + R	900 870 + 480	490 570	310 430	22 28	150 168
C35 1035 / F-1130	0.35		0.65					LC N T + R	900 840 + 430	585 680 730	375 420 520	29 28 15	190 183 212
C45 1045 / F-1140	0.45		0.65					N Rec T + R	870 790 825 + 450	660 600 850	390 360 640	20 23 14	197 180 248
C60 1060	0.6		0.75					N T + R	870 815 + 430	760 1000	410 790	6	225 315
ALEACIÓN INFERIOR AL 5%													
20MnCr5 5120 / F-150 D	0.2		1.25	1.15				N C + T + R	900 880 + 860 + 150	680 980	400 735	23 14	207 302
20NiCrMoS2-2 8620 / F-1522	0.2		0.8	0.55	0.2	0.55		LF N C + T + R	1100/850 900 910 + 845 + 150	650 600 850	320 340 580	22 26 19	192 174 255
41Cr4 5140 / F-1202	0.41		0.75	1.05				LF N T + R	1050/850 870 840 + 540	770 760 970	520 470 840	23 18	229 227 293
42CrMo4 4140 / F-1252	0.42		0.75	1.05	0.22			N Rec LF T + R	900 830 1100/850 840 + 540	950 650 1030 1120	560 420 720 1040	19 25 15 14	277 192 311 321
34CrNiMo6 4340 / F-128	0.34		0.65	1.5	0.22	1.5		LF N T + R	1150/900 870 840 + 540	1300 1280 1210	860 860 1100	12 14	401 388 352
51CrV4 6150	0.51		0.9	1.05			V0.17	LF N T + R	1100/850 860 840 + 540	950 940 1200	630 615 1155	21 14	285 277 352
55Cr3 5160 / F-1431	0.55		0.85	0.85				LF N T + R	1050/850 900 840 + 540	1000 950 1200	680 600 1100	15 16 14	302 285 352
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 Nº5: 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 motriz	Máquina
Uniforme	Motor eléctrico, Turbina de vapor, Turbina de gas con trabajo continuo
Choques ligeros	Motor eléctrico, Turbina de vapor, Turbina de gas con frecuentes arranques
Choques moderados	Motor de combustión interna de varios cilindros
Choques fuertes	Motor de combustión interna monocilíndrico

Características de la máquina arrastrada	Máquina
Uniforme	Alternador, elevadores ligeros, mecanismos de avance de máquinas herramienta, ventiladores, turbo compresores
Choques ligeros	Mecanismos de rotación de grúas, ventiladores de minería, mezcladoras de materias no homogéneas, compresores de cilindros múltiples
Choques moderados	Extrusoras de goma, mezcladoras de materia no homogénea, compresor monocil.
Choques importantes	Transmisiones de excavadoras, prensas, cizallas, molinos de bolas

**TABLA Nº6: VALORES  $K_1$  EN FUNCIÓN DE  $Q_{ISO}$**

$Q_{ISO}$	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
$K_1$ helicoidales	68,2	47,0	34,8	23,9	13,3	6,7	3,5	1,9

**TABLA Nº7: COEFICIENTES  $H_1$ ,  $H_2$  Y  $H_3$  A FALLO SUPERFICIAL**

$Q_{ISO}$	Ajuste	Dentados no endurecidos superficialmente			Aceros endurecidos superficialmente / rectific.		
		$H_1$	$H_2$	$H_3$	$H_1$	$H_2$	$H_3$
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 Nº8: MÓDULO DE YOUNG Y COEFICIENTE DE POISSON**

	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 Nº9: DEFINICIÓN DEL 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 Nº10: FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS

Tª (°C)	Factor Kx
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,927
400	0,922
450	0,840
500	0,766
550	0,670
600	0,546

TABLA Nº11: FACTOR DE CORRECCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA POR CONFIABILIDAD

<b>Confiabilidad</b>	0,5	0,9	0,95	0,99	0,999	0,9999	0,99999	0,999999
<b>Factor de corrección</b>	1,0	0,897	0,868	0,814	0,753	0,702	0,659	0,620

TABLA Nº12: FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES  $K_t$

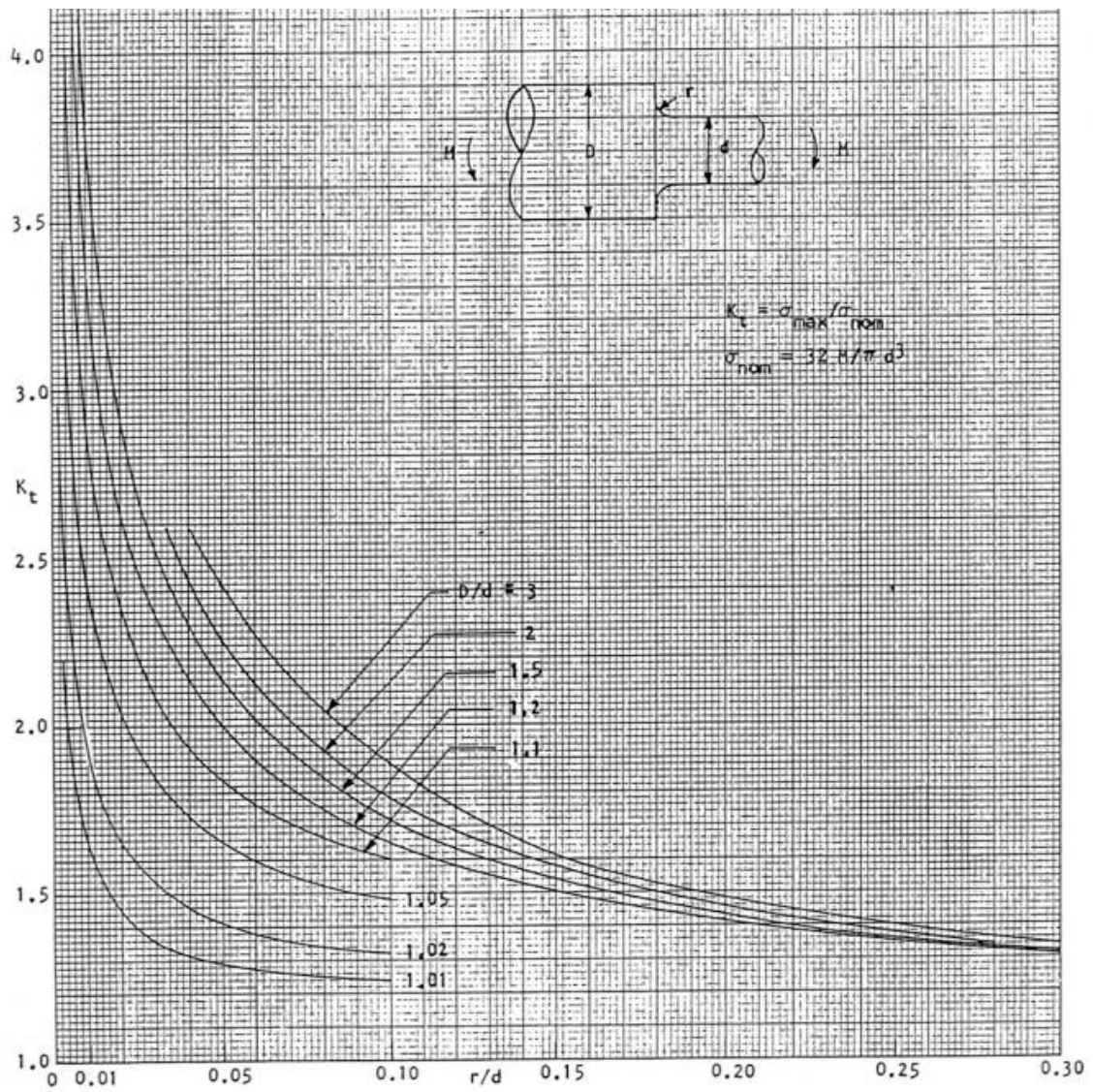


TABLA Nº13: FACTOR DE FIABILIDAD  $a_1$

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 Nº14: FACTOR  $a_{ISO}$  PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS

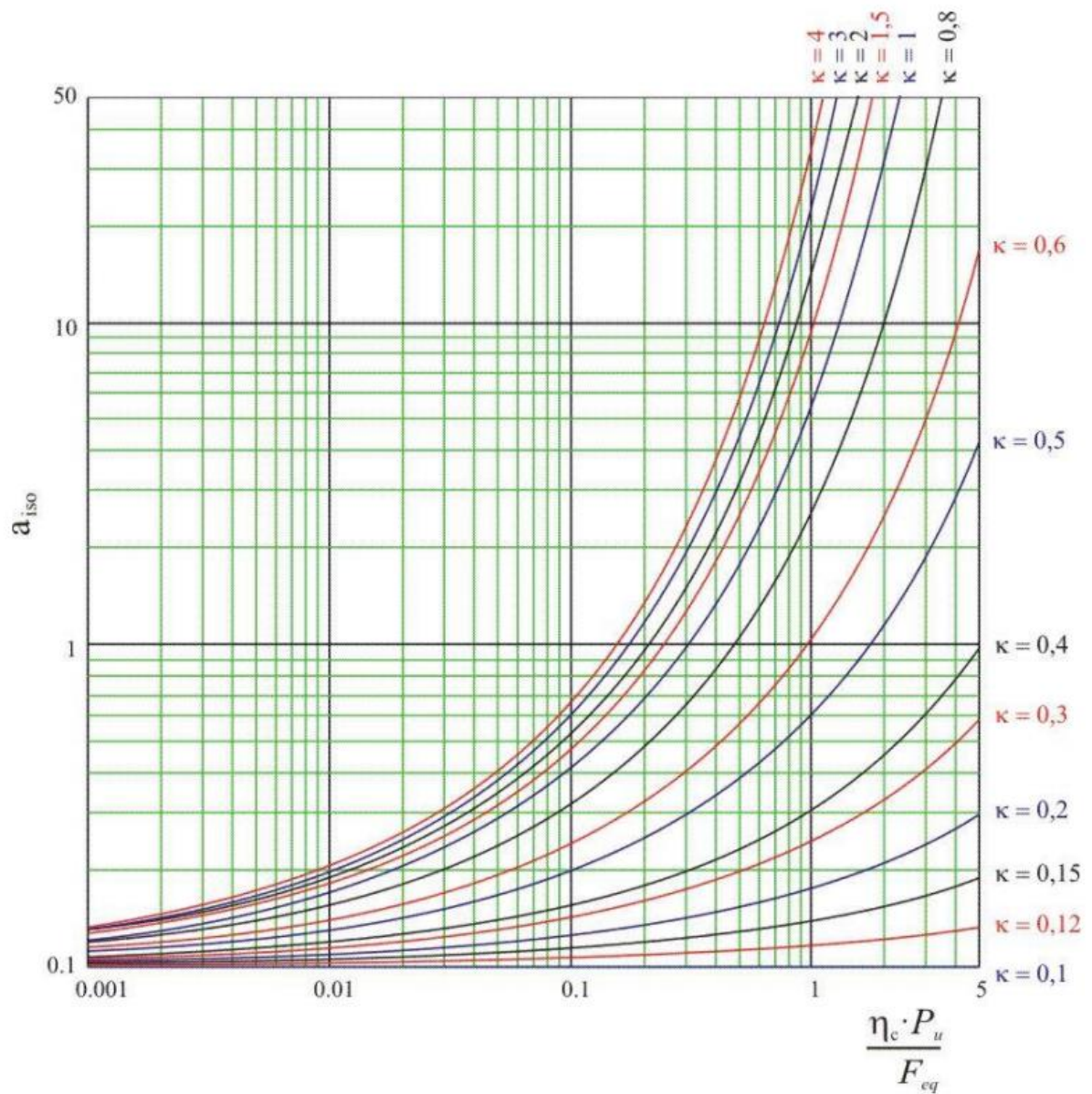


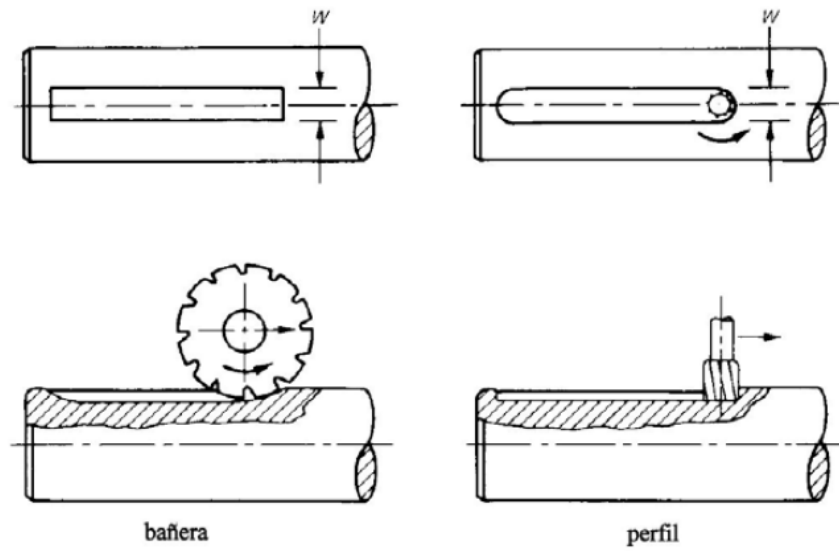
TABLA Nº15: FACTOR DE CONTAMINACIÓN

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

TABLA Nº16: VIDAS RECOMENDADAS PARA RODAMIENTOS

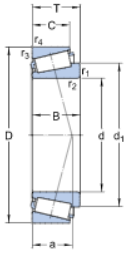
Tipo de aplicación	Vida (horas·1000)
Instrumentos y similares de uso infrecuente	Hasta 0.5
Electrodomésticos	1 - 2
Motores para aviación	2 - 4
Máquinas de periodos de servicio cortos o intermitentes, donde la interrupción del servicio es de poca importancia	4 - 8
Máquinas de uso intermitente en las que 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 Nº17: FACTORES DE REDUCCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA  $K_F$



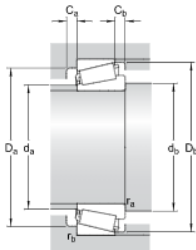
Acero	Tipo patín (bañera)		Tipo perfilado	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Recocido (< 200 HB)	1.3	1.3	1.6	1.3
Templado (> 200 HB)	1.6	1.6	<b>2.0</b>	1.6

## TABLA Nº18: RODAMIENTO EJE ENTRADA A - 31306



### DIMENSIONES

d	30 mm
D	72 mm
T	20.75 mm
d <sub>1</sub>	≈ 52.75 mm
B	19 mm
C	14 mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1.5 mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1.5 mm
a	22.335 mm



### DIMENSIONES DE LOS RESALTES

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

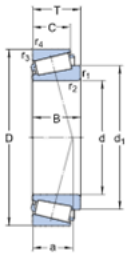
### DATOS DEL CÁLCULO

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

### MASA

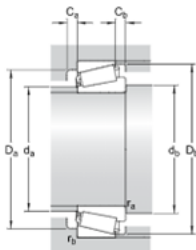
Rodamiento de masa	0.39 kg
--------------------	---------

## TABLA Nº19: RODAMIENTO EJE ENTRADA B - 31306



### DIMENSIONES

d	30 mm
D	72 mm
T	20.75 mm
d <sub>1</sub>	≈ 52.75 mm
B	19 mm
C	14 mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1.5 mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1.5 mm
a	22.335 mm



### DIMENSIONES DE LOS RESALTES

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

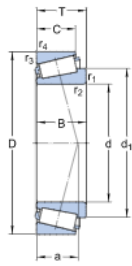
### DATOS DEL CÁLCULO

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

### MASA

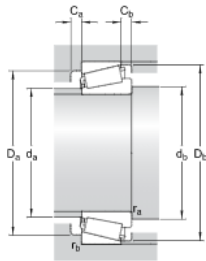
Rodamiento de masa	0.39 kg
--------------------	---------

## TABLA Nº20: RODAMIENTO EJE INTERMEDIO A - 31308



### DIMENSIONES

d	40 mm
D	90 mm
T	25.25 mm
d <sub>1</sub>	≈ 67.15 mm
B	23 mm
C	17 mm
r <sub>1,2</sub>	min. 2 mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1.5 mm
a	28.252 mm



### DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d <sub>a</sub>	max. 51 mm
d <sub>b</sub>	min. 50 mm
D <sub>a</sub>	min. 71 mm
D <sub>b</sub>	max. 82.5 mm
D <sub>b</sub>	min. 86 mm
C <sub>a</sub>	min. 3 mm
C <sub>b</sub>	min. 8 mm
r <sub>a</sub>	max. 2 mm
r <sub>b</sub>	max. 1.5 mm

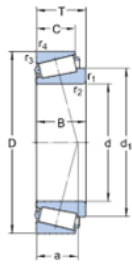
### DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	91.1 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	81.5 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>0</sub>	9.5 kN
Velocidad de referencia		5600 r/min
Velocidad límite		7500 r/min
Factor de cálculo	e	0.83
Factor de cálculo	Y	0.72
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	0.4

### MASA

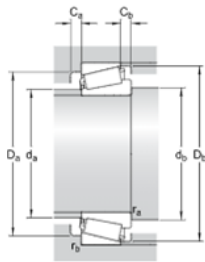
Rodamiento de masa		0.72 kg
--------------------	--	---------

TABLA Nº21: RODAMIENTO EJE INTERMEDIO B - 31308



DIMENSIONES

d	40 mm
D	90 mm
T	25.25 mm
d <sub>1</sub>	≈ 67.15 mm
B	23 mm
C	17 mm
r <sub>1,2</sub>	min. 2 mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1.5 mm
a	28.252 mm



DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d <sub>a</sub>	max. 51 mm
d <sub>b</sub>	min. 50 mm
D <sub>a</sub>	min. 71 mm
D <sub>b</sub>	max. 82.5 mm
D <sub>b</sub>	min. 86 mm
C <sub>a</sub>	min. 3 mm
C <sub>b</sub>	min. 8 mm
r <sub>a</sub>	max. 2 mm
r <sub>b</sub>	max. 1.5 mm

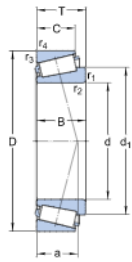
DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	91.1 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	81.5 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>0</sub>	9.5 kN
Velocidad de referencia		5600 r/min
Velocidad límite		7500 r/min
Factor de cálculo	e	0.83
Factor de cálculo	Y	0.72
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	0.4

MASA

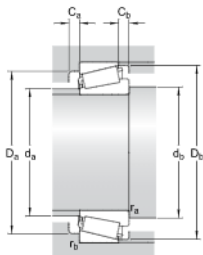
Rodamiento de masa		0.72 kg
--------------------	--	---------

## TABLA Nº22: RODAMIENTO EJE SALIDA A - 32213



### DIMENSIONES

d	65 mm
D	120 mm
T	32.75 mm
d <sub>1</sub>	≈ 90.3 mm
B	31 mm
C	27 mm
r <sub>1,2</sub>	min. 2 mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1.5 mm
a	26.558 mm



### DIMENSIONES DE LOS RESALTES

da	max. 76 mm
db	min. 75.5 mm
Da	min. 104 mm
Da	max. 111.5 mm
Db	min. 115 mm
Ca	min. 4 mm
Cb	min. 5.5 mm
ra	max. 2 mm
rb	max. 1.5 mm

### DATOS DEL CÁLCULO

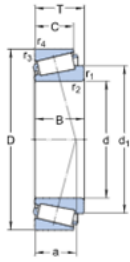
Capacidad de carga dinámica básica	C	186 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	193 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	22.8 kN
Velocidad de referencia		4500 r/min
Velocidad límite		5600 r/min
Factor de cálculo	e	0.4
Factor de cálculo	Y	1.5
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	0.8

### MASA

Rodamiento de masa		1.51 kg
--------------------	--	---------

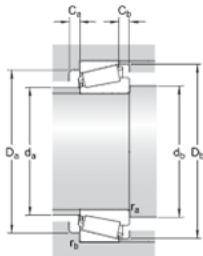


TABLA Nº23: RODAMIENTO EJE SALIDA B - 32213



DIMENSIONES

d	65 mm
D	120 mm
T	32.75 mm
d <sub>1</sub>	≈ 90.3 mm
B	31 mm
C	27 mm
r <sub>1,2</sub>	min. 2 mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1.5 mm
a	26.558 mm



DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d <sub>a</sub>	max. 76 mm
d <sub>b</sub>	min. 75.5 mm
D <sub>a</sub>	min. 104 mm
D <sub>b</sub>	max. 111.5 mm
D <sub>b</sub>	min. 115 mm
C <sub>a</sub>	min. 4 mm
C <sub>b</sub>	min. 5.5 mm
r <sub>a</sub>	max. 2 mm
r <sub>b</sub>	max. 1.5 mm

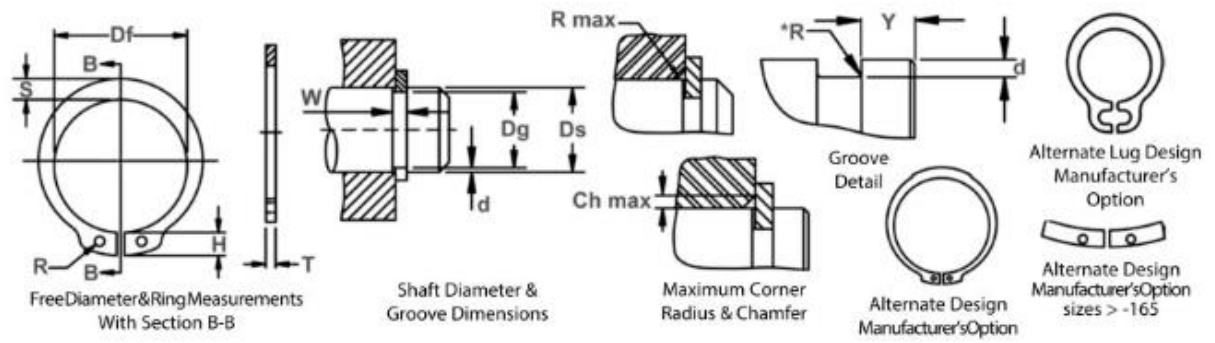
DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	186 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	193 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>0</sub>	22.8 kN
Velocidad de referencia		4500 r/min
Velocidad límite		5600 r/min
Factor de cálculo	e	0.4
Factor de cálculo	Y	1.5
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	0.8

MASA

Rodamiento de masa	1.51 kg
--------------------	---------

TABLA Nº24: ANILLOS DE RETENCIÓN DSH

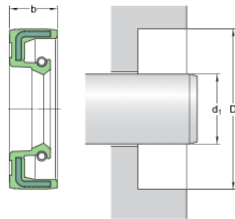


RING NO.	SHAFT DIA. (mm)	GROOVE SIZE					RING SIZE & WEIGHT										SUPPLEMENTARY DATA				
		DIAMETER		WIDTH	DEPTH		THICKNESS ***		FREE DIAMETER		LUG HT.	MAX. SEC.	HOLE DIA.	WEIGHT	EDGE MARGIN	THRUST LOAD Ring	THRUST LOAD Groove	Allowable Rad/ Cham.	Max. Load w/Ch Max.	RPM Limits	
		Ds	Dg	TOL.	W Min.	d	T	Tol.	Df	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	86000		
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	-0.06	18.5	+0.13	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	-0.42	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		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	+0.21	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	-0.42	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		24.2		4.5	3.1	2.0	1.980	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	-0.25	1.60	0.85	1.50		30.5	+0.25	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	-0.50	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		5.6	3.9	2.5	4.000	3.0	30.80	17.8	2.0	5.55	15500		

RING NO.	SHAFT DIA. (mm)		GROOVE SIZE			RING SIZE & WEIGHT						SUPPLEMENTARY DATA							
			DIAMETER	WIDTH	DEPTH	THICKNESS ***		FREE DIAMETER		LUG HT.	MAX. SEC.	HOLE DIA.	WEIGHT	EDGE MARGIN	THRUST LOAD Ring	THRUST LOAD Groove	Allowable Rad/Cham.	Max. Load W/Ch Max.	RPM Limits
			Ds	Dg	TOL.	W Min.	d	T	Tol.	DI	Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	kg/1000	Y Min.	Pr kN	Pg kN	
DSH-36	36	34.0		1.85	1.00	1.75		33.2		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	+0.25	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	-0.50	5.8	4.2	2.5	5.620	3.0	49.50	19.3	2.0	9.10	13600
DSH-39	39	37.0		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	-0.25	1.85	1.25	1.75	-0.06	38.5	+0.39	6.5	4.5	2.5	6.500	3.8	50.00	26.7	2.0	9.45	13000
DSH-44	44	41.5		1.85	1.25	1.75		40.5	-0.90	6.6	4.6	2.5	7.000	3.8	48.50	28.0	2.0	9.20	11800
DSH-45	45	42.5		1.85	1.25	1.75		41.5		6.7	4.7	2.5	7.500	3.8	49.0	28.6	2.0	9.35	11400
DSH-46	46	43.5		1.85	1.25	1.75		42.5		6.7	4.8	2.5	7.600	3.8	48.9	29.4	2.0	9.40	10900
DSH-47	47	44.5		1.85	1.25	1.75		43.5		6.8	4.9	2.5	7.500	3.8	49.5	30.0	2.0	9.55	11000
DSH-48	48	45.5		1.85	1.25	1.75		44.5		6.9	5.0	2.5	7.900	3.8	49.4	30.7	2.0	9.55	10000
DSH-50	50	47.0		2.15	1.50	2.00		45.8		6.9	5.1	2.5	10.20	4.5	73.3	38.0	2.0	14.40	11000
DSH-52	52	49.0		2.15	1.50	2.00		47.8		7.0	5.2	2.5	11.10	4.5	73.1	39.7	2.5	11.50	10000
DSH-54	54	51.0		2.15	1.50	2.00		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		2.15	1.50	2.00		50.8		7.2	5.4	2.5	11.40	4.5	71.4	42.0	2.5	11.40	9000
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	-0.30	2.15	1.50	2.00	-0.07	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		2.15	1.50	2.00		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	7.6	3.0	31.20	5.3	128.0	73.5	3.0	19.60	6000
DSH-85	85	81.5	-0.35	3.15	1.75	3.00	-0.08	79.5		8.7	7.8	3.5	36.40	5.3	215.0	76.2	3.0	33.40	6000

## TABLA Nº25: RETÉN EJE ENTRADA – HMS5 RG

Tipo de diámetro exterior	Rubber metal reinforced
Material del labio	Nitrile rubber (NBR)
Diseño de los sellos	HMS5
Cumplimiento con el estándar	ISO 6194, DIN 3760



### DIMENSIONES

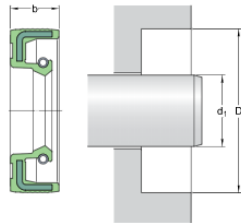
$d_1$	30 mm
D	42 mm
b	6 mm

### APLICACIÓN Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

Temperatura de funcionamiento	min. -40 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 100 °C
Temperatura de funcionamiento admisible, períodos breves	max. 120 °C
Velocidad del eje	max. 3660 r/min
Velocidad de la superficie del eje	max. 5.77 m/s

## TABLA Nº26: RETÉN EJE SALIDA – HMS5 RG

Tipo de diámetro exterior	Rubber metal reinforced
Material del labio	Nitrile rubber (NBR)
Diseño de los sellos	HMS5
Cumplimiento con el estándar	ISO 6194.DIN 3760



### DIMENSIONES

$d_1$	65 mm
D	80 mm
b	8 mm

### APLICACIÓN Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

Temperatura de funcionamiento	min. -40 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 100 °C
Temperatura de funcionamiento admisible, periodos breves	max. 120 °C
Velocidad del eje	max. 2640 r/min
Velocidad de la superficie del eje	max. 8.9 m/s

## TABLA Nº27: TAPÓN DE LLENADO ACEITE

### TCD.



### Tapones de carga de aceite

#### Tecnopolímero

#### MATERIAL

Tecnopolímero de base poliamídica (PA) reforzado con fibra de vidrio, color negro, acabado mate.

#### ANILLO DE ESTANQUEIDAD

goma sintética NBR.

#### EJECUCIONES ESTÁNDAR

- **TCD.**: sin agujero lateral.
- **TCDF.**: con agujero lateral de ventilación.

#### TEMPERATURA MÁX. DE FUNCIONAMIENTO CONTINUO

100°C.

#### SÍMBOLO GRÁFICO DE "CARGA"

Según las normas DIN.

#### DATOS TÉCNICOS

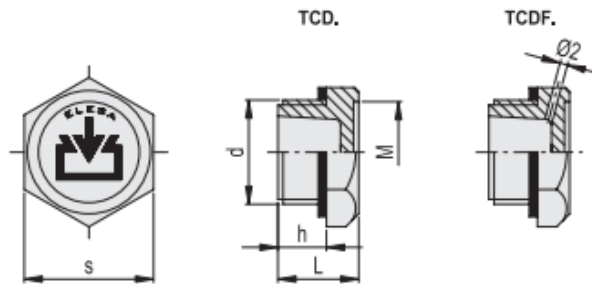
El par de torsión indicado en la tabla garantiza un apriete óptimo, manteniendo la junta estanca en la posición correcta.

#### ACCESORIOS

Los tapones de cierre TCD. pueden ser personalizados con chapillas de aluminio con dibujos y símbolos tipo MH. (ver página 1665).



ELESA Original design



TCD.		TCDF.		d	h	s	L	M	Unidad de par de torsión	⚙️
Código	Descripción	Código	Descripción							
58551	TCD.10x1.5	58651	TCDF.10x1.5	M10x1.5	9	19	16	15	4+5	4
58553	TCD.12x1.5	58653	TCDF.12x1.5	M12x1.5	9	19	16	15	6+8	4
58555	TCD.14x1.5	58655	TCDF.14x1.5	M14x1.5	9	19	16	15	6+8	5
58557	TCD.16x1.5	58657	TCDF.16x1.5	M16x1.5	9	22	16	17	8+10	7
58559	TCD.18x1.5	58659	TCDF.18x1.5	M18x1.5	11	26	18	20.5	8+10	8
58561	TCD.20x1.5	58661	TCDF.20x1.5	M20x1.5	11	26	18	20.5	8+10	8
58563	TCD.22x1.5	58663	TCDF.22x1.5	M22x1.5	12	32	20	25	10+12	12
58565	TCD.25x1.5	58665	TCDF.25x1.5	M25x1.5	12	32	20	25	10+12	12
58569	TCD.26x1.5	58681	TCDF.26x1.5	M26x1.5	12	32	20	25	10+12	14
58567	TCD.35x1.5	58667	TCDF.35x1.5	M35x1.5	13	38	22	31	15+18	15
58571	TCD.40x1.5	58683	TCDF.40x1.5	M40x1.5	14	46	24	38	15+18	20
58591	TCD.1/8	58669	TCDF.1/8	G 1/8	9	19	16	15	4+6	4
58601	TCD.1/4	58671	TCDF.1/4	G 1/4	9	19	16	15	4+6	4
58611	TCD.3/8	58673	TCDF.3/8	G 3/8	9	22	16	17	8+10	5
58621	TCD.1/2	58675	TCDF.1/2	G 1/2	11	26	18	20.5	8+10	8
58631	TCD.3/4	58677	TCDF.3/4	G 3/4	12	32	20	25	10+12	14
58641	TCD.1	58679	TCDF.1	G 1	13	38	22	31	12+15	18
58643	TCD.1¼	58685	TCDF.1¼	G 1¼	14	46	24	38	15+18	20
58645	TCD.1½	58687	TCDF.1½	G 1½	15	55	26	46	15+18	24

## TABLA Nº28: TAPÓN DE VACIADO ACEITE

# TMB.



### Tapones magnéticos

#### Aluminio

#### MATERIAL

Aluminio anodizado negro.  
Con la marca "MAGNETIC" y símbolo gráfico, grabado a láser.

#### ELEMENTO MAGNÉTICO PERMANENTE

Aleación de aluminio-níquel-cobalto (AlNiCo) con un elevado poder de atracción para la retención de partículas metálicas presentes en el aceite.

#### EJECUCIONES ESTÁNDAR

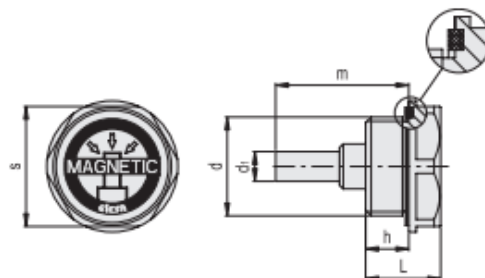
- **TMB:** Junta estanca plana de goma sintética NBR. Temperatura de trabajo máx. de 100°C.
- **TMB-HT:** Junta estanca plana de goma sintética FKM. Temperatura de trabajo máx. de 180°C.

#### DATOS TÉCNICOS

El posicionamiento de la junta estanca en su alojamiento garantiza un elevado par de apriete, por lo tanto el tapón puede utilizarse incluso en depósitos presurizados.



ELESA Original design



TMB		TMB-HT		d	h	s	L	dt	m	⚖️
Código	Descripción	Código	Descripción							
59701	TMB.M14x1,5	59751	TMB-HT.M14x1,5	M14x1,5	9	19	16,5	6	30	14
59703	TMB.M16x1,5	59753	TMB-HT.M16x1,5	M16x1,5	9	22	16,5	8	31	22
59705	TMB.M20x1,5	59755	TMB-HT.M20x1,5	M20x1,5	11	24	18,5	8	34	28
59707	TMB.M26x1,5	59757	TMB-HT.M26x1,5	M26x1,5	11,5	32	20	8	35,5	45
59709	TMB.M27x1,5	59759	TMB-HT.M27x1,5	M27x1,5	11,5	32	20	8	35,5	46
59711	TMB.M33x1,5	59761	TMB-HT.M33x1,5	M33x1,5	11,5	38	20	8	35,5	65
59713	TMB.M40x1,5	59763	TMB-HT.M40x1,5	M40x1,5	13	46	24	8	37	107
59715	TMB.M42x1,5	59765	TMB-HT.M42x1,5	M42x1,5	13	46	24	8	37	110
59717	TMB.M42x2	59767	TMB-HT.M42x2	M42x2	13	46	24	8	37	113
59721	TMB.1/4	59771	TMB-HT.1/4	G 1/4	9	19	16,5	6	30	14
59723	TMB.3/8	59773	TMB-HT.3/8	G 3/8	9	22	16,5	8	31	22
59725	TMB.1/2	59775	TMB-HT.1/2	G 1/2	11	24	18,5	8	34	28
59727	TMB.3/4	59777	TMB-HT.3/4	G 3/4	11,5	32	20	8	35,5	45
59729	TMB.1	59779	TMB-HT.1	G 1	11,5	38	20,5	8	35,5	65
59731	TMB.1 1/4	59781	TMB-HT.1 1/4	G 1 1/4	13	46	24	8	37	107
59733	TMB.1 1/2	59783	TMB-HT.1 1/2	G 1 1/2	13	50	24	8	37	131

## TABLA Nº29: VISOR NIVEL DE ACEITE

# GN 743



## Indicadores de nivel de aceite

Aluminio / cristal natural, resistente hasta 100°C

### ESPECIFICACIÓN

#### Tipos

- Tipo **A**: con chapilla de contraste, natural
- Tipo **AS**: con chapilla de contraste, anodizado negro
- Tipo **B**: sin chapilla, natural
- Tipo **BS**: sin chapilla, anodizado negro

#### Cuerpo

Aluminio

- Tipo A y B: mecanizado fino, natural
- Tipo AS y BS: mecanizado fino, anodizado negro

#### Chapilla

Tecnopolímero (Polysulfon)

- resistentes a temperaturas de hasta **100 °C**
- Visor de vidrio flotado
- Juntas de goma de estanqueidad NBR (Perbunan)



### INFORMACIÓN

Los visores de nivel GN 743 tienen vidrio genuino de alta estabilidad y a pruebas de ralladuras. La estanqueidad se consigue con una junta tórica en la **periferia** no en el borde del cristal. La estanqueidad antifugas no está afectada por presiones axiales

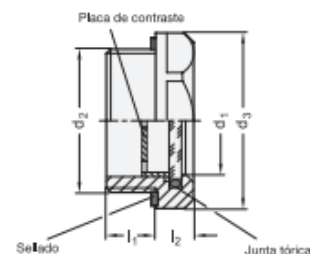
El diámetro externo de estos visores de vidrio para el nivel de aceite con hembra hexagonal debe coincidir con agujeros de montaje para conexiones según DIN 3852.

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 pueden usarse en tanques presurizados. Bajo pedido, están disponibles pruebas relativas a la presión máxima.

#### Instrucciones de montaje:

Para montar en paredes de menos de 4 mm de grosor, se debe de emplear una tuerca GH. (ver página 1743).

- Según RoHS (solamente tipos AS y BS)



### ACCESORIO

- Contratuerca GH. (ver página 1743)

### BAJO PEDIDO

- Sello de EPDM

\* Completar con tipo del cristal del visor de nivel de aceite

A AS B BS

### GN 743

Descripción	d1	d2	d3	l1	l2	s	Ø
GN 743-7-M14x1,5-*	7	M 14 x 1,5	20	7,5	6,5	18	6
GN 743-11-M16x1,5-*	11	M 16 x 1,5	22	8	7,5	20	10
GN 743-14-M20x1,5-*	14	M 20 x 1,5	26	8,5	7,5	23	12
GN 743-18-M26x1,5-*	18	M 26 x 1,5	32	9	8	30	18
GN 743-18-M27x1,5-*	18	M 27 x 1,5	32	9	8	30	18
GN 743-24-M33x1,5-*	24	M 33 x 1,5	40	11	8,5	36	26
GN 743-32-M40x1,5-*	32	M 40 x 1,5	50	12	9	46	39
GN 743-32-M42x1,5-*	32	M 42 x 1,5	50	12	9	46	48
GN 743-7-G1/4-*	7	G 1/4	20	7,5	6,5	18	9
GN 743-11-G3/8-*	11	G 3/8	22	8	7,5	20	10
GN 743-14-G1/2-*	14	G 1/2	26	8,5	7,5	23	12
GN 743-18-G3/4-*	18	G 3/4	32	9	8	30	18
GN 743-24-G1-*	24	G 1	40	11	8,5	36	26
GN 743-32-G1 1/4-*	32	G 1 1/4	50	12	9	46	40
GN 743-32-G1 1/2-*	32	G 1 1/2	60	13	9	55	80





UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

---

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR  
DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 12,7  
Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1700 NM

---

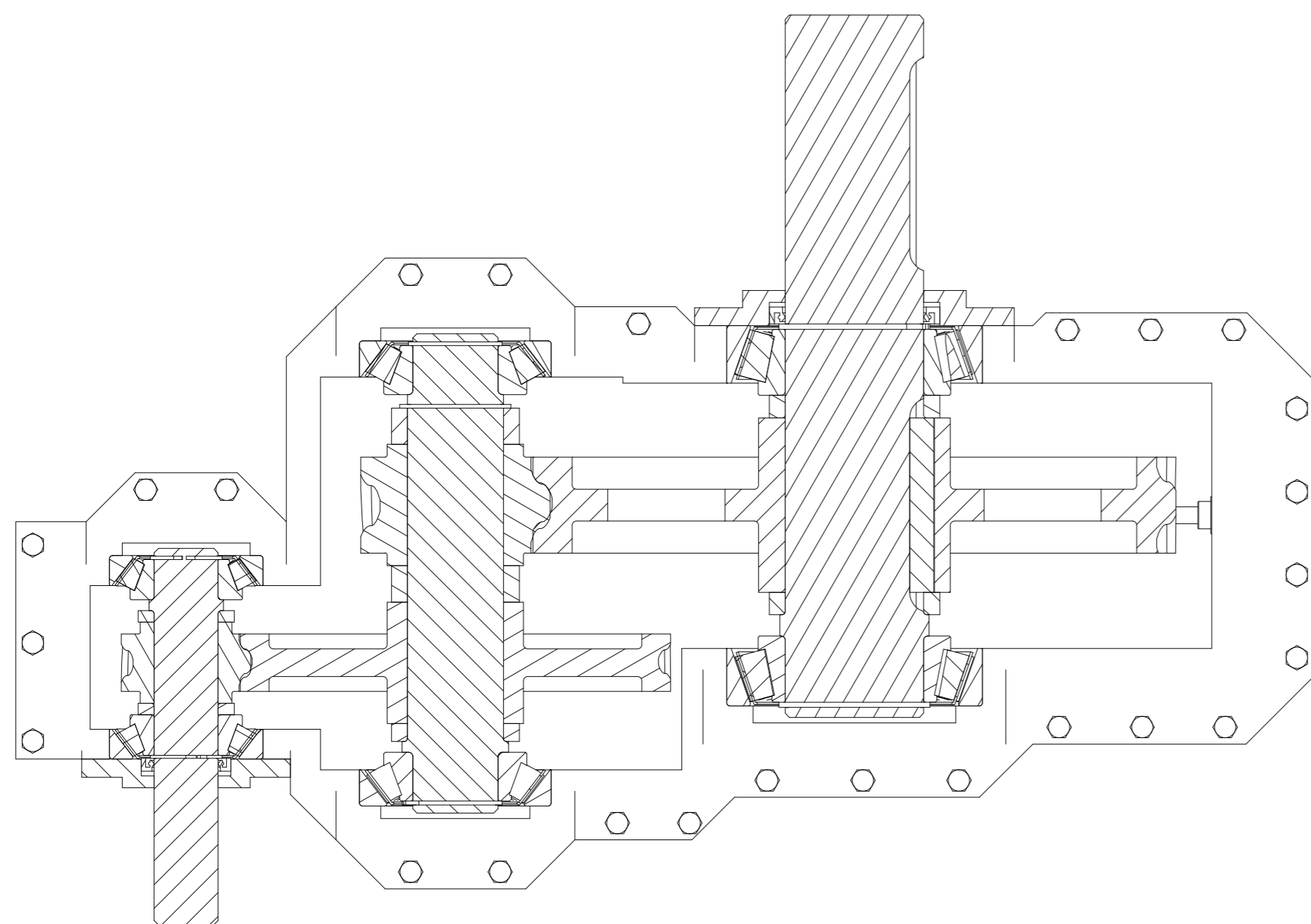
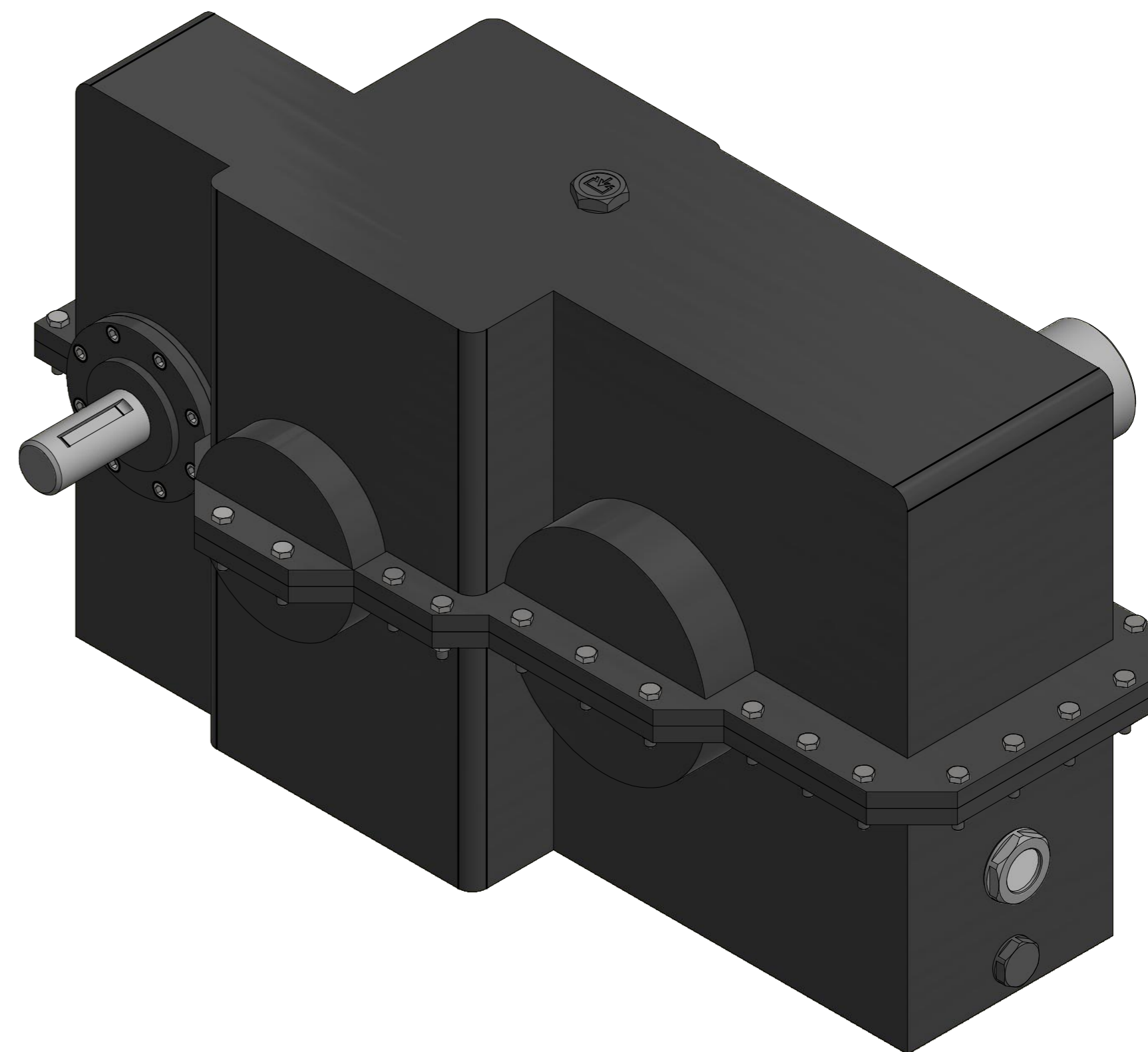
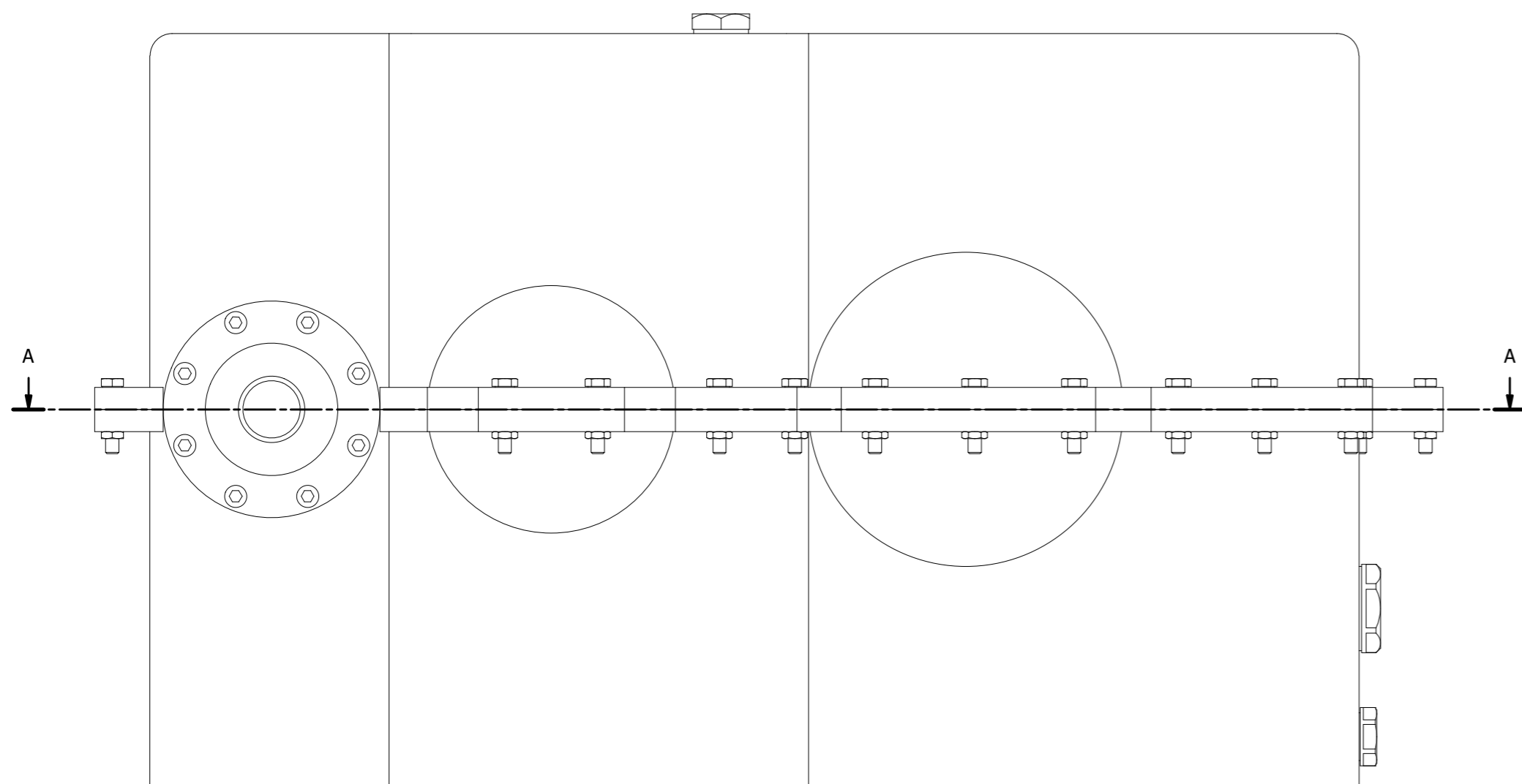
**DOCUMENTO Nº2:  
PLANOS**



# ÍNDICE

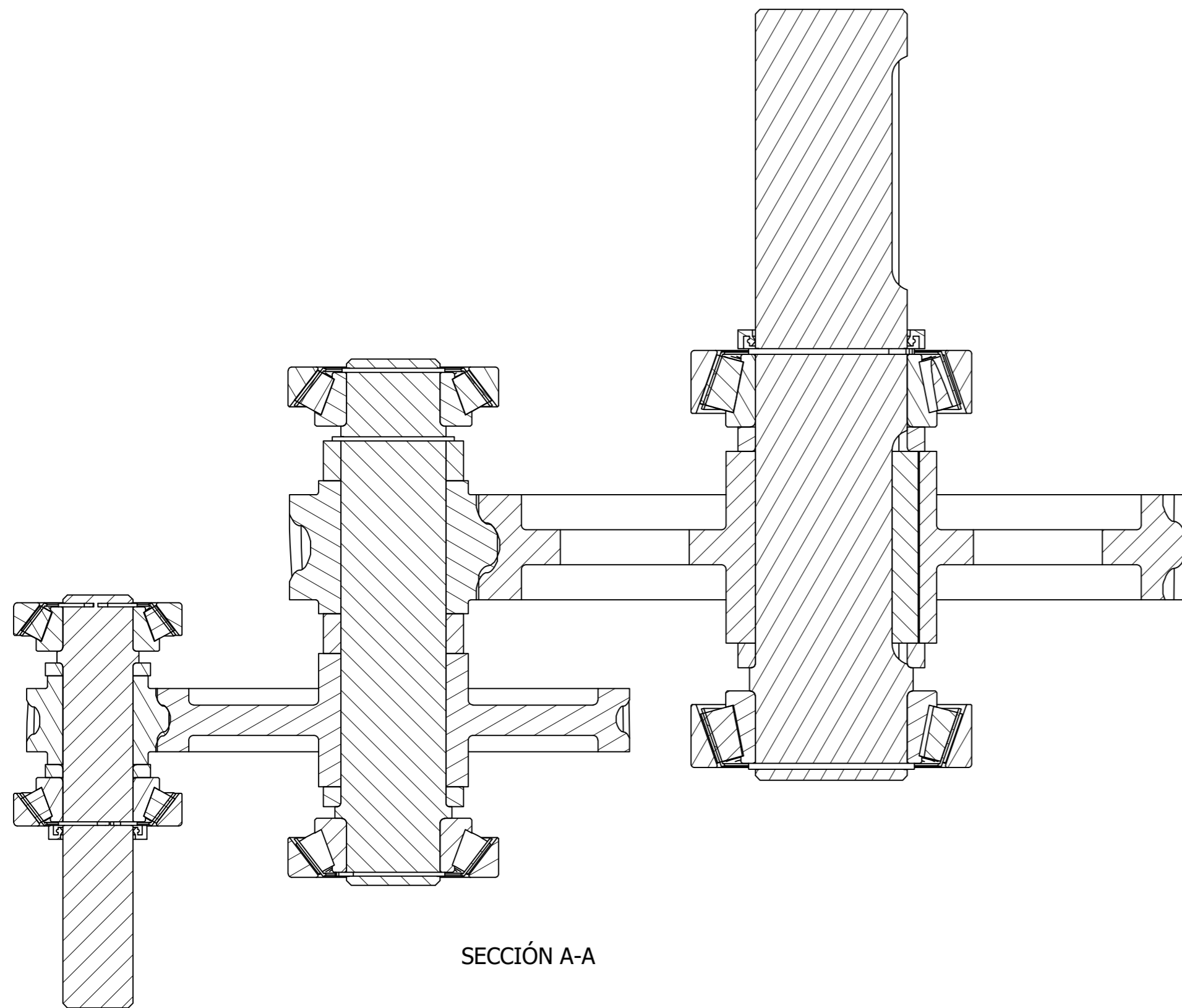
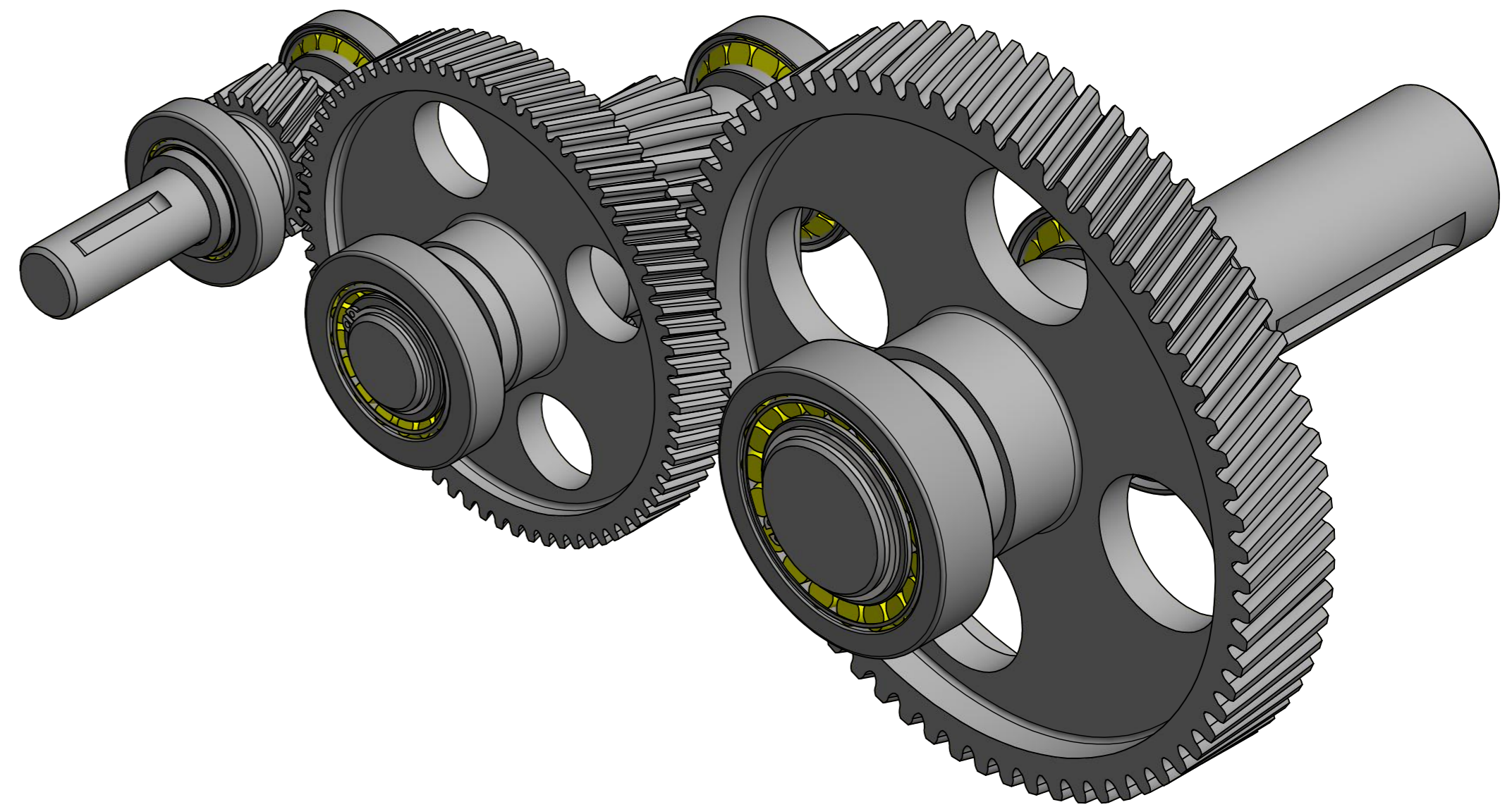
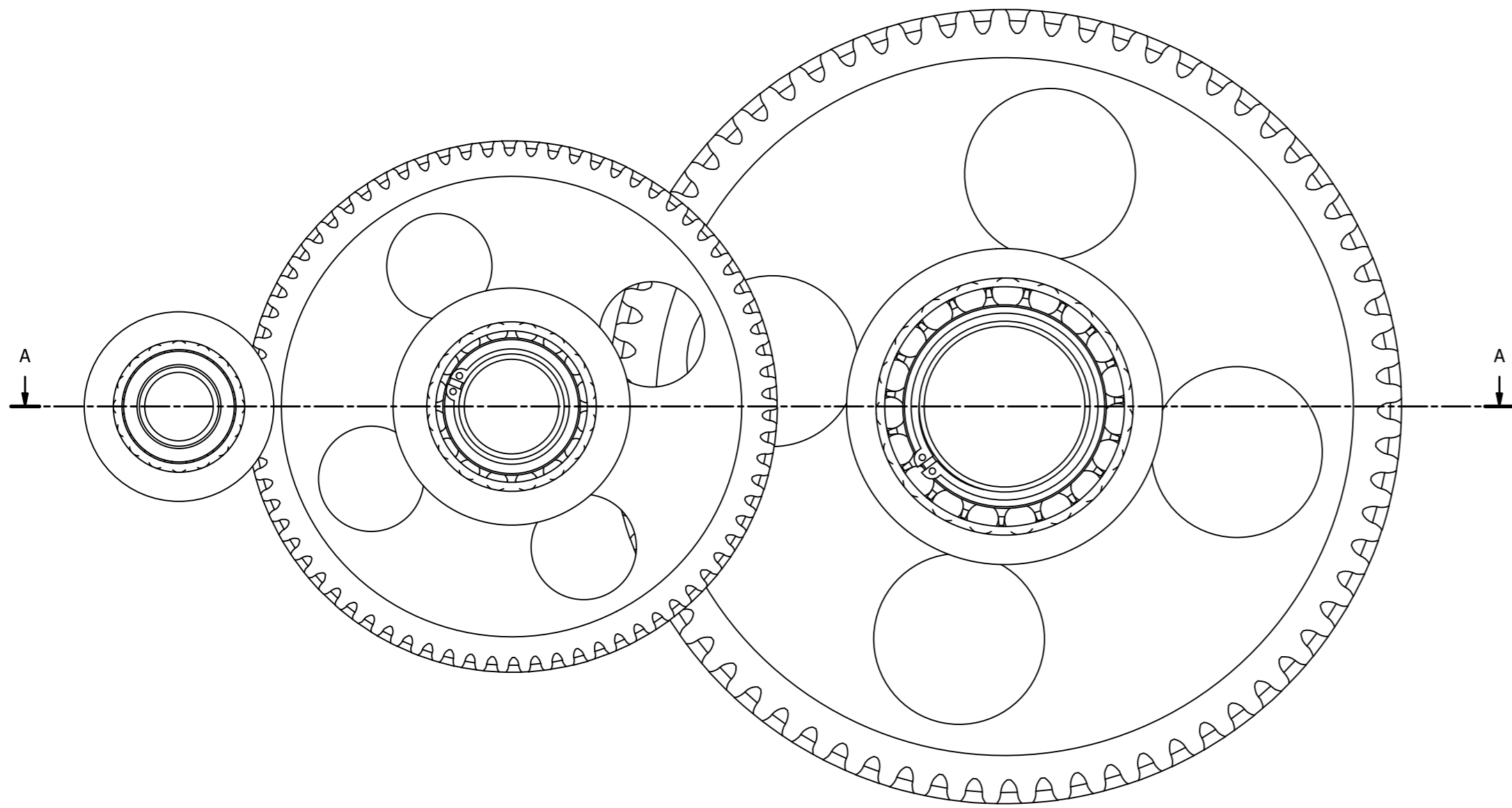
1. CONJUNTO .....	3
2. CONJUNTO .....	4
3. CARCASA.....	5
4. EXPLOSIONADO .....	6
5. EJE DE ENTRADA.....	7
6. EJE INTERMEDIO.....	8
7. EJE DE SALIDA.....	9
8. PIÑÓN EJE DE ENTRADA .....	10
9. RUEDA EJE INTERMEDIO .....	11
10. PIÑÓN EJE INTERMEDIO .....	12
11. RUEDA EJE DE SALIDA .....	13
12. CASQUILLOS .....	14
13. TAPA EJE DE ENTRADA .....	15
14. TAPA EJE DE SALIDA .....	16





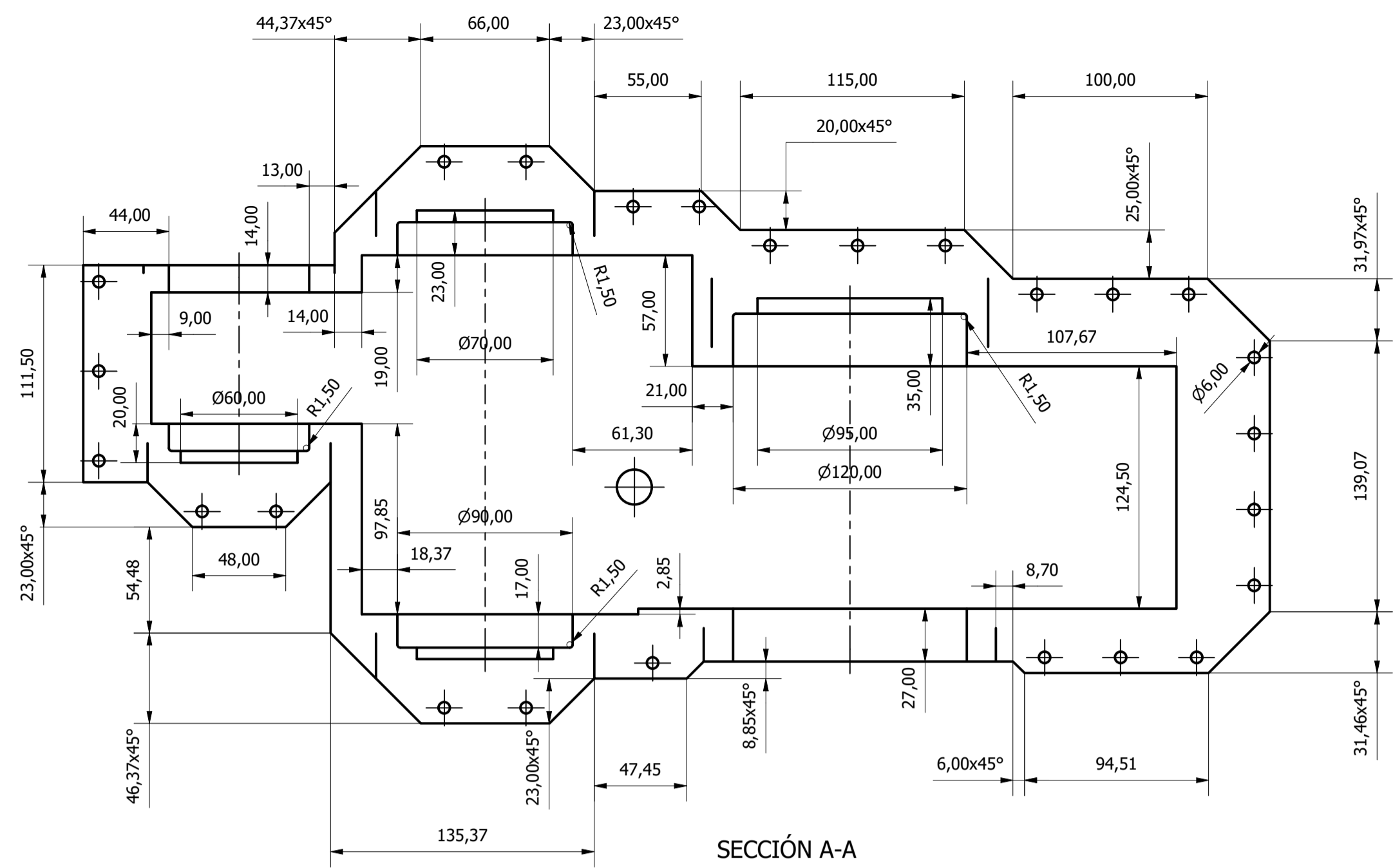
SECCIÓN A-A

Diseñador: Rafael López Martínez		E.T.S.I.D	
Tutor: José Enrique Tarancón Caro		Diseño y cálculo de un reductor de velocidad	
Escala: 1 : 2,5	Plano: Conjunto	Fecha: 15/01/2021	
		Nº Plano: 1/14	

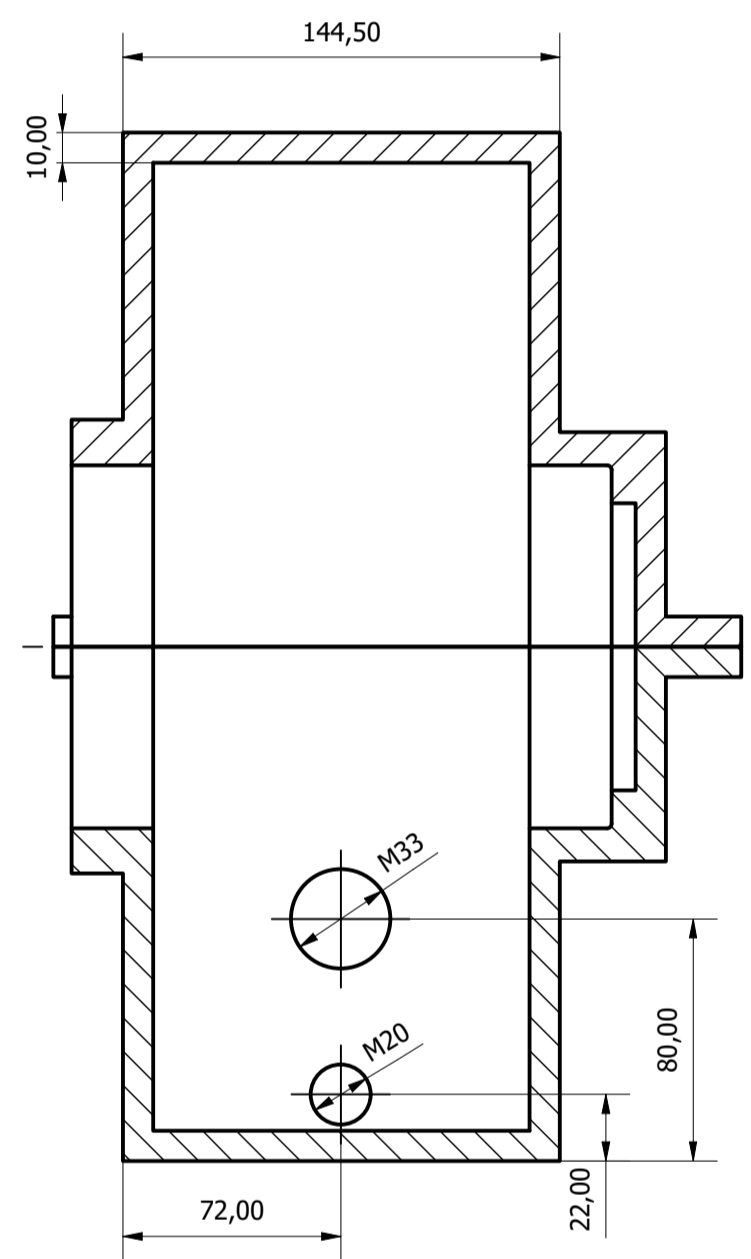
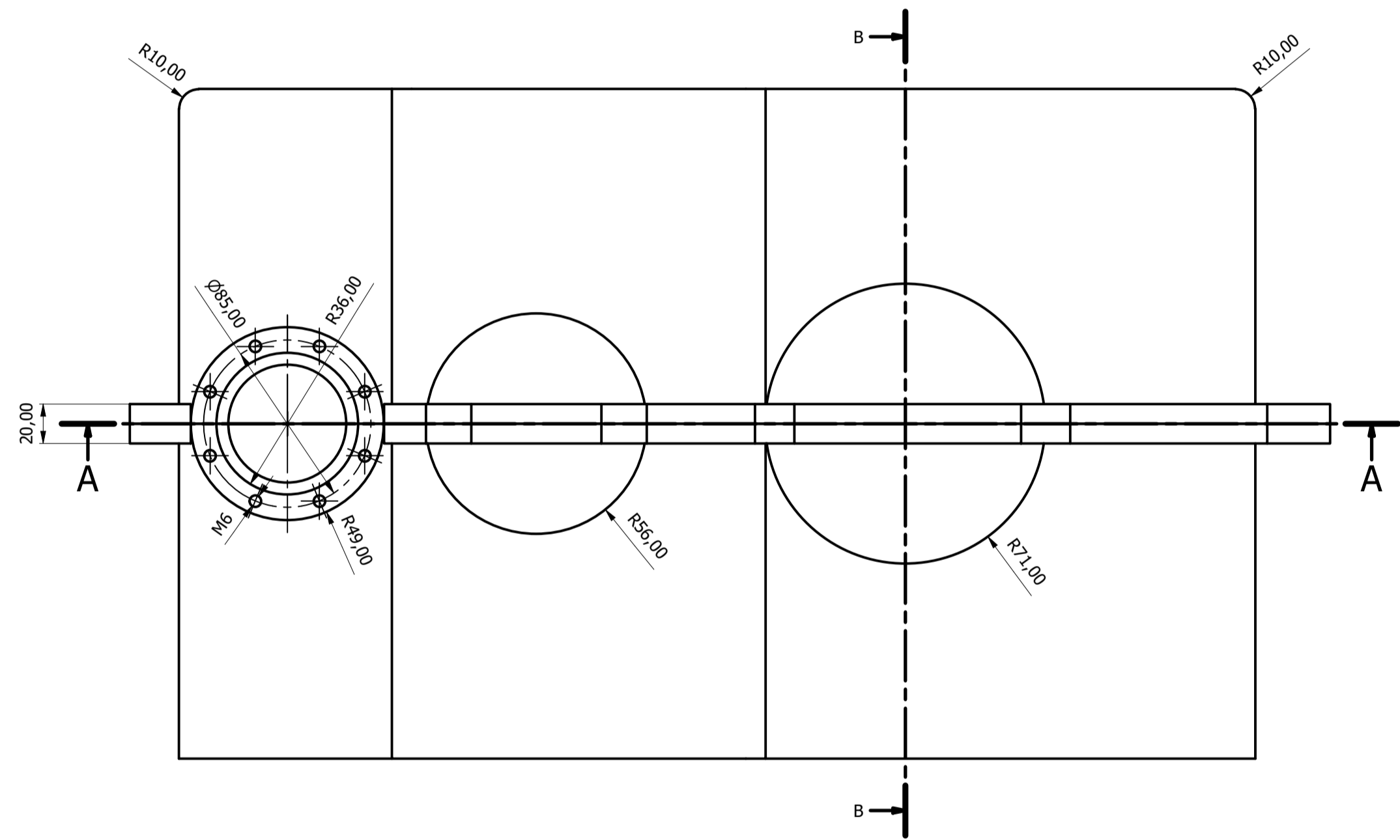


SECCIÓN A-A

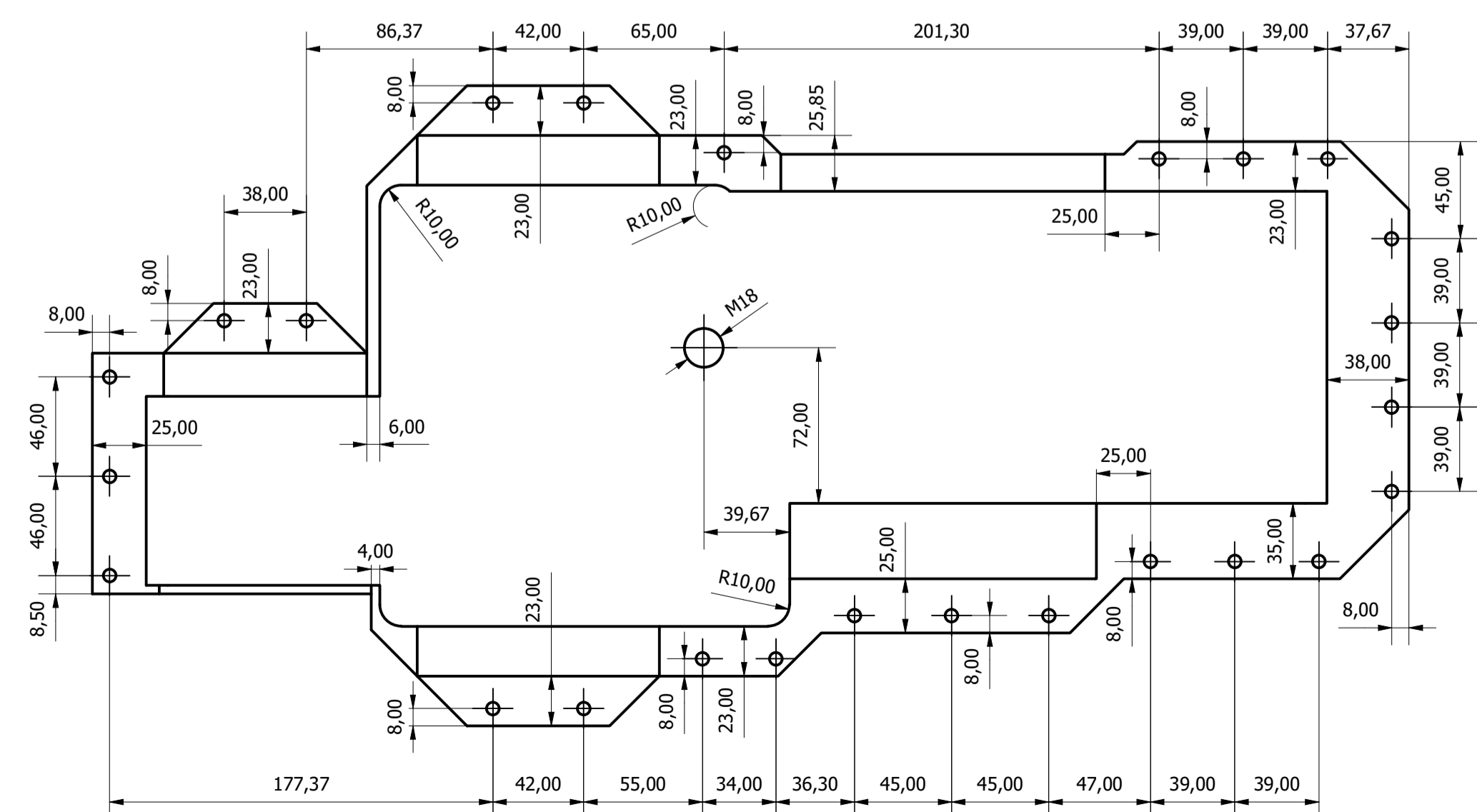
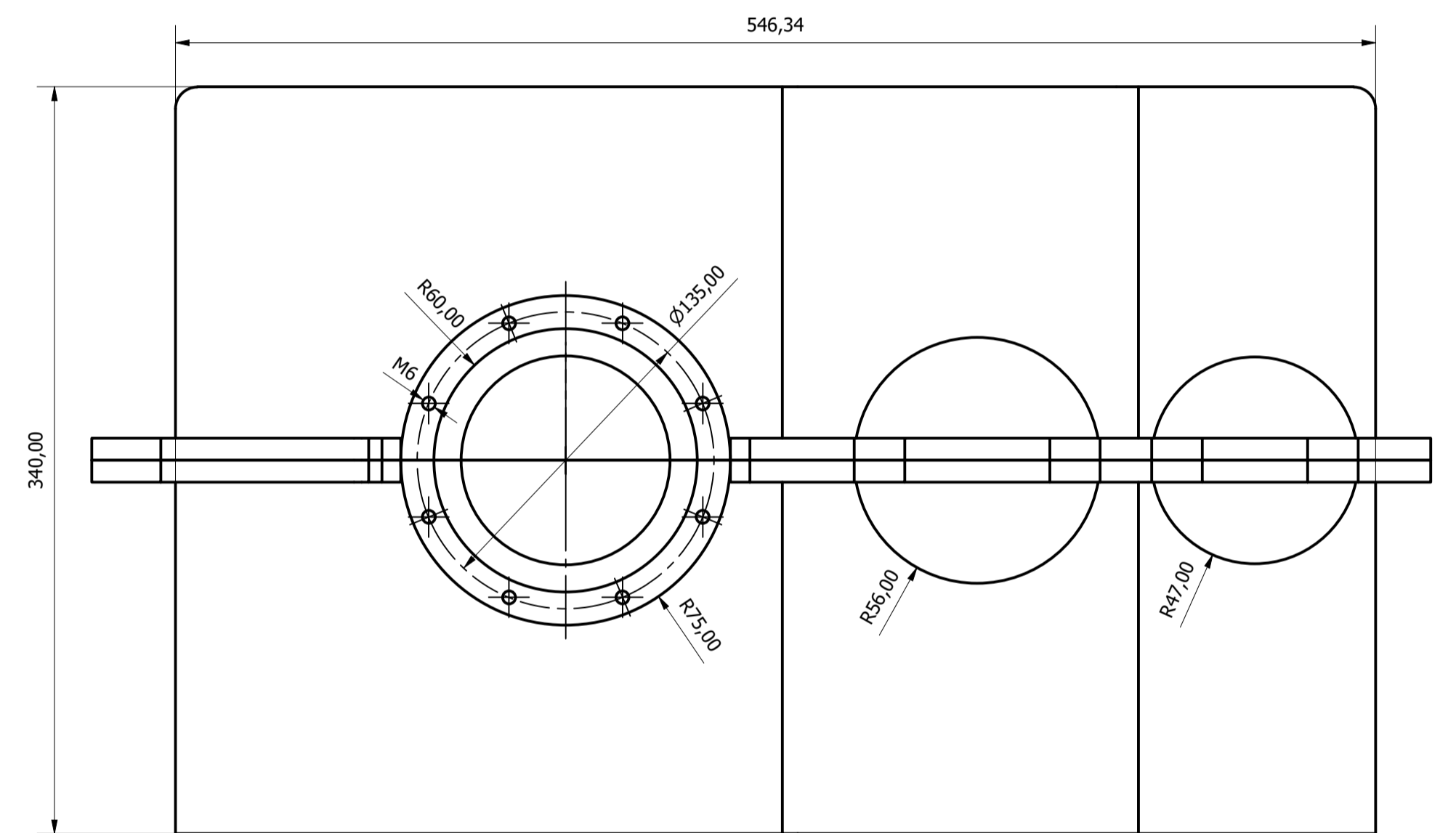
Diseñador: Rafael López Martínez		E.T.S.I.D	
Tutor: José Enrique Tarancón Caro		Diseño y cálculo de un reductor de velocidad	
Escala: 1 : 2	Plano: Conjunto	Fecha: 15/01/2021	
		Nº Plano: 2/14	



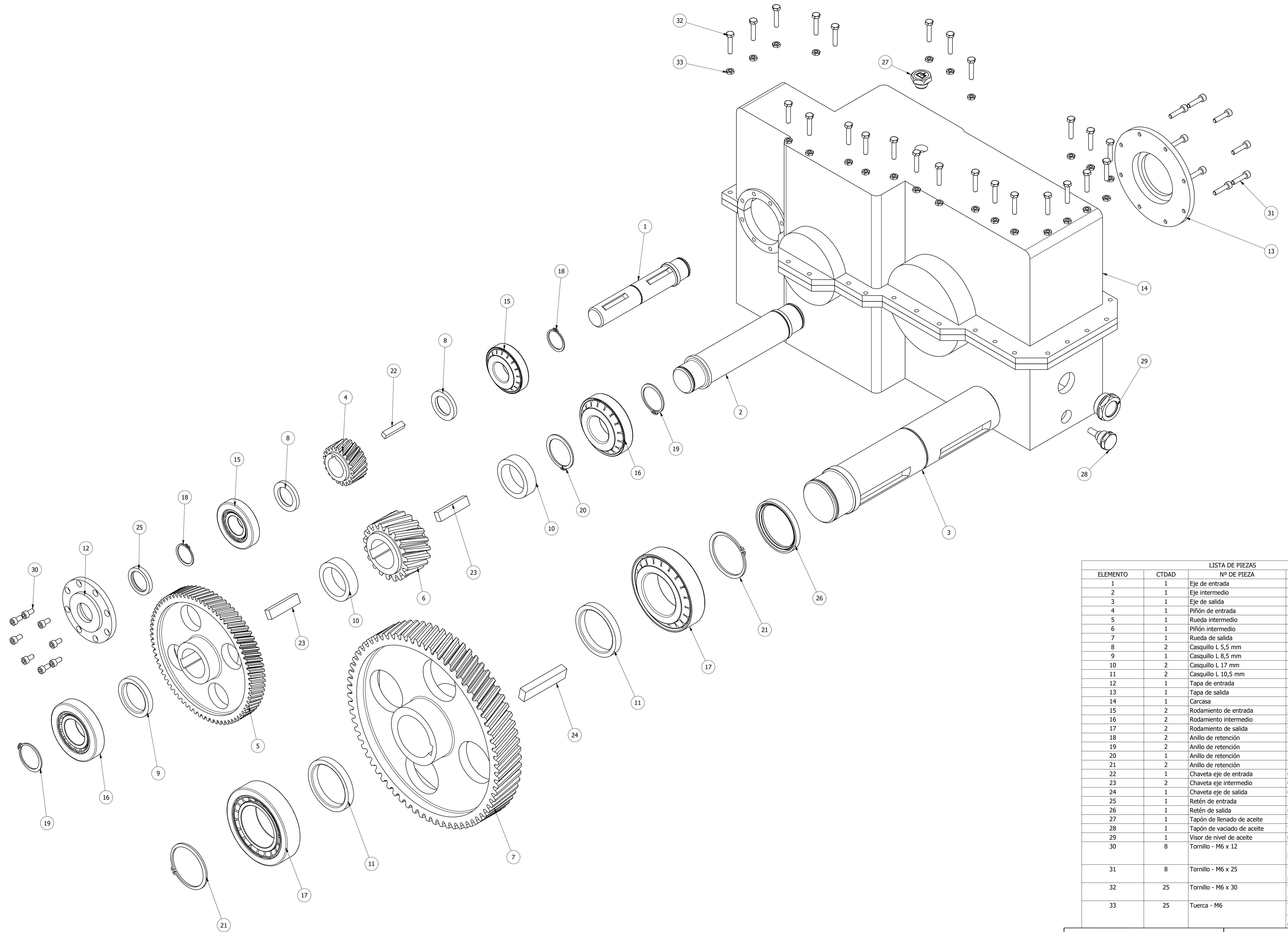
SECCIÓN A-A



SECCIÓN B-B



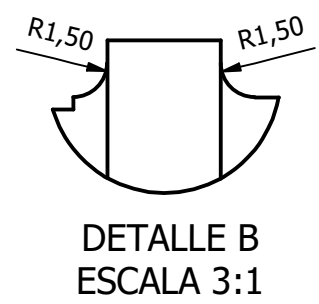
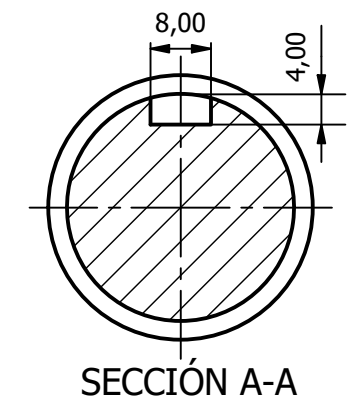
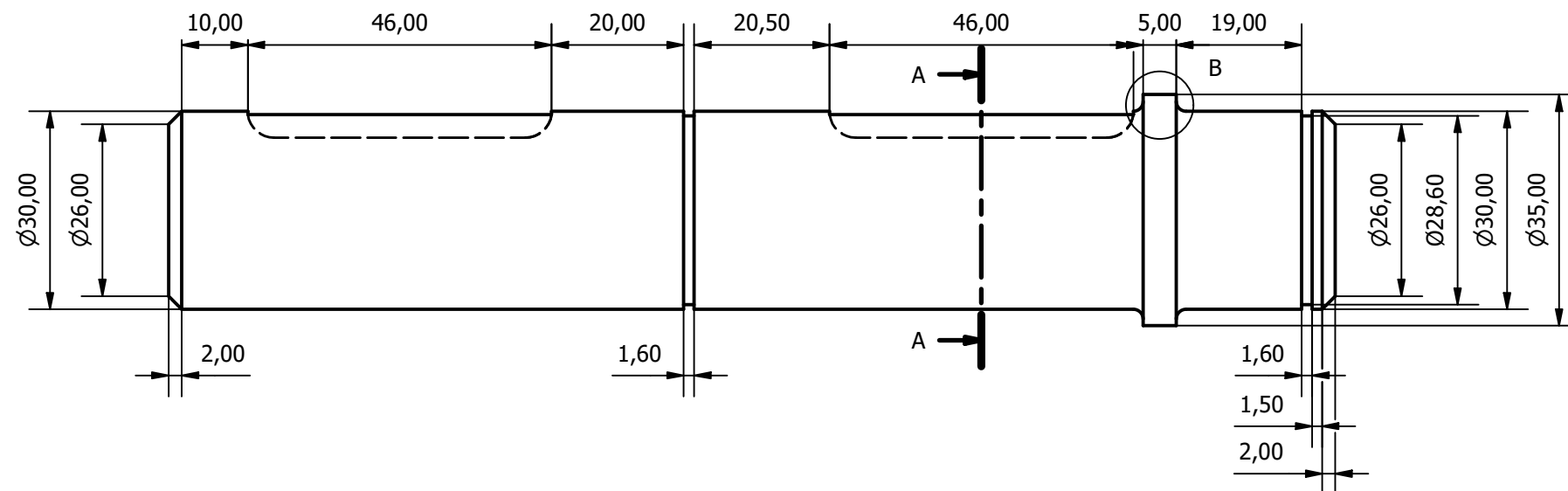
Diseñador: Rafael López Martínez		E.T.S.I.D
Tutor: José Enrique Tarancón Caro		Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Escala: 1 : 2,5	Plano: Carcasa	Fecha: 15/01/2021 Nº Plano: 3/14



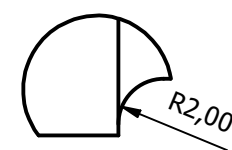
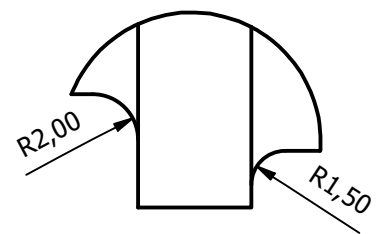
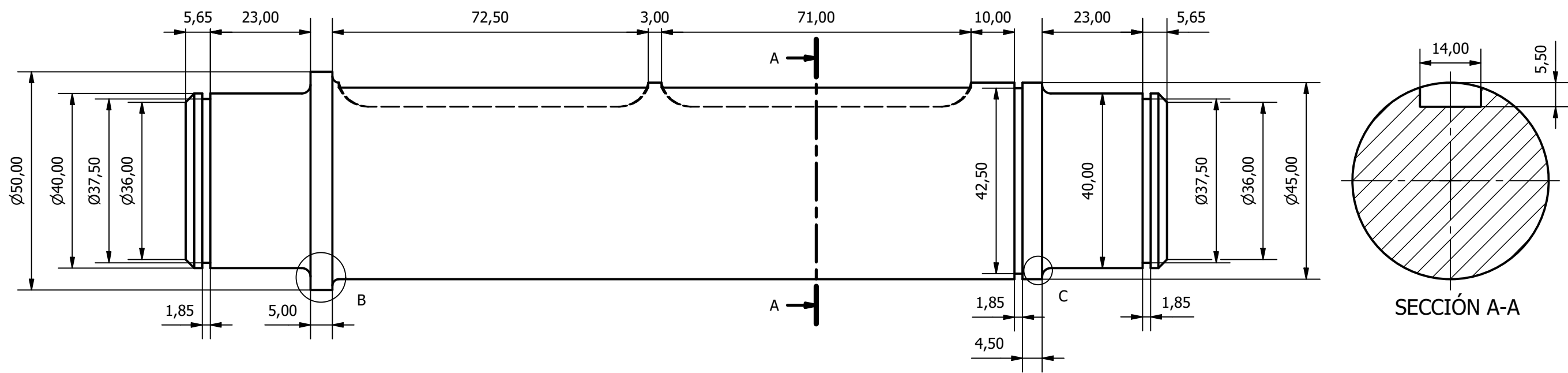
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Eje de entrada	
2	1	Eje intermedio	
3	1	Eje de salida	
4	1	Piñón de entrada	
5	1	Rueda intermedio	
6	1	Piñón intermedio	
7	1	Rueda de salida	
8	2	Casquillo L 5,5 mm	
9	1	Casquillo L 8,5 mm	
10	2	Casquillo L 17 mm	
11	2	Casquillo L 10,5 mm	
12	1	Tapa de entrada	
13	1	Tapa de salida	
14	1	Carcasa	
15	2	Rodamiento de entrada	SKF 31306
16	2	Rodamiento intermedio	SKF 31308
17	2	Rodamiento de salida	SKF 32213
18	2	Anillo de retención	DSH-30
19	2	Anillo de retención	DSH-40
20	1	Anillo de retención	DSH-45
21	2	Anillo de retención	DSH-65
22	1	Chaveta eje de entrada	Chaveta 38 mm, 8 x 7
23	2	Chaveta eje intermedio	Chaveta 57 mm, 14 x 9
24	1	Chaveta eje de salida	Chaveta 82 mm, 18 x 11
25	1	Retén de entrada	30X42X6 HMSS RG
26	1	Retén de salida	65X80X8 HMSS RG
27	1	Tapón de llenado de aceite	TCDF.18x1.5
28	1	Tapón de vaciado de aceite	TMB.M20x1.5
29	1	Visor de nivel de aceite	GN 743-24-M33x1,5-A
30	8	Tornillo - M6 x 12	Tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal
31	8	Tornillo - M6 x 25	Tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal
32	25	Tornillo - M6 x 30	Tornillos de cabeza hexagonal - Productos de clases A y B
33	25	Tuerca - M6	Tuercas hexagonales estrechas (achafianadas). Productos de clases A y B

Diseñador: Rafael López Martínez		E.T.S.I.D	
Tutor: José Enrique Tarancón Caro		Diseño y cálculo de un reductor de velocidad	
Escala: 1 : 2,5	Plano: Explosionado	Fecha: 15/01/2021	Nº Plano: 4/14

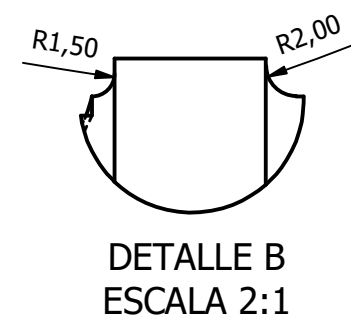
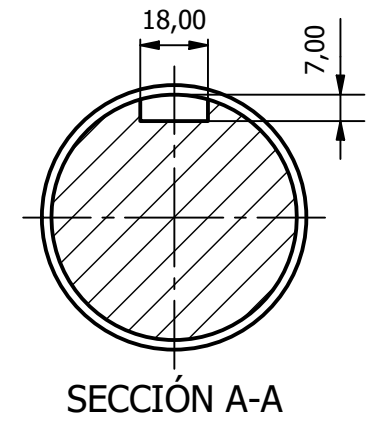
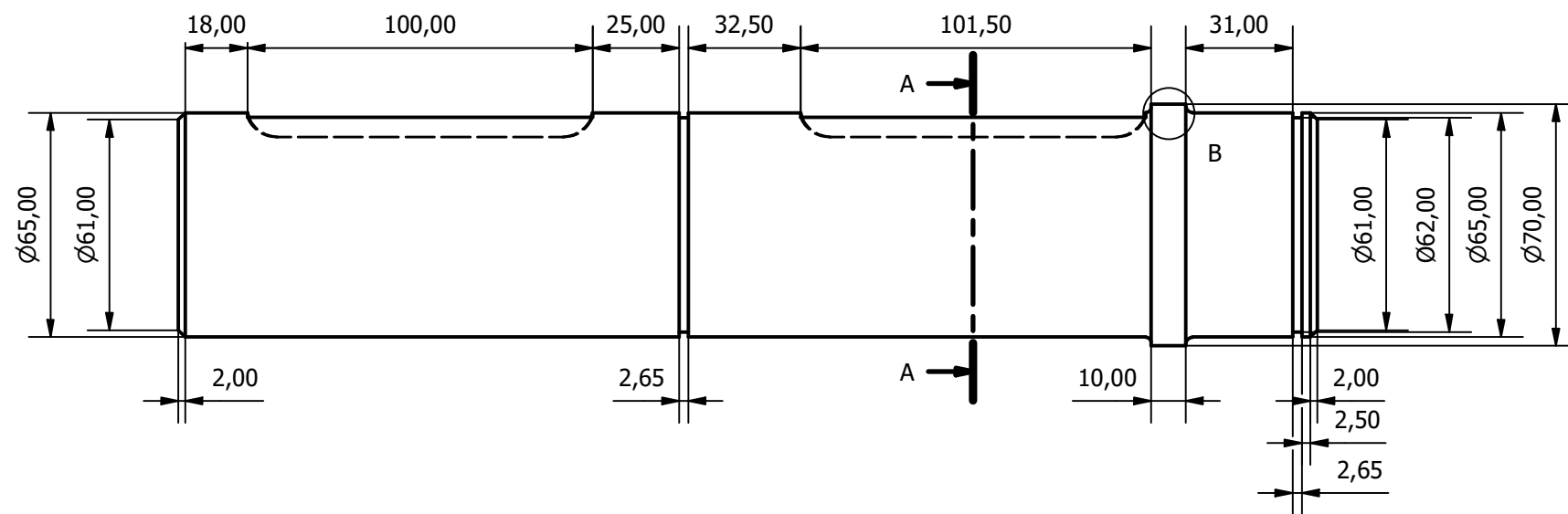




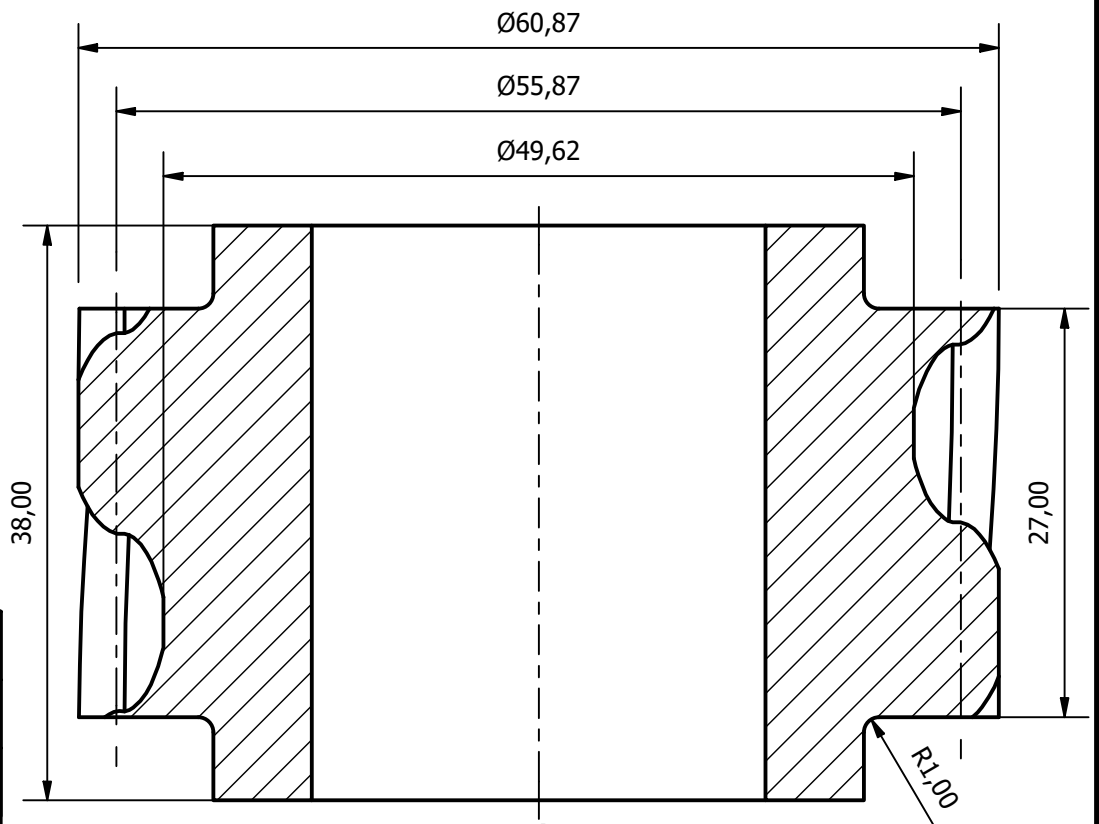
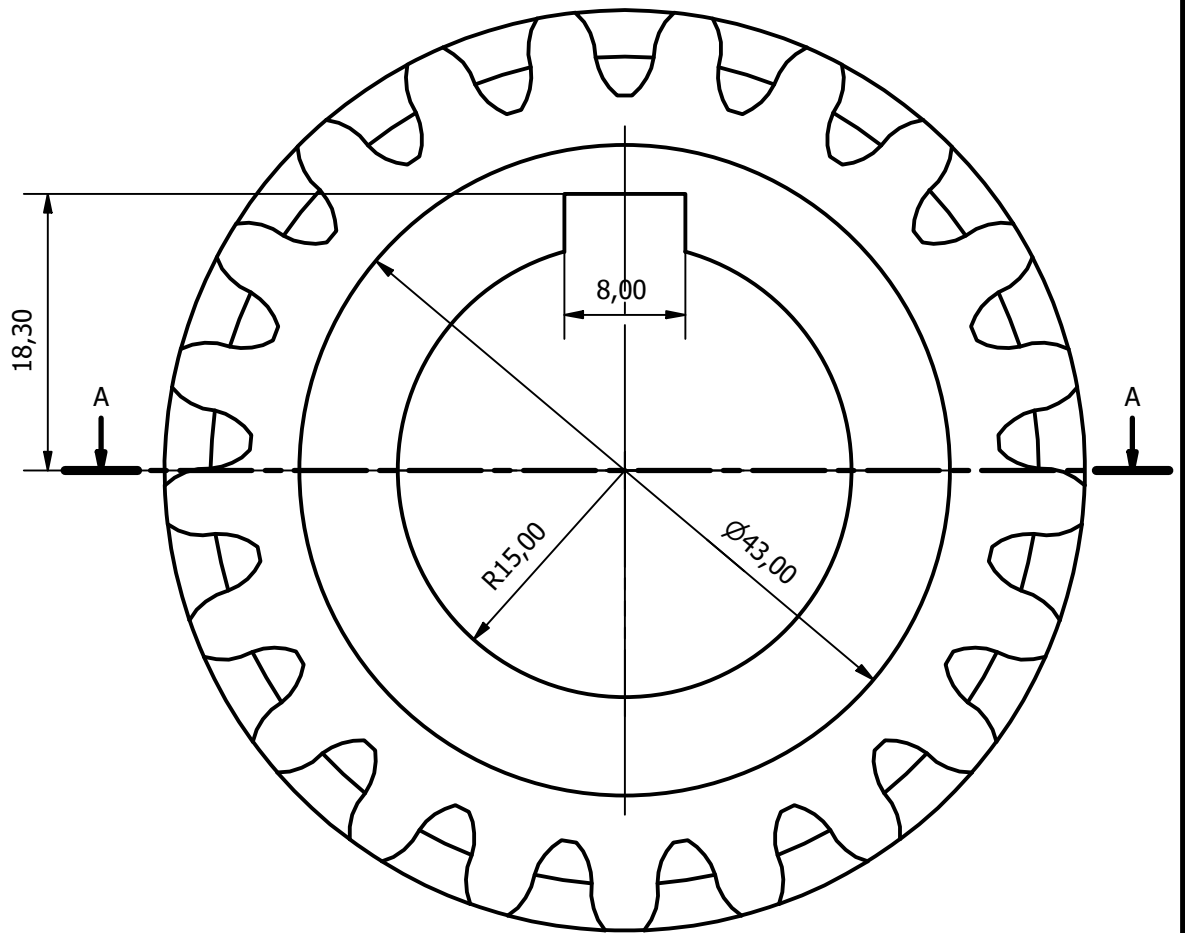
Diseñador: Rafael López Martínez		E.T.S.I.D Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Tutor: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1 : 1	Plano: Eje de entrada	Fecha: 15/01/2021
		Nº Plano: 5/14



Diseñador: Rafael López Martínez		E.T.S.I.D Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Tutor: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1 : 1	Plano: Eje intermedio	Fecha: 15/01/2021
		Nº Plano: 6/14



Diseñador: Rafael López Martínez		E.T.S.I.D Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Tutor: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1 : 2	Plano: Eje de salida	Fecha: 15/01/2021
		Nº Plano: 7/14



SECCIÓN A-A

Módulo	2,5
Nº Dientes	21
Alpha	20°
Beta	20°

Diseñador: Rafael López Martínez

Tutor: José Enrique Tarancón Caro

E.T.S.I.D

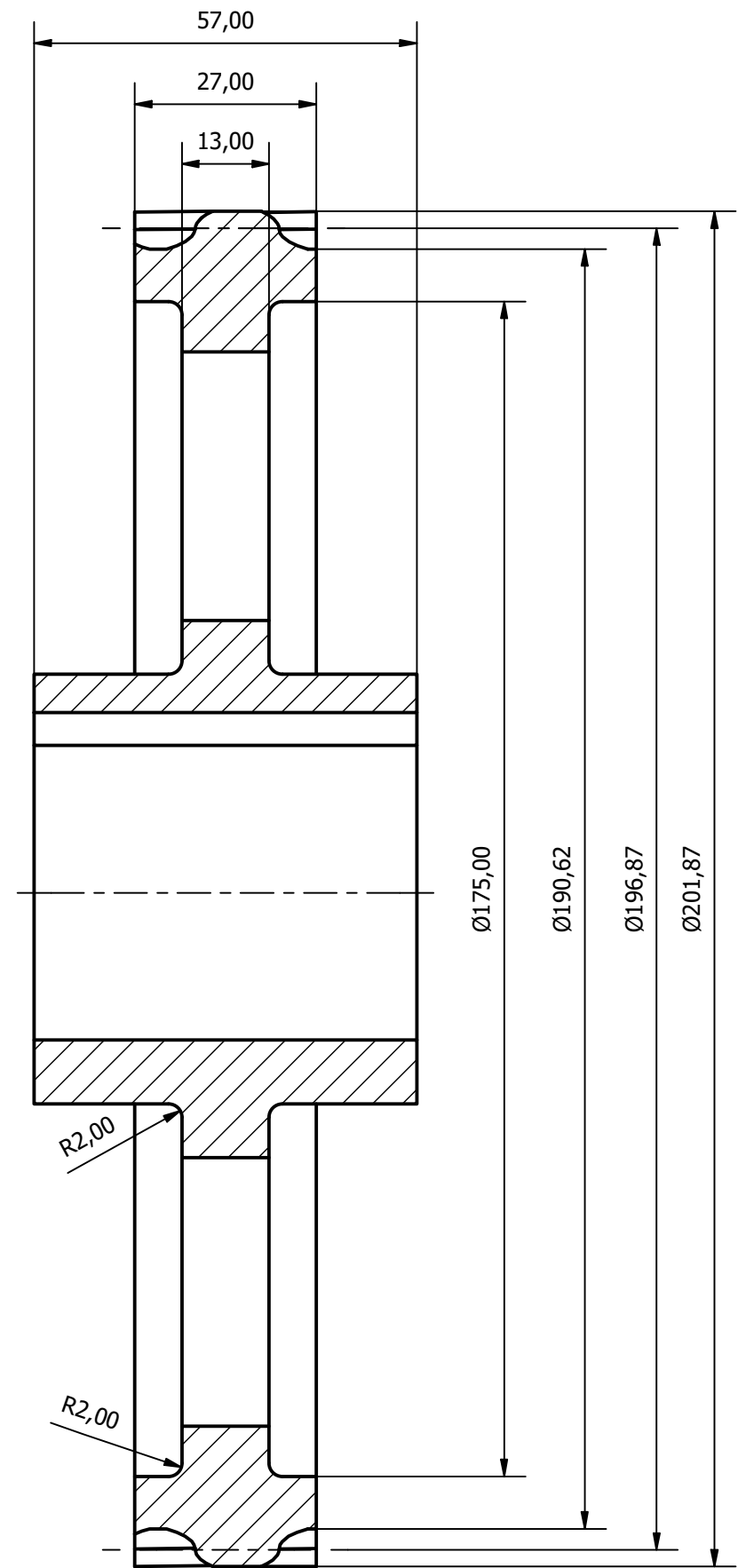
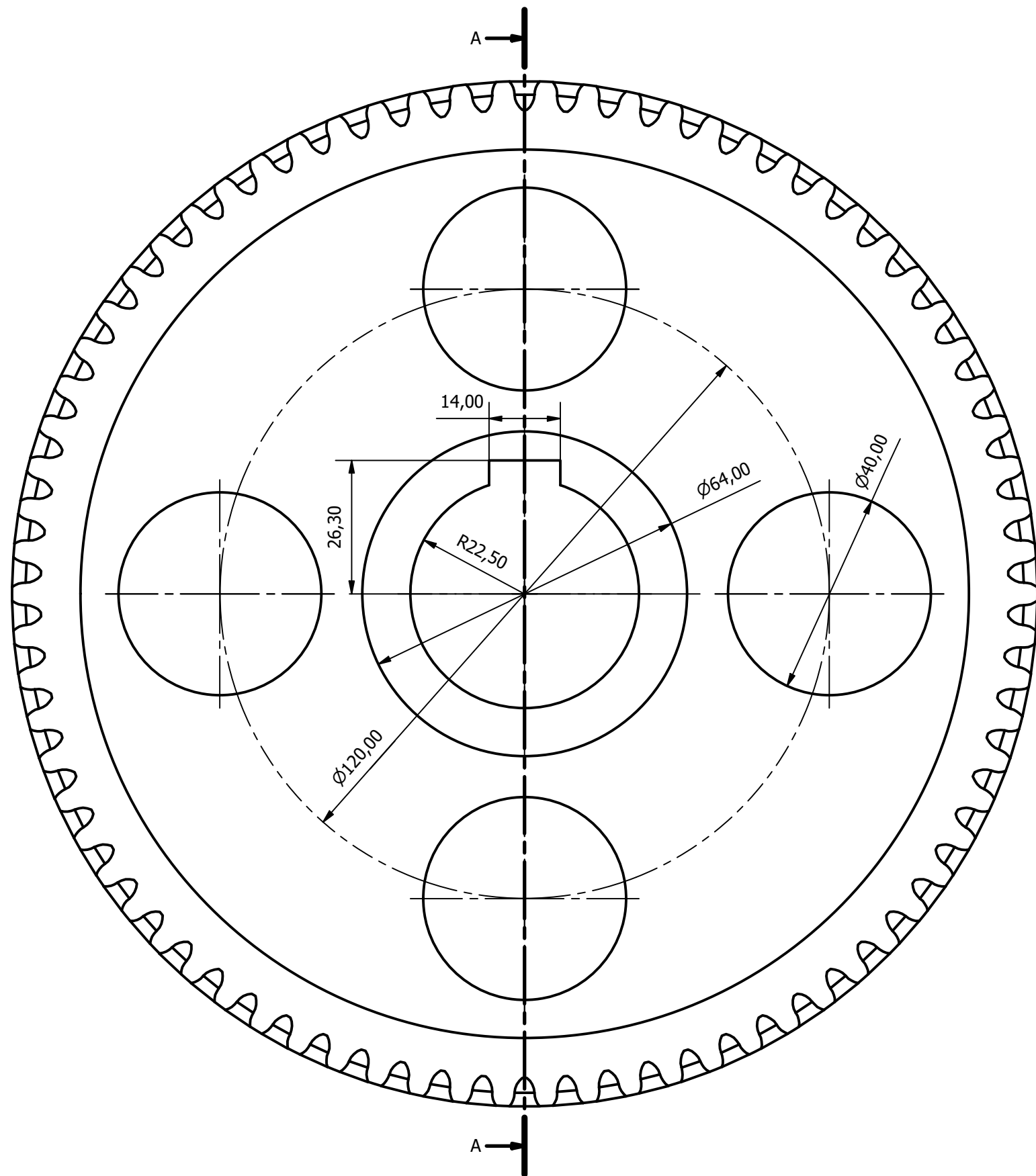
Diseño y cálculo de un reductor de velocidad

Escala:  
2 : 1

Plano:  
Piñón eje de entrada

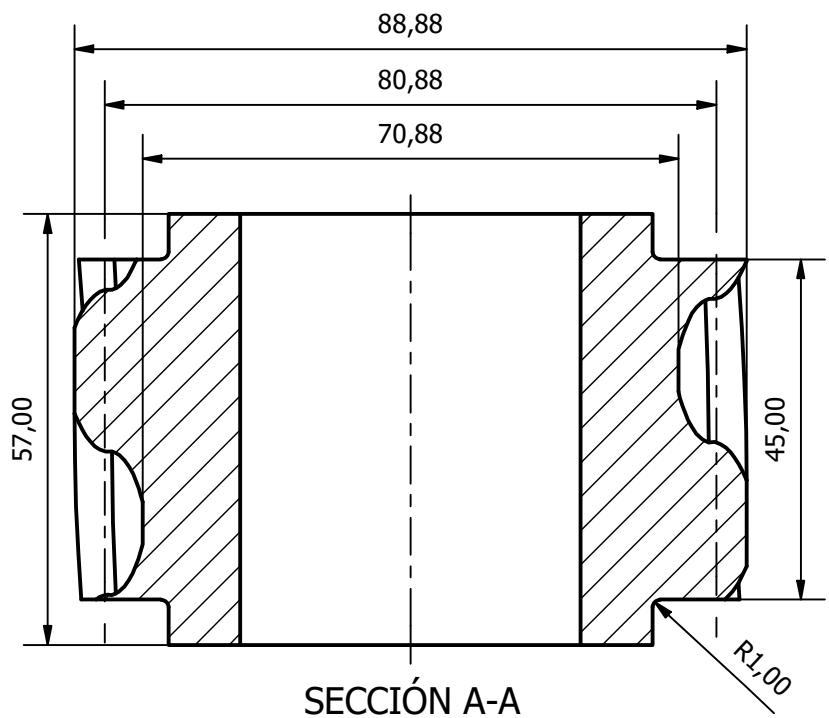
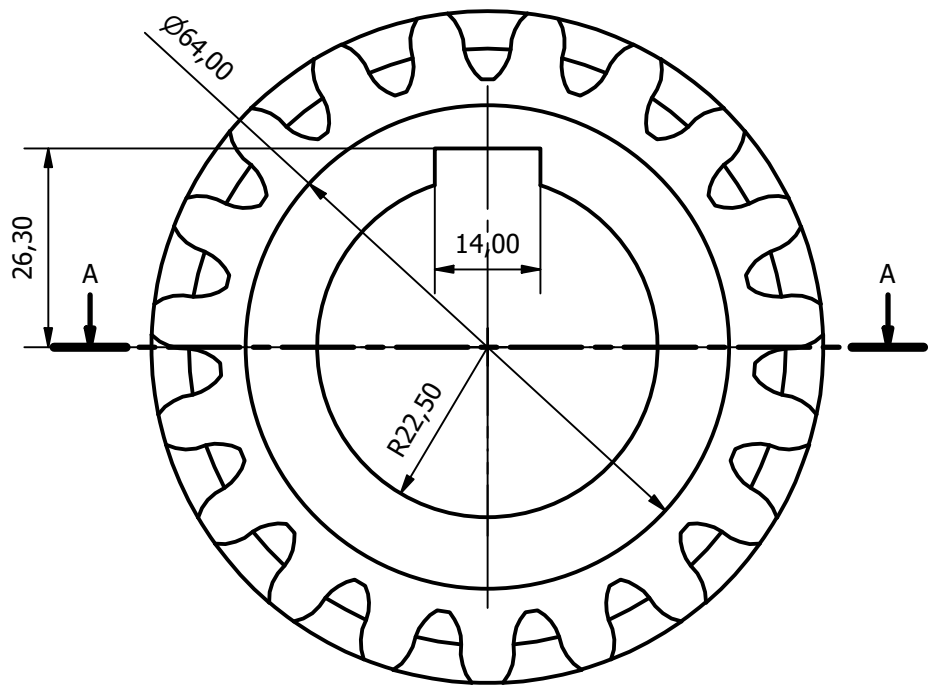
Fecha: 15/01/2021

Nº Plano: 8/14



SECCIÓN A-A

Módulo	2,5	Diseñador: Rafael López Martínez		E.T.S.I.D Diseño y cálculo de un reductor de velocidad	
Nº Dientes	74	Tutor: José Enrique Tarancón Caro			
Alpha	20°	Escala: 1 : 1	Plano: Rueda eje intermedio		Fecha: 15/01/2021
Beta	20°				Nº Plano: 9/14



Módulo	4
Nº Dientes	19
Alpha	20°
Beta	20°

Diseñador: Rafael López Martínez

Tutor: José Enrique Tarancón Caro

E.T.S.I.D

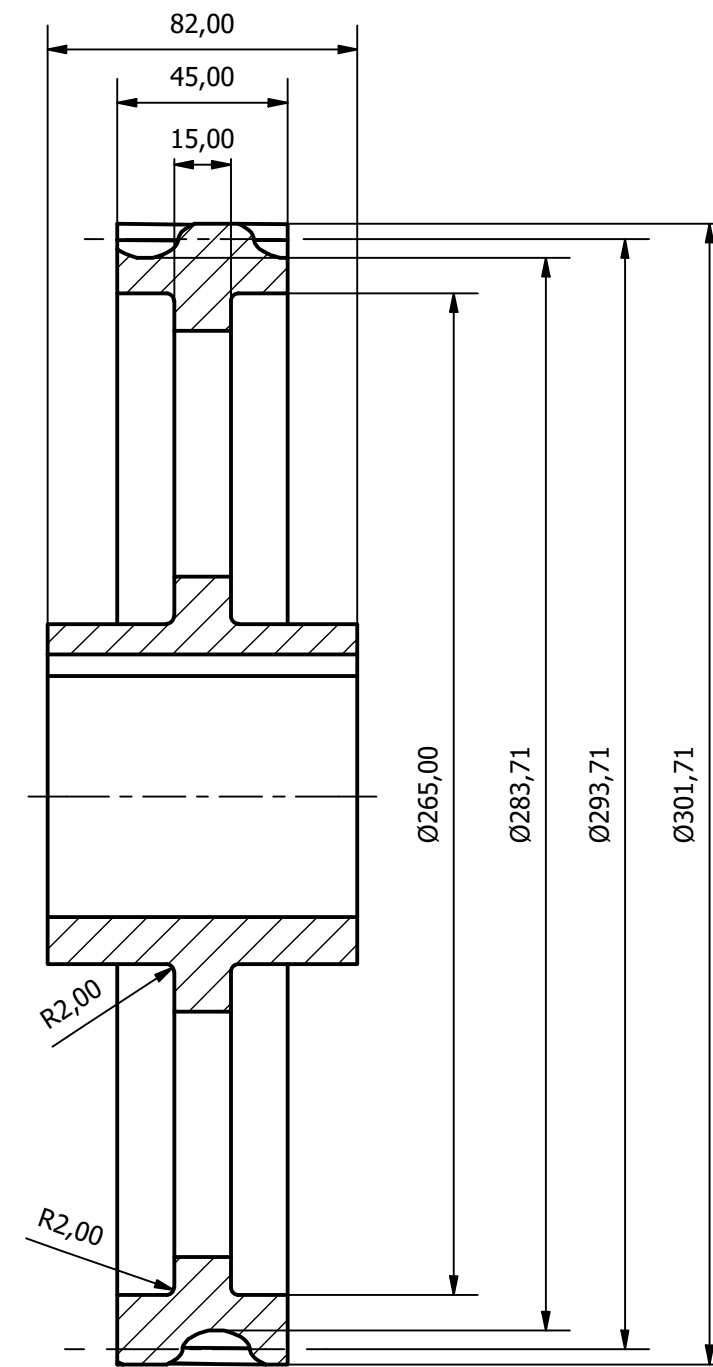
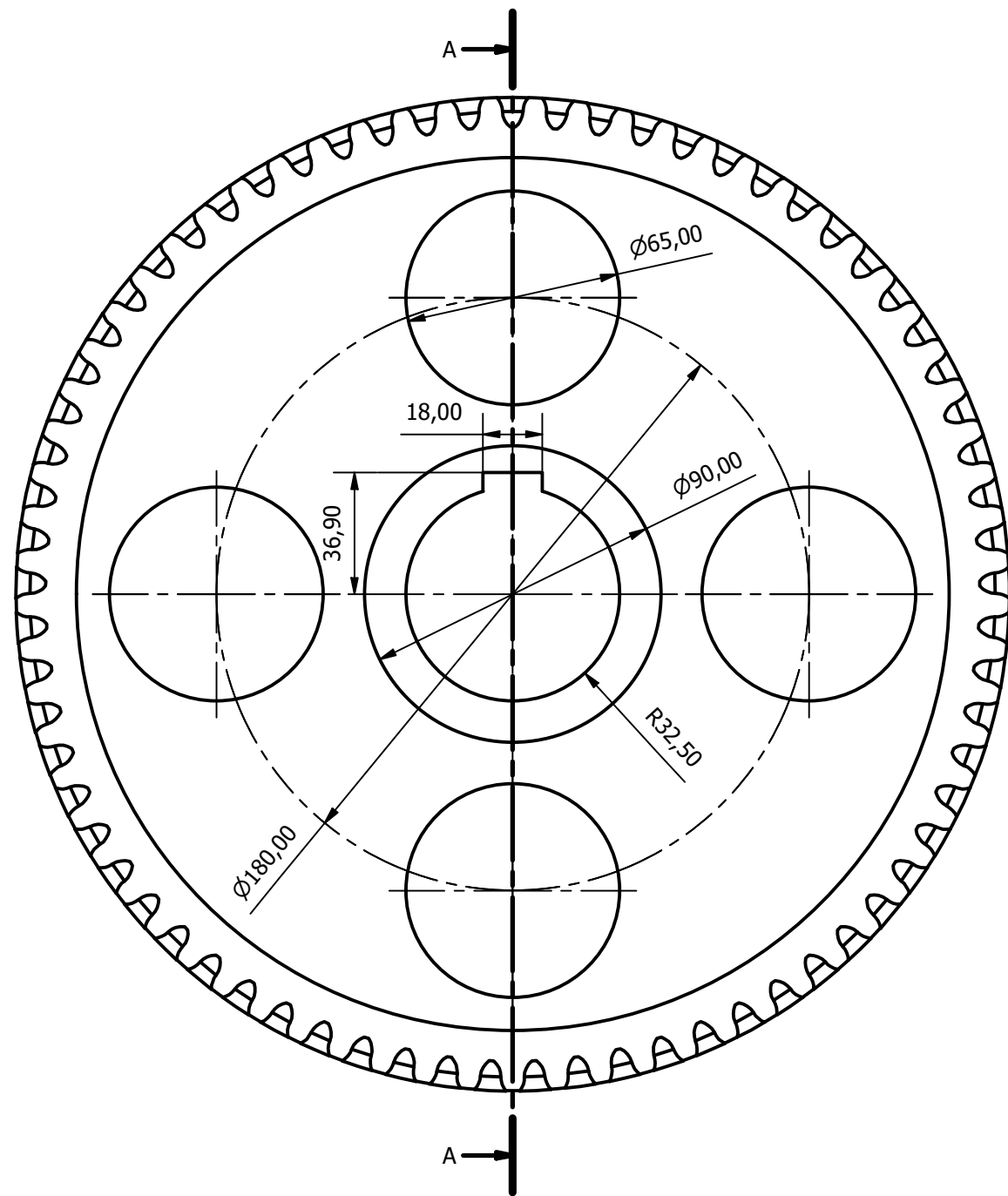
Diseño y cálculo de un reductor de velocidad

Escala:  
1 : 1

Plano:  
Piñón eje intermedio

Fecha: 15/01/2021

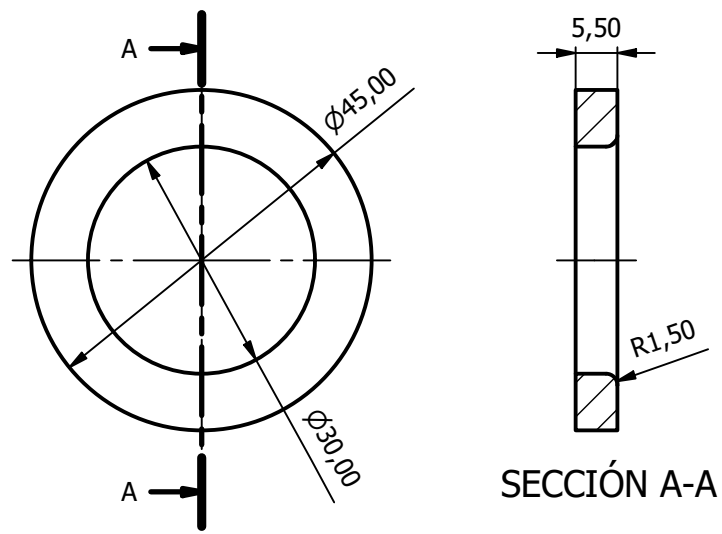
Nº Plano: 10/14



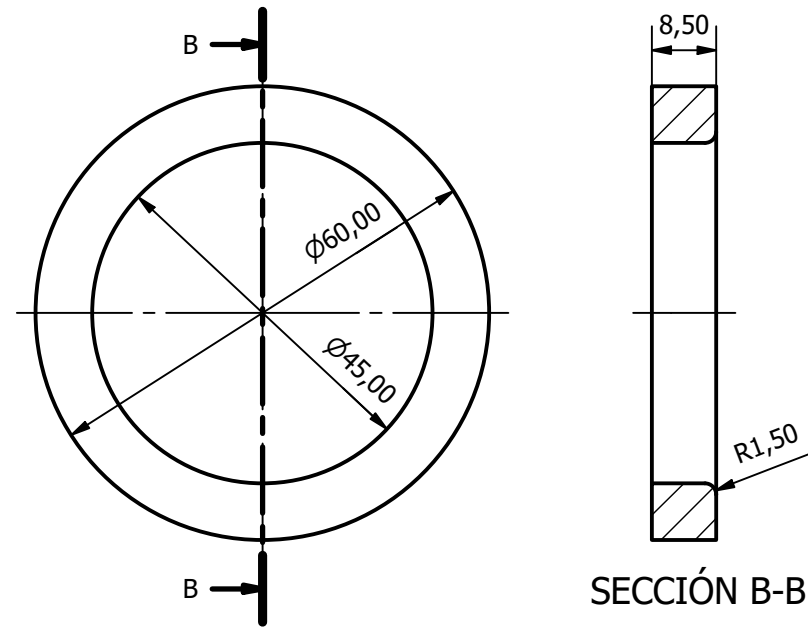
SECCIÓN A-A

Módulo	4	Diseñador: Rafael López Martínez	E.T.S.I.D Diseño y cálculo de un reductor de velocidad	
Nº Dientes	69	Tutor: José Enrique Tarancón Caro		
Alpha	20°	Escala: 1 : 2	Plano: Rueda eje de salida	Fecha: 15/01/2021
Beta	20°			Nº Plano: 11/14

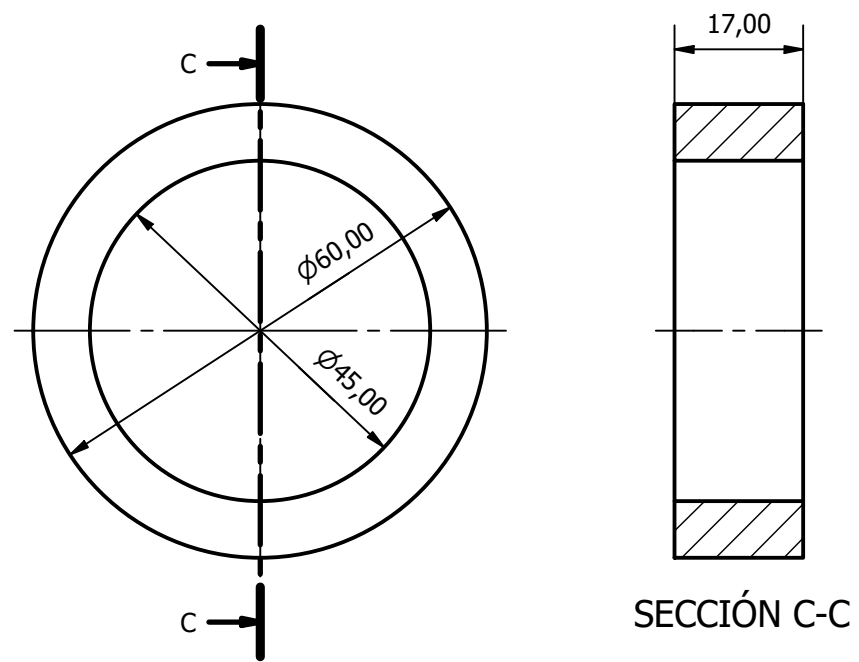
**CASQUILLO 1 Y 2  
DEL EJE DE ENTRADA**



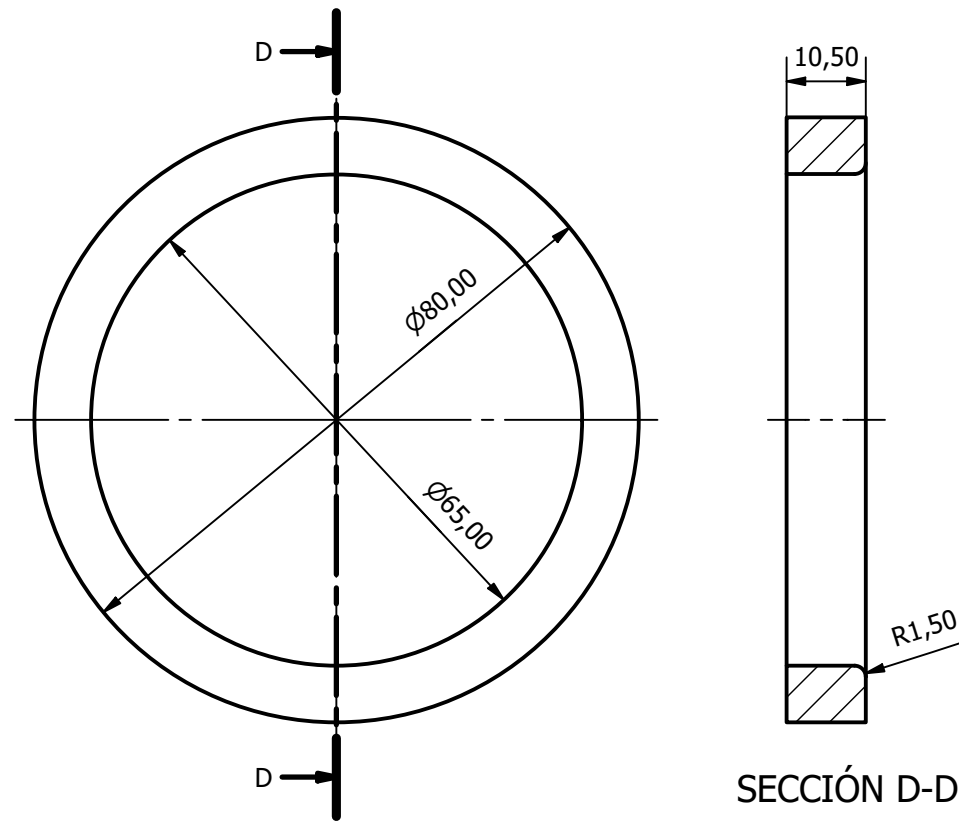
**CASQUILLO 1  
DEL EJE INTERMEDIO**



**CASQUILLO 2 Y 3  
DEL EJE INTERMEDIO**

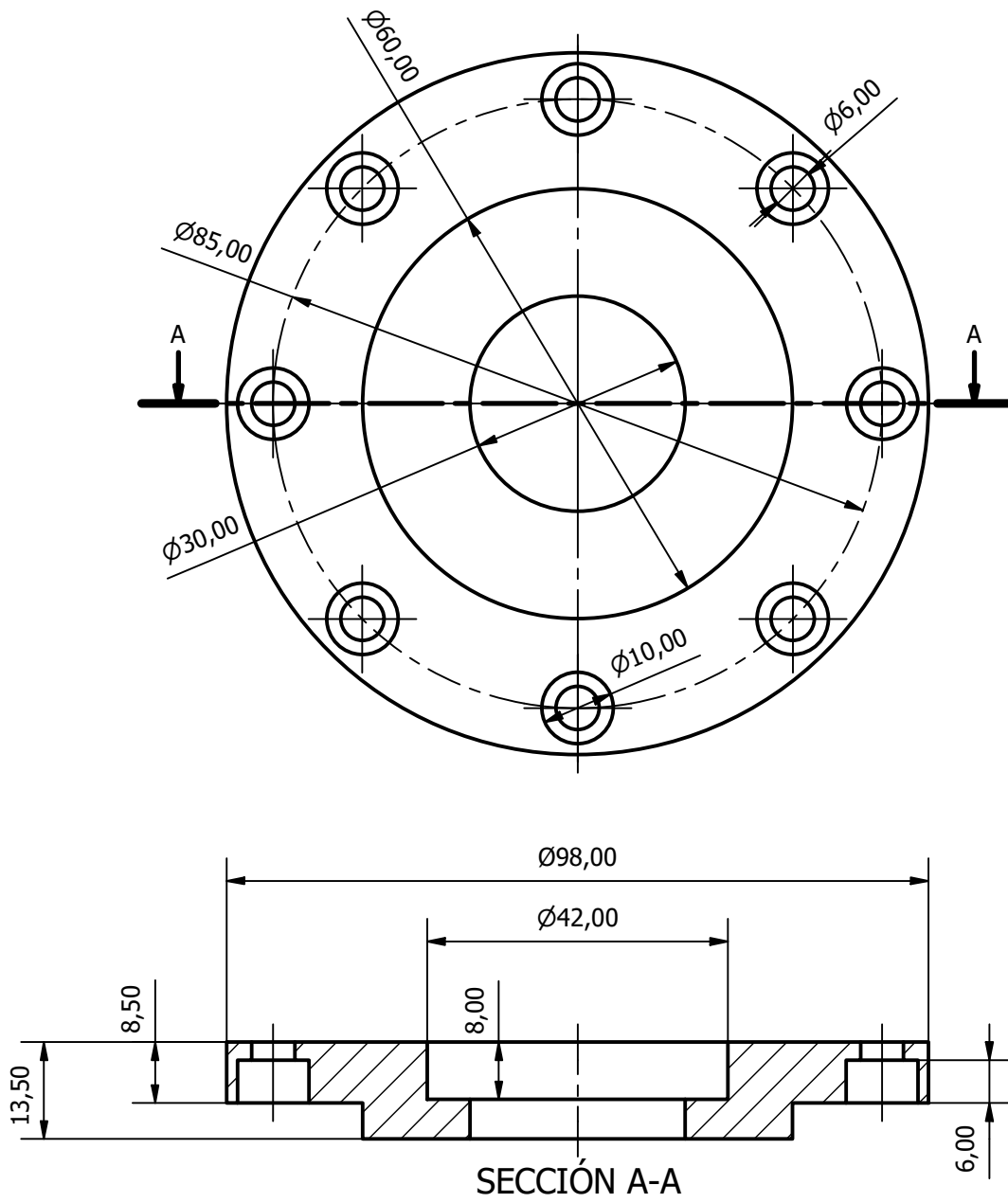


**CASQUILLO 1 Y 2  
DEL EJE DE SALIDA**

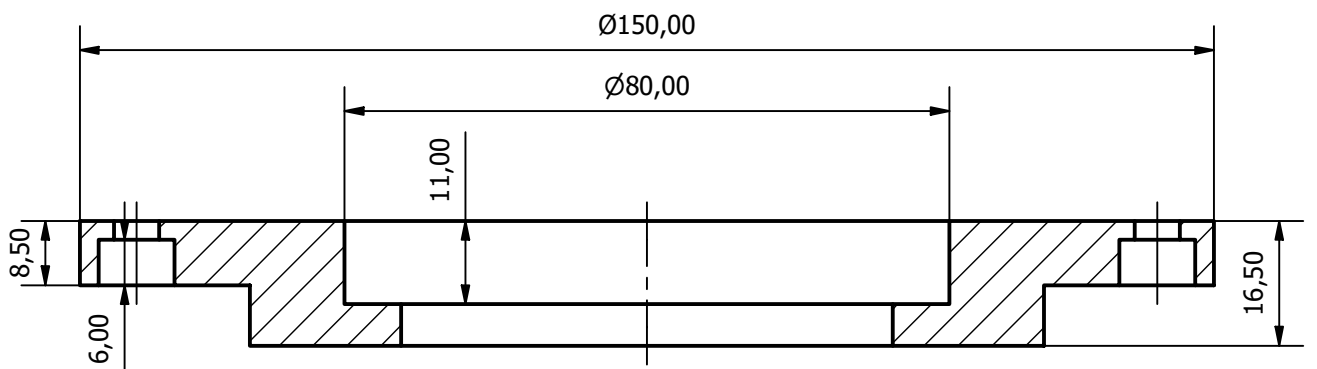
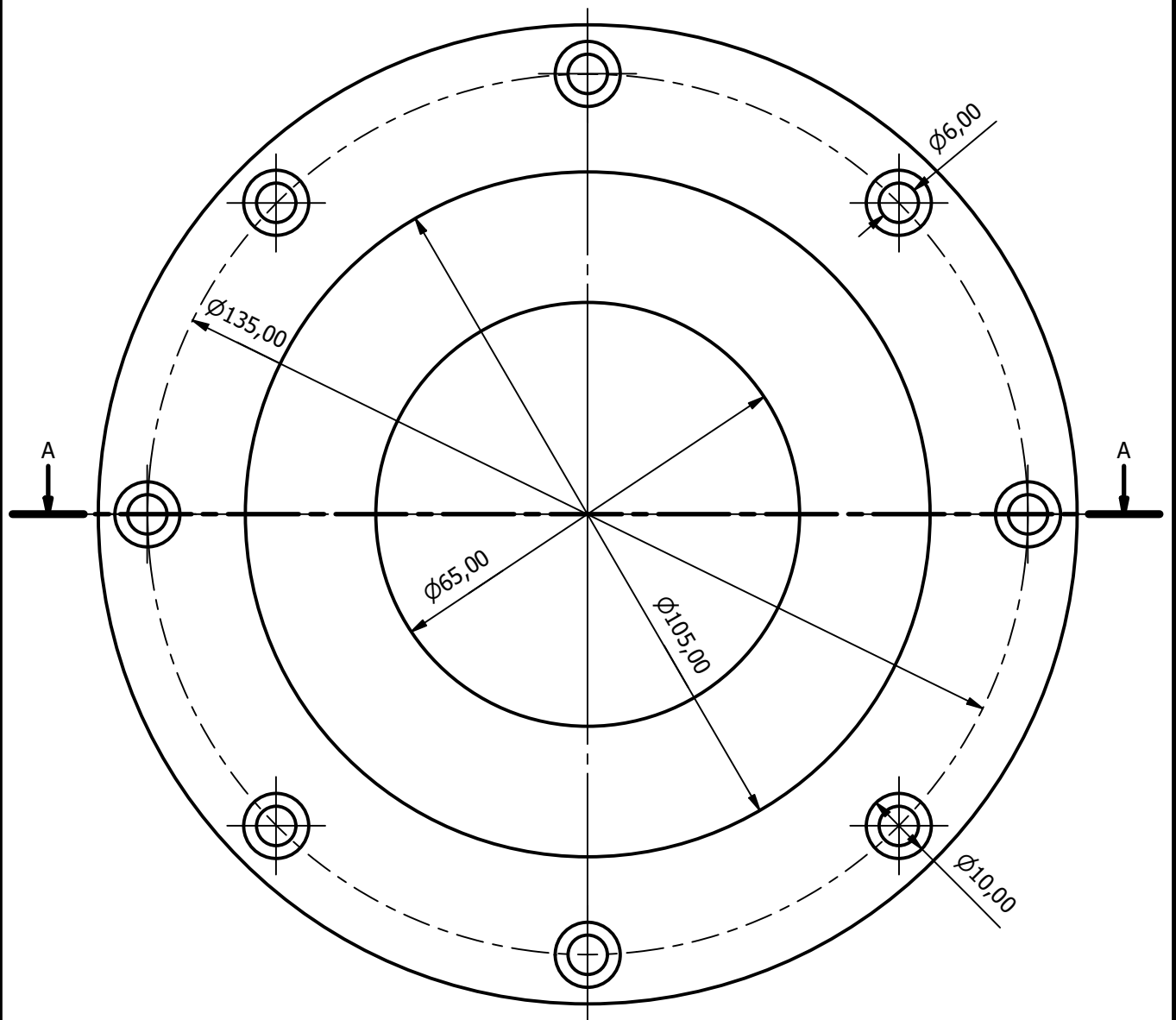


Diseñador: Rafael López Martínez		E.T.S.I.D Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Tutor: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1 : 1	Plano: Casquillos	Fecha: 15/01/2021
		Nº Plano: 12/14





Diseñador: Rafael López Martínez		E.T.S.I.D Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Tutor: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1 : 1	Plano: Tapa eje de entrada	Fecha: 15/01/2021
		Nº Plano: 13/14



SECCIÓN A-A

Diseñador: Rafael López Martínez		E.T.S.I.D	
Tutor: José Enrique Tarancón Caro		Diseño y cálculo de un reductor de velocidad	
Escala: 1 : 1	Plano: Tapa eje de salida	Fecha: 15/01/2021	
		Nº Plano: 14/14	



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

---

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR  
DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 12,7  
Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1700 NM

---

**DOCUMENTO Nº3:  
PLIEGO DE CONDICIONES**



# ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN .....	3
2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS .....	3
2.1. MATERIALES .....	3
2.1.1. EJE DE ENTRADA E INTERMEDIO .....	3
2.1.2. EJE DE SALIDA .....	4
2.1.3. ENGRANAJES .....	4
2.1.4. CASQUILLOS .....	5
2.1.5. CARCASA Y TAPAS DEL REDUCTOR.....	5
2.2. CONDICIONES DE LA EJECUCIÓN.....	5
2.2.1. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE MECANIZADO .....	5
2.2.1.1. EJE DE ENTRADA.....	5
2.2.1.2. EJE INTERMEDIO.....	6
2.2.1.3. EJE DE SALIDA.....	6
2.2.1.4. PIÑÓN DEL EJE DE ENTRADA .....	7
2.2.1.5. RUEDA DEL EJE INTERMEDIO .....	7
2.2.1.6. PIÑÓN DEL EJE INTERMEDIO .....	7
2.2.1.7. RUEDA DEL EJE DE SALIDA .....	8
2.2.1.8. CASQUILLOS .....	8
2.2.1.9. CARCASA.....	9
2.2.1.10. TAPA DEL EJE DE ENTRADA .....	9
2.2.1.11. TAPA DEL EJE DE SALIDA .....	10
2.2.2. CONTROL DEL PRODUCTO.....	10
2.3. ENSAMBLAJE Y ENSAYOS FINALES .....	10
2.4. EMBALAJE Y ENVÍO DEL PRODUCTO .....	11
3. PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS.....	11
3.1. DERECHOS Y OBLIGACIONES DEL CONTRATISTA .....	11
3.2. FACULTADES DE LA DIRECCIÓN TÉCNICA.....	12
3.3. COMIENZO Y RITMO DEL PROYECTO .....	12
3.3.1. PERIODO DE FABRICACIÓN .....	12
3.3.2. PERIODO DE ENSAMBLAJE Y PRUEBAS .....	12
3.3.3. PERIODO DE TRANSPORTE DEL PRODUCTO.....	13
3.4. FALLOS Y MODIFICACIONES DEL PROYECTO .....	13
3.5 PERIODO DE GARANTÍA.....	13



## 1. INTRODUCCIÓN

En este documento del proyecto se van a definir las exigencias de aspecto técnico, económico y legal que se han de dar para la correcta ejecución del proyecto y también para asegurar la fiabilidad del producto final.

Este documento se va a dividir en dos partes: el pliego de condiciones técnicas, que es la parte en la que se definen las características de todos los materiales utilizados y el proceso de fabricación de todos los elementos que componen el reductor; y el pliego de condiciones facultativas, donde se explican las condiciones legales del contrato y el tiempo que llevará realizar cada fase del proyecto.

Este proyecto se ha dividido en cuatro documentos para la ejecución y fabricación del reductor de velocidad: memoria descriptiva, planos, pliego de condiciones y presupuesto. Se va a establecer una serie de prioridades para el posible caso de que existiesen contrariedades entre estos diferentes documentos. Las prioridades son las siguientes:

- La memoria descriptiva tiene prioridad sobre el resto de los documentos del proyecto en cuanto a la descripción de materiales y cálculos respecta.
- El documento de planos tiene prioridad sobre el resto de los documentos del proyecto en cuanto a dimensionado de los elementos.
- El pliego de condiciones técnicas tiene prioridad sobre el resto de los documentos del proyecto en cuanto a normativa y calidad de las piezas fabricadas.
- El presupuesto tiene prioridad sobre el resto de los documentos en cuanto a presupuesto de fabricación de los elementos.

Como conclusión el documento de la memoria es el que prevalece sobre el resto de los documentos en caso de contradicción, y por tanto el más importante de los 4 documentos.

## 2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

### 2.1. MATERIALES

#### 2.1.1. EJE DE ENTRADA E INTERMEDIO

Los ejes de entrada e intermedio están fabricados de un acero aleado, laminado forjado (el cual se consigue fundiendo el material a una temperatura entre 900 y 1150 °C) denominado 34CrNiMo6 según la norma UNE-EN 10027-1:2017.

Las características mecánicas de este acero son las siguientes:

- Límite de fractura ( $S_u$ ): 1300 Mpa.
- Límite de fluencia ( $S_y$ ): 860 Mpa.
- Dureza superficial: 401 HB.

La composición química de este acero es la siguiente:

- Carbono (C): 0,34%.
- Manganeso (Mn): 0,65%.
- Cromo (Cr): 1,50%.
- Molibdeno (Mo): 0,22%.
- Níquel (Ni): 1,50%.

Se debe comprobar que el material cumple dichas propiedades mecánicas antes de utilizarlos en la fabricación de los ejes de entrada e intermedio del reductor, por lo que se deberá pedir un certificado de calidad al fabricante donde figuren sus características mecánicas.

### 2.1.2. EJE DE SALIDA

El eje de salida está fabricado de un acero aleado, normalizado (el cual se consigue fundiendo el material a una temperatura de 900 °C) denominado 42CrMo4 según la norma UNE-EN 10027-1:2017.

Las características mecánicas de este acero son las siguientes:

- Límite de fractura ( $S_u$ ): 950 Mpa.
- Límite de fluencia ( $S_y$ ): 560 Mpa.
- Dureza superficial: 277 HB.

La composición química de este acero es la siguiente:

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

Se debe comprobar que el material cumple dichas propiedades mecánicas antes de utilizarlos en la fabricación del eje de salida del reductor, por lo que se deberá pedir un certificado de calidad al fabricante donde figuren sus características mecánicas.

### 2.1.3. ENGRANAJES

Los engranajes de las 2 etapas del reductor están fabricados del mismo material, un acero aleado, templado y revenido (los cuales se harán a unas temperaturas de 840 y 540 °C) denominado 34CrNiMo6 según la norma UNE-EN 10027-1:2017.

Las propiedades mecánicas de este acero son las siguientes:

- Límite de fractura ( $S_u$ ): 1210 Mpa.
- Límite de fluencia ( $S_y$ ): 1100 Mpa.
- Dureza superficial: 352 HB.

La composición química de este acero es la siguiente:

- Carbono (C): 0,34%.
- Manganeso (Mn): 0,65%.
- Cromo (Cr): 1,50%.
- Molibdeno (Mo): 0,22%.
- Níquel (Ni): 1,50%.

Se debe comprobar que el material cumple dichas propiedades mecánicas antes de utilizarlos en la fabricación de los engranajes del reductor, por lo que se deberá pedir un certificado de calidad al fabricante donde figuren sus características mecánicas.



#### 2.1.4. CASQUILLOS

Los casquillos estarán fabricados de acero inoxidable.

#### 2.1.5. CARCASA Y TAPAS DEL REDUCTOR

La carcasa y las tapas del reductor 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 características 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 superficial: 180 a 220 HB.

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

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

Se debe comprobar que el material cumple dichas propiedades mecánicas antes de utilizarlos en la fabricación de la carcasa y las tapas del reductor, por lo que se deberá pedir un certificado de calidad al fabricante donde figuren sus características mecánicas.

## 2.2. CONDICIONES DE LA EJECUCIÓN

### 2.2.1. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE MECANIZADO

#### 2.2.1.1. EJE DE ENTRADA

Para la mecanización del eje de entrada, se va a partir de una pieza cilíndrica de 40 mm de diámetro y de 180 mm de largo en bruto. Estas medidas son más grandes que la de la pieza acabada, ya que se pueden dar imperfecciones en la superficie del producto en bruto y también la pieza debe tener un buen acabado superficial. Hay que tener en cuenta que las operaciones en el torno se realizarán dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Se van a describir a continuación los pasos, siguiendo el orden de operación, para su mecanizado:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior a lo largo del eje de diámetro 35 mm
	Cilindrado exterior de 30 mm de 147,60 mm de longitud
	Cilindrado exterior de 30 mm de 24,10 mm de longitud por el lado opuesto
	Ranurado de 28,60 mm de diámetro con un espesor de 1,60 mm
	Ranurado de 28,60 mm de diámetro con un espesor de 1,60 mm
	Achaflanado de los dos extremos del eje
FRESADORA	Ranurado de los dos chaveteros

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

### 2.2.1.2. EJE INTERMEDIO

Para la mecanización del eje intermedio, se va a partir de una pieza cilíndrica de 55 mm de diámetro y de 230 mm de largo en bruto. Estas medidas son más grandes que la de la pieza acabada, ya que se pueden dar imperfecciones en la superficie del producto en bruto y también la pieza debe tener un buen acabado superficial. Hay que tener en cuenta que las operaciones en el torno se realizarán dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Se van a describir a continuación los pasos, siguiendo el orden de operación, para su mecanizado:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior a lo largo del eje de diámetro 50 mm
	Cilindrado exterior de 45 mm de 191,50 mm de longitud
	Cilindrado exterior de 28,65 mm de 40 mm de longitud por el mismo lado
	Cilindrado exterior de 28,65 mm de 40 mm de longitud por el lado opuesto
	Ranurado de 37,50 mm de diámetro con un espesor de 1,85 mm
	Ranurado de 37,50 mm de diámetro con un espesor de 1,85 mm
	Ranurado de 42,50 mm de diámetro con un espesor de 1,85 mm
FRESADORA	Achaflanado de los dos extremos del eje
FRESADORA	Ranurado de los dos chaveteros

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

### 2.2.1.3. EJE DE SALIDA

Para la mecanización del eje de salida, se va a partir de una pieza cilíndrica de 75 mm de diámetro y de 330 mm de largo en bruto. Estas medidas son más grandes que la de la pieza acabada, ya que se pueden dar imperfecciones en la superficie del producto en bruto y también la pieza debe tener un buen acabado superficial. Hay que tener en cuenta que las operaciones en el torno se realizarán dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Se van a describir a continuación los pasos, siguiendo el orden de operación, para su mecanizado:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior a lo largo del eje de diámetro 70 mm
	Cilindrado exterior de 65 mm de 281,65 mm de longitud
	Cilindrado exterior de 65 mm de 38,15 mm de longitud por el lado opuesto
	Ranurado de 62 mm de diámetro con un espesor de 2,65 mm
	Ranurado de 62 mm de diámetro con un espesor de 2,65 mm
	Achaflanado de los dos extremos del eje
FRESADORA	Ranurado de los dos chaveteros

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

#### 2.2.1.4. PIÑÓN DEL EJE DE ENTRADA

Para la mecanización del piñón del eje de entrada se va a partir de una pieza cilíndrica de 65 mm de diámetro y una longitud de 40 mm de ancho en bruto. Estas medidas son más grandes que la de la pieza acabada, ya que se pueden dar imperfecciones en la superficie del producto en bruto y también la pieza debe tener un buen acabado superficial. Hay que tener en cuenta que las operaciones en el torno se realizarán dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Se van a describir a continuación los pasos, siguiendo el orden de operación, para su mecanizado:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 62 mm
	Cilindrado interior de 30 mm
FRESADORA	Tallado de los dientes
	Ranurado para alojar la chaveta

#### 2.2.1.5. RUEDA DEL EJE INTERMEDIO

Para la mecanización de la rueda del eje intermedio, se va a partir de una pieza cilíndrica de 205 mm de diámetro y una longitud de 60 mm de ancho en bruto. Estas medidas son más grandes que la de la pieza acabada, ya que se pueden dar imperfecciones en la superficie del producto en bruto y también la pieza debe tener un buen acabado superficial. Hay que tener en cuenta que las operaciones en el torno se realizarán dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Se van a describir a continuación los pasos, siguiendo el orden de operación, para su mecanizado:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Taladrado de los agujeros interiores de 40 mm
	Cilindrado exterior de 203 mm
	Cilindrado interior de 45 mm
FRESADORA	Fresado interno de las caras internas
	Tallado de los dientes
	Ranurado para alojar la chaveta

#### 2.2.1.6. PIÑÓN DEL EJE INTERMEDIO

Para la mecanización del piñón del eje intermedio, se va a partir de una pieza cilíndrica de 90 mm de diámetro y una longitud de 60 mm de ancho en bruto. Estas medidas son más grandes que la de la pieza acabada, ya que se pueden dar imperfecciones en la superficie del producto en bruto y también la pieza debe tener un buen acabado superficial. Hay que tener en cuenta que las operaciones en el torno se realizarán dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Se van a describir a continuación los pasos, siguiendo el orden de operación, para su mecanizado:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 90 mm
	Cilindrado interior de 45 mm
FRESADORA	Tallado de los dientes
	Ranurado para alojar la chaveta

#### 2.2.1.7. RUEDA DEL EJE DE SALIDA

Para la mecanización de la rueda del eje de salida, se va a partir de una pieza cilíndrica de 305 mm de diámetro y una longitud de 85 mm de ancho en bruto. Estas medidas son más grandes que la de la pieza acabada, ya que se pueden dar imperfecciones en la superficie del producto en bruto y también la pieza debe tener un buen acabado superficial. Hay que tener en cuenta que las operaciones en el torno se realizarán dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Se van a describir a continuación los pasos, siguiendo el orden de operación, para su mecanizado:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Taladrado de los agujeros interiores de 65 mm
	Cilindrado exterior de 303 mm
	Cilindrado interior de 65 mm
FRESADORA	Fresado interno de las caras internas
	Tallado de los dientes
	Ranurado para alojar la chaveta

#### 2.2.1.8. CASQUILLOS

Para la mecanización de los casquillos, se va a partir de varias piezas cilíndricas, dos de 50 mm de diámetro y de 6 mm de largo en bruto (para el eje de entrada), una de 65 mm de diámetro y de 9 mm de largo en bruto (para el eje intermedio), dos de 65 mm de diámetro y de 18 mm de largo en bruto (para el eje intermedio) y dos de 85 mm de diámetro y de 11 mm de largo en bruto. Estas medidas son más grandes que la de la pieza acabada, ya que se pueden dar imperfecciones en la superficie del producto en bruto y también la pieza debe tener un buen acabado superficial. Hay que tener en cuenta que las operaciones en el torno se realizarán dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Se van a describir a continuación los pasos, siguiendo el orden de operación, para su mecanizado:

CASQUILLO 1 Y 2 DEL EJE DE ENTRADA	MÁQUINA	OPERACIÓN
	TORNO	Refrentado de las caras exteriores
		Cilindrado exterior de 45 mm a lo largo del eje
		Taladrado del agujero central de 30 mm de diámetro

CASQUILLO 1 DEL EJE INTERMEDIO	MÁQUINA	OPERACIÓN
	TORNO	Refrentado de las caras exteriores
		Cilindrado exterior de 60 mm a lo largo del eje
		Taladrado del agujero central de 45 mm de diámetro

CASQUILLO 2 Y 3 DEL EJE INTERMEDIO	MÁQUINA	OPERACIÓN
	TORNO	Refrentado de las caras exteriores
		Cilindrado exterior de 60 mm a lo largo del eje
		Taladrado del agujero central de 45 mm de diámetro

CASQUILLO 1 Y 2 DEL EJE DE SALIDA	MÁQUINA	OPERACIÓN
	TORNO	Refrentado de las caras exteriores
		Cilindrado exterior de 80 mm a lo largo del eje
		Taladrado del agujero central de 65 mm de diámetro

#### 2.2.1.9. CARCASA

Para fabricar la carcasa se realizará el proceso de colada en molde de arena. Se emplearán dos moldes, uno para la parte superior de la carcasa y otro en espejo para la parte inferior de la carcasa.

Una vez se desmolden las dos partes que conforman la carcasa se comprobará que no haya grietas ya que podrían provocar fugas de lubricante. Una vez hecho esto, se realizará un planeado de las superficies que estarán en contacto de ambas partes. También se realizará el mecanizado de los asientos de los rodamientos para asegurar un contacto óptimo.

Por último, se realizarán todos los taladros: los que rodean toda la carcasa y permiten juntar y sujetar ambas partes de esta y también los de los tapones de llenado y vaciado de aceite y los de los visores de nivel. Después de esto se realizará el roscado de los dos tapones.

Ambas partes de la carcasa donde irán alojados los rodamientos tendrán una tolerancia de ajuste K6 para evitar posibles desplazamientos.

#### 2.2.1.10. TAPA DEL EJE DE ENTRADA

Para la fabricación de la tapa del eje de entrada, se partirá de una pieza cilíndrica de 100 mm de diámetro y 15 mm de ancho. Estas medidas son más grandes que la de la pieza acabada, ya que se pueden dar imperfecciones en la superficie del producto en bruto y también la pieza debe tener un buen acabado superficial. Hay que tener en cuenta que las operaciones en el torno se realizarán dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Se van a describir a continuación los pasos, siguiendo el orden de operación, para su mecanizado:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Taladrado del agujero central de 30 mm de diámetro
	Taladrado de los ocho agujeros de M6
	Cilindrado exterior de 98 mm
	Cilindrado interior de 42 mm de diámetro y de 8 mm de profundidad
	Cilindrados interiores de 10 mm de diámetro y de 6 mm de profundidad

#### 2.2.1.11. TAPA DEL EJE DE SALIDA

Para la fabricación de la tapa del eje de entrada, se partirá de una pieza cilíndrica de 155 mm de diámetro y 20 mm de ancho. Estas medidas son más grandes que la de la pieza acabada, ya que se pueden dar imperfecciones en la superficie del producto en bruto y también la pieza debe tener un buen acabado superficial. Hay que tener en cuenta que las operaciones en el torno se realizarán dos veces, una de desbaste y otra de acabado.

Se van a describir a continuación los pasos, siguiendo el orden de operación, para su mecanizado:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Taladrado del agujero central de 65 mm de diámetro
	Taladrado de los ocho agujeros de M6
	Cilindrado exterior de 150 mm
	Cilindrado interior de 80 mm de diámetro y de 11 mm de profundidad
	Cilindrados interiores de 10 mm de diámetro y de 6 mm de profundidad

#### 2.2.2. CONTROL DEL PRODUCTO

Una vez se disponga de todas las piezas acabadas y antes de su ensamblaje, se verificará mediante diversas mediciones que todos y cada uno de los elementos cumplen con las dimensiones y tolerancias que se establecen en este proyecto.

### 2.3. ENSAMBLAJE Y ENSAYOS FINALES

Para verificar que el conjunto funciona correctamente se procederá al ensamblaje del conjunto completo. Se deberá comprobar que las piezas encajan perfectamente y sin holguras.

Una vez realizado el ensamblaje, se realizarán una serie de ensayos trabajando con el reductor en ambos sentidos de giro y comprobando que su funcionamiento y resultados son correctos.

Por último, se procederá a pintar la carcasa del color definido en la memoria.

## 2.4. EMBALAJE Y ENVÍO DEL PRODUCTO

Cuando se haya comprobado que todo funciona correctamente se procederá al desmontaje del reductor y embalaje de cada componente por separado, de este modo si una caja se golpea descuidadamente, solo se daña esa pieza. Una vez recibidas las piezas del reductor, se realizará de nuevo el montaje y puesta a punto del reductor.

## 3. PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS

Esta se trata de la segunda parte del pliego de condiciones, en la cual se tratan temas sobre la dirección legal del proyecto estableciendo una serie de derechos y obligaciones de cada una de las partes. También se tratarán los plazos y ritmo que conlleva cada trabajo según lo establece el contrato.

### 3.1. DERECHOS Y OBLIGACIONES DEL CONTRATISTA

El contratista es la persona o entidad responsable de la Dirección general del proyecto, es decir, se trata de la persona o entidad que es directamente contratada por el cliente para fabricar el reductor de velocidad.

El contratista tiene derecho a pedir un ejemplar del proyecto al cliente. También tiene derecho a recibir apoyo técnica a los problemas que puedan surgir durante la ejecución del proyecto y no sean previstos ni imputables a una mala ejecución de este, dirigiéndose a la Dirección Técnica del cliente.

El contratista está obligado a conocer las leyes y a cumplirlas, además, también debe conocer el proyecto en todas sus partes.

Se encargará de disponer de los medios adecuados (materiales, equipo y mano de obra) para la realización del proyecto.

Podrá tener a su cargo un jefe de proyecto, el cual se encargará de supervisar junto a el contratista cada una de las fases del proyecto. También sería suficiente con el jefe de proyecto presente en caso de no poder estar presente el contratista.

El personal del contratista debe de estar cualificado y acreditado para poder realizar todos los trabajos necesarios, debiendo disponer de todos los documentos y certificados en regla.

El contratista está obligado a supervisar que todos los trabajos se realizan de manera correcta por el personal. Así mismo, será el principal responsable ante cualquier accidente que ocurra o pueda pasar durante la fabricación del reductor por lo que correrá a cargo de cualquier indemnización en caso de que la hubiera.

El contratista no comenzará los trabajos del proyecto sin la autorización de la Dirección Técnica del cliente. Una vez se comience el proceso de fabricación, debe cumplir con las indicaciones establecidas en el proyecto y cumplir con los plazos establecidos en el contrato.

### 3.2. FACULTADES DE LA DIRECCIÓN TÉCNICA

Por otro lado se encuentra el cliente, el cual puede designar él mismo, una Dirección Técnica del proyecto que estime en su representación. Se trata del máximo responsable de la ejecución del proyecto, por lo tanto, esta Dirección podrá ampliar facultades y decidir sobre comienzo, plazos y calidad de los trabajos, siempre velando por su cumplimiento.

### 3.3. COMIENZO Y RITMO DEL PROYECTO

El proyecto comenzará cuando todas las partes acepten cumplir con el proyecto aprobado por el cliente, no sin antes comprobar todas las máquinas y herramientas que se van a utilizar, así como todas las medidas de seguridad y elementos de protección de las máquinas.

El plazo del que se dispone para fabricar y realizar todos los ensayos oportunos y tener preparado el proyecto del reductor de velocidad para su envío será como máximo de dos meses.

En caso de retraso en la fabricación del reductor, el cliente tendrá derecho a cancelar la selección provisional del contratista, con pérdida de la fianza por parte de este y sin remuneración alguna por los gastos que hubiera tenido.

Se establecen tres fases para la realización del presente proyecto:

- Periodo de fabricación.
- Periodo de ensamblaje y pruebas.
- Periodo de transporte del producto.

Cualquier cambio que se realice en los plazos debe ser aprobado por la dirección Técnica, quedando posteriormente reflejado en el Libro de Órdenes.

#### 3.3.1. PERIODO DE FABRICACIÓN

El periodo de fabricación de los materiales del proyecto (engranajes, ejes, carcasa, tapas y casquillos) será de máximo 1 mes desde la comunicación al contratista de su selección de personal. La que se encarga de dar por finalizada esta fase es la Dirección Técnica.

Los materiales que se emplean en la fabricación de estos elementos están descritos en el Pliego de condiciones técnicas y deben cumplir todas sus características:

También se llevará a cabo durante este mes la compra de aquellos elementos manufacturados: anillos de retención, retenes... Todos estos gastos los llevará a su cargo el contratista.

#### 3.3.2. PERIODO DE ENSAMBLAJE Y PRUEBAS

Tras finalizar el periodo de fabricación, se iniciará el periodo de ensamblaje y pruebas. Esta fase durará como máximo 15 días.

Los gastos que se puedan ocasionar en esta fase por las pruebas o ensayos realizados correrán a cargo del contratista.

Los ensayos se deberán realizar en los dos sentidos posibles de giro para comprobar que el reductor funciona correctamente.

Este periodo se podrá dar por finalizado oficialmente cuando la Dirección Técnica lo crea conveniente.



### 3.3.3. PERIODO DE TRANSPORTE DEL PRODUCTO

Cuando el reductor ya esté listo para enviárselo al cliente hasta la recepción de este, y siempre con la aprobación de la Dirección Técnica, el tiempo máximo de embalaje y transporte del producto será como máximo de 15 días.

Todos los gastos que pueda ocasionar el transporte del reductor corren a cargo del contratista.

### 3.4. FALLOS Y MODIFICACIONES DEL PROYECTO

Si surge algún imprevisto desde el inicio del proyecto hasta la entrega del producto final, ya sea por defectos superficiales o internos (vicios ocultos) de los componentes del reductor o por fallos en las máquinas el contratista deberá realizar las modificaciones pertinentes. Por lo tanto, también correrá a su cargo los gastos adicionales que esto suponga en caso de que los haya.

### 3.5 PERIODO DE GARANTÍA

Una vez el cliente haya recibido el reductor de velocidad y lo haya puesto en marcha y comprobado su correcto funcionamiento comienza la fase de garantía.

Una vez suceda esto y durante el periodo de un año, el contratista estará obligado a hacerse cargo de cualquier problema que surja en el mecanismo y que no se pueda achacar a un uso incorrecto o un mal mantenimiento de este por parte del cliente.

Si el reductor sufre alguna modificación respecto a cuando fue receptado por parte del cliente, este perderá su garantía, y en ese caso será el cliente el que se encargue de todos los gastos necesarios.

Si el cliente hace un uso indebido del reductor causándole daños, también se anulará su periodo de garantía, por lo que cada vez que se requiera la reparación del reductor deberá estar presente el contratista.

La reparación o sustitución del reductor amplía el periodo de garantía iniciado tras la recepción de este, desde el fallo del mecanismo hasta su nueva puesta en funcionamiento.





UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

---

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR  
DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 12,7  
Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 1700 NM

---

**DOCUMENTO Nº4:  
PRESUPUESTO**



# ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN .....	3
2. COSTES DIRECTOS .....	3
2.1 MATERIALES .....	3
2.2. ELEMENTOS NORMALIZADOS .....	3
2.3. MAQUINARIA DE MECANIZADO.....	4
2.4. MANO DE OBRA .....	4
3. ESTADO DE LAS MEDICIONES.....	4
3.1. EJES.....	4
3.2. ENGRANAJES .....	4
3.3. CASQUILLOS .....	4
3.4. CARCASA Y TAPAS .....	4
3.5. RODAMIENTOS.....	5
3.6. ANILLOS DE RETENCIÓN .....	5
3.7. CHAVETAS.....	5
3.8. RETENES .....	5
3.9. TAPONES Y VISOR DE NIVEL DE ACEITE.....	5
3.10. TORNILLOS Y TUERCAS .....	5
3.11. OTROS.....	5
4. PRECIOS DESCOMPUESTOS .....	6
4.1. EJES.....	6
4.1.1. EJE DE ENTRADA.....	6
4.1.2. EJE INTERMEDIO.....	6
4.1.3. EJE DE SALIDA.....	6
4.2. ENGRANAJES .....	6
4.2.1. PIÑÓN EJE DE ENTRADA .....	6
4.2.2. RUEDA EJE INTERMEDIO .....	7
4.2.3. PIÑÓN EJE INTERMEDIO .....	7
4.2.4. RUEDA EJE DE SALIDA .....	7
4.3. CASQUILLOS .....	7
4.3.1. CASQUILLOS EJE DE ENTRADA .....	7
4.3.2. CASQUILLOS EJE INTERMEDIO .....	8
4.3.3. CASQUILLOS EJE DE SALIDA.....	8
4.4. CARCASA Y TAPAS .....	8

4.4.1. CARCASA.....	8
4.4.2. TAPA EJE DE ENTRADA .....	9
4.4.3. TAPA EJE DE SALIDA .....	9
4.5. ELEMENTOS NORMALIZADOS .....	9
4.6. ELABORACIÓN DEL PROYECTO .....	10
4.7. PROCESO DE FABRICACIÓN Y MONTAJE .....	10
5. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL .....	10
6. PRESUPUESTO DE MANO DE OBRA.....	10
7. PRESUPUESTO TOTAL.....	11

## 1. INTRODUCCIÓN

En este apartado se definirán cada uno de los costes que componen el reductor de velocidad (tanto mano de obra como operaciones, materiales y componentes normalizados). Cabe destacar que se han buscado distintos precios de materiales y componentes de diversas empresas buscando abaratar el coste final no perdiendo la calidad del reductor.

El presupuesto se ha dividido en dos partes: la primera se compone de aquellos materiales los cuales hay que comprar el material en bruto y mecanizarlo, y la segunda se compone de los materiales que hay que comprar directamente al fabricante los cuales estarán normalizados.

En el apartado final se mostrarán los cuadros resúmenes con los precios de cada apartado y el precio final del reductor de velocidad, incluyendo los impuestos que correspondan y el beneficio obtenido.

## 2. COSTES DIRECTOS

### 2.1 MATERIALES

Materiales	Coste
Fundición gris EN-GJL 250	0,94 €/Kg
34CrNiMo6	2,80 €/Kg
42CrMo4	1,60 €/Kg
Acero inoxidable	0,83 €/Kg

### 2.2. ELEMENTOS NORMALIZADOS

Elementos	Coste
Rodamiento SKF 31306	52,02 €/ud
Rodamiento SKF 31308	50,56 €/ud
Rodamiento SKF 32213	47,90 €/ud
Anillo de retención DSH-30	0,35 €/ud
Anillo de retención DSH-40	0,42 €/ud
Anillo de retención DSH-45	0,49 €/ud
Anillo de retención DSH-65	0,58 €/ud
Chaveta 38x8x7	0,64 €/ud
Chaveta 57x14x9	1,44 €/ud
Chaveta 82x18x11	2,62 €/ud
Retén 30x42x6 HMS5 RG	3,42 €/ud
Retén 65x80x8 HMS5 RG	10,75 €/ud
Tapón de llenado M18x1,5	1,38 €/ud
Tapón de vaciado M20x1,5	1,74 €/ud
Visor de nivel M33x1,5	11,80 €/ud
Tornillo - M6 x 12	0,12 €/ud
Tornillo - M6 x 25	0,15 €/ud
Tornillo - M6 x 30	0,17 €/ud
Tuerca - M6	0,17 €/ud
Junta de estanqueidad de la tapa	2,10 €/ud
Junta de estanqueidad de la carcasa	4,30 €/ud
Aceite ISO VG 680	2,35 €/ud
Pintura RAL 7004	12,00 €/ud

## 2.3. MAQUINARIA DE MECANIZADO

Procesos de mecanizado	Coste
Refrentado	18 €/h
Cilindrado	18 €/h
Ranurado	18 €/h
Achaflanado	18 €/h
Taladrado	14 €/h
Roscado	14 €/h
Fresado	18 €/h
Pintura	12 €/h

## 2.4. MANO DE OBRA

Mano de obra	Coste
Ingeniero encargado del proyecto del reductor	18 €/h
Técnico encargado del proceso de fabricación	15 €/h
Operario	12 €/h

## 3. ESTADO DE LAS MEDICIONES

### 3.1. EJES

Eje de entrada	1 ud
Eje intermedio	1 ud
Eje de salida	1 ud

### 3.2. ENGRANAJES

Piñón del eje de entrada	1 ud
Rueda del eje intermedio	1 ud
Piñón del eje intermedio	1 ud
Rueda del eje de salida	1 ud

### 3.3. CASQUILLOS

Casquillo L 5,5 mm	2 ud
Casquillo L 8,5 mm	1 ud
Casquillo L 17 mm	2 ud
Casquillo L 10,5 mm	2 ud

### 3.4. CARCASA Y TAPAS

Carcasa	1 ud
Tapa del eje de entrada	1 ud
Tapa del eje de salida	1 ud



### 3.5. RODAMIENTOS

Rodamiento SKF 31306	2 ud
Rodamiento SKF 31308	2 ud
Rodamiento SKF 32213	2 ud

### 3.6. ANILLOS DE RETENCIÓN

Anillo de retención DSH-30	2 ud
Anillo de retención DSH-40	2 ud
Anillo de retención DSH-45	1 ud
Anillo de retención DSH-65	2 ud

### 3.7. CHAVETAS

Chaveta 38x8x7	1 ud
Chaveta 57x14x9	2 ud
Chaveta 82x18x11	1 ud

### 3.8. RETENES

Retén 30x42x6 HMS5 RG	1 ud
Retén 65x80x8 HMS5 RG	1 ud

### 3.9. TAPONES Y VISOR DE NIVEL DE ACEITE

Tapón de llenado M18x1,5	1 ud
Tapón de vaciado M20x1,5	1 ud
Visor de nivel M33x1,5	1 ud

### 3.10. TORNILLOS Y TUERCAS

Tornillo - M6 x 12	8 ud
Tornillo - M6 x 25	8 ud
Tornillo - M6 x 30	25 ud
Tuerca - M6	25 ud

### 3.11. OTROS

Junta de estanqueidad de la tapa	1 ud
Junta de estanqueidad de la carcasa	2 ud
Aceite ISO VG 680	20 l
Pintura RAL 7004	5 l

## 4. PRECIOS DESCOMPUESTOS

### 4.1. EJES

#### 4.1.1. EJE DE ENTRADA

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
34CrNiMo6	Kg	1,78	2,80	4,98
Refrentado	h	0,15	18,00	2,70
Cilindrado Ext.	h	0,60	18,00	10,80
Ranurados	h	0,20	18,00	3,60
Achaflanados	h	0,10	18,00	1,80
Fresado chaveteros	h	0,15	18,00	2,70
TOTAL				<b>26,58 €</b>

#### 4.1.2. EJE INTERMEDIO

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
34CrNiMo6	Kg	4,29	2,80	12,01
Refrentado	h	0,20	18,00	3,60
Cilindrado Ext.	h	1,15	18,00	20,70
Ranurados	h	0,30	18,00	5,40
Achaflanados	h	0,10	18,00	1,80
Fresado chaveteros	h	0,25	18,00	4,50
TOTAL				<b>48,01 €</b>

#### 4.1.3. EJE DE SALIDA

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
42CrMo4	Kg	11,44	1,60	18,30
Refrentado	h	0,25	18,00	4,50
Cilindrado Ext.	h	1,70	18,00	30,60
Ranurados	h	0,20	18,00	3,60
Achaflanados	h	0,10	18,00	1,80
Fresado chavateros	h	0,40	18,00	7,20
TOTAL				<b>66,00 €</b>

## 4.2. ENGRANAJES

### 4.2.1. PIÑÓN EJE DE ENTRADA

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
34CrNiMo6	Kg	1,04	2,80	2,91
Refrentado	h	0,40	18,00	7,20
Cilindrado Ext.	h	0,25	18,00	4,50
Cilindrado Int.	h	0,33	18,00	5,94
Fresado dientes	h	0,80	18,00	14,40
Fresado chavetero	h	0,10	18,00	1,80
TOTAL				<b>36,75 €</b>

#### 4.2.2. RUEDA EJE INTERMEDIO

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
34CrNiMo6	Kg	15,55	2,80	43,54
Refrentado	h	1,33	18,00	23,94
Taladrado	h	0,25	14,00	3,50
Cilindrado Ext.	h	0,25	18,00	4,50
Cilindrado Int.	h	0,30	18,00	5,40
Fresado caras	h	2,00	18,00	36,00
Fresado dientes	h	1,60	18,00	28,80
Fresado chaveteros	h	0,20	18,00	3,60
<b>TOTAL</b>				<b>149,28 €</b>

#### 4.2.3. PIÑÓN EJE INTERMEDIO

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
34CrNiMo6	Kg	3,00	2,80	8,40
Refrentado	h	0,50	18,00	9,00
Cilindrado Ext.	h	0,33	18,00	5,94
Cilindrado Int.	h	0,60	18,00	10,80
Fresado dientes	h	1,20	18,00	21,60
Fresado chaveteros	h	0,15	18,00	2,70
<b>TOTAL</b>				<b>58,44 €</b>

#### 4.2.4. RUEDA EJE DE SALIDA

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
34CrNiMo6	Kg	48,75	2,80	136,50
Refrentado	h	2,00	18,00	36,00
Taladrado	h	0,33	14,00	4,62
Cilindrado Ext.	h	0,35	18,00	6,30
Cilindrado Int.	h	0,50	18,00	9,00
Fresado caras	h	3,00	18,00	54,00
Fresado dientes	h	2,50	18,00	45,00
Fresado chaveteros	h	0,20	18,00	3,60
<b>TOTAL</b>				<b>295,02 €</b>

### 4.3. CASQUILLOS

#### 4.3.1. CASQUILLOS EJE DE ENTRADA

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero inoxidable	Kg	0,10	0,83	0,08
Refrentado	h	0,25	18,00	4,50
Cilindrado ext.	h	0,15	18,00	2,70
Taladrado	h	0,20	14,00	2,80
<b>TOTAL</b>				<b>10,08 €</b>

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero inoxidable	Kg	0,10	0,83	0,08
Refrentado	h	0,25	18,00	4,50
Cilindrado ext.	h	0,15	18,00	2,70
Taladrado	h	0,20	14,00	2,80
<b>TOTAL</b>				<b>10,08 €</b>

#### 4.3.2. CASQUILLOS EJE INTERMEDIO

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero inoxidable	Kg	0,23	0,83	0,19
Refrentado	h	0,25	18,00	4,50
Cilindrado ext.	h	0,15	18,00	2,70
Taladrado	h	0,20	14,00	2,80
TOTAL				<b>10,19 €</b>

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero inoxidable	Kg	0,47	0,83	0,39
Refrentado	h	0,25	18,00	4,50
Cilindrado ext.	h	0,15	18,00	2,70
Taladrado	h	0,20	14,00	2,80
TOTAL				<b>10,39 €</b>

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero inoxidable	Kg	0,47	0,83	0,39
Refrentado	h	0,25	18,00	4,50
Cilindrado ext.	h	0,15	18,00	2,70
Taladrado	h	0,20	14,00	2,80
TOTAL				<b>10,39 €</b>

#### 4.3.3. CASQUILLOS EJE DE SALIDA

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero inoxidable	Kg	0,49	0,83	0,41
Refrentado	h	0,25	18,00	4,50
Cilindrado ext.	h	0,15	18,00	2,70
Taladrado	h	0,20	14,00	2,80
TOTAL				<b>10,41 €</b>

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero inoxidable	Kg	0,49	0,83	0,41
Refrentado	h	0,25	18,00	4,50
Cilindrado ext.	h	0,15	18,00	2,70
Taladrado	h	0,20	14,00	2,80
TOTAL				<b>10,41 €</b>

### 4.4. CARCASA Y TAPAS

#### 4.4.1. CARCASA

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Fundición gris EN-GJL 250	Kg	43,94	0,94	41,30
Fabricación y molde	ud	2,00	190,00	380,00
Fresado	h	1,66	18,00	29,88
Taladrado	h	0,75	14,00	10,50
Roscado	h	0,75	14,00	10,50
Pintado	h	1,50	12,00	18,00
TOTAL				<b>490,18 €</b>

#### 4.4.2. TAPA EJE DE ENTRADA

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Fundición gris EN-GJL 250	Kg	0,84	0,94	0,79
Refrentado	h	0,15	18,00	2,70
Taladrado	h	0,25	14,00	3,50
Cilindrado Ext.	h	0,10	18,00	1,80
Cilindrado Int.	h	0,40	18,00	7,20
Pintado	h	0,40	12,00	4,80
<b>TOTAL</b>				<b>20,79 €</b>

#### 4.4.3. TAPA EJE DE SALIDA

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Fundición gris EN-GJL 250	Kg	2,70	0,94	2,54
Refrentado	h	0,15	18,00	2,70
Taladrado	h	0,25	14,00	3,50
Cilindrado Ext.	h	0,15	18,00	2,70
Cilindrado Int.	h	0,50	18,00	9,00
Pintado	h	0,40	12,00	4,80
<b>TOTAL</b>				<b>25,24 €</b>

#### 4.5. ELEMENTOS NORMALIZADOS

	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Rodamiento SKF 31306	2	52,02	104,04
Rodamiento SKF 31308	2	50,56	101,12
Rodamiento SKF 32213	2	47,90	95,80
Anillo de retención DSH-30	2	0,35	0,70
Anillo de retención DSH-40	2	0,42	0,84
Anillo de retención DSH-45	1	0,49	0,49
Anillo de retención DSH-65	2	0,58	1,16
Chaveta 38x8x7	1	0,64	0,64
Chaveta 57x14x9	2	1,44	2,88
Chaveta 82x18x11	1	2,62	2,62
Retén 30x42x6 HMS5 RG	1	3,42	3,42
Retén 65x80x8 HMS5 RG	1	10,75	10,75
Tapón de llenado M18x1,5	1	1,38	1,38
Tapón de vaciado M20x1,5	1	1,74	1,74
Visor de nivel M33x1,5	1	11,80	11,80
Tornillo - M6 x 12	8	0,12	0,96
Tornillo - M6 x 25	8	0,15	1,20
Tornillo - M6 x 30	25	0,17	4,25
Tuerca - M6	25	0,17	4,25
Junta de estanqueidad de la tapa	2	2,10	4,20
Junta de estanqueidad de la carcasa	1	4,30	4,30
Aceite ISO VG 680	20	2,35	47,00
Pintura RAL 7004	5	12,00	60,00
<b>TOTAL</b>			<b>465,54 €</b>

#### 4.6. ELABORACIÓN DEL PROYECTO

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Ingeniero encargado del desarrollo de principio a fin del proyecto	h	70	18	1260
TOTAL				<b>1.260,00 €</b>

#### 4.7. PROCESO DE FABRICACIÓN Y MONTAJE

	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Técnico de mecanizado encargado del proceso de fabricación	h	40	15	600
Operario	h	40	12	480
TOTAL				<b>1.080,00 €</b>

#### 5. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

Componente	Coste (€)
Eje de entrada	26,58 €
Eje intermedio	48,01 €
Eje de salida	66,00 €
Piñón eje de entrada	36,75 €
Piñón eje intermedio	58,44 €
Rueda eje intermedio	149,28 €
Rueda eje de salida	295,02 €
Casquillos	71,95 €
Carcasa	490,18 €
Tapa eje de entrada	20,79 €
Tapa eje de salida	25,24 €
Componentes normalizados	465,54 €
TOTAL	<b>1.753,79 €</b>

**Total presupuesto ejecución material.....MIL SETECIENTOS CINCUENTA Y TRES EUROS CON SETENTA Y NUEVE CÉNTIMOS.**

#### 6. PRESUPUESTO DE MANO DE OBRA

	Coste (€)
Elaboración del proyecto	1.260,00 €
Proceso de fabricación y montaje	1.080,00 €
TOTAL	<b>2.340,00 €</b>

**Total presupuesto mano de obra.....DOS MIL TRESCIENTOS CUARENTA EUROS.**

## 7. PRESUPUESTO TOTAL

Concepto	Precio (€)
Coste neto del producto	4.093,79 €
Gastos generales (13%)	532,19 €
Beneficio industrial (10%)	409,38 €
<b>SUBTOTAL</b>	<b>5.035,37 €</b>
IVA (21%)	1.057,43 €
<b>Precio de venta</b>	<b>6.092,79 €</b>

Presupuesto total.....SEIS MIL NOVENTA Y DOS EUROS CON SETENTA Y NUEVE CENTIMOS.