



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Cálculo y diseño de un reductor de velocidad de dos etapas para una cinta transportadora de 18.8 kW

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: García Gabaldón, Hugo

Tutor/a: Pedrosa Sanchez, Ana Maria

CURSO ACADÉMICO: 2022/2023



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA**

**Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño**

**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD  
DE DOS ETAPAS PARA UNA CINTA TRANSPORTADORA DE  
18.8 KW**

---

**CALCULATION AND DESIGN OF A TWO-STAGE SPEED REDUCER  
FOR AN 18.8 KW CONVEYOR BELT**

---

**CÀLCUL I DISSENY D'UN REDUCTOR DE VELOCITAT DE DUES  
ESTAPES PER A UNA CINTA TRANSPORTADORA DE 18.8 KW**

TRABAJO FINAL DEL

**GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

REALIZADO POR

**HUGO GARCÍA GABALDÓN**

TUTORIZADO POR

**ANA MARÍA PEDROSA SÁNCHEZ**

**CURSO ACADÉMICO 2022/2023**

## ÍNDICE TRABAJO FINAL DE GRADO:

---

❖ MEMORIA DESCRIPTIVA.

❖ CÁLCULOS

❖ TABLAS

❖ PLIEGO DE CONDICIONES

❖ PRESUPUESTO

❖ PLANOS



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA**

**Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño**

**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD DE DOS  
ETAPAS PARA UNA CINTA TRANSPORTADORA DE 18.8 KW**

# **MEMORIA**

## ÍNDICE DE LA MEMORIA:

|  |    |
|--|----|
| <b>1. INTRODUCCIÓN</b> .....                                   | 6  |
| 1.1. OBJETO DEL PROYECTO.....                                  | 6  |
| 1.2. DATOS INICIALES.....                                      | 6  |
| <b>2. ESTUDIO DE NECESIDADES Y CONDICIONES</b> .....           | 7  |
| 2.1. NECESIDADES DE PARES MOTORES Y VELOCIDADES.....           | 7  |
| 2.2. CONDICIONES DE TRABAJO/FUNCIONAMIENTO Y TEMPERATURA.....  | 7  |
| 2.3. CONDICIONES DE MANTENIMIENTO, DURACIÓN Y SUSTITUCIÓN..... | 7  |
| 2.4. CONDICIONES DE DISEÑO Y PRECIO.....                       | 8  |
| <b>3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS</b> .....                        | 9  |
| 3.1. TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO, CORREAS.....                  | 9  |
| 3.1.1. CORREAS PLANAS.....                                     | 10 |
| 3.1.2. CORREAS TRAPEZOIDALES.....                              | 10 |
| 3.2. TRANSMISIONES FLEXIBLES, POR ENGRANE.....                 | 10 |
| 3.2.1. CADENAS.....  | 10 |
| 3.2.2. CORREAS DENTADAS O SÍNCRONAS.....                       | 11 |
| 3.3. TRANSMISIONES POR CONTACTO DIRECTO, ENGRANAJES.....       | 11 |
| 3.3.1. TIPOS DE TRANSMISIONES POR ENGRANAJES.....              | 12 |
| <b>4. SOLUCIÓN ADOPTADA</b> .....                              | 13 |
| 4.1. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD.....        | 13 |
| 4.2. DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES.....                        | 14 |
| 4.2.1. ETAPA 1.....  | 15 |
| 4.2.2. ETAPA 2.....  | 16 |
| 4.3. DESCRIPCIÓN DE LOS EJES.....                              | 16 |
| 4.3.1. EJE DE ENTRADA.....                                     | 17 |
| 4.3.2. EJE INTERMEDIO.....                                     | 17 |
| 4.3.3. EJE DE SALIDA.....                                      | 18 |
| 4.4. DESCRIPCIÓN DEL LUBRICANTE.....                           | 18 |
| 4.5. DESCRIPCIÓN DE LA CARCASA.....                            | 19 |
| 4.6. DESCRIPCIÓN DE LAS TAPAS.....                             | 19 |
| 4.7. DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS NORMALIZADOS.....            | 20 |
| 4.7.1. DESCRIPCIÓN DE LAS CHAVETAS.....                        | 20 |
| 4.7.3. DESCRIPCIÓN DE LOS CASQUILLOS SEPARADORES.....          | 21 |
| 4.7.4. DESCRIPCIÓN DE LOS ANILLOS DE SEGURIDAD.....            | 22 |
| 4.7.5. DESCRIPCIÓN DE LOS RETENES.....                         | 22 |

|           |  |           |
|-----------|--|-----------|
| 4.7.6.    | DESCRIPCIÓN DE LOS TAPONES DE LLENADO Y VACIADO .....                  | 23        |
| 4.7.7.    | DESCRIPCIÓN DEL VISOR DE NIVEL .....                                   | 24        |
| <b>5.</b> | <b>IMPACTO AMBIENTAL Y ODS.....</b>                                    | <b>24</b> |
| 5.1.      | OBJETIVO 12 DE DESARROLLO SOSTENIBLE: PRODUCCIÓN Y CONSUMO RESPONSABLE | 25        |

**RESUMEN:**

En este TFG realizaremos los cálculos y el diseño de un reductor de velocidad de 2 etapas, escogiendo como tipo de transmisión por engranajes directos de dientes helicoidales, siendo los ejes de entrada y de salida coaxiales.

La relación de transmisión del mecanismo será igual a 15.89, aunque hasta que realicemos una serie de cálculos para ajustar este valor, tomaremos 16 inicialmente.

Posteriormente, se ha procedido al diseño de los ejes en base al cálculo de fatiga. También se han calculado y seleccionado los elementos que llevará montados (rodamientos, arandelas/anillos de sujeción, chavetas, tuercas...) y seguidamente se ha diseñado la carcasa donde irán apoyados los ejes por medio de los rodamientos.

Para concluir, se ha llevado a cabo el presupuesto de este reductor de velocidad y se han realizado los planos correspondientes de todos los elementos que lo componen.

**ABSTRACT:**

Each of the industrial processes requires a certain power and a specific output shaft speed. There are engines of different characteristics on the market, but sometimes we want lower output speed and higher output torque.

In this Grade's final project I will perform the design and the necessary calculations of a 2-stage speed reducer. The type of transmission chosen is by direct helical toothed gears, being the input and output shafts coaxial.

The transmission ratio of the mechanism will be equal to 15.89, although until we perform a series of calculations to adjust this value, we will initially take 16. The electric engine has a power of 18.8 KW and an input speed of 1300 rpm. The speed reducer will move a conveyor belt in charge of moving coffee bags.

For that purpose, we have proceeded to the design of the shafts based on the calculation requirements, the quotation of this speed reducer has been carried out and the corresponding drawings of all the elements that compose it have been made. We have also calculated and selected the elements to be assembled (bearings, washers/clamping rings, keys, nuts...) and then we have designed the housing where the shafts will be supported by the bearings.

# 1. INTRODUCCIÓN

En el mercado industrial los motores existentes poseen determinadas características por lo que giran a un determinado número de revoluciones por minuto y no siempre son exactamente acordes a la aplicación o actividad a la que van a ser destinadas.

En este caso el dispositivo se va a tratar de un reductor de velocidad con una potencia de 18.8 KW y una velocidad de entrada de 1300rpm proporcionadas por un motor eléctrico, el reductor proporcionará una velocidad de salida menor y un par mayor para mover una cinta transportadora de sacos/paquetes de café.

## 1.1. OBJETO DEL PROYECTO

El objetivo del presente proyecto es el diseño de un reductor de velocidad para el accionamiento de una cinta transportadora de sacos de café. Permitiendo el movimiento con la velocidad y par necesarios para esta aplicación.

## 1.2. DATOS INICIALES

Reductor de 2 etapas con  $i$  total = 16 (**15.89**)

Motor eléctrico:

- Potencia Motriz → **18.8 KW**
- Velocidad (eje entrada al reductor) → **1300 rpm**

## 2. ESTUDIO DE NECESIDADES Y CONDICIONES

### 2.1. NECESIDADES DE PARES MOTORES Y VELOCIDADES

Se diseña el reductor en cuestión en base a una necesidad obvia de aumentar el par motor a la salida, así como la reducción que esto conlleva en la velocidad a la que gira el eje de salida. Asumiendo unas pérdidas de potencia despreciables/nulas.

Se calcula a partir de una velocidad de giro del eje de entrada de 1300 rpm reduciéndose a 81.81 rpm en el eje de salida. A su vez, aumentamos el par motor de 138.1 Nm que tenemos a la entrada hasta 2194.46 Nm que tenemos a la salida.

### 2.2. CONDICIONES DE TRABAJO/FUNCIONAMIENTO Y TEMPERATURA

El reductor diseñado estará ubicado, para la aplicación a la que va a destinarse, en una nave industrial sin condiciones ambientales agresivas. Las condiciones de trabajo serán condiciones normales de presión y temperatura, lo que quiere decir que el mecanismo llevará a cabo su función a una temperatura que oscilará entre valores de 20 y 30°C, siendo así la temperatura media ambiental de 25°C.

En nuestro caso, la máquina motriz se trata de un motor eléctrico acoplado al eje de entrada que estará sometido a choques ligeros. La máquina arrastrada, que se trata de una cinta transportadora, estará sometida a choques ligeros.

### 2.3. CONDICIONES DE MANTENIMIENTO, DURACIÓN Y SUSTITUCIÓN

Se requiere un buen mantenimiento de los rodamientos de nuestro reductor. El tipo de rodamientos que hemos utilizado, rodamientos rígidos de bolas de una hilera, necesitan menos mantenimiento que otros tipos existentes. A pesar de ello, es muy importante llevar a cabo un buen mantenimiento de estos. Así pues, es aconsejable realizar una revisión del nivel de aceite cada cierto período de tiempo.

Pese al diseño y a la fabricación cuidadosa, a veces el rodamiento no alcanza la vida útil requerida. Las fallas, por lo general, causarán pérdidas económicas (pérdida de la producción, daños y también el costo de las reparaciones. En lo que se refiere a los rodamientos, vamos a realizarles una inspección o revisión cuando alcancen el 90% de su vida útil, la cual deberían

superar, para ser exhaustivos y cuidadosos con nuestro reductor. Esto quiere decir que, cada 18000h, deberemos revisar el estado de los rodamientos y sustituirlos en caso necesario.

El lubricante se debe reponer, primero se elimina y entonces se sustituye el anterior abasteciendo de nuevo lubricante de las mismas características a nuestro dispositivo, esta sustitución se lleva a cabo cada 3000 horas o bien cada 2.5 años de funcionamiento del reductor.

El mantenimiento básico del reductor es fundamental para su correcto funcionamiento. Aquí observamos algunos aspectos importantes, que hemos de tener siempre en cuenta:

- Control periódico de la limpieza externa de los grupos, fundamentalmente las zonas más afectadas por la refrigeración.
- Revisión periódica de las eventuales pérdidas de lubricante, sobre todo en las zonas de los retenes.
- Verificación y limpieza de los orificios presentes con tapón.
- Y, por último, al ser no lubricado de por vida, controlar periódicamente la correcta cantidad de lubricante a través de los distintos testigos de nivel.

## 2.4. CONDICIONES DE DISEÑO Y PRECIO

Un correcto desarrollo del dispositivo tiene en cuenta las condiciones de diseño del proyecto.

### DIMENSIONES:

Necesitamos un dispositivo muy compacto que ocupe el menor espacio posible, ya que el mecanismo conecta con otros elementos de maquinaria. Esto dotará de importantes ventajas en nuestro producto para el consumidor, como un aprovechamiento del espacio en cuestión de espacio de fabricación o unos precios menores de los componentes.

### PRECISIÓN:

Minimizando las vibraciones y otras irregularidades en nuestro dispositivo y proporcionando una transmisión uniforme.

### PRECIO:

Teniendo en cuenta cómo influye el tamaño directamente en el precio podemos afirmar que cuanto mayor en tamaño sean nuestros componentes aumentará el coste de éstos. Así que, poniendo un gran énfasis y una gran atención a la fiabilidad de nuestros componentes debido a su importancia, buscaremos los componentes menores en tamaño para reducir los costes.

### 3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Necesitaremos componentes o elementos que transmitan las fuerzas y movimientos deseados, estos serán los elementos de transmisión que son los encargados de cubrir las necesidades de velocidad y par motor a la salida de nuestro dispositivo y por tanto en la máquina arrastrada. La función de los elementos de transmisión es la de adecuar las características de los motores acoplados a la entrada en los casos en no son capaces de adaptarse por sí mismos. Para llevar a cabo esta función solucionando el problema, existen diversas clases de mecanismos como:

#### 3.1. TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO, CORREAS

En este tipo de transmisiones se producen pérdidas por deformación ya que la unión entre ejes es flexible y no rígida. En las correas la transmisión se realiza mediante fricción. La relación de velocidades que proporciona no es exacta y depende de la potencia transmitida, debido a que, existe un deslizamiento entre correa y polea. Su rendimiento se encuentra comprendido entre un 85 y un 98%.

Las principales ventajas que poseen las correas son:

- Reducido coste
- Funcionamiento silencioso
- Absorción elástica de los choques y protección contra sobrecargas

Estas dos últimas ventajas mencionadas van unidas en cuanto a que la última hace posible la anterior.

Por otro lado, las correas tienen varias desventajas como:

- Vida útil limitada
- Relación de transmisión no exacta, que depende de la carga. Con un deslizamiento entre el 1 y 3 % entre correa y polea
- Mayor sensibilidad ambiental
- Sobrecarga en los cojinetes de los ejes por necesidad de tensión previa

Los dos tipos principales de correas que existen son: Correas planas y Correas trapezoidales.

### 3.1.1. CORREAS PLANAS

Su aplicación suele ser para dispositivos con altas velocidades de trabajo, con relaciones de transmisión usualmente menores o iguales a 7 ( $i \leq 7$ ). Sin embargo, cuando se trata de velocidades reducidas si se utilizan rodillos tensores puede llegar a ser de 15 ( $i=15$ ).

Estas correas tienen un rendimiento del 85% aproximadamente. Y se emplean cuando la distancia entre ejes es demasiado grande, dispuestas entre árboles paralelos y cruzados.

### 3.1.2. CORREAS TRAPEZOIDALES

El otro tipo de correas son las correas trapezoidales, con una relación de transmisión hasta tres veces mayor que las correas planas para una misma fuerza y presión. Realizan un arranque más suave con deslizamiento prácticamente nulo. Su rendimiento llega a alcanzar un valor del 98%, que irá disminuyendo a un valor de rendimiento inferior con el tiempo si no se realizan las comprobaciones adecuadas como la tensión de la propia correa cada cierto período de tiempo.

Su utilización se suele limitar a ejes o árboles paralelos con una relación de transmisión  $i \leq 10$ , para un rango de velocidades de entre 2 y 50 m/s.

## 3.2. TRANSMISIONES FLEXIBLES, POR ENGRANE

### 3.2.1. CADENAS

Una cadena lleva a cabo la unión física y mecánica por contacto de dos ruedas o más. Es capaz de transmitir mayores fuerzas con menor distancia entre ejes, por ello, se usan cadenas entre árboles paralelos. Generalmente las cadenas tienen relaciones de transmisión de valor igual o menor a 7 ( $i \leq 7$ ), pero en caso velocidades bajas puede llegar a un valor de  $i=10$ . En cuestión de rendimiento las cadenas poseen generalmente un rendimiento entre un 97% y 98%.

Proporcionan las siguientes **ventajas**:

- Una **relación de transmisión constante**.
- Un **coste menor** que con engranajes.
- Permite el **accionamiento de más de dos ruedas** a la vez.
- **Mayor resistencia a ambientes agresivos**

A su vez tienen inconvenientes/**desventajas**:

- **Potencia y Velocidad** bastante **limitadas**.
- **Espacio** ocupado **muy grande**.
- Necesidad de **lubricación** y protección frente al polvo
- **No** trabajan de forma **elástica**.
- Un **coste mayor** que con correas.
- **Vida útil limitada**.

Hemos desestimado esta alternativa por sus grandes inconvenientes o desventajas, que nos limitarían mucho con sus requerimientos.

### 3.2.2. CORREAS DENTADAS O SÍNCRONAS

Las dentadas o síncronas son un tipo correas con capacidades similares a las cadenas en cuanto a las ventajas que proporcionan, a la vez que se deshacen de problemas como su lubricación y con velocidades de trabajo más elevadas (hasta 60m/s).

Las únicas desventajas comparadas a las cadenas únicamente tienen las desventajas de que ocupan y necesitan un espacio mayor, también que hacen más ruido, y para cargas de impacto son menos adecuadas.

Alcanzan hasta un 98% de rendimiento, y pueden trabajar con temperaturas de hasta 80°C.

Esta opción también nos parece desestimable por claros e importantes inconvenientes mencionados como el ruido o el espacio.

### 3.3. TRANSMISIONES POR CONTACTO DIRECTO, ENGRANAJES

De todos los tipos, la transmisión por engranajes es lo que más se utiliza debido al amplio rango de velocidades en el que trabajan. Las relaciones de transmisión, potencia y pares que proporcionan son también de un rango bastante amplio. Se pueden utilizar para árboles paralelos, cruzados y/o que se corten.

Proporcionan las siguientes **ventajas**:

- Una **relación de transmisión constante**, independientemente de la carga.
- Una **fiabilidad y una duración elevadas**.
- Tiene la capacidad de **soportar sobrecargas**.
- Un **menor mantenimiento**.

- Es **más compacto**.
- **Elevado rendimiento**.

A su vez tienen inconvenientes/**desventajas**:

- Un **elevado coste**.
- Una **transmisión** que, al ser **rígida**, necesita de componentes elásticos que absorban los choques y vibraciones.
- Generación de **ruidos** considerables.

### 3.3.1. TIPOS DE TRANSMISIONES POR ENGRANAJES

- **Engranajes cilíndricos**: Existen dos tipos, engranajes cilíndricos de dientes rectos o de dientes helicoidales. Los de dientes rectos tienen un menor coste debido a su simplicidad de diseño geométrico. Sin embargo, los de dientes helicoidales no generan choque, ya que engranan de un modo más suave, por lo que generan menos vibraciones y son más silenciosos. La principal diferencia entre estos dos tipos de dientes es el ángulo  $\beta$  (el que forma el dentado con el eje axial).  
En general, los engranajes cilíndricos tienen una relación de transmisión que puede alcanzar un valor de hasta 8 ( $i=8$ ), siendo su aplicación en árboles paralelos. Su rendimiento por etapa oscila entre un 96 y un 99%.
- **Engranajes cónicos**: Sus ejes no son paralelos, pues se cortan, y en cada etapa su relación de transmisión alcanza valores de hasta  $i=15$ . Existe el denominado dentado en espiral el cual se utiliza para exigencias altas.
- **Engranajes cónicos desplazados**: Utilizados en los casos en que los árboles se cruzan y es muy pequeña la distancia entre los mismos. Proporcionan o tienen un menor rendimiento comparado a los del tipo cónico normal debido a su mayor deslizamiento.
- **Tornillo sin fin**: Se usan exclusivamente para árboles cruzados. Poseen una relación de transmisión por etapa de valor entre 0 y 100 ( $0 < i < 100$ ). El rendimiento de la transmisión por tornillo sin fin oscila entre el 45 y el 97%.
- **Engranajes cilíndricos helicoidales cruzados**: El único caso en el que se son utilizados es cuando están sometidos a pares reducidos y relaciones de transmisión por etapa menores a 5 ( $i<5$ ).

## 4. SOLUCIÓN ADOPTADA

En este apartado se justifica y analiza la solución que hemos adoptado para el diseño de nuestro reductor y sus características. El análisis de las necesidades establecidas es el punto de partida para definir parámetros que cumplan con lo requerido.

### 4.1. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD

Las necesidades comentadas tratan de un aumento de par a la salida con respecto al par a la entrada y una velocidad de giro menor a la salida que el que tenemos a la entrada.

Se observan los datos iniciales de par y velocidad de giro a la entrada, proporcionados por el motor eléctrico que hace girar en eje de entrada. Y también la potencia entregada en KW.

Primeramente, hemos de determinar el número de etapas que son dos. Tenemos que la relación de transmisión total es de 15.89 y hemos escogido para nuestras dos etapas una relación de transmisión de 4.048 para la etapa 1, y 3.926 para la etapa 2.

Seguidamente, tenemos que realizar el diseño de los ejes de nuestro reductor cumpliendo ciertas necesidades y requerimientos que se establecen. Utilizamos el Criterio de Rigidez Torsional el cual calcula y nos dará un valor mínimo del diámetro de cada eje. Escogeremos unos diámetros mayores a los mínimos según este criterio anterior. Sin embargo, comprobaremos que, con las dimensiones y distancias de los elementos que montamos en los ejes, también se cumplen en cada uno de los ejes lo establecido según el Criterio de Deflexión Torsional y el estudio de diseño a Fatiga.

Los ejes estarán diseñados para cumplir los requisitos establecidos. En principio utilizaremos el criterio de rigidez torsional para el cálculo de diámetro del eje. Pero, más adelante, también utilizaremos el criterio de deflexión torsional y el de diseño a fatiga y volveremos a comprobar que cumpla todos los requisitos. Si en alguno de los tres casos no se cumplen los requisitos, deberemos cambiar el material de los ejes o bien aumentar su diámetro.

Los cuatro engranajes irán montados sobre los tres ejes paralelos entre sí y la unión entre ejes y engranajes se realizará mediante chavetas y chaveteros. Si utilizamos este tipo de anclaje se origina un concentrador de tensiones que tendremos en cuenta en el cálculo de resistencia a fatiga.

Las dimensiones de los piñones y las ruedas de cada etapa se estimarán a partir del diseño previo de los ejes. En cuanto al ancho de cada uno de los engranajes lo primero que haremos será establecer un coeficiente de seguridad de  $X=1.25$ . Utilizando los estudios de fallo superficial y

fallo por flexión, se busca que el coeficiente de seguridad a flexión sea mayor que el coeficiente de seguridad por fallo superficial, ya que, el fallo por flexión es catastrófico y no se detecta.

Para evitar posibles pérdidas por fricción, se instalarán rodamientos en cada eje.

Hemos seleccionado que el tipo de rodamientos a utilizar son los rígidos de bolas de una hilera, los cuales son muy versátiles para las cargas y tensiones tanto en direcciones axiales como radiales, funcionando como extremos fijos o móviles según el sentido de la dirección de las fuerzas de los engranajes.

Se instalan dos rodamientos en cada eje, uno actuará como rodamiento fijo y otro lo hará como rodamiento móvil siendo así este el extremo móvil.

La lubricación del reductor se realizará por borboteo. Deberá tener suficiente lubricante como para cubrir parcialmente el tren inferior. Para evitar la pérdida de lubricante se emplearán retenes de goma tanto en el eje de entrada como en el de salida. De la misma forma, se utilizarán juntas de estanqueidad líquida entre las dos carcasas y las tapas.

## 4.2. DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES

Un engranaje es el conjunto de dos o más ruedas dentadas unidas para transmitir un par y una velocidad de un componente a otro. La rueda motriz o conductora se denomina piñón y es la que transmite la fuerza. El engranaje conducido se conoce como rueda.

El cálculo de los engranajes consta de dos procesos:

1. El primero es el cálculo geométrico, donde estableceremos su módulo, su ángulo de presión, su diámetro, su ángulo de inclinación del diente y su número de dientes.
2. En el segundo proceso se ha de seleccionar el material para poder obtener la anchura. Sin embargo, para evaluar la anchura del engranaje será necesario conocer el lubricante. Por lo tanto, se supondrá inicialmente el lubricante con mejor calidad y, una vez finalizado el dimensionado, se determinará si ese lubricante es el óptimo o si por el contrario sería suficiente con uno de menor calidad.

Las características fundamentales que definen los engranajes con dientes helicoidales son:

- Módulo ( $m_n$  y  $m_t$ ): Como he dicho en la descripción del reductor, para definir el diámetro es necesario su módulo, el cual se define como el cociente entre el diámetro primitivo y el número de dientes. Hay que tener en cuenta que, al tratarse de dientes helicoidales deberemos utilizar el módulo aparente, no el normalizado. Este módulo aparente se obtiene haciendo la división entre el módulo normalizado y el coseno del ángulo de inclinación del diente.

- Ángulo de presión ( $\alpha_n$ ): Es el que forma la línea de acción con la tangente a la circunferencia de paso.
- Ángulo de inclinación del diente ( $\beta$ ): Es la relación entre el módulo normalizado y el aparente.
- Diámetro primitivo (d): Es la circunferencia a lo largo la cual engranan los dientes.
- Diámetro exterior: Es la circunferencia que limita la parte exterior del engranaje.
- Anchura (b): Anchura mínima del engranaje.
- Número de dientes (z): Son los encargados de transmitir la potencia desde los ejes motrices a los conducidos.
- Cabeza del diente (adendo): Es la parte comprendida entre la circunferencia primitiva y la circunferencia exterior.
- Pie del diente (dedendo): Es la parte comprendida entre la circunferencia primitiva y la circunferencia base.
- Altura del diente: Es la suma entre el adendo y el dedendo.

#### 4.2.1. ETAPA 1

Características:

|                                  | PIÑÓN  | RUEDA   |
|----------------------------------|--------|---------|
| Nº de Dientes(Z)                 | 21     | 85      |
| Diámetro primitivo(d) , mm       | 64.657 | 261.708 |
| Módulo( $m_n$ ) , mm             | 3      |         |
| Relación de transmisión(i)       | 4.048  |         |
| Ángulo de presión( $\alpha_n$ )  | 20     |         |
| Ángulo de inclinación( $\beta$ ) | 13     |         |
| Anchura(b) , mm                  | 39     |         |

Para la fabricación de los engranajes de la primera etapa se ha utilizado una fundición de tipo nodular, con grafito esferoidal concretamente, con las siguientes características:

- Resistencia a tracción o Límite de rotura ( $S_u$ ) = 780 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 460 MPa
- Dureza superficial = HB 250
- Módulo elástico (E) = 173000 MPa

#### 4.2.2. ETAPA 2

Características:

|                                  | PIÑÓN  | RUEDA   |
|----------------------------------|--------|---------|
| Nº de Dientes(Z)                 | 27     | 106     |
| Diámetro primitivo(d) , mm       | 83.131 | 326.365 |
| Módulo( $m_n$ ) , mm             | 3      |         |
| Relación de transmisión(i)       | 3.926  |         |
| Ángulo de presión( $\alpha_n$ )  | 20     |         |
| Ángulo de inclinación( $\beta$ ) | 13     |         |
| Anchura(b) , mm                  | 58     |         |

Para la fabricación de los engranajes de la segunda etapa se ha utilizado un acero templado y revenido 42CrMo4, con las siguientes características:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 1120 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 1040 MPa
- Dureza superficial = HB 321
- Módulo elástico (E) = 206000 MPa

#### 4.3. DESCRIPCIÓN DE LOS EJES

Los ejes/árboles se encargan de la transmisión del momento torsor y del movimiento de giro a los engranajes, los cuales se sujetan por medio de su unión mediante las chavetas y los chaveteros. Nuestro reductor consta de tres árboles o ejes que se disponen de forma paralela.

En el anexo de cálculos vemos cómo los ejes poseen la resistencia necesaria para evitar sufrir cualquier posible fallo y aguantar las deformaciones mínimas. El material empleado para los ejes deberá ser más resistente que el empleado para los engranajes, ya que, tienen que soportar mayores solicitaciones.

#### 4.3.1. EJE DE ENTRADA

Este eje recibe la fuerza de la maquina motriz, es decir, de un motor eléctrico que hace girar el eje a una velocidad de 1300 rpm y con un par de 138.1 Nm. Tendrá un diámetro de 31.75 mm, el cual lo hemos obtenido a través de los criterios de necesario cumplimiento. A partir del criterio de rigidez torsional escogimos un diámetro de 30 mm, mayor al valor mínimo de este, pero posteriormente escogimos 31.75 mm para cumplir con los resultados que obtenemos en el criterio de diseño a fatiga y en el de diseño a deflexión lateral que nos daban valores más restrictivos para que el eje no sufriera rotura. En el anexo de cálculos encontramos los procedimientos realizados.

El material utilizado para este eje será un acero laminado y forjado 34CrNiMo6 con las siguientes características:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 1300 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 860 MPa
- Dureza superficial = HB 401
- Módulo elástico de Young ( $E$ ) =  $2.1 \cdot 10^5$  MPa

#### 4.3.2. EJE INTERMEDIO

Este eje recibe la fuerza a través del piñón situado en el eje de entrada, el cual está en contacto con la rueda del eje intermedio. Esta fuerza hará girar el eje intermedio a una velocidad de 321.18 rpm y con un par de 558.97 Nm, y a su vez, hará girar el piñón situado en el mismo eje. Tendrá un diámetro de 50 mm, el cual lo hemos obtenido a por medio del criterio de diseño a fatiga, ya que, como veremos en el anexo de cálculos, en un principio obtengo un diámetro de 45 mm con el criterio de rigidez torsional, pero al comprobar su resistencia con el criterio de diseño a fatiga, rompía, por lo tanto, se tuvo que recalcular todo con el nuevo diámetro.

El material utilizado para este eje será un acero laminado y forjado 34CrNiMo6 con las siguientes características:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 1300 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 860 MPa
- Dureza superficial = HB 401
- Módulo elástico de Young ( $E$ ) =  $2.1 \cdot 10^5$  MPa

#### 4.3.3. EJE DE SALIDA

Este eje recibe la fuerza a través del piñón situado en el eje intermedio, el cual está girando gracias a la rueda que está en contacto con el piñón del eje de entrada. Esta fuerza hará girar el eje de salida a una velocidad de 81.81 rpm y con un par de 2194.46 Nm. Tendrá un diámetro de 70 mm, el cual lo hemos obtenido a través del criterio de rigidez torsional, puesto que es más restrictivo que el criterio de diseño a fatiga o el de diseño a deflexión lateral y lo encontramos calculado en el anexo de cálculos.

El material utilizado para este eje será un acero laminado y forjado 34CrNiMo6 con las siguientes características:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 1300 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 860 MPa
- Dureza superficial = HB 401
- Módulo elástico de Young ( $E$ ) =  $2.1 \cdot 10^5$  MPa

#### 4.4. DESCRIPCIÓN DEL LUBRICANTE

Para la lubricación necesaria de nuestro reductor se ha seleccionado el aceite mineral ISO VG 680 con temperaturas ambientales. Este aceite posee una viscosidad cinemática de  $680 \text{ mm}^2/\text{s}$  a  $40^\circ\text{C}$ . Hemos realizado la comprobación de que es válido para nuestro diseño en el documento 'Cálculos' y podemos observar las características del aceite utilizado en el documento 'Tablas' en la tabla N°3.

Las ventajas que encontramos en este aceite son:

- Índice de viscosidad muy elevado
- Buen coeficiente de fricción
- Bajo punto de congelación
- Estabilidad térmica muy elevada

#### 4.5. DESCRIPCIÓN DE LA CARCASA

La carcasa tiene como función principal el aislar del exterior todos los componentes del reductor. Este aislamiento permite a los componentes trabajar en un ambiente limpio y protegido de cualquier agente externo.

Es un elemento resistente que proporciona soporte estructural para el resto de los componentes. Es lo bastante rígida como para evitar deformaciones debidas a las cargas. Además, debe ser capaz de absorber las vibraciones mientras esté en funcionamiento.

La carcasa estará compuesta en dos partes, la base y la tapa. Estarán unidas mediante tornillos de rosca M6 y se colocará una junta entre la base y la tapa que actuará de elemento sellador.

Para conformar la carcasa se ha utilizado el método de colada. Una vez se extrae las dos partes de la carcasa del molde, se mecanizarán aquellas zonas que estén en contacto con otros elementos, como podrían ser las tapas o donde se alojan los rodamientos.

Para la fabricación se ha utilizado la fundición gris EN-GJL-250 según la norma UNE1561:2011, ya que es un material que tiene una gran capacidad de amortiguamiento. Esta fundición tiene las siguientes propiedades mecánicas:

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

#### 4.6. DESCRIPCIÓN DE LAS TAPAS

El reductor dispondrá de dos tapas, una para el eje de entrada y otra para el eje de salida. Estas tapas proporcionaran apoyo axial a los rodamientos y los transmitirá a la carcasa. Ambas tapas dispondrán de una apertura por donde pasarán los ejes. Además, se situará un retén entre las tapas y la carcasa para evitar fugas o la entrada de polvo.

## 4.7. DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS NORMALIZADOS

### 4.7.1. DESCRIPCIÓN DE LAS CHAVETAS

Para conseguir transmitir la fuerza de los ejes a los engranajes y viceversa, necesitaremos anclarlos con un elemento de unión. En nuestro caso utilizaremos las chavetas, ya que es un sistema sencillo y fácil de utilizar. En concreto chavetas paralelas forma a (extremos redondeados).

Las chavetas están normalizadas según la norma UNE 17102-1:1967 y se calculan en función del diámetro del eje en el que deben de ir alojadas. La longitud de la chaveta en cada eje, la calcularemos multiplicando 1,25 por el diámetro del eje en cuestión.

Los chaveteros se realizan tallando una pequeña ranura, tanto en el eje como en los engranajes. Dentro de esta ranura se coloca la chaveta que, cuando se produce un deslizamiento tangencial en el eje, la chaveta interfiere y hace girar las dos piezas.

Su principal inconveniente es el concentrador de tensiones que se crea al mecanizar la ranura en el eje. Es por eso por lo que se emplea un material menos resistente en las chavetas que, en caso de rotura, romperá la chaveta y no los ejes o engranajes que son más caros de cambiar.

El material que hemos utilizado para la fabricación de las chavetas se trata de un acero forjado de cementación normalizado 20MnCr5, que tiene las siguientes características:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 680 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 400 MPa
- Dureza superficial = 207 HB

Las dimensiones finales de las chavetas y chaveteros para cada eje serán:

| Dimensiones finales Chavetas y Chaveteros (mm) |         |            |         |         |
|--|---------|------------|---------|---------|
| EJE  | Entrada | Intermedio | Salida  |         |
| Diámetro eje (d)                               |         | 31,75      | 50      | 70      |
| Ancho Chaveta (b)                              |         | 10         | 16      | 20      |
| Alto Chaveta (h)                               |         | 8          | 10      | 12      |
| Longitud Chaveta                               |         | 39,7       | 62,5    | 87,5    |
| Profundidad en cubo (h2)                       |         | 3,3        | 4,3     | 4,9     |
| Profundidad en eje (h1)                        |         | 5          | 6       | 7,5     |
| Longitud Chavetero                             | Lchav+t | Lchav+t    | Lchav+t | Lchav+t |
| Ancho Chavetero                                |         | 10         | 16      | 20      |
| Profundidad Chavetero                          |         | 8,3        | 10,3    | 12,4    |

#### 4.7.2. DESCRIPCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Un rodamiento es un elemento mecánico capaz de reducir los niveles de fricción entre un eje y los elementos conectados a este.

Se han escogido unos rodamientos rígidos de bolas de una sola hilera, los cuales son muy versátiles para las cargas o tensiones en ambas direcciones, es decir, tanto axiales como radiales. Éstos funcionan como extremos fijos o móviles según el sentido de la dirección de las fuerzas de los engranajes.

Todos los rodamientos se han seleccionado de la página web del fabricante de rodamientos SKF: [www.skf.com](http://www.skf.com)

- Rodamientos eje de entrada:

Apoyo A: RMS10

Apoyo B: RMS10

- Rodamientos eje intermedio:

Apoyo A: 6310

Apoyo B: 6310

- Rodamientos eje de salida:

Apoyo A: 6214

Apoyo B: 6214

Encontramos las características de cada tipo de rodamientos en el anexo de tablas.

#### 4.7.3. DESCRIPCIÓN DE LOS CASQUILLOS SEPARADORES

En los ejes de nuestro reductor se alojan o encuentran montados ciertos elementos (engranajes, rodamientos, etc.) los cuales es necesario fijar axialmente, por ello, impediremos su movimiento en la dirección axial por medio de la utilización de casquillos separadores.

Disponemos de los siguientes casquillos separadores:

**Eje de entrada:** 1 casquillo entre el rodamiento A del eje, y el piñón de la etapa 1.

**Eje intermedio:** 1 casquillo entre el piñón de la etapa 2 y rodamiento B del eje.

**Eje de salida:** 1 casquillo separador entre el rodamiento A del eje y la rueda de la etapa 2.

A continuación, se muestra una tabla con las características geométricas de los casquillos:

| CASQUILLOS SEPARADORES |         |            |        |
|------------------------|---------|------------|--------|
| EJE                    | ENTRADA | INTERMEDIO | SALIDA |
| Longitud (mm)          | 26,7    | 1,5        | 40,5   |
| Espesor (mm)           | 2       | 2          | 2      |
| Diámetro interior (mm) | 31,75   | 50         | 70     |
| Diámetro exterior (mm) | 35,75   | 54         | 74     |

#### 4.7.4. DESCRIPCIÓN DE LOS ANILLOS DE SEGURIDAD

Los anillos de seguridad tienen la importante función de bloquear el desplazamiento axial de los elementos que el eje lleva montados sobre él. Los anillos de seguridad irán alojados en unas ranuras mecanizadas en el eje. Con respecto al diseño de los ejes, estas ranuras serán un concentrador de tensiones, por lo que deberemos tenerlas en cuenta.

Los **anillos de seguridad** han sido seleccionados del catálogo de “Rotorclip”. Se han escogido los anillos con diseño DSH por su sencilla geometría y su reducido coste. Para el eje de entrada hemos escogido un modelo SH, que presenta las mismas características, pero tiene su diámetro en pulgadas, encontrando la medida exacta de nuestro eje de entrada (31,75mm, es decir, 1.25 pulgadas, o lo que es lo mismo 1-1/4”).

Los anillos de seguridad dispuestos en los ejes de nuestro reductor son los siguientes:

**Eje de entrada:** Disponemos de 2 anillos de seguridad modelo (SH-125) evitando así el desplazamiento axial de los rodamientos A y B.

**Eje intermedio:** Tendremos 2 anillos de seguridad modelo (DSH-50) que se encargarán de evitar el desplazamiento axial de los rodamientos A y B.

**Eje de salida:** Tendremos 2 anillos de seguridad modelo (DSH-70) para evitar el desplazamiento axial de los rodamientos A y B.

#### 4.7.5. DESCRIPCIÓN DE LOS RETENES

La función esencial que cumplen estos dispositivos/elementos es la de garantizar una estanqueidad necesaria en el conjunto, impidiendo en todo momento que el lubricante fugue o salga del interior del reductor al exterior de este. Una instalación correcta del retén es

fundamental para garantizar la estanqueidad del equipo. Gran parte de los fallos en retenes se originan durante su montaje ya sea por un posicionamiento erróneo, por haber sufrido daños al emplear herramientas inadecuadas o por no seguir el correcto procedimiento.

Hemos seleccionado para su utilización en nuestros ejes un modelo de retenes que se observan en el catálogo del fabricante "SKF", que en nuestro caso son de tipo radial. Para conseguir el cumplimiento requerido de estanqueidad disponemos de 2 retenes. Para la tapa del eje de entrada, seleccionamos el modelo CRW1 V con código de designación 12445 y dimensiones 1.25x2x0.25 pulgadas. Por otro lado, para la tapa del eje de salida escogemos el HMS5 V 70x100x10 milímetros. Estos dos retenes están fabricados ambos de caucho de fluorocarbono(FPM) y sus propiedades las encontramos en el anexo de tablas.

Antes de proceder con la instalación, convendrá examinar el retén, el eje y el alojamiento asegurándose su estado adecuado de limpieza y acabado. En caso contrario se limpia la suciedad y se eliminan los defectos superficiales y aristas necesarias. Se deben lubricar tanto el labio del retén como el punto de rodadura donde se vaya a llevar a cabo la estanqueidad, garantizando que durante las primeras vueltas de funcionamiento no se produzcan daños excesivos por rozamiento. Emplearemos el mismo lubricante que en el interior del reductor. Para facilitar el montaje también es muy recomendable lubricar tanto el alojamiento como el diámetro exterior del retén. Cada punto a estanqueizar requiere, por lo general en ejes horizontales, de un solo retén. El labio del mismo debe situarse frente al medio a estanqueizar o en el lado de presión.

Con respecto a su mantenimiento, se debe comprobar su correcto montaje asegurándose que se consigue la estanqueidad requerida y no sale lubricante al exterior. Además, siempre que se intervenga en una unidad de rodamientos se aconseja la sustitución de los retenes instalados por nuevos retenes.

#### 4.7.6. DESCRIPCIÓN DE LOS TAPONES DE LLENADO Y VACIADO

El reductor de velocidad que hemos diseñado dispondrá de 2 tapones. Tendremos 1 tapón en la parte superior, que nos permitirá la acción de llenado. Y en la parte inferior 1 tapón por donde efectuar el vaciado.

El tapón que este situado en la parte superior del reductor se utilizará para el llenado de lubricante, ya que su acceso es más fácil, provisto de un filtro de aire que evite que pueda entrar cualquier agente externo. Y el segundo el tapón situado en la parte inferior se utilizará para llevar a cabo el vaciado de lubricante, provisto de un imán que atrae las partículas metálicas que se hayan podido desprender de los componentes del mecanismo.

Ambos tapones se han seleccionado del catálogo del fabricante "Norelem".

El tapón superior se ha seleccionado el de forma C, con referencia 28022-33018, su diámetro de perforación es 18 mm, y es el único modelo con tiene filtro de aire.

El tapón inferior se ha optado por el tapón con referencia 28024-201415, cuyas medidas son M14x1,5.

#### 4.7.7. DESCRIPCIÓN DEL VISOR DE NIVEL

Para el diseño de nuestro reductor, teniendo en cuenta la lubricación por el método que hemos elegido, tenemos la necesidad de controlar los niveles de lubricante que posee. De lo que sigue el hecho de incorporar un visor de nivel en el lateral de la carcasa. El fabricante escogido para el visor es “Elsa+ganter”, el cual tiene una amplia gama de indicadores de nivel. En concreto hemos seleccionado el modelo GN 743,5 de M16x1,5-B que está hecho con vidrio natural de alta estabilidad, resistente a arañazos y capaz de soportar temperaturas de hasta 180 °C. En el anexo de tablas se observan las especificaciones.

## 5. IMPACTO AMBIENTAL Y ODS

Para el diseño del futuro funcionamiento de nuestro dispositivo, un reductor de velocidad de dos etapas, estimamos un cambio de aceite cada 200 h en las primeras horas de funcionamiento del reductor, y más tarde cada 3000 h de trabajo o si las ha alcanzado al llegar al año se sustituiría el aceite al año.

Para un buen desarrollo sostenible y reducir al mínimo el impacto ambiental se deben llevar a cabo correctamente la extracción del aceite del dispositivo para reciclarlo de manera adecuada, y seguidamente rellenar de nuevo el reductor de aceite hasta el nivel indicado para su correcto funcionamiento.

En el caso fatídico de que nuestro dispositivo sufra una avería, ya sea cuestión de fugas de aceite o rotura, deberemos asegurarnos de que se recoge todo el aceite perdido para posteriormente realizar el correcto sellado del reductor y reciclar por supuesto el aceite en un lugar adecuado.

En el peor caso que supongamos sería algún motivo el cual hiciera quedar a nuestro reductor inoperativo y no se pueda reparar o no se decida esta reparación por motivos relevantes (por economía, por tiempo, etc.) deberemos separarlo en diferentes partes dependiendo de los materiales de cada componente. Si hablamos de aceros (o el hierro) cabe mencionar que es posible que sean reutilizados para otra aplicación nueva. Si nos referimos a los rodamientos primero se comprobará su estado físico y mecánico para ver si existe la posibilidad de su reutilización o para la fundición de los rodamientos. Si encontráramos algún componente o alguna parte de algún componente de material plástico, es muy importante también que sean recicladas/reciclados en el lugar o lugares apropiados y específicos para dichos materiales.

## 5.1. OBJETIVO 12 DE DESARROLLO SOSTENIBLE: PRODUCCIÓN Y CONSUMO RESPONSABLE

Vamos a tener especialmente en cuenta el objetivo 12 de los objetivos de desarrollo sostenible debido a la situación actual global insostenible, entendiendo y visualizando como necesario y vital el objetivo de un consumo y una producción sostenibles en nuestro planeta.

Realizando, como es debido, un uso correcto de los recursos limitados del medio ambiente y la naturaleza que nos proporcionan las condiciones y aportaciones necesarias para el nacimiento, crecimiento y vida en general de la especie humana en la Tierra, evitando llegar o continuar con una degradación sobrepasada y un desperdicio de muchísimas sustancias o materiales desechados masivamente, para así intentar no continuar con la masiva degradación de los ecosistemas y recursos necesarios de nuestro medio ambiente, del cual dependemos y a la vez formamos parte de manera más libre que cualquier otro organismo en el planeta, pues nuestra sin una función esencial para el crecimiento o desarrollo y equilibrio de los ecosistemas como cumplen el resto de seres vivos y organismos, nuestra única misión debería ser no actuar tan agresivamente con el medio y desestructurar estos ecosistemas vitales para lo que tantos otros organismos o seres trabajan y viven.

Si bien es cierto el hecho de la sobrepoblación mundial que nuestro planeta tiene como principal problema, hemos de poner más énfasis e importancia en la producción y consumo sostenibles, pues cada vez somos más por lo que consumimos, desechamos, producimos y contaminamos a mayor escala y por lo tanto más peligrosa para nuestro planeta. También afecta y hay que tener en cuenta que con los avances tecnológicos y el modo de vida consumista que llevamos mundialmente, cada vez utilizamos más energía y no se extrae de procesos sostenibles la mayoría, no hemos aumentado el uso de energías renovables o verdes y limpias.

Nos centramos por lo tanto en este consumo y producción que deberíamos realizar de manera cada vez más sostenible, debiendo desvincular el crecimiento económico con la degradación agresiva de los ecosistemas o del planeta. Tanto es así que se debe intentar minimizar los procesos de producción de ciertos elementos o componentes, así como la contaminación o impacto ambiental para la extracción o desarrollo de ciertos materiales o sustancias. Intentando así una mejor producción con menos recursos o menos impacto para conseguirlos.

El consumo y la producción sostenibles también pueden contribuir de manera sustancial a la mitigación de la pobreza y a la transición hacia economías verdes y con bajas emisiones de carbono. Las emisiones de carbono principalmente, y otros gases y sustancias contaminantes, son los culpables de la constante destrucción de la capa de ozono tan importante para nuestra supervivencia, así como del efecto invernadero, que conllevan el calentamiento global (subidas de temperaturas, derretimiento de los polos, y muchos efectos negativos a los equilibrios y ecosistemas del planeta necesarios para la vida humana).



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA**

**Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño**

**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD DE DOS  
ETAPAS PARA UNA CINTA TRANSPORTADORA DE 18.8 KW**

# **CÁLCULOS**

## ÍNDICE DE CÁLCULOS:

|   |    |
|---|----|
| <b>1. INTRODUCCIÓN</b>                                  | 28 |
| <b>2. DATOS DE PARTIDA</b>                              | 28 |
| <b>3. DISEÑO DE ENGRANAJES</b>                          | 29 |
| 3.1. VELOCIDAD ANGULAR Y PAR EN CADA EJE                | 29 |
| 3.2. DIÁMETRO DE LOS EJES MÉTODO DE RIGIDEZ TORSIONAL   | 30 |
| 3.3. DIMENSIONES DE LOS ENGRANAJES                      | 31 |
| 3.4. ANCHO DE LOS ENGRANAJES                            | 35 |
| 3.4.1. CÁLCULO A TENSIÓN SUPERFICIAL                    | 36 |
| 3.4.2. CÁLCULO A FLEXIÓN                                | 40 |
| 3.5. MÉTODO UNITED. SELECCIÓN DEL LUBRICANTE            | 43 |
| 3.6. RESULTADO DEL ANCHO DE LOS ENGRANAJES SELECCIONADO | 45 |
| <b>4. DISEÑO DE CHAVETAS Y CHAVETEROS</b>               | 47 |
| <b>5. DISEÑO DE LOS EJES</b>                            | 48 |
| 5.1. DISPOSICIÓN Y GEOMETRÍA DE LOS EJES                | 48 |
| 5.2. SELECCIÓN DEL MATERIAL                             | 50 |
| 5.3. CÁLCULO DE LAS FUERZAS ACTUANTES EN LOS EJES       | 50 |
| 5.3.1. FUERZAS EJE DE ENTRADA                           | 51 |
| 5.3.2. FUERZAS EJE INTERMEDIO                           | 52 |
| 5.3.3. FUERZAS EJE DE SALIDA                            | 54 |
| 5.4. DEFLEXIÓN LATERAL                                  | 55 |
| 5.4.1. EJE DE ENTRADA                                   | 55 |
| 5.4.2. EJE INTERMEDIO                                   | 58 |
| 5.4.3. EJE DE SALIDA                                    | 62 |
| 5.5. DISEÑO A FATIGA                                    | 64 |
| 5.5.1. EJE DE ENTRADA                                   | 67 |
| 5.5.2. EJE INTERMEDIO                                   | 68 |
| 5.5.3. EJE SALIDA                                       | 70 |
| <b>6. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS</b>                      | 71 |
| 6.1. FUERZA EQUIVALENTE EN RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS | 72 |
| 6.2. CÁLCULO DE VIDA A FATIGA                           | 73 |
| 6.3. CÁLCULO EN LOS EJES                                | 74 |
| 6.3.1. RODAMIENTOS EJE DE ENTRADA                       | 74 |

|        |                                  |    |
|--------|----------------------------------|----|
| 6.3.2. | RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO ..... | 76 |
| 6.3.3. | RODAMIENTOS EJE DE SALIDA .....  | 77 |

## 1. INTRODUCCIÓN

En este documento denominado *Cálculos* de nuestro proyecto de un reductor de velocidad encontramos detallados los procedimientos matemáticos y el diseño realizados para el dispositivo.

El reductor consta de 2 etapas, tiene una velocidad angular de entrada de 1300 rpm, una velocidad de giro del eje de salida aproximadamente de 81.25 rpm, y una potencia de 18.8 KW.

Los anteriores valores mencionados nos entregarían un par máximo en la salida de 2209.56 Nm, resultándonos una relación de transmisión de 16.

En las siguientes imágenes vemos un primer diseño conceptual del dispositivo.

Posteriormente, observamos los datos de partida para nuestro diseño.



Imagen 1

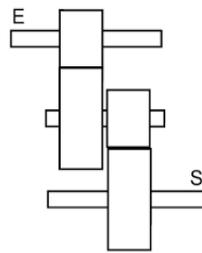


Imagen 2

Diseño conceptual. Imagen 1 y 2

## 2. DATOS DE PARTIDA

- Velocidad del eje de entrada ( $\omega_{ent}$ ) → **1300 rpm**
- Potencia motriz ( $P$ ) → **18.8 KW**
- Relación de transmisión total ( $i_{total}$ ) → **16**
- Número de etapas → **2**
- Tipo de engranajes → **Cilíndricos de dientes helicoidales**

### 3. DISEÑO DE ENGRANAJES

A continuación, en este tercer apartado comenzamos el diseño de los engranajes que montaremos en los ejes de nuestro reductor de velocidad bietapa y mostramos los cálculos y procedimientos que hemos seguido para su diseño.

#### 3.1. VELOCIDAD ANGULAR Y PAR EN CADA EJE

El primer paso será decidir el número de etapas, lo que ya habíamos determinado y son 2 etapas para nuestro reductor.

El siguiente paso es elegir la relación de transmisión total y con ella determinar la relación de transmisión de cada etapa, debiendo asegurarnos una buena transmisión del movimiento a una velocidad media-alta y evitando ruedas excesivamente voluminosas. La relación de transmisión total es 16. En una primera estimación, se asumen una relación de transmisión igual en ambas etapas de 4.

- $i_{etapa} = \sqrt{16} = 4$

A partir de este valor seleccionamos la combinación del módulo y número de dientes más adecuado para un valor próximo. Los cálculos que justifican los valores finales de la relación de transmisión  $i$  de cada etapa y la total que tomamos en nuestro proyecto y su selección, se observan en el apartado 3.3, utilizando en nuestro criterio de selección los valores de: módulo seleccionado, número de dientes máximo y mínimo, etc.

- $i_{etapa1} = 4.048$
- $i_{etapa2} = 3.926$
- $i_{total} = i_{etapa1} * i_{etapa2} = 15.89$

Conocemos la velocidad del eje de entrada y las relaciones de transmisión de cada etapa, con ello determinamos las velocidades angulares del eje intermedio y de salida.

- $\omega_{ent} = 1300 \text{ rpm (136.136 rad/seg)}$
- $i_{total} = 15.89$

$$i_{total} = \frac{\omega_{ent}}{\omega_{sal}} \rightarrow \omega_{sal} = 1300/15.89 = \mathbf{81.81 \text{ rpm (8.567 rad/seg)}}$$

$$i_{etapa1} = \frac{\omega_{ent}}{\omega_{int}} \rightarrow \omega_{int} = 1300/4.048 = \mathbf{321.18 \text{ rpm (33.63 rad/seg)}}$$

Seguidamente, con la potencia de nuestro reductor de 18.8 KW y las velocidades angulares, despejamos en esta fórmula para hallar el par torsor de cada eje, asumiendo un rendimiento del 100%.

$$P(W) = \omega \text{ (rad/s)} \times T(Nm) \quad \rightarrow \quad T = \frac{P(W)}{\omega \text{ (rad/s)}}$$

- $T_{entrada} = 138.1 \text{ Nm}$
- $T_{salida} = 2194.46 \text{ Nm}$
- $T_{intermedio} = 558.97 \text{ Nm}$

### 3.2. DIÁMETRO DE LOS EJES MÉTODO DE RIGIDEZ TORSIONAL

En reductores de velocidad, los ejes no suelen ser de gran longitud, por lo que el valor del momento flector no es elevado. Uno de los factores críticos en el diseño de los ejes que llevan engranajes montados es el Criterio de Rigidez Torsional el cual puede causar una deformación angular a torsión excesiva para árboles de transmisión.

A partir de la limitación de deformación por rigidez torsional determinamos los diámetros mínimos de los ejes.

Con ello evitamos problemas de vibraciones torsionales, que pueden ser problemáticas causando fallas en los ejes largos en aplicaciones automotrices, industriales o de generación de energía. Estas son vibraciones angulares de un eje a lo largo de su eje de rotación, y están influenciadas por parámetros como las propiedades del material, la temperatura de funcionamiento, la carga, las vueltas por minuto, etc.

Limitamos la deflexión torsional a 1° en una longitud de 20 veces el diámetro con un máximo de 1.5° por metro lineal.

EJE DE ENTRADA:

$$1^\circ \rightarrow De = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20T}{\pi \cdot \theta \cdot G}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20 \cdot 138.09752}{\pi \cdot 0.017 \cdot 8.1 \cdot 10^{10}}} = \mathbf{0.02854} \text{ mm}$$

$$1.5^\circ \rightarrow De = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot \frac{\theta}{L} \cdot G}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 138.09752}{\pi \cdot 0.026 \cdot 8.1 \cdot 10^{10}}} = 0.0271 \text{ mm}$$

EJE INTERMEDIO:

$$1^\circ \rightarrow Di = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20T}{\pi \cdot \theta \cdot G}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20 \cdot 558.966152}{\pi \cdot 0.017 \cdot 8.1 \cdot 10^{10}}} = \mathbf{0.0432} \quad \text{mm}$$

$$1.5^\circ \rightarrow Di = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20T}{\pi \cdot \theta \cdot G}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20 \cdot 558.966152}{\pi \cdot 0.017 \cdot 8.1 \cdot 10^{10}}} = 0.0405 \quad \text{mm}$$

EJE DE SALIDA:

$$1^\circ \rightarrow Ds = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20T}{\pi \cdot \theta \cdot G}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20 \cdot 2195.93845}{\pi \cdot 0.017 \cdot 8.1 \cdot 10^{10}}} = 0.057 \quad \text{mm}$$

$$1.5^\circ \rightarrow Ds = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot \frac{\theta}{L} \cdot G}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 2195.93845}{\pi \cdot 0.026 \cdot 8.1 \cdot 10^{10}}} = \mathbf{0.068} \quad \text{mm}$$

Los diámetros mínimos de nuestros ejes por medio del criterio de rigidez torsional son los anteriores. Escogemos ahora los diámetros de nuestros ejes:

***Dent* = 31.75 mm**

***Dint* = 50 mm**

***Dsal* = 70 mm**

### 3.3. DIMENSIONES DE LOS ENGRANAJES

Ya con los diámetros de nuestros ejes, vamos a determinar el diámetro de los engranajes que irán montados en ellos.

Primero, se estimará el diámetro de la circunferencia primitiva de los piñones y a continuación, multiplicando por el valor de la relación de transmisión de cada etapa obtendremos el diámetro de cada una de las ruedas.

Lograr la realización un correcto diseño de nuestro reductor tiene en cuenta que el diámetro del piñón no debe ser excesivamente pequeño, debido a que utilizar chavetas es nuestra primera opción para la unión a torsión de los engranajes con el eje. Si la circunferencia primitiva fuese demasiado pequeña existiría el peligro de que la circunferencia base quede muy próxima al fondo del chavetero mecanizado en el engranaje, lo que lo debilitaría excesivamente.

DIÁMETRO MÍNIMO ENGRANAJES:

- $d_{\text{piñón}} = d_{\text{deje}} + 2 \cdot h_2 + 7.9 \cdot m_n$

En primer lugar, definimos los ángulos de presión normal ( $\alpha_n$ ) y el ángulo de inclinación del diente ( $\beta$ ), son 20 y 13 grados respectivamente, y así calculamos el ángulo de presión tangencial  $\alpha_t$  con la siguiente expresión:

- $\alpha_n = 20^\circ$
- $\beta = 13^\circ$
- $\text{tg}(\alpha_t) = \frac{\text{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta)} \rightarrow \alpha_t = 20.4829^\circ$

Se determina el número mínimo de dientes para el piñón, así como un número máximo de dientes para que no sea excesivo entre los valores recomendables.

- $z_{\text{min}} = \frac{z \cdot \cos(\beta)}{\text{sen}^2(\alpha_t)} \rightarrow z_{\text{min}} = 16$
- $z_{\text{max}} = 100$

Con los módulos estandarizados de los engranajes que mostramos a continuación hallamos sus respectivos diámetros.

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

Debido a que nuestros engranajes son de dientes helicoidales, necesitamos calcular el módulo aparente  $m_t$ .

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

Para calcular  $d_{\text{piñón}}$  necesitamos saber las dimensiones de las chavetas y así realizar el cálculo de la ecuación. Éstas aparecen en la tabla de la norma UNE 1702-1:1967 mostrada a continuación, la cual aparece como N°1 del anexo de tablas.

| Diámetros del eje $d$ |       | Sección de la chaveta $b \times h$ | Chavatero |                                 |         |            |                |             |         |            |         |                |        |        |
|-----------------------|-------|------------------------------------|-----------|---------------------------------|---------|------------|----------------|-------------|---------|------------|---------|----------------|--------|--------|
|                       |       |                                    | Ancho $h$ |                                 |         |            |                | Profundidad |         |            |         | Chafilán $P_1$ |        |        |
|                       |       |                                    | Nominal   | Tolerancia                      |         |            | Eje $h_1$      | Cubo $h_2$  |         |            |         |                |        |        |
|                       |       |                                    |           | Clase de ajuste del enchavetado |         |            |                |             | Nominal | Tolerancia | Nominal | Tolerancia     |        |        |
| más de                | hasta | Libre                              | Normal    | Ajustado                        | Nominal | Tolerancia | Nominal        | Tolerancia  |         |            |         |                | Mínimo | Máximo |
|                       |       |                                    | Eje H 9   | Cubo D 10                       | Eje N 9 | Cubo Js 9  | Eje y cubo P 9 |             |         |            |         |                |        |        |
| 6                     | 8     | 2 × 2                              | 2         | + 0,025                         | + 0,060 | - 0,004    | ± 0,0125       | - 0,006     | 1,2     |            | 1       |                | 0,08   | 0,16   |
| 8                     | 10    | 3 × 3                              | 3         | 0                               | + 0,020 | - 0,029    |                | - 0,031     | 1,8     | + 0,1      | 1,4     | + 0,1          | 0,08   | 0,16   |
| 10                    | 12    | 4 × 4                              | 4         | + 0,030                         | + 0,078 | 0          |                |             | 2,5     | 0          | 1,8     | 0              | 0,08   | 0,16   |
| 12                    | 17    | 5 × 5                              | 5         | 0                               | + 0,030 | - 0,030    | ± 0,015        | - 0,012     | 3       |            | 2,3     |                | 0,16   | 0,25   |
| 17                    | 22    | 6 × 6                              | 6         | 0                               |         |            |                | - 0,042     | 3,5     |            | 2,8     |                | 0,16   | 0,25   |
| 22                    | 30    | 8 × 7                              | 8         | + 0,036                         | + 0,098 | 0          |                | - 0,015     | 4       |            | 3,3     |                | 0,16   | 0,25   |
| 30                    | 38    | 10 × 8                             | 10        | 0                               | + 0,040 | - 0,036    | ± 0,018        | - 0,051     | 5       |            | 3,3     |                | 0,25   | 0,40   |
| 38                    | 44    | 12 × 8                             | 12        |                                 |         |            |                |             | 5       |            | 3,3     |                | 0,25   | 0,40   |
| 44                    | 50    | 14 × 9                             | 14        | + 0,043                         | + 0,120 | 0          | ± 0,0215       | 0,018       | 5,5     |            | 3,8     |                | 0,25   | 0,40   |
| 50                    | 58    | 16 × 10                            | 16        | 0                               | + 0,050 | - 0,043    |                | - 0,061     | 6       |            | 4,3     |                | 0,25   | 0,40   |
| 58                    | 65    | 18 × 11                            | 18        |                                 |         |            |                |             | 7       | + 0,2      | 4,4     | + 0,2          | 0,25   | 0,40   |
| 65                    | 75    | 20 × 12                            | 20        |                                 |         |            |                |             | 7,5     | 0          | 4,9     | 0              | 0,40   | 0,60   |
| 75                    | 85    | 22 × 14                            | 22        | + 0,052                         | + 0,149 | 0          | ± 0,026        | - 0,022     | 9       |            | 5,4     |                | 0,40   | 0,60   |
| 85                    | 95    | 25 × 14                            | 25        | 0                               | + 0,065 | - 0,052    |                | - 0,074     | 9       |            | 5,4     |                | 0,40   | 0,60   |
| 95                    | 110   | 28 × 16                            | 28        |                                 |         |            |                |             | 10      |            | 6,4     |                | 0,40   | 0,60   |
| 110                   | 130   | 32 × 18                            | 32        |                                 |         |            |                |             | 11      |            | 7,4     |                | 0,40   | 0,60   |
| 130                   | 150   | 36 × 20                            | 36        |                                 |         |            |                |             | 12      |            | 8,4     |                | 0,70   | 1,00   |
| 150                   | 170   | 40 × 22                            | 40        | + 0,062                         | + 0,180 | 0          | ± 0,031        | - 0,076     | 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   |

Obtenemos los siguientes datos de la tabla anterior:

| DATOS CHAVETAS (mm) | Deje  | h1  | h2  | Sección(bxh) |
|---------------------|-------|-----|-----|--------------|
| EJE DE ENTRADA      | 31.75 | 5   | 3.3 | 10x8         |
| EJE INTERMEDIO      | 50    | 6   | 4.3 | 16x10        |
| EJE DE SALIDA       | 70    | 7.5 | 4.9 | 20x12        |

Una vez ya conocemos los diámetros de cada eje, la profundidad del cubo ( $h_2$ ) y los módulos hallamos el diámetro del piñón.

- $d_{\text{piñón}} = \text{deje} + 2 \cdot h_2 + 7.9 \cdot m_n$

Y seguidamente, el número de dientes a partir de la siguiente expresión:

- $Z1 = \frac{m_t}{d_{\text{piñón}}}$

A continuación, debemos redondear **Z1** al número entero inmediatamente superior y recalculamos el diámetro del engranaje que actúa de piñón en ambas etapas.

Ahora calculamos el diámetro y número de dientes de la rueda(**Z2**) utilizando la relación de transmisión(**i**) de cada una de las 2 etapas.

- $Z2 = Z1 \cdot i_{etapa}$

Realizamos el procedimiento de igual manera en las 2 etapas para hallar el número de dientes y diámetro de los cuatro engranajes, piñones y ruedas, con el módulo nominal seleccionado como se refleja en las siguientes tablas:

| Etapa 1 |         |            |        |        |         |         |         |             |        |            |
|---------|---------|------------|--------|--------|---------|---------|---------|-------------|--------|------------|
| Mn      | Mt      | d estimado | z1*    | z1     | dpiñon  | z2*     | z2      | drueda      | Dcentr | i real     |
| 0,5     | 0,5132  | 42,404     | 82,634 | 83,000 | 42,592  | 332,000 | 316,000 | 162,156049  | 102,4  | 3,80722892 |
| 0,6     | 0,6158  | 43,215     | 70,178 | 71,000 | 43,721  | 284,000 | 268,000 | 165,0297005 | 104,4  | 3,77464789 |
| 0,8     | 0,8210  | 44,836     | 54,609 | 55,000 | 45,157  | 220,000 | 220,000 | 180,629523  | 112,9  | 4          |
| 1       | 1,0263  | 46,458     | 45,267 | 46,000 | 47,210  | 184,000 | 184,000 | 188,8399558 | 118    | 4          |
| 1,3     | 1,2829  | 48,485     | 37,794 | 38,000 | 48,749  | 152,000 | 152,000 | 194,9977805 | 121,9  | 4          |
| 1,5     | 1,5395  | 50,512     | 32,811 | 33,000 | 50,802  | 132,000 | 132,000 | 203,2082133 | 127    | 4          |
| 2       | 2,0526  | 54,566     | 26,584 | 27,000 | 55,420  | 108,000 | 108,000 | 221,6816873 | 138,6  | 4          |
| 2,5     | 2,5658  | 58,620     | 22,847 | 23,000 | 59,012  | 92,000  | 92,000  | 236,0499448 | 147,5  | 4          |
| 3       | 3,0789  | 62,673     | 20,356 | 21,000 | 64,657  | 84,000  | 85,000  | 261,7075475 | 163,2  | 4,04761905 |
| 4       | 4,1052  | 70,781     | 17,242 | 18,000 | 73,894  | 72,000  | 72,000  | 295,575583  | 184,7  | 4          |
| 5       | 5,1315  | 78,889     | 15,373 | 16,000 | 82,104  | 64,000  | 64,000  | 328,4173145 | 205,3  | 4          |
| 6       | 6,1578  | 86,997     | 14,128 | 15,000 | 92,367  | 60,000  | 60,000  | 369,4694788 | 230,9  | 4          |
| 8       | 8,2104  | 103,212    | 12,571 | 13,000 | 106,736 | 52,000  | 52,000  | 426,9425088 | 266,8  | 4          |
| 10      | 10,2630 | 119,428    | 11,637 | 12,000 | 123,156 | 48,000  | 48,000  | 492,6259717 | 307,9  | 4          |
| 12      | 12,3156 | 135,644    | 11,014 | 12,000 | 147,788 | 48,000  | 48,000  | 591,1511661 | 369,5  | 4          |
| 16      | 16,4209 | 168,075    | 10,235 | 11,000 | 180,630 | 44,000  | 44,000  | 722,5180919 | 451,6  | 4          |
| 20      | 20,5261 | 200,506    | 9,768  | 10,000 | 205,261 | 40,000  | 40,000  | 821,0432862 | 513,2  | 4          |
| 25      | 25,6576 | 241,045    | 9,395  | 10,000 | 256,576 | 40,000  | 40,000  | 1026,304108 | 641,4  | 4          |

Tabla Etapa 1: selección de módulo

| Etapa 2 |         |            |         |         |         |         |         |             |        |            |
|---------|---------|------------|---------|---------|---------|---------|---------|-------------|--------|------------|
| Mn      | Mt      | d estimado | z1*     | z1      | dpiñon  | z2*     | z2      | drueda      | Dcentr | i real     |
| 0,5     | 0,5132  | 62,654     | 122,096 | 123,000 | 63,118  | 492,000 | 492,000 | 252,4708105 | 157,8  | 4          |
| 0,6     | 0,6158  | 63,465     | 103,063 | 104,000 | 64,041  | 416,000 | 416,000 | 256,1655053 | 160,1  | 4          |
| 0,8     | 0,8210  | 65,086     | 79,273  | 80,000  | 65,683  | 320,000 | 320,000 | 262,7338516 | 164,2  | 4          |
| 1       | 1,0263  | 66,708     | 64,998  | 65,000  | 66,710  | 260,000 | 260,000 | 266,839068  | 166,8  | 4          |
| 1,3     | 1,2829  | 68,735     | 53,578  | 54,000  | 69,276  | 216,000 | 216,000 | 277,1021091 | 173,2  | 4          |
| 1,5     | 1,5395  | 70,762     | 45,965  | 46,000  | 70,815  | 184,000 | 184,000 | 283,2599338 | 177    | 4          |
| 2       | 2,0526  | 74,816     | 36,449  | 37,000  | 75,947  | 148,000 | 148,000 | 303,7860159 | 189,9  | 4          |
| 2,5     | 2,5658  | 78,870     | 30,739  | 31,000  | 79,539  | 124,000 | 124,000 | 318,1542734 | 198,8  | 4          |
| 3       | 3,0789  | 82,923     | 26,933  | 27,000  | 83,131  | 108,000 | 106,000 | 326,3647063 | 204,7  | 3,92592593 |
| 4       | 4,1052  | 91,031     | 22,175  | 23,000  | 94,420  | 92,000  | 92,000  | 377,6799117 | 236    | 4          |
| 5       | 5,1315  | 99,139     | 19,320  | 20,000  | 102,630 | 80,000  | 80,000  | 410,5216431 | 256,6  | 4          |
| 6       | 6,1578  | 107,247    | 17,416  | 18,000  | 110,841 | 72,000  | 72,000  | 443,3633746 | 277,1  | 4          |
| 8       | 8,2104  | 123,462    | 15,037  | 16,000  | 131,367 | 64,000  | 64,000  | 525,4677032 | 328,4  | 4          |
| 10      | 10,2630 | 139,678    | 13,610  | 14,000  | 143,683 | 56,000  | 56,000  | 574,7303004 | 359,2  | 4          |
| 12      | 12,3156 | 155,894    | 12,658  | 13,000  | 160,103 | 52,000  | 52,000  | 640,4137633 | 400,3  | 4          |
| 16      | 16,4209 | 188,325    | 11,469  | 12,000  | 197,050 | 48,000  | 48,000  | 788,2015548 | 492,6  | 4          |
| 20      | 20,5261 | 220,756    | 10,755  | 11,000  | 225,787 | 44,000  | 44,000  | 903,1476149 | 564,5  | 4          |
| 25      | 25,6576 | 261,295    | 10,184  | 11,000  | 282,234 | 44,000  | 44,000  | 1128,934519 | 705,6  | 4          |

Tabla Etapa 2: selección de módulo

Si seleccionásemos un módulo pequeño, se puede observar que el número de dientes en la rueda y el piñón sería un valor excesivo. Por el contrario, si el módulo es grande tendríamos pocos dientes como se puede apreciar, y entonces aparecería el problema de interferencia entre dientes.

### 3.4. ANCHO DE LOS ENGRANAJES

Vamos a calcular el ancho de los engranajes, para ello hemos de tener en cuenta dos factores muy importantes del diente del engranaje:

La **resistencia a flexión** y la **resistencia superficial**.

Definimos un coeficiente de seguridad a flexión superior al coeficiente de fallo superficial, ya que, el primero puede ser indetectable y el fallo superficial origina ruidos y vibraciones.

- $X_F \geq X_H \geq X$

Si el ancho obtenido cumple lo especificado anteriormente, para un diseño correcto comprobamos que se cumplen también las siguientes dos condiciones:

- $b \leq 2 \cdot d_1$
- $b > 0.25 \cdot d_1$

Para el cálculo del ancho del engranaje, comenzamos determinando el valor del coeficiente de seguridad seleccionado:

- $X = 1.25$

Ahora seleccionamos un material de entre los diferentes tipos existentes, los cuales encontramos en la siguiente tabla:

|           | <b>MATERIALES PARA ENGRANAJES</b> |
|-----------|-----------------------------------|
| <b>1</b>  | Fundición Gris                    |
| <b>2</b>  | F. maleable corazón negro         |
| <b>3</b>  | F. nodular                        |
| <b>4</b>  | Acero moldeado no aleado          |
| <b>5</b>  | Ac. no aleado                     |
| <b>6</b>  | Ac. no aleado templado y revenido |
| <b>7</b>  | Ac. aleado templado y revenido    |
| <b>8</b>  | Ac. moldeado no aleado templado   |
| <b>9</b>  | Ac. aleado moldeado templado      |
| <b>10</b> | Ac. de cementación                |

|           |                                       |
|-----------|---------------------------------------|
| <b>11</b> | Ac. endurecido a la llama o inducción |
| <b>12</b> | Ac. de nitruración                    |
| <b>13</b> | Ac. de nitrocarburo                   |

En nuestro caso hemos seleccionado un material distinto en cada una de las 2 etapas.

En la primera etapa hemos elegido el material número 3 el cual se trata de fundición de tipo nodular, con grafito esferoidal concretamente, que tiene una resistencia a tracción de 780 (MPa), un límite de fluencia de 460 (MPa) y una dureza Brinell de 250 (HB).

Para la segunda etapa hemos escogido el material número 7 que se trata de un acero aleado templado y revenido, el 42CrMo4 concretamente, que tiene una resistencia a tracción de 1120 (MPa), un límite de fluencia de 1040 (MPa) y una dureza Brinell de 321 (HB).

### 3.4.1. CÁLCULO A TENSIÓN SUPERFICIAL

En este proceso igualamos el coeficiente de seguridad determinado anteriormente, al coeficiente de seguridad a fallo superficial:

$$\bullet \quad X_H = X \rightarrow B_H$$

Y definimos el coeficiente de seguridad frente al deterioro superficial relativo a la fuerza tangencial en la siguiente expresión:

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

$S_{HP}$  = Tensión de contacto máxima admisible.

$\sigma_H$  = Tensión máxima debida a la presión superficial.

#### Tensión máxima admisible:

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

Desglosamos esta expresión y definimos cada uno de los factores:

- $S_{HL}$  = Tensión de contacto límite de un material durante  $5 \cdot 10^7$  ciclos de carga, inicio de la zona de larga vida. Este valor se obtiene a través de ensayos con engranajes de referencia.

$X$  → Dureza del material en Brinell (HB)

A y B → Constantes del material

Tanto la Dureza como las constantes A y B las vemos en la tabla N°7 del anexo de tablas.

Etapal(material3):  $S_{HL} = A \cdot x + B = 1.434 \cdot 250 + 211 = 569.5 \text{ N/mm}^2$

Etapal(material 7):  $S_{HL} = A \cdot x + B = 1.313 \cdot 321 + 373 = 794.5 \text{ N/mm}^2$

- **Z<sub>L</sub>** = Coeficiente de viscosidad del lubricante. El comportamiento de la película del lubricante depende de la tensión de contacto límite del material utilizado y el tipo de lubricante.

Viscosidad a 40°C →  $\vartheta_{40} \text{ (mm}^2/\text{s)}$

Si  $S_{HL} \leq 850 \text{ N/mm}^2 \rightarrow C_{ZL} = 0.83$

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1.2 + \frac{134}{\vartheta_{40}}\right)^2}$$

- **Z<sub>R</sub>** = Coeficiente de rugosidad. Caracteriza la influencia de la rugosidad superficial en el comportamiento de la película del lubricante.

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}}\right)^{C_{ZR}} \quad ; \quad R_{Z10} = R_Z \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_r}}$$

Si  $S_{HL} \leq 850 \text{ N/mm}^2 \rightarrow C_{ZR} = 0.15$

$R_Z$  y  $\rho_r$  se obtienen de las siguientes fórmulas:

$$R_Z = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2} \quad ; \quad \rho_r = \frac{r_1 \cdot r_2 \cdot \text{sen}(\alpha_t)}{r_1 + r_2}$$

Si  $Q_{iso} = 5 \rightarrow R_{Z1} = R_{Z2} = 1.4 \rightarrow$  Tabla N°7 del anexo de tablas.

- **Z<sub>V</sub>** = Coeficiente de velocidad. Este factor valora el efecto de la velocidad tangencial sobre la formación de la película del lubricante.

Velocidad tangencial en m/s →  $V$

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

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

- **Z<sub>N</sub>** = Coeficiente de duración. Para vidas infinitas ( $10^9$  ciclos) toma el valor de la unidad.

- $Z_W$  = Coeficiente de relación de durezas. Se toma de valor la unidad, pues el material utilizado para la rueda y el piñón de cada etapa es el mismo.
- $Z_x$  = Coeficiente de tamaño. Varía según el tamaño del fallo a fatiga en el material. En nuestro caso tomamos la unidad debido a la ISO 6336.

**Tensión máxima debida a la presión superficial:**

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

De esta ecuación espejamos el ancho del engranaje, quedándonos lo siguiente:

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

Analizamos y definimos cada uno de los factores:

- $F_t$  = Fuerza tangencial. Ésta aparece en el punto de contacto entre el piñón y la rueda. 
$$F_t = \frac{T_{ent}}{\frac{d_1}{2}}$$
- $K_A$  = Coeficiente de aplicación. Éste depende del tipo de máquina motriz y arrastrada, pondera las sobrecargas dinámicas debidas a factores externos al engranaje. Se diseña para no sufrir choques o ser estos impactos ligeros, este coeficiente valdrá 1.35 como podemos ver en la tabla N°10 del anexo de tablas.
- $K_V$  = Coeficiente dinámico. Este factor tiene en cuenta las cargas dinámicas debidas a las vibraciones del piñón o la rueda. Teniendo en cuenta que son dientes helicoidales y una  $Q_{ISO} = 5$ ,  $K_1$  es 6.7 como se observa en la tabla N°11 del anexo de tablas. Y  $K_2$ , si se trata de dientes helicoidales, toma el valor de 0.0087.

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

Donde: Si  $\frac{V \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} \leq 0.2$  (m/s)  $\rightarrow K_3 = 2$

Si  $\frac{V \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} > 0.2$  (m/s)  $\rightarrow K_3 = -0.357 \cdot \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} + 2.071$

- $K_{H\beta}$  = Coeficiente de distribución de carga longitudinal sobre los dientes. Donde las constantes  $H_1$ ,  $H_2$  y  $H_3$  las encontramos en la tabla N°12 del anexo de tablas, sabiendo que la  $Q_{ISO} = 5$  y el ajuste es tipo b, c.

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

- **K<sub>Hα</sub>** = Coeficiente de distribución de carga transversal. Para Q<sub>ISO</sub> ≤ 6, es decir, de mejor calidad, éste tomará un valor de 1.

- **Z<sub>H</sub>** = Coeficiente geométrico. Es directamente dependiente del ángulo de presión.

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

- **Z<sub>E</sub>** = Coeficiente elástico. Al ser del mismo material los piñones y las ruedas en cada una de las etapas, los módulos elásticos y coeficientes de Poisson son iguales para la rueda y piñón de una misma etapa. Se pueden observar en la tabla N°13 del anexo de tablas.

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

- **Z<sub>ε</sub>** = Coeficiente de conducción. Nos permite estimar el efecto producido por el reparto de cargas entre los dientes del engranaje.

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

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

- **Z<sub>β</sub>** = Factor de ángulo de hélice. Nos permite considerar el efecto producido por la inclinación del diente.

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

### 3.4.2. CÁLCULO A FLEXIÓN

A continuación, para seguir con el proceso de cálculo del ancho del engranaje calculamos el coeficiente de seguridad a flexión con el ancho obtenido anteriormente debido al fallo superficial y, por último, comprobamos que cumple siendo mayor que el coeficiente a fallo superficial escogido inicialmente.

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

#### Tensión normal máxima admisible:

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

Analizamos y definimos cada uno de los factores:

- $S_{FL}$  = Tensión a flexión límite del engranaje. Esta se obtiene para una duración de  $3 \cdot 10^6$  ciclos de carga.  
 $x$  → Dureza del material en Brinell (HB)  
A y B → Constantes del material  
Tanto la Dureza como las constantes A y B las vemos en la tabla N°8 del anexo de tablas.

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

Etapa1(material 3):  $S_{FL} = A \cdot x + B = 0.350 \cdot 250 + 119 = 206.5 \text{ N/mm}^2$

Etapa2(material 7):  $S_{FL} = A \cdot x + B = 0.425 \cdot 321 + 187 = 323.4 \text{ N/mm}^2$

- $Y_{\delta rT}$  = Coeficiente de sensibilidad relativo a la entalla. Valora las posibles diferencias entre el concentrador de tensiones del engranaje de referencia y el escogido para el estudio.

$$Y_{\delta rT} = \frac{1 + 0.82 \cdot (Y_{Sa} - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}}{1 + 0.82 \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}}$$

- $Y_{RrT}$  = Coeficiente de rugosidad relativa. Éste depende de la rugosidad del material.

Si  $Q_{iso} = 5 \rightarrow R_Z = 1.4 \rightarrow$  Observando tabla N°9 del anexo de tablas.

Etapa 1, material 3:  $Y_{RrT} = 1.674 - 0.529 \cdot (R_Z + 1)^{0.1}$

Etapa 2, material 7:  $Y_{RrT} = 1.674 - 0.529 \cdot (R_Z + 1)^{0.1}$

- $Y_{NT}$  = Coeficiente de duración. Es dependiente del material y la duración deseada. En nuestro caso es igual a 1.
- $Y_{ST}$  = Coeficiente de concentrador de tensiones. Tiene un valor de 2.
- $Y_X$  = Coeficiente de tamaño. Este coeficiente cuantifica la disminución de la resistencia en función del aumento de tamaño del engranaje. Su valor varía según su modulo, pero para todos los materiales con  $m_n \leq 5$  y  $3 \leq m_n$ , como es en nuestro caso, tomará un valor de 1.

### Esfuerzo a flexión sobre la base del diente:

Analizamos la tensión que origina este esfuerzo por medio del método de Lewis, que está basado en dos hipótesis:

1. La carga de la  $F_n$  se aplica en el extremo del diente.
2. Únicamente se considera trabajo a flexión, la  $F_t$  aplicada sobre la circunferencia primitiva.

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

Analizando por separado cada uno de los factores tenemos:

- $Y_{Fa}$  = Coeficiente de forma para la carga aplicada en el extremo. Es dependiente de la geometría del diente, utilizando un número de dientes virtual  $Z_v$  que se encuentra entre 18 y 400.

$$Y_{Fa} = 38.18 \cdot z_g^{-1.29} + 2.11$$

- $Y_\varepsilon$  = Coeficiente de conducción. Representa la relación entre el trabajo de flexión en el diente y la relación de contacto.

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \left( \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} \right)$$

- $Y_{sa}$  = Coeficiente de concentrador de tensiones en la base del diente. Depende de la geometría del diente. Si  $Z_v$  es menor o igual a 200:

$$Y_{sa} = 0.96 + 0.54 \cdot \log(z_g)$$

- $Y_\beta$  = Factor de inclinación. La tensión que se genera en la base del engranaje helicoidal debido al momento flector es consecuencia del contacto oblicuo. La fórmula anterior se utiliza para inclinaciones de diente  $\beta < 30^\circ$ .

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

- $Y_B$  = Factor de espesor del aro. Tiene en cuenta la posible rotura del fondo del diente excesivamente próxima al diámetro del eje. Dado que el factor  $1.2 > S_r/h_2 > 0.5$ .

$$Y_B = 1.6 \cdot \ln \left( 2.242 \cdot \frac{h_2}{S_r} \right)$$

- $K_{F\beta}$  = Coeficiente de distribución de carga longitudinal. Éste depende del cálculo a fallo superficial ya que, toma como referencia el coeficiente de distribución de carga longitudinal.

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

- $K_{F\alpha}$  = Coeficiente de distribución de carga transversal. Igual que en el cálculo a fallo superficial, este coeficiente es igual a la unidad.

- $K_A$  = Coeficiente de aplicación. Éste depende del tipo de máquina motriz y arrastrada, pondera las sobrecargas dinámicas debidas a factores externos al engranaje. Se diseña para no sufrir choques o ser estos impactos ligeros, este coeficiente valdrá 1.35 como podemos ver en la tabla N°10 del anexo de tablas.

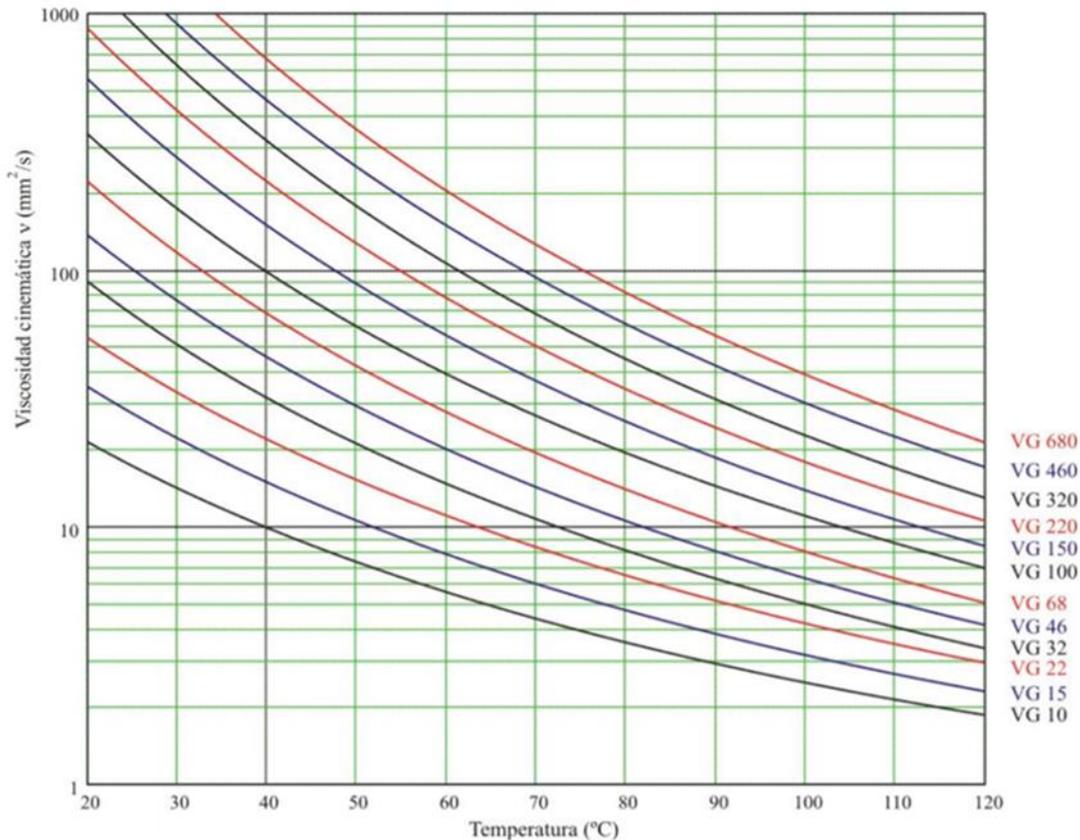
- $K_V$  = Coeficiente dinámico. Este factor tiene en cuenta las cargas dinámicas debidas a las vibraciones del piñón o la rueda. Donde  $K_1$  lo encontramos en la tabla N°11 del anexo de tablas.

Teniendo en cuenta que son dientes helicoidales y una  $Q_{ISO} = 5$ ,  $K_1$  es 6.7. Y  $K_2$ , si se trata de dientes helicoidales, toma el valor de 0.0087.

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

### 3.5. MÉTODO UNITED. SELECCIÓN DEL LUBRICANTE

En la siguiente gráfica se representa la viscosidad de diferentes lubricantes a diferentes temperaturas. Esta gráfica se muestra como N°2 en el documento 'TABLAS'.



Se calcula el lubricante necesario para nuestro reductor dependiendo de su viscosidad.

Tenemos que realizar un proceso iterativo evaluando las dimensiones del engranaje con un lubricante del que se conoce la viscosidad cinemática. Realizaremos una serie de cálculos hasta hallar los resultados de ancho de los engranajes y su respectivo lubricante, según la viscosidad necesaria de este, para nuestro dispositivo. Los resultados válidos se muestran a continuación, realizados con el Método United.

La elección del lubricante es crucial para el diseño de cualquier reductor de velocidad. Éste evitará posibles problemas superficiales en el dentado como el gripado, desgaste o picado (pitting).

Si el coeficiente de película del aceite es menor que la rugosidad del material, podrían aparecer problemas de desgaste superficial. A velocidades medias y altas cargas aparecerá el fenómeno del picado en forma de pequeñas grietas superficiales. Por último, a altas velocidades y a altas cargas pueden provocar un aumento de la temperatura, eliminando así el coeficiente de película

del aceite y por lo tanto obteniendo un contacto directo de metal contra metal lo que sería muy perjudicial.

Por lo tanto, para escoger un lubricante adecuado utilizaremos el método United. Este método cuantifica la carga mediante la variable K:

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

Siendo  $F_t$  la fuerza tangencial,  $b$  (mm) el ancho del engranaje,  $d_1$  (mm) el diámetro primitivo del mismo y  $K_A$  el coeficiente de aplicación.

El lubricante adecuado lo calcularemos conociendo la viscosidad del lubricante a 38° por medio de la siguiente formula:

$$\log(\nu_{38}) = -0.028 \cdot \log\left(\frac{K}{\nu_t} \cdot K_A\right)^3 - 0.0025 \cdot \log\left(\frac{K}{\nu_t} \cdot K_A\right)^2 + 0.46 \cdot \log\left(\frac{K}{\nu_t} \cdot K_A\right) + 2.593$$

$$\text{Velocidad tangencial} \quad \rightarrow \quad \nu_t = \omega_{\text{Piñon}} \cdot \frac{d_1}{2}$$

Utilizando el método United obtenemos una lubricación necesaria en cada etapa por lo que elegimos el valor más restrictivo. A continuación, se muestra una tabla con los resultados.

| COMPROBACION LUBRICANTE |             |               |                    |
|-------------------------|-------------|---------------|--------------------|
| ETAPA 1                 |             | ETAPA 2       |                    |
| K (N/mm2)               | 2.8519      | K (N/mm2)     | 4.724380673        |
| Vt (m/s)                | 4.4011      | Vt (m/s)      | 1.397987955        |
| V 38° (mm/s2)           | 320.3513944 | V 38° (mm/s2) | <b>668.5500996</b> |

VG-680

Observamos que necesitaríamos una viscosidad de 668.55 mm/s<sup>2</sup> para la segunda etapa de nuestro reductor, por lo que hemos seleccionado el lubricante VG 680 que es el inmediatamente superior, siendo perfectamente eficaz en las condiciones y los requisitos necesarios.





## 4. DISEÑO DE CHAVETAS Y CHAVETEROS

La forma elegida para la unión de los engranajes al eje es mediante chavetas. Esto introduce un concentrador de tensiones en el cálculo a fatiga, a pesar de ello, con esta elección conseguimos buenos resultados. Las chavetas nos servirán para impedir la rotación del engranaje sobre el eje y también serán las encargadas de transmitir de forma correcta el par torsor.

Los valores de las dimensiones de las chavetas y chaveteros los obtenemos de la norma UNE 1702-1:1967, la cual hemos mostrado anteriormente. De esa tabla se obtienen los siguientes valores:

| DATOS CHAVETAS (mm) | Deje  | h1  | h2  | Sección(bxh) |
|---------------------|-------|-----|-----|--------------|
| ENTRADA             | 31.75 | 5   | 3.3 | 10x8         |
| INTERMEDIO          | 50    | 6   | 4.3 | 16x10        |
| SALIDA              | 70    | 7.5 | 4.9 | 20x12        |

Cumpliendo la siguiente condición aseguramos una longitud adecuada de las chavetas:

$$L_{chaveta} \geq 1.25 \cdot d_{eje}$$

Con ella obtenemos el ancho y la profundidad de los chaveteros en el eje, así como en el engranaje. El ancho es el mismo pero la profundidad varía entre el engranaje y el eje (profundidad en el cubo).

La longitud de los chaveteros será algo más larga que la de las chavetas y es calculada con esta fórmula:  $L_{chavetero} \cong L_{chaveta} + \text{tolerancia}$

Aquí se muestran nuestros resultados:

| EJE DE ENTRADA | Chaveta (mm) |      | Chavetero (mm) |        |
|----------------|--------------|------|----------------|--------|
|                | L            | 39.7 | L              | 39.7+t |
|                | Ancho        | 10   | Ancho          | 10     |
|                | Alto         | 8    | Profundidad    | 8.3    |

| EJE INTERMEDIO | Chaveta (mm) |      | Chavetero (mm) |        |
|----------------|--------------|------|----------------|--------|
|                | L            | 62.5 | L              | 62.5+t |
|                | Ancho        | 16   | Ancho          | 16     |
|                | Alto         | 10   | Profundidad    | 10.3   |

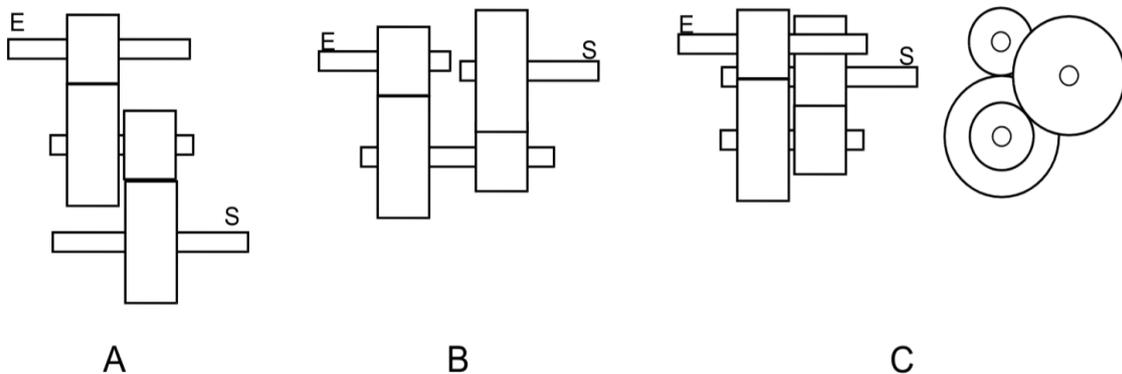
| EJE DE SALIDA | Chaveta (mm) |      | Chavetero (mm) |        |
|---------------|--------------|------|----------------|--------|
|               | L            | 87.5 | L              | 87.5+t |
|               | Ancho        | 20   | ancho          | 20     |
|               | Alto         | 12   | profundidad    | 12.4   |

## 5. DISEÑO DE LOS EJES

Ahora que ya hemos escogido el diámetro de los ejes de nuestro reductor de velocidad, mayor al diámetro mínimo necesario según el criterio de rigidez torsional (calculado en el apartado 3.2.), comprobaremos que los tres respectivos diámetros de nuestros ejes también cumplen tanto en el estudio a fatiga como en el de deflexión lateral.

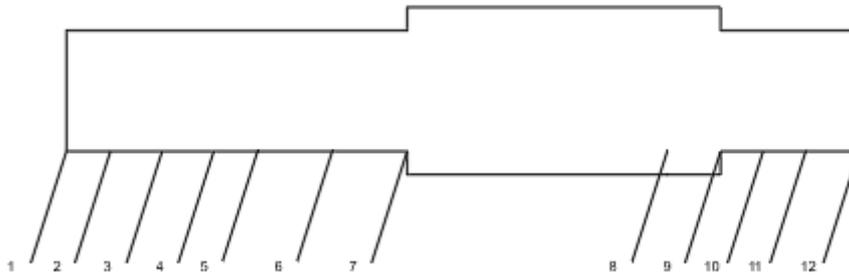
### 5.1. DISPOSICIÓN Y GEOMETRÍA DE LOS EJES

Para lograr la configuración óptima de los ejes, se ha tratado de buscar un diseño compacto y resistente a los diferentes esfuerzos a los que está sometido nuestro reductor. Se han analizado las diferentes distribuciones, las cuales podemos ver a continuación y se ha decidido optar por la opción A. Este tipo de disposición no es la mejor en cuanto a distribución espacial, pero si es la más adecuada para soportar las fuerzas actuantes.

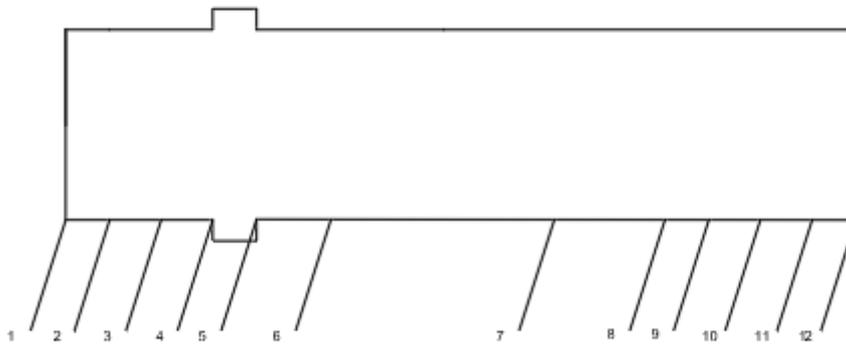


Necesitamos conocer la geometría de los ejes para poder hacer los cálculos de diseño a fatiga y de diseño a deflexión lateral. Veamos si las dimensiones de nuestros ejes cumplen los criterios de ambos diseños. Aquí se muestran la geometría de los tres ejes con todas sus secciones, donde 1 y 12 son los extremos y 3 y 10 son los apoyos del centro de los rodamientos.

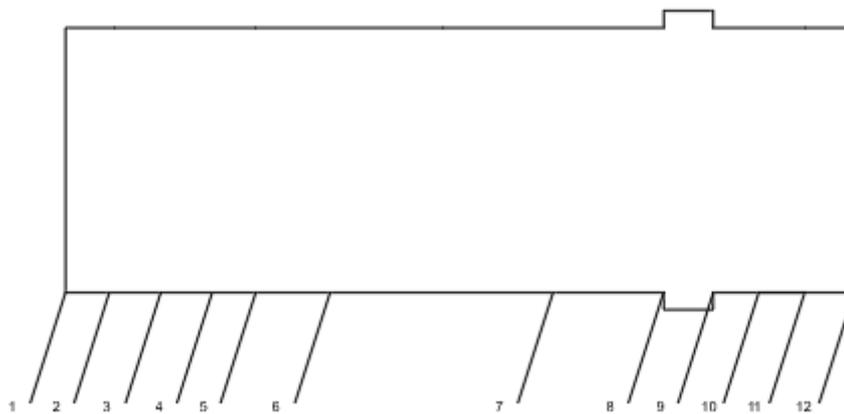
Eje de entrada:



Eje intermedio:



Eje de salida:



## 5.2. SELECCIÓN DEL MATERIAL

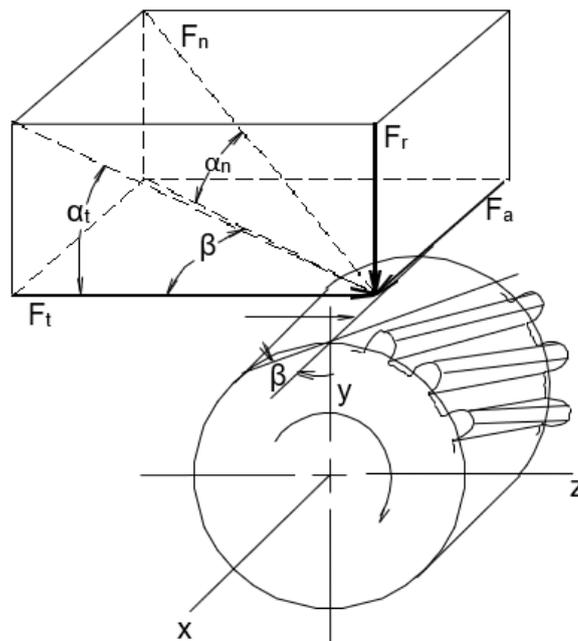
El material seleccionado para los tres ejes es el 34CrNiMo6 con las siguientes características, las cuales podemos encontrar en la tabla N°4 del anexo de tablas:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 1300 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 860 MPa
- Dureza superficial = HB 401
- Módulo de Young ( $E$ ) =  $2.1 \cdot 10^5$  MPa
- Módulo de elasticidad ( $G$ ) =  $8.1 \cdot 10^4$  MPa

Este material es más resistente que el de los engranajes, ya que, tienen que soportar mayores sollicitaciones.

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

Para el estudio de las fuerzas actuantes en los ejes, deberemos hacerlo en las dos direcciones de giro posible (horario y antihorario). En nuestro caso, al utilizar dientes helicoidales, aparecerá una fuerza axial, así como también una fuerza normal, la cual se divide en dos componentes, una fuerza tangencial y otra radial. Según el sentido de giro, estas fuerzas tendrán una dirección u otra.



Se calculan las fuerzas tangenciales, radiales y axiales que actúan en el engranaje:

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

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

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

Como sabemos tenemos dos planos de estudio. En el primer plano (Plano XY) actúan las fuerzas radiales y axiales y, en el segundo plano (Plano XZ) actúa la fuerza tangencial únicamente. En principio se estudian por separado y luego se combinarán para obtener un resultado global.

### 5.3.1. FUERZAS EJE DE ENTRADA

En el eje de entrada encontraremos las fuerzas generadas por la maquina motriz y las fuerzas generadas por el engrane entre el piñón del eje de entrada y la rueda conducida del eje intermedio.

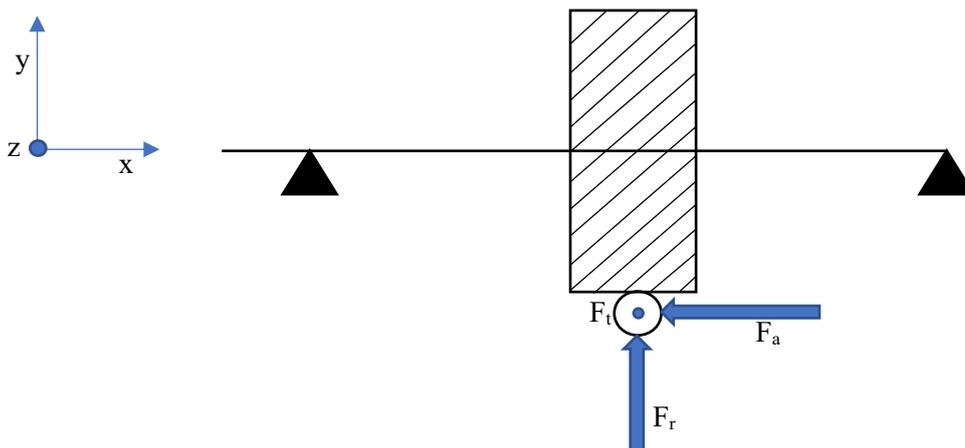
En el anexo de planos podemos ver el diseño del eje, así como las secciones en las que lo hemos dividido. En la parte del eje de entrada tenemos que estudiar la sección 6, donde las fuerzas resultantes del engrane entre el piñón y la rueda quedaran de la siguiente forma:

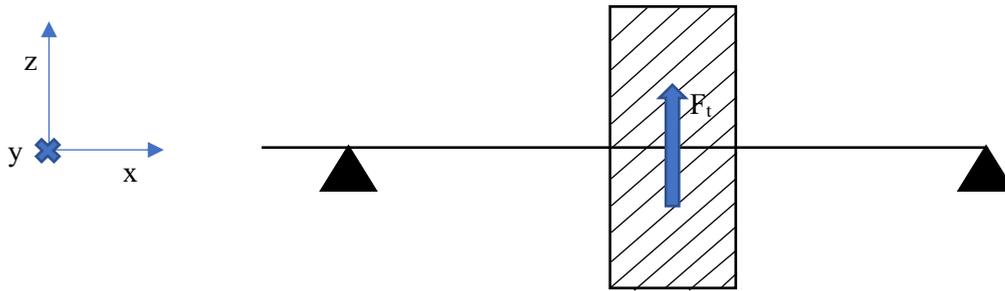
$$F_t = \frac{T_e}{\frac{d_{piñón1}}{2}} = \frac{138.0975}{\frac{64.657 \cdot 10^{-3}}{2}} = 4271.69 \text{ N} \quad (+z)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 4271.69 \cdot \tan(20.48) = 1595.66 \text{ N} \quad (+y)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 4271.69 \cdot \tan(13) = 986.2 \text{ N} \quad (-x)$$

Este es el valor obtenido con un sentido de giro antihorario. A continuación, se muestran dos esquemas de como quedarían representadas las fuerzas en el plano XY y XZ:





Como ya he explicado antes, las fuerzas radial y tangencial provocan una fuerza resultante normal y, por otro lado, la fuerza axial genera un momento flector. Estas fuerzas también están aplicadas en la sección 6. A continuación, las fórmulas:

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{4271.69^2 + 1595.66^2} = 4559.98 \text{ N } (+)$$

$$M_f = \frac{d_{\text{piñón1}}}{2} \cdot F_a = \frac{64.657 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 986.2 = 31.88 \text{ Nm } (-)$$

### 5.3.2. FUERZAS EJE INTERMEDIO

En el eje intermedio tenemos las mismas fuerzas, pero en cada uno de los dos engranajes que hay. Por un lado, tendremos el engrane entre el piñón del eje de entrada con la rueda del eje intermedio y por otro lado tendremos el engrane entre el piñón del eje intermedio y la rueda del eje de salida.

En el anexo de planos podemos ver las secciones donde están situados nuestros engranajes.

- Fuerzas sección 6:

$$F_t = \frac{T_{\text{int}}}{\frac{d_{\text{rueda1}}}{2}} = \frac{558.966}{\frac{261.71 \cdot 10^{-3}}{2}} = 4271.69 \text{ N } (-z)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 4271.69 \cdot \tan(20.48) = 1595.66 \text{ N } (-y)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 4271.69 \cdot \tan(13) = 986.2 \text{ N } (+x)$$

$$M_f = \frac{d_{\text{rueda1}}}{2} \cdot F_a = \frac{261.71 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 986.2 = 129.05 \text{ Nm } (-)$$

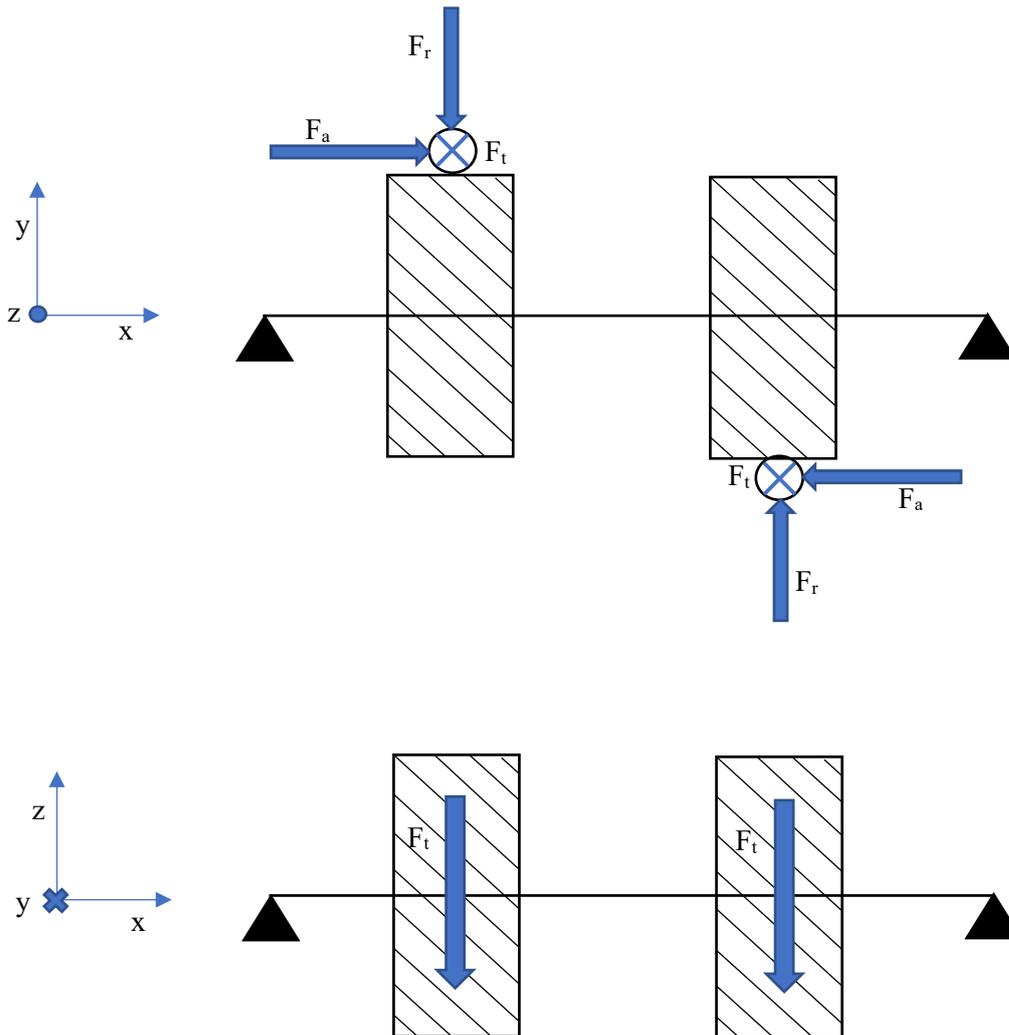
- Fuerzas sección 7:

$$F_t = \frac{T_{int}}{\frac{d_{piñón2}}{2}} = \frac{558.966}{\frac{83.131 \cdot 10^{-3}}{2}} = 13447.9 \text{ N} \quad (-z)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 13447.9 \cdot \tan(20.48) = 5023.4 \text{ N} \quad (+y)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 13447.9 \cdot \tan(13) = 3104.7 \text{ N} \quad (-x)$$

$$M_f = \frac{d_{piñón2}}{2} \cdot F_a = \frac{83.131 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 3104.7 = 129.05 \text{ Nm} \quad (-)$$



Como se puede observar en los esquemas, el sentido de giro del eje de entrada es antihorario, por lo tanto, el eje intermedio girará de manera horaria. La rueda del eje intermedio (engranaje izquierdo) tendrá la fuerza tangencial negativa, ya que, al ser un engranaje conducido, la fuerza tangencial va en la misma dirección de giro del eje. En el piñón (engranaje derecho) pasa lo contrario, al ser el engranaje que conduce a la rueda del eje de salida, el sentido de la fuerza tangencial va al contrario del sentido de giro del eje.

### 5.3.3. FUERZAS EJE DE SALIDA

En el eje de salida aparecen fuerzas y momentos debidas al engrane entre el piñón del eje intermedio y la rueda del eje de salida.

$$F_t = \frac{T_s}{\frac{d_{rueda2}}{2}} = \frac{2194.46}{\frac{326.37 \cdot 10^{-3}}{2}} = 13447.9 \text{ N} \quad (+z)$$

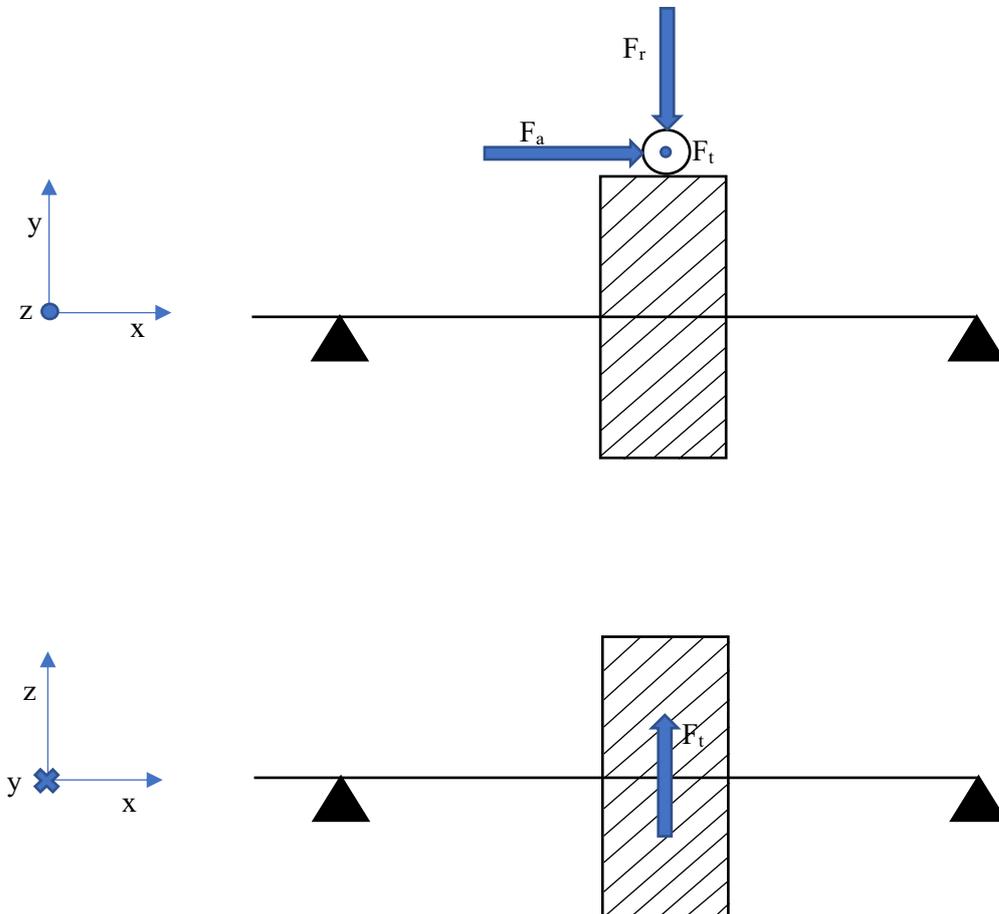
$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 13447.9 \cdot \tan(20.48) = 5023.4 \text{ N} \quad (-y)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 13447.9 \cdot \tan(13) = 3104.7 \text{ N} \quad (+x)$$

Como ya he explicado antes, las fuerzas radial y tangencial provocan una fuerza resultante normal y, por otro lado, la fuerza axial genera un momento flector. Estas fuerzas también están aplicadas en la sección 7. A continuación, las fórmulas:

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{13447.9^2 + 5023.4^2} = 14355.5 \text{ N} \quad (+)$$

$$M_f = \frac{d_{rueda2}}{2} \cdot F_a = \frac{326.37 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 3104.7 = 506.63 \text{ Nm} \quad (-)$$



## 5.4. DEFLEXIÓN LATERAL

Vamos a realizar un estudio para determinar que no se exceden los límites de la deflexión máxima permitida en los ejes de nuestro reductor. Calculando tanto reacciones como momentos en los planos a estudiar, en ambos sentidos de giro. El caso A es el que detallamos anteriormente con el eje de entrada girando en sentido antihorario y el caso B el opuesto.

Las fuerzas horizontales serán las fuerzas radiales y el momento producido por las fuerzas axiales en el plano XY. Por otro lado, las fuerzas verticales actúan en la dirección del eje Z y serán las fuerzas tangenciales.

La combinación de ambas fuerzas será la fuerza resultante, que se calcula como la raíz cuadrada de dichas fuerzas al cuadrado. Haremos lo mismo con la raíz de la suma de los momentos elevados al cuadrado de las fuerzas de ambos planos para calcular la deflexión total del eje.

Nuestro reductor debe cumplir en ambos casos de giro y en cada una de las secciones los límites establecidos. En nuestro caso son el de una separación/deflexión lateral menor de 0.005·mn, una pendiente menor a 0.0005 radianes en los engranajes cilíndricos y una pendiente menor a 0.002 radianes en los rodamientos ya que vamos a utilizar del tipo rígidos de bolas.

### 5.4.1. EJE DE ENTRADA

En los ejes de entrada y salida hemos estudiado los dos planos de fuerzas simultáneamente gracias a la posibilidad de hallar la fuerza resultante entre la fuerza radial y la fuerza tangencial en cada punto de estos dos ejes. Esta fuerza se halla en un plano a 45 grados de los dos planos que contienen las fuerzas  $F_r$  y  $F_t$  con las que calculamos  $F_{tr}$ .

$$F_{tr} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$$

• GIRO ANTIHORARIO (CASO A)

|                      |                                |            |  |
|----------------------|--------------------------------|------------|--|
| E(N/m <sup>2</sup> ) | 2,1000E+11                     | Instrucc.: | 1.- Rellenar las casillas en color verde.                                  |
| Factor Def           | -1,00 (Negativo => automático) |            | 2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo |
| Num Secciones        | 12                             | Signos:    | Fuerzas y despl positivos hacia arriba                                     |
| Secc Rod A           | 3                              |            | Momentos positivos en sentido horario                                      |
| Secc Rod B           | 10                             |            |  |

| 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           | -0,02000               | 0,03175                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | 5,45E-04      | -1,090E-05    |
| 2           | -0,01111               | 0,03175                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | 5,45E-04      | -6,057E-06    |
| 3           | 0,00000                | 0,03175                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | 5,45E-04      | 0,000E+00     |
| 4           | 0,01111                | 0,03175                    | 0,00                  | 0,00                     | 34,11                | 34,11           | 5,27E-04      | 5,990E-06     |
| 5           | 0,03780                | 0,03175                    | 0,00                  | 0,00                     | 116,04               | 116,04          | 3,36E-04      | 1,797E-05     |
| 6           | 0,05765                | 0,03175                    | 4559,98               | 31,88                    | 176,97               | 145,09          | 5,80E-05      | 2,206E-05     |
| 7           | 0,07750                | 0,04400                    | 0,00                  | 0,00                     | 115,51               | 115,51          | -1,89E-04     | 2,067E-05     |
| 8           | 0,14000                | 0,04400                    | 0,00                  | 0,00                     | 22,36                | 22,36           | -0,000300387  | 4,597E-06     |
| 9           | 0,14389                | 0,03175                    | 0,00                  | 0,00                     | 16,56                | 16,56           | -0,000302347  | 3,425E-06     |
| 10          | 0,15501                | 0,03175                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | -0,000311131  | 0,000E+00     |
| 11          | 0,16612                | 0,03175                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | -0,000311131  | -3,457E-06    |
| 12          | 0,17501                | 0,03175                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | -0,000311131  | -6,223E-06    |
| 13          |                        |                            |                       |                          |                      |                 |               |               |

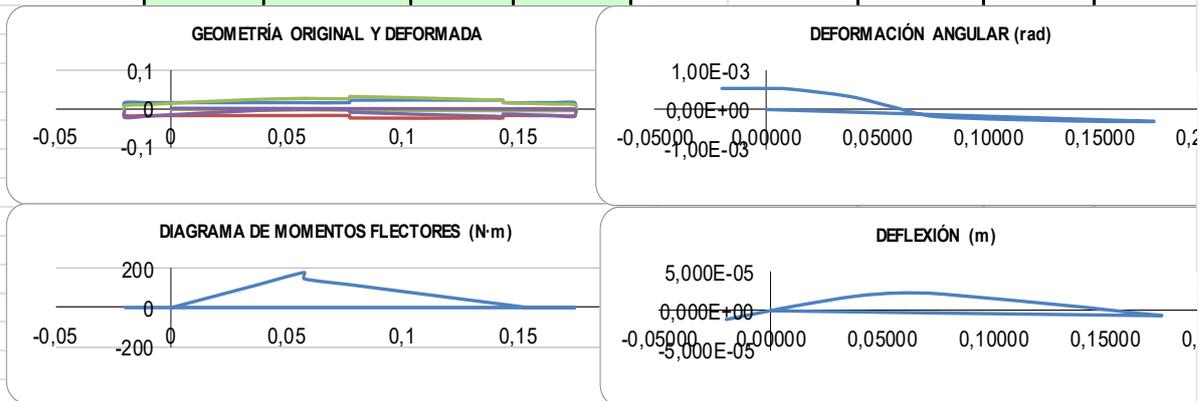


Tabla 1. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerza resultante y momento debido a fuerza axial

- **GIRO HORARIO (CASO B):**

|                           |            |                          |                 |  |                   |   |  |  |
|---------------------------|------------|--------------------------|-----------------|--|-------------------|---|--|--|
| <b>E(N/m<sup>2</sup>)</b> | 2,1000E+11 |                          |                 |  | <b>Instrucc.:</b> | 1.- Rellenar las casillas en color verde.<br>2.- Pulsar <b>Ctrl+R</b> . Los resultados más significativos en texto rojo |  |  |
| <b>Factor Def</b>         | -1,00      | (Negativo => automático) |                 |  |                   |   |  |  |
| <b>Num Secciones</b>      | 12         |                          |                 |  |                   |   |  |  |
| <b>Secc Rod A</b>         | 3          |                          |                 |  | <b>Signos:</b>    | Fuerzas y despl positivos hacia arriba<br>Momentos positivos en sentido horario   |  |  |
| <b>Secc Rod B</b>         | 10         |                          |                 |  |                   |   |  |  |
|                           |            | <b>Reacc en A(N)</b>     | <b>-2658,26</b> |  |                   |   |  |  |
|                           |            | <b>Reacc en B(N)</b>     | <b>-1901,72</b> |  |                   |   |  |  |

| 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           | -0,02000               | 0,03175                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | 5,45E-04                  | -1,091E-05    |
| 2           | -0,01111               | 0,03175                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | 5,45E-04                  | -6,060E-06    |
| 3           | 0,00000                | 0,03175                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | 5,45E-04                  | 0,000E+00     |
| 4           | 0,01111                | 0,03175                    | 0,00                  | 0,00                     | 29,54                | 29,54           | 5,30E-04                  | 6,002E-06     |
| 5           | 0,03780                | 0,03175                    | 0,00                  | 0,00                     | 100,49               | 100,49          | 3,64E-04                  | 1,833E-05     |
| 6           | 0,05765                | 0,03175                    | 4559,98               | -31,88                   | 153,26               | 185,14          | 1,24E-04                  | 2,333E-05     |
| 7           | 0,07750                | 0,04400                    | 0,00                  | 0,00                     | 147,39               | 147,39          | -1,92E-04                 | 2,254E-05     |
| 8           | 0,14000                | 0,04400                    | 0,00                  | 0,00                     | 28,53                | 28,53           | -0,000333787              | 5,124E-06     |
| 9           | 0,14389                | 0,03175                    | 0,00                  | 0,00                     | 21,13                | 21,13           | -0,000336287              | 3,820E-06     |
| 10          | 0,15501                | 0,03175                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | -0,000347496              | 0,000E+00     |
| 11          | 0,16612                | 0,03175                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | -0,000347496              | -3,862E-06    |
| 12          | 0,17501                | 0,03175                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | -0,000347496              | -6,95E-06     |
| 13          |                        |                            |                       |                          |                      |                 |                           |               |

Tabla 2. Deflexión y deformación del eje de entrada – fuerza resultante y momento debido a fuerza axial

**CONCLUSION EJE ENTRADA:**

Analizando los resultados tanto de giro antihorario como de giro horario, podemos decir que, desde el punto de vista de los momentos, el caso B es más desfavorable. Concluimos que se cumple con los límites establecidos para cada sección con su componente determinado.

A continuación, se analiza el caso más desfavorable d en el estudio a fatiga de nuestros ejes y, seguidamente, en la selección y estudio de los rodamientos.

Estudiamos el caso donde aparezcan los momentos más críticos a Fatiga, con nuestros resultados debemos estudiar el caso B. También por seguridad, en los tres ejes comprobaremos que se cumple correctamente con los límites establecidos en el estudio a fatiga.

## 5.4.2. EJE INTERMEDIO

En este caso en el eje intermedio, distintamente del eje de entrada, tendremos que estudiar los dos planos existentes de fuerzas por separado (en el plano XY horizontales y en el plano XZ las verticales) los dos sentidos de giro posibles. Primero analizaremos el giro antihorario y después el horario.

- **GIRO ANTIHORARIO (CASO A):**

PLANO XY:

|                           |            |                          |                      |                   |  |  |  |  |
|---------------------------|------------|--------------------------|----------------------|-------------------|--|--|--|--|
| <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> | -2088,94          | <b>Signos:</b>   | Fuerzas y despl positivos hacia arriba |  |  |
| <b>Secc Rod B</b>         | 10         |                          | <b>Reacc en B(N)</b> | -1338,78          |  | 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           | -0,02000               | 0,05000                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | 7,32E-05                  | -1,463E-06    |
| 2           | -0,01350               | 0,05000                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | 7,32E-05                  | -9,878E-07    |
| 3           | 0,00000                | 0,05000                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | 7,32E-05                  | 0,000E+00     |
| 4           | 0,01350                | 0,06100                    | 0,00                  | 0,00                     | 28,20                | 28,20           | 7,02E-05                  | 9,745E-07     |
| 5           | 0,01500                | 0,05000                    | 0,00                  | 0,00                     | 31,34                | 31,34           | 6,99E-05                  | 1,080E-06     |
| 6           | 0,05765                | 0,05000                    | -1595,66              | 129,05                   | 120,43               | -8,62           | 1,97E-05                  | 3,200E-06     |
| 7           | 0,11100                | 0,05000                    | 5023,38               | 129,05                   | 187,96               | 58,91           | -5,46E-05                 | 2,992E-06     |
| 8           | 0,14000                | 0,05000                    | 0,00                  | 0,00                     | 20,09                | 20,09           | -7,23624E-05              | 1,109E-06     |
| 9           | 0,14151                | 0,05000                    | 0,00                  | 0,00                     | 18,07                | 18,07           | -7,28073E-05              | 9,999E-07     |
| 10          | 0,15501                | 0,05000                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | -7,47009E-05              | 0,000E+00     |
| 11          | 0,16851                | 0,05000                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | -7,47009E-05              | -1,008E-06    |
| 12          | 0,17501                | 0,05000                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | -7,47009E-05              | -1,494E-06    |
| 13          |                        |                            |                       |                          |                      |                 |                           |               |

Tabla 3. Deflexión y deformación del eje intermedio – fuerzas horizontales (radiales y axiales)

PLANO XZ:

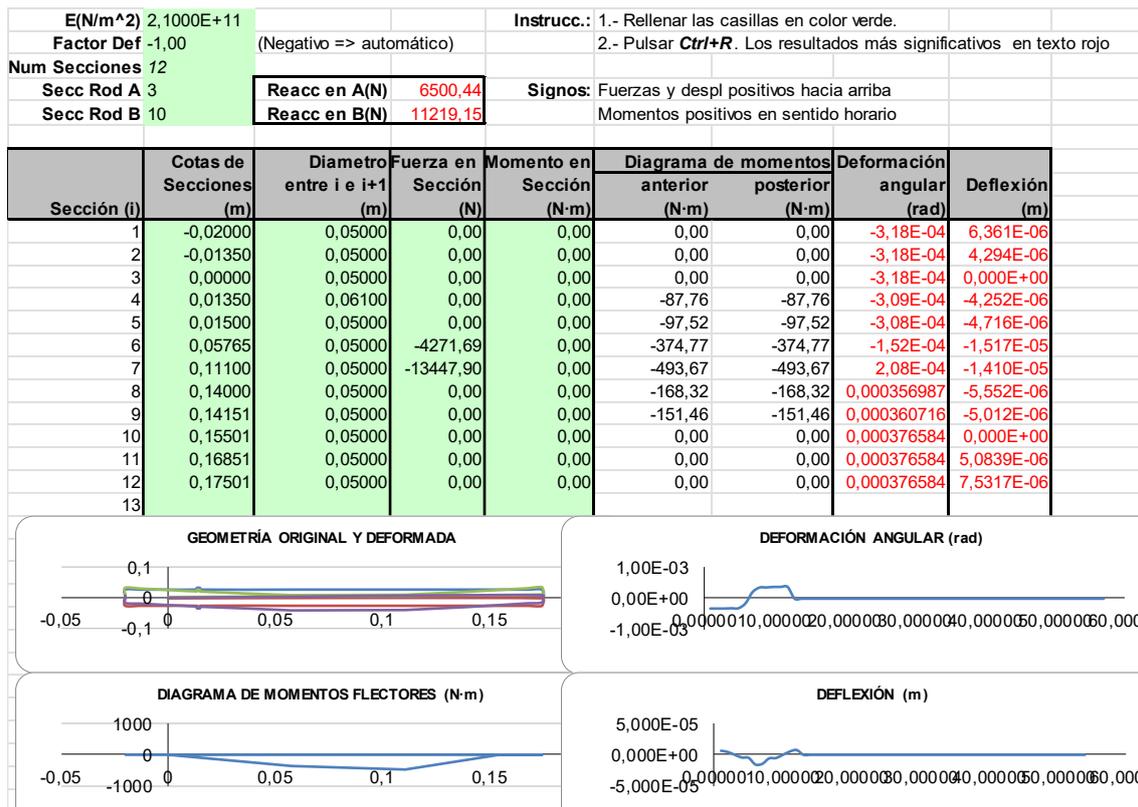


Tabla 4. Deflexión y deformación del eje intermedio – fuerzas verticales (tangenciales)

| RESULTANTE DE AMBOS PLANOS CASO A: |                        |                            |                      |                 |               |
|------------------------------------|------------------------|----------------------------|----------------------|-----------------|---------------|
| Sección (i)                        | Cotas de Secciones (m) | Diametro entre i e i+1 (m) | Diagrama de momentos |                 | Deflexión (m) |
|                                    |                        |                            | anterior (N-m)       | posterior (N-m) |               |
| 1                                  | -0,02000               | 0,05000                    | 0,00                 | 0,00            | 6,490E-06     |
| 2                                  | -0,01350               | 0,05000                    | 0,00                 | 0,00            | 4,381E-06     |
| 3                                  | 0,00000                | 0,05000                    | 0,00                 | 0,00            | 0,000E+00     |
| 4                                  | 0,01350                | 0,06100                    | 92,18                | 92,18           | 4,338E-06     |
| 5                                  | 0,01500                | 0,05000                    | 102,43               | 102,43          | 5,228E-06     |
| 6                                  | 0,05765                | 0,05000                    | 393,64               | 374,87          | 1,546E-05     |
| 7                                  | 0,11100                | 0,05000                    | 528,24               | 497,17          | 1,439E-05     |
| 8                                  | 0,14000                | 0,05000                    | 169,51               | 169,51          | 5,656E-06     |
| 9                                  | 0,14151                | 0,05000                    | 152,53               | 152,53          | 5,106E-06     |
| 10                                 | 0,15501                | 0,05000                    | 0,00                 | 0,00            | 0,000E+00     |
| 11                                 | 0,16851                | 0,05000                    | 0,00                 | 0,00            | 5,178E-06     |
| 12                                 | 0,17501                | 0,05000                    | 0,00                 | 0,00            | 7,671E-06     |

Tabla 5. Deflexión y deformación del eje intermedio – fuerzas resultantes caso A

|                      |                 |
|----------------------|-----------------|
| <b>Reacc en A(N)</b> | <b>6827,84</b>  |
| <b>Reacc en B(N)</b> | <b>11303,57</b> |

Reacciones en los apoyos A y B resultantes entre las reacciones de ambos planos (Caso A)

• **GIRO HORARIO (CASO B):**

PLANO XY:

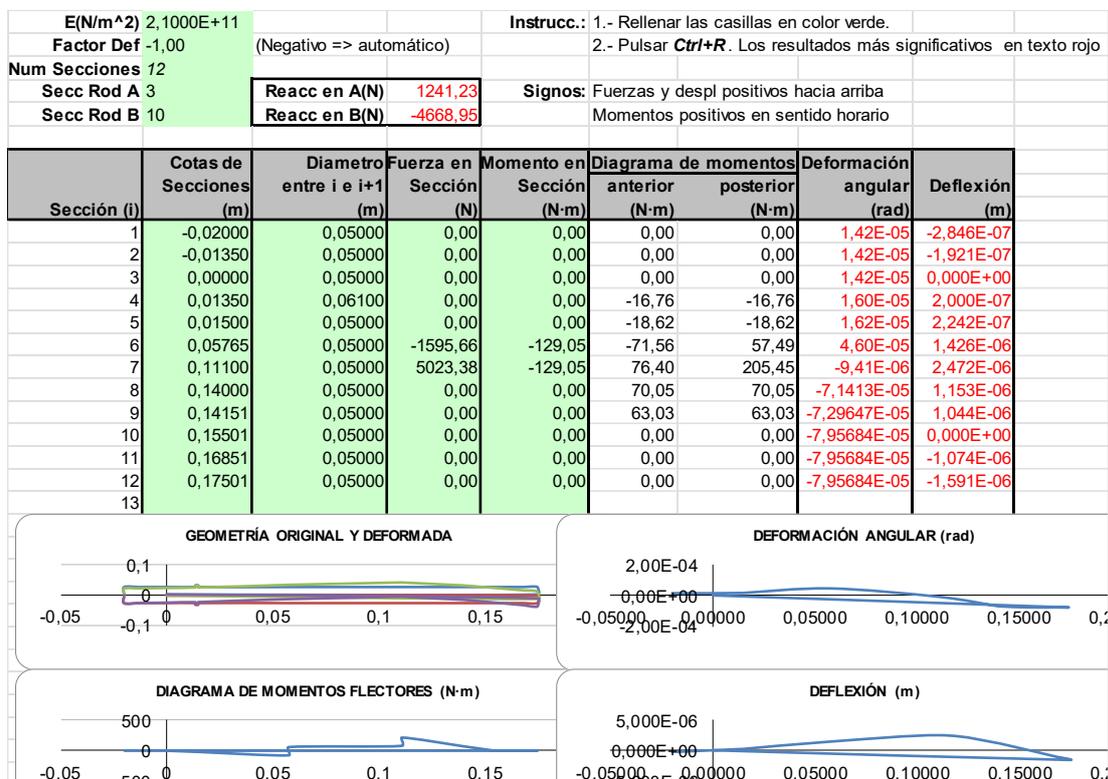


Tabla 6. Deflexión y deformación del eje intermedio – fuerzas horizontales (radiales y axiales)

PLANO XZ:

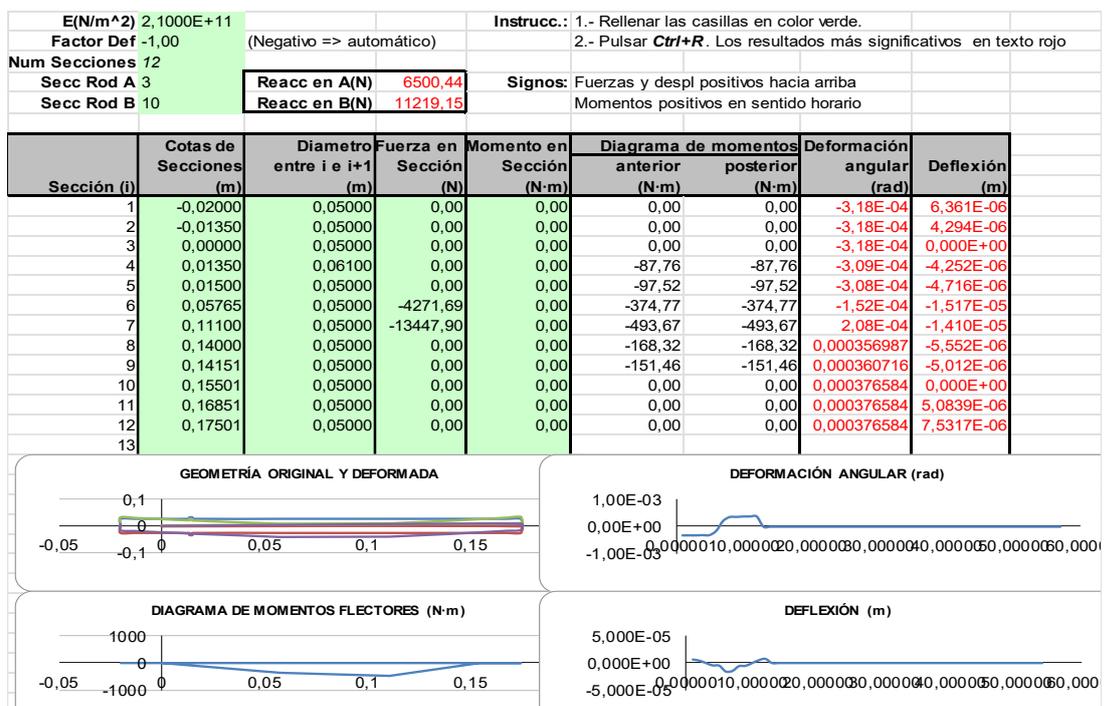


Tabla 7. Deflexión y deformación del eje intermedio – fuerzas verticales (tangenciales)

| RESULTANTE DE AMBOS PLANOS CASO B: |                        |                            |                      |                 |               |
|------------------------------------|------------------------|----------------------------|----------------------|-----------------|---------------|
| Sección (i)                        | Cotas de Secciones (m) | Diametro entre i e i+1 (m) | Diagrama de momentos |                 | Deflexión (m) |
|                                    |                        |                            | anterior (N·m)       | posterior (N·m) |               |
| 1                                  | -0,02000               | 0,05000                    | 0,00                 | 0,00            | 6,466E-06     |
| 2                                  | -0,01350               | 0,05000                    | 0,00                 | 0,00            | 4,364E-06     |
| 3                                  | 0,00000                | 0,05000                    | 0,00                 | 0,00            | 0,000E+00     |
| 4                                  | 0,01350                | 0,06100                    | 89,34                | 89,34           | 4,325E-06     |
| 5                                  | 0,01500                | 0,05000                    | 108,22               | 108,22          | 4,943E-06     |
| 6                                  | 0,05765                | 0,05000                    | 381,54               | 379,15          | 1,542E-05     |
| 7                                  | 0,11100                | 0,05000                    | 499,55               | 534,71          | 1,481E-05     |
| 8                                  | 0,14000                | 0,05000                    | 182,31               | 182,31          | 6,203E-06     |
| 9                                  | 0,14151                | 0,05000                    | 164,05               | 164,05          | 5,251E-06     |
| 10                                 | 0,15501                | 0,05000                    | 0,00                 | 0,00            | 0,000E+00     |
| 11                                 | 0,16851                | 0,05000                    | 0,00                 | 0,00            | 5,3274E-06    |
| 12                                 | 0,17501                | 0,05000                    | 0,00                 | 0,00            | 7,84138E-06   |

Tabla 8. Deflexión y deformación del eje intermedio – fuerzas resultantes caso B

|               |          |
|---------------|----------|
| Reacc en A(N) | 6617,88  |
| Reacc en B(N) | 12151,89 |

Reacciones en los apoyos A y B resultantes entre las reacciones de ambos planos (Caso B)

#### CONCLUSIONES EJE INTERMEDIO:

Podemos afirmar que ambos casos son bastante similares en cuanto a momentos. A pesar de ello, en la sección 7 (engranaje 3, piñón de la segunda etapa), el momento es un poco mayor en el caso B (giro horario). Excepto en las posiciones 5, 7 y 8, los momentos son mayores en el caso A (giro antihorario). Estudiaremos a fatiga el caso B por ser el caso que posee el mayor valor en cuanto a momentos, pero también comprobaremos el caso A.

En cualquiera de los dos casos, A y B, no se supera la deformación máxima permitida y los límites establecidos.

### 5.4.3. EJE DE SALIDA

Vamos a estudiar si en las secciones de nuestro eje de salida se cumple con el criterio de deflexión lateral. Se va a proceder de la misma forma que en el eje de entrada.

- **GIRO ANTIHORARIO (CASO A):**

|                           |            |                          |                      |           |                   |  |  |  |  |
|---------------------------|------------|--------------------------|----------------------|-----------|-------------------|--|--|--|--|
| <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> | -806,72   | <b>Signos:</b>    | Fuerzas y despl positivos hacia arriba                                     |  |  |  |
| <b>Secc Rod B</b>         | 10         |                          | <b>Reacc en B(N)</b> | -13548,78 |                   | 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           | -0,02000               | 0,07000                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | 2,04E-05                  | -4,090E-07    |
| 2           | -0,01200               | 0,07000                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | 2,04E-05                  | -2,454E-07    |
| 3           | 0,00000                | 0,07000                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | 2,04E-05                  | 0,000E+00     |
| 4           | 0,01200                | 0,07000                    | 0,00                  | 0,00                     | 9,68                 | 9,68            | 2,02E-05                  | 2,444E-07     |
| 5           | 0,05250                | 0,07000                    | 0,00                  | 0,00                     | 42,35                | 42,35           | 1,60E-05                  | 9,950E-07     |
| 6           | 0,08200                | 0,07000                    | 0,00                  | 0,00                     | 66,15                | 66,15           | 9,49E-06                  | 1,377E-06     |
| 7           | 0,11100                | 0,07000                    | 14355,50              | -506,63                  | 89,55                | 596,18          | 3,68E-07                  | 1,527E-06     |
| 8           | 0,14000                | 0,07900                    | 0,00                  | 0,00                     | 203,27               | 203,27          | -4,64671E-05              | 7,472E-07     |
| 9           | 0,14301                | 0,07000                    | 0,00                  | 0,00                     | 162,59               | 162,59          | -4,78351E-05              | 6,056E-07     |
| 10          | 0,15501                | 0,07000                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | -5,17765E-05              | 0,000E+00     |
| 11          | 0,16701                | 0,07000                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | -5,17765E-05              | -6,213E-07    |
| 12          | 0,17501                | 0,07000                    | 0,00                  | 0,00                     | 0,00                 | 0,00            | -5,17765E-05              | -1,036E-06    |
| 13          |                        |                            |                       |                          |                      |                 |                           |               |

**GEOMETRÍA ORIGINAL Y DEFORMADA**

**DEFORMACIÓN ANGULAR (rad)**

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

**DEFLEXIÓN (m)**

Tabla 9. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerza resultante y momento debido a fuerza axial

- **GIRO HORARIO (CASO B):**

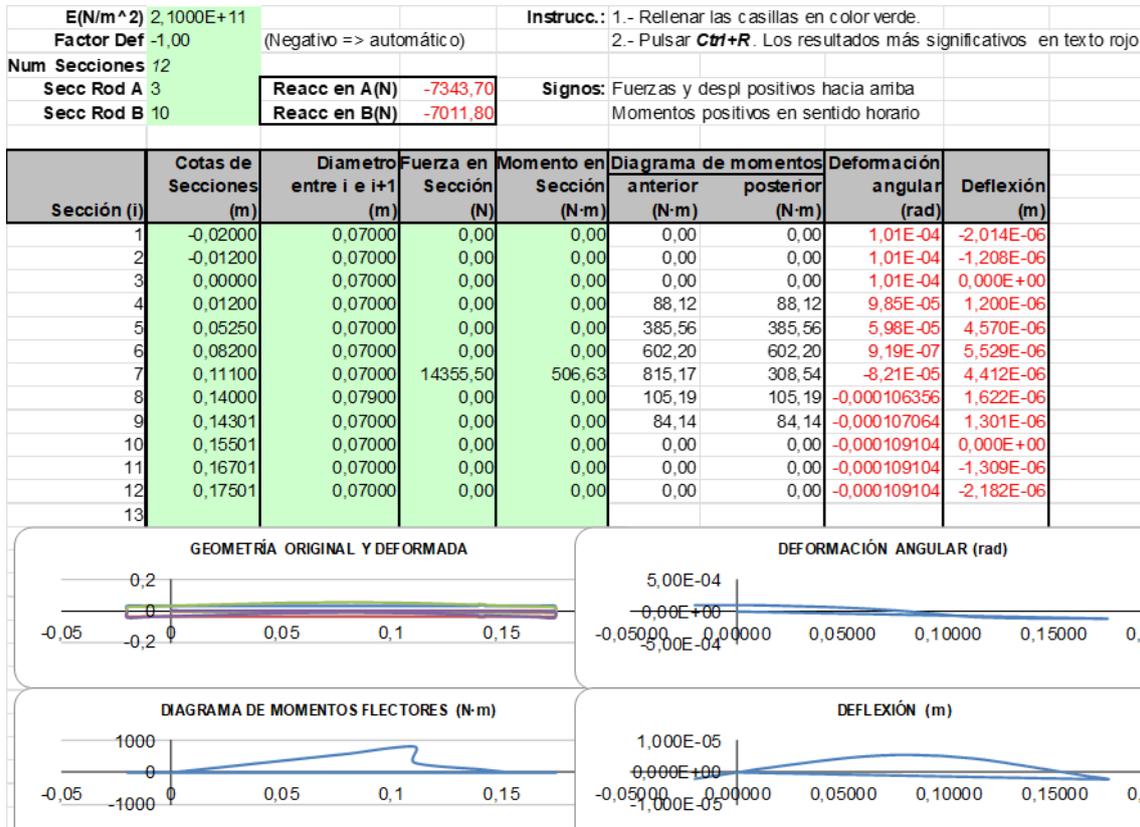


Tabla 10. Deflexión y deformación del eje de salida – fuerza resultante y momento debido a fuerza axial

**CONCLUSIÓN EJE DE SALIDA:**

Se observa que el eje de salida es el que más sufre de los tres ejes de nuestro reductor. Aun así, es capaz de resistir adecuadamente los momentos y esfuerzos cumpliendo con los límites de la deformación máxima establecida.

Continuamos nuestro diseño teniendo en cuenta los casos más desfavorables en el estudio a fatiga y en la posterior elección de los rodamientos.

En el eje de salida aparecen momentos más críticos en el caso B, igual que pasa en nuestros otros dos ejes. Tan solo observamos momentos mayores en el caso A en las posiciones 8 y 9, es decir, en los cambios de D, no siendo momentos muy elevados.

Para el estudio a fatiga, elegiremos el caso B, pues en él aparezcan los momentos más críticos. También comprobaremos en el estudio a fatiga el caso A en los tres ejes.

## 5.5. DISEÑO A FATIGA

En este apartado estudiamos el comportamiento de los distintos ejes, cada uno de ellos sometido durante su funcionamiento a tensiones alternantes.

Es aconsejable comprobar si cumplen este requisito en el estudio del límite de fatiga ( $S_e$ ), para aceros se considera una vida de  $10^6$  ciclos y así, los ejes de nuestro reductor no fallarán a fatiga.

Calcularemos los valores de los términos necesarios por el método o criterio de Goodman gracias a la siguiente expresión:

$$\frac{S_u}{X} = \frac{F_x \cdot 4}{\pi \cdot d^2} + \frac{32 \cdot M_m}{\pi \cdot d^3} + \frac{S_u \cdot 32}{S_N \cdot \pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{(k f_{fl} \cdot M_a)^2 + \frac{3}{4} \cdot (k f_{torsor} \cdot T_a)^2}$$

Sin axiles:

$$d^3 = \frac{32 \cdot X}{\pi} \cdot \left( \frac{M_m}{S_u} + \frac{1}{S_N} \sqrt{(k f_{fl} \cdot M_a)^2 + \frac{3}{4} \cdot (k f_{torsor} \cdot T_a)^2} \right)$$

Donde tenemos los siguientes factores:

**d** = Diámetro mínimo del eje en la respectiva sección.

**X** = Coeficiente de seguridad. Asumimos un valor de 2.5.

**S<sub>u</sub>** = Limite de fluencia.

**S<sub>e</sub>** = Limite de fatiga.

**M<sub>m</sub>** = Momento flector medio.

**M<sub>a</sub>** = Momento flector alternante.

**T<sub>a</sub>** = Momento flector alternante y Momento torsor alternante

Para realizar el estudio a fatiga de los ejes de nuestro reductor no tendremos en cuenta los pares torsores producidos en cada eje, esto se debe a que las tensiones que generan son tensiones tangenciales constantes.

Puesto que el Momento flector medio ( $M_m$ ) y el Momento torsor alternante ( $T_a$ ) tienen un valor nulo, simplificamos la ecuación y nos queda de esta forma:

$$d^3 = \frac{32 \cdot X \cdot k f_{fl} \cdot M_a}{\pi \cdot S_N}$$

En nuestro caso, en el estudio a fatiga sustituiremos  $d$  en cada sección por el diámetro del eje en dicha sección, y despejaremos el coeficiente de seguridad  $X$  para comprobar que este es mayor al valor mínimo necesario para cumplir de forma adecuada los requisitos de nuestro estudio a fatiga.

El Momento flector alternante lo hallaremos con la expresión:

$$M_a = \sqrt{(M_{secc}(z))^2 + (M_{secc}(y))^2}$$

Lo primero que vamos a calcular es el límite de fatiga con la siguiente expresión:

$$S_N = K_a \cdot K_b \cdot K_e \cdot K_x \cdot S'_N$$

Sabiendo que para una vida infinita ( $N = \infty$ ):  $S_N = S_\infty = S_e = S_{1000000}$

Quedando la siguiente expresión:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_e \cdot K_x \cdot S'_e$$

Analizamos todos los factores que tenemos individualmente:

- $K_a$  = Factor de superficie (según el tipo de acabado superficial). En la tabla N°14 del anexo de tablas hallamos las constantes  $a$  y  $b$  para un acabado superficial de tipo mecanizado, que es el que hemos escogido.

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

- $K_b$  = Factor de tamaño (según el diámetro del eje). Para flexión rotativa y torsión en  $10^6$ :

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1} \quad \text{si } 3 \leq d \leq 270 \text{ mm}$$

$$d < 3 \text{ mm} \rightarrow K_b = 1.1 \quad ; \quad d > 270 \text{ mm} \rightarrow K_b = 0.7$$

- $K_x$  = Factor de temperatura. Según la temperatura de funcionamiento del reductor. Asume un valor de 1.01 si:  $20^\circ\text{C} \leq T^a (\text{°C}) \leq 100^\circ\text{C}$ . Se puede observar siendo la N°15 del anexo de tablas.

- $K_e$  = Factor de confiabilidad. Debe ser superior al 95%, que es el porcentaje de confiabilidad que tomamos, resultando así un factor  $K_e$  de 0.868, se puede observar en la tabla N°16 del anexo de tablas.

- $S'_e$  = Limite de fatiga para una probeta de acero.

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

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

- $K_f$  = Factor concentrador de tensiones (relevante de las tensiones creadas por las chavetas).

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

Siendo  $q$  el factor de sensibilidad de la entalla. Calculado así:

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

En esta expresión  $\rho$  es el radio de la entalla y  $\alpha$  es un parámetro que depende del material. Para aceros, si  $345 < S_u < 2070$  MPa, el valor de  $\alpha$  se obtiene de la forma siguiente:

$$\alpha \text{ (mm)} = \frac{75000}{(S_u + 210)^{1.92}}$$

Para los casos donde tengamos entallas en el eje, talladas para los anillos de seguridad,  $K_f$  tomará un valor tabulado de 2.2.

En caso de que lo que tengamos sea un chavetero  $K_f$  toma un valor de 2, ya que, se utilizan chavetas de lados paralelos con extremos redondeados con chaveteros de tipo perfilado como podemos ver en la tabla N°17 del anexo de tablas.

Por último, en el caso cambios de sección en el eje, con ausencia de torsor y axil de tracción, y únicamente con momento flector, utilizaremos la tabla N°18 del anexo de tablas.

### 5.5.1. EJE DE ENTRADA

Como hemos podido ver en el criterio de deflexión lateral, el caso más desfavorable del eje de entrada era el caso B (Giro horario). De todas formas, estudiamos a fatiga ambos casos o ambos sentidos de giro, como hemos comentado en el apartado anterior de deflexión, para cerciorarnos de que se cumplen los límites a fatiga en todas las secciones en ambos casos posibles.

Con la siguiente hoja Excel y teniendo en cuenta los momentos generados en cada sección de nuestros ejes realizaremos el estudio y la comprobación.

Cabe destacar que en el eje de entrada las secciones más críticas serán la 6, 7 y 9. En la sección 6 sección se encuentra el piñón de la etapa 1, el cual está sujeto al eje por una chaveta y un chavetero, por lo que  $K_f = 2$ . Las secciones 7 y 9 son las que tienen cambio de diámetro.

- Caso A (Giro AH):

|       |             |               |            |     |      |     |        |  |  |  |  |
|-------|-------------|---------------|------------|-----|------|-----|--------|--|--|--|--|
| Su =  | 1300        | MPa           |            |     |      |     |        |  |  |  |  |
| S'e = | 650         | MPa           |            |     |      |     |        |  |  |  |  |
| Ka =  | 0.674499378 | Acabado S.    | Mecanizado | a = | 4.51 | b = | -0.265 |  |  |  |  |
| Ke =  | 0.868       | Confiabilidad | 0.95       |     |      |     |        |  |  |  |  |

| M TOTAL<br>Sección (i) | Diámetro<br>entre i e i+1<br>(m) | Diagrama de momentos |                    | Tensión alternante |                    | X            |      |             |                   |                    |
|------------------------|----------------------------------|----------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------|------|-------------|-------------------|--------------------|
|                        |                                  | anterior<br>(N-m)    | posterior<br>(N-m) | anterior<br>(N-m)  | posterior<br>(N-m) | Kb           | Kf   | Se          | anterior<br>(N-m) | posterior<br>(N-m) |
| 1                      | 0.03175                          | 0.00000              | 0.00000            | 0.00000            | 0.00000            | 0.867004046  | 1    | 329.9405998 | #iDIV/0!          | #jDIV/0!           |
| 2                      | 0.03175                          | 0.00000              | 0.00000            | 0.00000            | 0.00000            | 0.867004046  | 2,2  | 149.9729999 | #iDIV/0!          | #jDIV/0!           |
| 3                      | 0.03175                          | 0.00000              | 0.00000            | 0.00000            | 0.00000            | 0.867004046  | 1    | 329.9405998 | #iDIV/0!          | #jDIV/0!           |
| 4                      | 0.03175                          | 34.11000             | 34.11000           | 10.85552           | 10.85552           | 0.867004046  | 1    | 329.9405998 | 30.39380854       | 30.39380854        |
| 5                      | 0.03175                          | 116.04000            | 116.04000          | 36.92977           | 36.92977           | 0.867004046  | 1    | 329.9405998 | 8.934271021       | 8.934271021        |
| 6                      | 0.03175                          | 176.97000            | 145.09000          | 56.32077           | 46.17495           | 0.867004046  | 2    | 164.9702999 | 2.929120216       | 3.572723169        |
| 7                      | 0.04400                          | 115.51000            | 115.51000          | 13.81216           | 13.81216           | 0.8391705408 | 2,78 | 114.873557  | 8.316841193       | 8.316841193        |
| 8                      | 0.04400                          | 22.36000             | 22.36000           | 2.67371            | 2.67371            | 0.8391705408 | 1    | 319.3484884 | 119.4403286       | 119.4403286        |
| 9                      | 0.03175                          | 16.56000             | 16.56000           | 5.27023            | 5.27023            | 0.867004046  | 2,78 | 118.683669  | 22.51965404       | 22.51965404        |
| 10                     | 0.03175                          | 0.00000              | 0.00000            | 0.00000            | 0.00000            | 0.867004046  | 1    | 329.9405998 | #iDIV/0!          | #jDIV/0!           |
| 11                     | 0.03175                          | 0.00000              | 0.00000            | 0.00000            | 0.00000            | 0.867004046  | 2,2  | 149.9729999 | #iDIV/0!          | #jDIV/0!           |
| 12                     | 0.03175                          | 0.00000              | 0.00000            | 0.00000            | 0.00000            | 0.867004046  | 1    | 329.9405998 | #iDIV/0!          | #jDIV/0!           |

El mayor momento flector del eje se produce en la sección 6(engranaje1, piñón etapa1) y tiene un valor de 176.97 Nm. Todas las secciones, inclusive la 6, cumplen los requisitos del estudio a fatiga.

Como observamos, el coeficiente de seguridad resultante es mayor al mínimo requerido que es 2.5 y es el que utilizamos en nuestro diseño a fatiga  $2.93 > 2.5$ .



- Caso A (Giro AH):

|       |             |               |            |     |      |     |        |  |  |  |  |  |  |
|-------|-------------|---------------|------------|-----|------|-----|--------|--|--|--|--|--|--|
| Su =  | 1300        | MPa           |            |     |      |     |        |  |  |  |  |  |  |
| S'e = | 650         | MPa           |            |     |      |     |        |  |  |  |  |  |  |
| Ka =  | 0.674499378 | Acabado S.    | Mecanizado | a = | 4.51 | b = | -0.265 |  |  |  |  |  |  |
| Ke =  | 0.868       | Confiabilidad | 0.95       |     |      |     |        |  |  |  |  |  |  |

| M TOTAL | Sección (i) | Diametro entre i e i+1 (m) | Diagrama de momentos |                 | Tensión alternante |                 |              | X    |             |                |                 |
|---------|-------------|----------------------------|----------------------|-----------------|--------------------|-----------------|--------------|------|-------------|----------------|-----------------|
|         |             |                            | anterior (N·m)       | posterior (N·m) | anterior (N·m)     | posterior (N·m) | Kb           | Kf   | Se          | anterior (N·m) | posterior (N·m) |
|         | 1           | 0.05000                    | 0.00000              | 0.00000         | 0.00000            | 0.00000         | 0.8285114156 | 1    | 315.2921311 | #jDIV/0!       | #jDIV/0!        |
|         | 2           | 0.05000                    | 0.00000              | 0.00000         | 0.00000            | 0.00000         | 0.8285114156 | 2.2  | 143.3146051 | #jDIV/0!       | #jDIV/0!        |
|         | 3           | 0.05000                    | 0.00000              | 0.00000         | 0.00000            | 0.00000         | 0.8285114156 | 1    | 315.2921311 | #jDIV/0!       | #jDIV/0!        |
|         | 4           | 0.06100                    | 92.17949             | 92.17949        | 4.13661            | 4.13661         | 0.8121991182 | 3.11 | 99.38406584 | 24.02546922    | 24.02546922     |
|         | 5           | 0.05000                    | 102.43215            | 102.43215       | 8.34692            | 8.34692         | 0.8285114156 | 3.11 | 101.3801065 | 12.14580624    | 12.14580624     |
|         | 6           | 0.05000                    | 393.64443            | 374.86912       | 32.07703           | 30.54708        | 0.8285114156 | 2    | 157.6460656 | 4.914608556    | 5.160756602     |
|         | 7           | 0.05000                    | 528.24145            | 497.17246       | 43.04499           | 40.51326        | 0.8285114156 | 2    | 157.6460656 | 3.662356075    | 3.891221728     |
|         | 8           | 0.05000                    | 169.51469            | 169.51469       | 13.81330           | 13.81330        | 0.8285114156 | 1    | 315.2921311 | 22.82525809    | 22.82525809     |
|         | 9           | 0.05000                    | 152.53412            | 152.53412       | 12.42960           | 12.42960        | 0.8285114156 | 1    | 315.2921311 | 25.36623727    | 25.36623727     |
|         | 10          | 0.05000                    | 0.00000              | 0.00000         | 0.00000            | 0.00000         | 0.8285114156 | 1    | 315.2921311 | #jDIV/0!       | #jDIV/0!        |
|         | 11          | 0.05000                    | 0.00000              | 0.00000         | 0.00000            | 0.00000         | 0.8285114156 | 2.2  | 143.3146051 | #jDIV/0!       | #jDIV/0!        |
|         | 12          | 0.05000                    | 0.00000              | 0.00000         | 0.00000            | 0.00000         | 0.8285114156 | 1    | 315.2921311 | #jDIV/0!       | #jDIV/0!        |

El mayor momento flector del eje intermedio se encuentra en la sección 7(engranaje3, piñón etapa2) y tiene un valor de 528.24 Nm. Todas las secciones cumplen los requisitos del estudio a fatiga.

Como observamos, el coeficiente de seguridad resultante es mayor al mínimo requerido que es 2.5 y es el que utilizamos en nuestro diseño a fatiga 3.66 > 2.5.

- Caso B (Giro H):

|       |             |               |            |     |      |     |        |  |  |  |  |  |  |
|-------|-------------|---------------|------------|-----|------|-----|--------|--|--|--|--|--|--|
| Su =  | 1300        | MPa           |            |     |      |     |        |  |  |  |  |  |  |
| S'e = | 650         | MPa           |            |     |      |     |        |  |  |  |  |  |  |
| Ka =  | 0.674499378 | Acabado S.    | Mecanizado | a = | 4.51 | b = | -0.265 |  |  |  |  |  |  |
| Ke =  | 0.868       | Confiabilidad | 0.95       |     |      |     |        |  |  |  |  |  |  |

| M TOTAL | Sección (i) | Diametro entre i e i+1 (m) | Diagrama de momentos |                 | Tensión alternante |                 |              | X    |             |                |                 |
|---------|-------------|----------------------------|----------------------|-----------------|--------------------|-----------------|--------------|------|-------------|----------------|-----------------|
|         |             |                            | anterior (N·m)       | posterior (N·m) | anterior (N·m)     | posterior (N·m) | Kb           | Kf   | Se          | anterior (N·m) | posterior (N·m) |
|         | 1           | 0.05000                    | 0.00000              | 0.00000         | 0.00000            | 0.00000         | 0.8285114156 | 1    | 315.2921311 | #jDIV/0!       | #jDIV/0!        |
|         | 2           | 0.05000                    | 0.00000              | 0.00000         | 0.00000            | 0.00000         | 0.8285114156 | 2.2  | 143.3146051 | #jDIV/0!       | #jDIV/0!        |
|         | 3           | 0.05000                    | 0.00000              | 0.00000         | 0.00000            | 0.00000         | 0.8285114156 | 1    | 315.2921311 | #jDIV/0!       | #jDIV/0!        |
|         | 4           | 0.06100                    | 89.34604             | 89.34604        | 4.00946            | 4.00946         | 0.8121991182 | 3.11 | 99.38406584 | 24.78739239    | 24.78739239     |
|         | 5           | 0.05000                    | 99.28169             | 99.28169        | 8.09020            | 8.09020         | 0.8285114156 | 3.11 | 101.3801065 | 12.53122335    | 12.53122335     |
|         | 6           | 0.05000                    | 381.54081            | 379.15386       | 31.09074           | 30.89624        | 0.8285114156 | 2    | 157.6460656 | 5.070514759    | 5.102435892     |
|         | 7           | 0.05000                    | 499.54682            | 534.71466       | 40.70674           | 43.57247        | 0.8285114156 | 2    | 157.6460656 | 3.872726631    | 3.618019888     |
|         | 8           | 0.05000                    | 182.31463            | 182.31463       | 14.85633           | 14.85633        | 0.8285114156 | 1    | 315.2921311 | 21.22274301    | 21.22274301     |
|         | 9           | 0.05000                    | 164.05155            | 164.05155       | 13.36812           | 13.36812        | 0.8285114156 | 1    | 315.2921311 | 23.58536978    | 23.58536978     |
|         | 10          | 0.05000                    | 0.00000              | 0.00000         | 0.00000            | 0.00000         | 0.8285114156 | 1    | 315.2921311 | #jDIV/0!       | #jDIV/0!        |
|         | 11          | 0.05000                    | 0.00000              | 0.00000         | 0.00000            | 0.00000         | 0.8285114156 | 2.2  | 143.3146051 | #jDIV/0!       | #jDIV/0!        |
|         | 12          | 0.05000                    | 0.00000              | 0.00000         | 0.00000            | 0.00000         | 0.8285114156 | 1    | 315.2921311 | #jDIV/0!       | #jDIV/0!        |

El mayor momento flector del eje intermedio se encuentra en la sección 7(engranaje3, piñón etapa2) y tiene un valor de 534.715 Nm.

Como observamos, el coeficiente de seguridad resultante es mayor al mínimo requerido que es 2.5 y es el que utilizamos en nuestro diseño a fatiga 3.62 > 2.5.

Con respecto al eje intermedio, podemos concluir que todas las secciones incluidas las consideradas como críticas cumplen los requisitos del estudio a fatiga, por lo tanto, es correcto.

### 5.5.3. EJE SALIDA

Para el eje de salida estudiamos a fatiga ambos casos o ambos sentidos de giro, como hemos comentado en el apartado anterior de deflexión, asegurándonos de que se cumplen los límites a fatiga en todas las secciones en los dos casos posibles, teniendo en cuenta los momentos generados en cada sección para realizar el estudio y la comprobación.

Cabe destacar que en el eje de salida las secciones más críticas serán la 7, 8 y 9. En la sección 7 sección se encuentra la rueda de la etapa 2, su unión al eje es por medio de una chaveta y un chavetero, por lo que  $K_f = 2$ . Las secciones 8 y 9 son las que tienen cambio de diámetro.

- Caso A (Giro AH):

|       |             |               |            |     |      |     |        |  |  |  |  |
|-------|-------------|---------------|------------|-----|------|-----|--------|--|--|--|--|
| Su =  | 1300        | MPa           |            |     |      |     |        |  |  |  |  |
| S'e = | 650         | MPa           |            |     |      |     |        |  |  |  |  |
| Ka =  | 0,674499378 | Acabado S.    | Mecanizado | a = | 4,51 | b = | -0,265 |  |  |  |  |
| Ke =  | 0,868       | Confiabilidad | 0,95       |     |      |     |        |  |  |  |  |

| M TOTAL<br>Sección (i) | Diámetro<br>entre i e i+1<br>(m) | Diagrama de momentos |                    | Tensión alternante |                    | X           |      |             |                   |                    |  |
|------------------------|----------------------------------|----------------------|--------------------|--------------------|--------------------|-------------|------|-------------|-------------------|--------------------|--|
|                        |                                  | anterior<br>(N·m)    | posterior<br>(N·m) | anterior<br>(N·m)  | posterior<br>(N·m) | Kb          | Kf   | Se          | anterior<br>(N·m) | posterior<br>(N·m) |  |
| 1                      | 0,07000                          | 0,00000              | 0,00000            | 0,00000            | 0,00000            | 0,801098084 | 1    | 304,859918  | #DIV/0!           | #DIV/0!            |  |
| 2                      | 0,07000                          | 0,00000              | 0,00000            | 0,00000            | 0,00000            | 0,801098084 | 2,2  | 138,57269   | #DIV/0!           | #DIV/0!            |  |
| 3                      | 0,07000                          | 0,00000              | 0,00000            | 0,00000            | 0,00000            | 0,801098084 | 1    | 304,859918  | #DIV/0!           | #DIV/0!            |  |
| 4                      | 0,07000                          | 9,68000              | 9,68000            | 0,28746            | 0,28746            | 0,801098084 | 1    | 304,859918  | 1060,520299       | 1060,520299        |  |
| 5                      | 0,07000                          | 42,35000             | 42,35000           | 1,25765            | 1,25765            | 0,801098084 | 1    | 304,859918  | 242,4046398       | 242,4046398        |  |
| 6                      | 0,07000                          | 66,15000             | 66,15000           | 1,96443            | 1,96443            | 0,801098084 | 1    | 304,859918  | 155,190272        | 155,190272         |  |
| 7                      | 0,07000                          | 89,55000             | 596,18000          | 2,65933            | 17,70449           | 0,801098084 | 2    | 152,429959  | 57,31902007       | 8,609678699        |  |
| 8                      | 0,07900                          | 203,27000            | 203,27000          | 4,19945            | 4,19945            | 0,791466956 | 3,11 | 96,84719224 | 23,06189101       | 23,06189101        |  |
| 9                      | 0,07000                          | 162,59000            | 162,59000          | 4,82836            | 4,82836            | 0,801098084 | 3,11 | 98,0256971  | 20,30206074       | 20,30206074        |  |
| 10                     | 0,07000                          | 0,00000              | 0,00000            | 0,00000            | 0,00000            | 0,801098084 | 1    | 304,859918  | #DIV/0!           | #DIV/0!            |  |
| 11                     | 0,07000                          | 0,00000              | 0,00000            | 0,00000            | 0,00000            | 0,801098084 | 2,2  | 138,57269   | #DIV/0!           | #DIV/0!            |  |
| 12                     | 0,07000                          | 0,00000              | 0,00000            | 0,00000            | 0,00000            | 0,801098084 | 1    | 304,859918  | #DIV/0!           | #DIV/0!            |  |

El mayor momento flector del eje intermedio se encuentra en la sección 7(engranaje4, rueda etapa2) y tiene un valor de 596.18 Nm.

Como observamos, el coeficiente de seguridad resultante es mayor al mínimo requerido que es 2.5 y es el que utilizamos en nuestro diseño a fatiga  $8.61 > 2.5$ .



Los rodamientos rígidos de bolas tienen una baja fricción y están optimizados para un nivel de ruido bajo y baja vibración, lo que permite velocidades de giro altas, aunque en nuestro caso no sean muy elevadas. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que otros tipos de rodamientos.

## 6.1. FUERZA EQUIVALENTE EN RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS

Calculamos el valor de la fuerza equivalente teniendo en cuenta que:

- Si  $F_a/F_r < e$ , el efecto de la fuerza axial es despreciado  $\rightarrow F_{eq} = F_r$
- Si  $F_a/F_r > e \rightarrow F_{eq} = 0.56 \cdot F_r + Y \cdot F_a$

Los valores de  $Y$  y  $e$  los sacamos a base de iterar entre los valores que podemos observar en la tabla siguiente:

| $f_0 F_a / C_o$ | $e$  | $F_a / F_r > e$ |      |
|-----------------|------|-----------------|------|
|                 |      | $x$             | $y$  |
| 0.172           | 0.19 | 0.56            | 2.30 |
| 0.345           | 0.22 | 0.56            | 1.99 |
| 0.689           | 0.26 | 0.56            | 1.71 |
| 1.03            | 0.28 | 0.56            | 1.55 |
| 1.38            | 0.30 | 0.56            | 1.45 |
| 2.07            | 0.34 | 0.56            | 1.31 |
| 3.45            | 0.38 | 0.56            | 1.15 |
| 5.17            | 0.42 | 0.56            | 1.04 |
| 6.89            | 0.44 | 0.56            | 1.00 |

En nuestro diseño determinamos que rodamiento actúa como fijo y cual como móvil dependiendo del sentido de la fuerza axial en los engranajes, la cual depende del sentido de giro del eje. El extremo fijo será aquel que se oponga a la mayor fuerza axial de los engranajes del eje.

## 6.2. CÁLCULO DE VIDA A FATIGA

Calculamos primeramente la vida nominal ( $L_{10}$ ) del rodamiento, necesaria para hallar la vida del rodamiento. La vida nominal se expresa de la siguiente manera, el número de revoluciones u horas a velocidad constante, que son capaces de soportar un 90% de un grupo de rodamientos sin que falle.

$$L_{10} = 10^6 \cdot (C/F_{eq})^q$$

- **C** = Capacidad de carga dinámica. Este valor representa la fuerza transmitida que ocasiona un 10% de fallos a fatiga en un millón de revoluciones y lo obtendremos de los datos del catálogo de rodamientos SKF.
- **q** = Este valor será igual a 3 al tratarse de rodillos rígidos de bolas contacto puntual.
- **F<sub>eq</sub>** = Fuerza equivalente calculada en el apartado anterior.

Sin embargo, esta vida calculada no será suficiente ya que, necesitamos una fiabilidad superior al 90%, así pues, se han de aplicar unos valores de corrección:

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

- **a<sub>1</sub>** = Factor de fiabilidad. Depende de la probabilidad de supervivencia del rodamiento. Este valor lo obtendremos de la tabla N°20 del anexo de tablas. En nuestro caso, para una fiabilidad del 95% su valor será de 0.64.
- **a<sub>iso</sub>** = Factor de condición de trabajo. Este factor lo obtendremos de la tabla N°22 del anexo de tablas conociendo el factor de contaminación-carga así como el valor de "K", que es el cociente entre la viscosidad a la temperatura de trabajo y la viscosidad relativa.

**Factor de contaminación-carga:** Depende de la fuerza equivalente ( $F_{eq}$ ) la cual ya hemos calculado, de la carga límite de fatiga ( $P_u$ ) que conoceremos del catálogo de rodamientos y de la contaminación del lubricante ( $\eta_c$ ) la cual podremos ver en la tabla N°21 del anexo de tablas y tiene un valor de 0.4.

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

**Valor de "K":** Es el cociente entre la viscosidad a la temperatura de trabajo y la viscosidad relativa.

La viscosidad a la temperatura de trabajo es  $150 \text{ mm}^2/\text{s}$  en nuestro caso, observando la gráfica que representa las viscosidades de los lubricantes a distintas temperaturas, a una temperatura de trabajo de  $65^\circ\text{C}$ , calculada como  $T_{trabajo} = T_{ambiente} + 45^\circ = 20^\circ + 45^\circ = 65^\circ$ .

La viscosidad relativa, que depende de la velocidad de giro(n) de cada eje y el diámetro medio del rodamiento ( $d_m$ ), media entre el diámetro externo e interno.:

$$\text{Si } n < 1000 \text{ rpm}; v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \quad ; \quad \text{Si } n > 1000 \text{ rpm}; v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}}$$

Para seleccionar los rodamientos, hemos realizado cálculos con diferentes modelos hasta hallar el más adecuado a nuestros ejes cumpliendo con una capacidad de carga requerida.

Juntamos las dos ecuaciones de la vida de los rodamientos obteniendo:

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

Y despejamos la capacidad dinámica de carga, que será la necesaria:

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

Si el valor de  $C_{necesaria}$  es mayor que el C del rodamiento significa que el rodamiento no es válido puesto que la capacidad necesaria es mayor a la que nos da este rodamiento. Si  $C_{necesaria}$  es menor que el C del rodamiento, el rodamiento seleccionado será adecuado y correcto.

Los cálculos explicados anteriormente se realizarán mediante una hoja Excel. Se calculará la  $C_{necesaria}$  para cada uno de los estados de carga estudiados en deflexión lateral (Caso A y Caso B).

### 6.3. CÁLCULO EN LOS EJES

Vamos a estudiar los dos casos (A y B) vistos en deflexión lateral, así nos aseguraremos de que los rodamientos escogidos cumplen con la vida a fatiga.

Cabe detallar que hemos llamado A al apoyo izquierdo y B al apoyo derecho.

#### 6.3.1. RODAMIENTOS EJE DE ENTRADA

##### DATOS EJE ENTRADA:

- Velocidad de giro eje (W) = 1300 rpm
- Vida rodamiento (L) = 20000 h
- q (contacto puntual) = 3
- Viscosidad a 65 ° (v) = 150 mm<sup>2</sup>/s
- Contaminación lubricante (nc) = 0.4

- $a_1$  (95% de confiabilidad) = 0.64
- F axial piñon 1 = 986.2 N
- Caso A (Giro antihorario):  
 $F_{radialA} = 3069.63 \text{ N}$  ;  $F_{radialB} = 1490.35 \text{ N}$

| EJE DE ENTRADA (CASO A)           |              |           |                   | EJE DE ENTRADA (CASO A)         |              |           |                   |
|-----------------------------------|--------------|-----------|-------------------|---------------------------------|--------------|-----------|-------------------|
| DATOS RODAMIENTO EN A (izquierda) |              |           |                   | DATOS RODAMIENTO EN B (derecha) |              |           |                   |
| MODELO                            | <b>RMS10</b> | Ancho(mm) | 22,225            | MODELO                          | <b>RMS10</b> | Ancho(mm) | 22,225            |
| d (mm)                            | 31,75        | C (N)     | 33200             | d (mm)                          | 31,75        | C (N)     | 33200             |
| D (mm)                            | 79,375       | Pu (N)    | 815               | D (mm)                          | 79,375       | Pu (N)    | 815               |
| Dmedio (mm)                       | 55,5625      | e         | 0,2584            | Dmedio (mm)                     | 55,563       | e         | 0,2584            |
| Fa/Fr                             | 0,3212765    | Ya        | 1,7214            | Fa/Fr                           | 0,6617       | Yb        | 1,7214            |
| fo*Fa/Co                          | 0,6752875    | fo        | 13,01             | fo*Fa/Co                        | 0,6753       | fo        | 13,01             |
| Tipo Extremo                      | FIJO         | Co(N)     | 19000             | Tipo Extremo                    | LIBRE        | Co(N)     | 19000             |
| Factor Contam.Carga               | 0,0954154    | F eq (N)  | <b>3416,63748</b> | Factor Contam.Carga             | 0,1287       | F eq (N)  | <b>2532,24068</b> |
| Viscosidad relativa (v1)          |              |           |                   | Viscosidad relativa (v1)        |              |           |                   |
| Factor Viscosidad Kappa (k)       |              |           |                   | Factor Viscosidad Kappa (k)     |              |           |                   |
| aiso (Tabla)                      |              |           |                   | aiso (Tabla)                    |              |           |                   |
| C necesario (N)                   |              |           |                   | C necesario (N)                 |              |           |                   |
| C máximo (N)                      |              |           |                   | C máximo (N)                    |              |           |                   |
| RESULTADO                         |              |           |                   | RESULTADO                       |              |           |                   |
| CUMPLE                            |              |           |                   | CUMPLE                          |              |           |                   |

- Caso B (Giro horario):  
 $F_{radialA} = 2658.26 \text{ N}$  ;  $F_{radialB} = 1901.72 \text{ N}$

| EJE DE ENTRADA (CASO B)           |              |           |                   | EJE DE ENTRADA (CASO B)         |              |           |                   |
|-----------------------------------|--------------|-----------|-------------------|---------------------------------|--------------|-----------|-------------------|
| DATOS RODAMIENTO EN A (izquierda) |              |           |                   | DATOS RODAMIENTO EN B (derecha) |              |           |                   |
| MODELO                            | <b>RMS10</b> | Ancho(mm) | 22,225            | MODELO                          | <b>RMS10</b> | Ancho(mm) | 22,225            |
| d (mm)                            | 31,75        | C (N)     | 33200             | d (mm)                          | 31,75        | C (N)     | 33200             |
| D (mm)                            | 79,375       | Pu (N)    | 815               | D (mm)                          | 79,375       | Pu (N)    | 815               |
| Dmedio (mm)                       | 55,5625      | e         | 0,2584            | Dmedio (mm)                     | 55,563       | e         | 0,2584            |
| Fa/Fr                             | 0,3709946    | Ya        | 1,7214            | Fa/Fr                           | 0,5186       | Yb        | 1,7214            |
| fo*Fa/Co                          | 0,6752875    | fo        | 13,01             | fo*Fa/Co                        | 0,6753       | fo        | 13,01             |
| Tipo Extremo                      | FIJO         | Co(N)     | 19000             | Tipo Extremo                    | LIBRE        | Co(N)     | 19000             |
| Factor Contam.Carga               | 0,102314     | F eq (N)  | <b>3186,27028</b> | Factor Contam.Carga             | 0,118        | F eq (N)  | <b>2762,60788</b> |
| Viscosidad relativa (v1)          |              |           |                   | Viscosidad relativa (v1)        |              |           |                   |
| Factor Viscosidad Kappa (k)       |              |           |                   | Factor Viscosidad Kappa (k)     |              |           |                   |
| aiso (Tabla)                      |              |           |                   | aiso (Tabla)                    |              |           |                   |
| C necesario (N)                   |              |           |                   | C necesario (N)                 |              |           |                   |
| C máximo (N)                      |              |           |                   | C máximo (N)                    |              |           |                   |
| RESULTADO                         |              |           |                   | RESULTADO                       |              |           |                   |
| CUMPLE                            |              |           |                   | CUMPLE                          |              |           |                   |

### 6.3.2. RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO

#### DATOS EJE INTERMEDIO:

- Velocidad de giro eje (W) = 321.18 rpm
- Vida rodamiento (L) = 20000 h
- q (contacto puntual) = 3
- Viscosidad a 65 ° (v) = 150 mm<sup>2</sup>/s
- Contaminación lubricante (nc) = 0.4
- a1 (95% de confiabilidad) = 0.64
- Faxial piñon 2 = 3104.69 N

- Caso A (Giro antihorario):

FradialA = 6827.84 N ; FradialB = 11303.6 N

| EJE INTERMEDIO (CASO A)           |         |            |            | EJE INTERMEDIO (CASO A)         |         |            |            |
|-----------------------------------|---------|------------|------------|---------------------------------|---------|------------|------------|
| DATOS RODAMIENTO EN A (izquierda) |         |            |            | DATOS RODAMIENTO EN B (derecha) |         |            |            |
| MODELO                            | 6310    | Ancho(mm)  | 27         | MODELO                          | 6310    | Ancho(mm)  | 27         |
| d (mm)                            | 50      | C (N)      | 65000      | d (mm)                          | 50      | C (N)      | 65000      |
| D (mm)                            | 110     | Pu (N)     | 1600       | D (mm)                          | 110     | Pu (N)     | 1600       |
| Dmedio (mm)                       | 80      | e          | 0,281      | Dmedio (mm)                     | 80      | e          | 0,28       |
| Fa/Fr                             | 0,45471 | Ya         | 1,54       | Fa/Fr                           | 0,27478 | Ya         | 1,54       |
| fo*Fa/Co                          | 1,06213 | fo         | 13         | fo*Fa/Co                        | 1,06213 | fo         | 13         |
| Tipo Extremo                      | FIJO    | Co(N)      | 38000      | Tipo Extremo                    | LIBRE   | Co(N)      | 38000      |
| Factor Contam.Carga               | 0,07438 | F eq (N)   | 8604,81573 | Factor Contam.Carga             | 0,09373 | F eq (N)   | 6827,83937 |
|                                   |         |            |            |                                 |         |            |            |
| Viscosidad relativa (v1)          |         | 40,9536534 |            | Viscosidad relativa (v1)        |         | 40,9536534 |            |
| Factor Viscosidad Kappa (k)       |         | 3,66267689 |            | Factor Viscosidad Kappa (k)     |         | 3,66267689 |            |
| aiso (Tabla)                      |         | 3,8        |            | aiso (Tabla)                    |         | 3,1        |            |
| C necesario (N)                   |         | 46565,4314 |            | C necesario (N)                 |         | 39543,8837 |            |
| C máximo (N)                      |         | 65000      |            | C máximo (N)                    |         | 65000      |            |
| RESULTADO                         |         | CUMPLE     |            | RESULTADO                       |         | CUMPLE     |            |

- Caso B (Giro horario):

Fr<sub>dialA</sub> = 6617.88 N ; Fr<sub>dialB</sub> = 12151.9 N

| EJE INTERMEDIO (CASO B)           |         |           |            | EJE INTERMEDIO (CASO B)         |         |           |            |
|-----------------------------------|---------|-----------|------------|---------------------------------|---------|-----------|------------|
| DATOS RODAMIENTO EN A (izquierda) |         |           |            | DATOS RODAMIENTO EN B (derecha) |         |           |            |
| MODELO                            | 6310    | Ancho(mm) | 27         | MODELO                          | 6310    | Ancho(mm) | 27         |
| d (mm)                            | 50      | C (N)     | 65000      | d (mm)                          | 50      | C (N)     | 65000      |
| D (mm)                            | 110     | Pu (N)    | 1600       | D (mm)                          | 110     | Pu (N)    | 1600       |
| Dmedio (mm)                       | 80      | e         | 0,281      | Dmedio (mm)                     | 80      | e         | 0,281      |
| Fa/Fr                             | 0,46914 | Ya        | 1,54       | Fa/Fr                           | 0,25549 | Ya        | 1,54       |
| fo*Fa/Co                          | 1,06213 | fo        | 13         | fo*Fa/Co                        | 1,06213 | fo        | 13         |
| Tipo Extremo                      | FIJO    | Co(N)     | 38000      | Tipo Extremo                    | LIBRE   | Co(N)     | 38000      |
| Factor Contam.Carga               | 0,07541 | F eq (N)  | 8487,24002 | Factor Contam.Carga             | 0,09671 | F eq (N)  | 6617,88275 |
| Viscosidad relativa (v1)          |         |           |            | Viscosidad relativa (v1)        |         |           |            |
| 40,9536534                        |         |           |            | 40,9536534                      |         |           |            |
| Factor Viscosidad Kappa (k)       |         |           |            | Factor Viscosidad Kappa (k)     |         |           |            |
| 3,66267689                        |         |           |            | 3,66267689                      |         |           |            |
| aiso (Tabla)                      |         |           |            | aiso (Tabla)                    |         |           |            |
| 3,9                               |         |           |            | 3,1                             |         |           |            |
| C necesario (N)                   |         |           |            | C necesario (N)                 |         |           |            |
| 45533,2032                        |         |           |            | 38327,906                       |         |           |            |
| C máximo (N)                      |         |           |            | C máximo (N)                    |         |           |            |
| 65000                             |         |           |            | 65000                           |         |           |            |
| RESULTADO                         |         |           |            | RESULTADO                       |         |           |            |
| CUMPLE                            |         |           |            | CUMPLE                          |         |           |            |

### 6.3.3. RODAMIENTOS EJE DE SALIDA

#### DATOS EJE DE SALIDA:

- Velocidad de giro eje (W) = 81.81 rpm
- Vida rodamiento (L) = 20000 h
- q (contacto puntual) = 3
- Viscosidad a 65 ° (v) = 150 mm<sup>2</sup>/s
- Contaminación lubricante (nc) = 0.4
- a1 (95% de confiabilidad) = 0.64
- Faxial piñon 2 = 3104.69 N

- Caso A (Giro antihorario):

Fr<sub>dialA</sub> = 806.72 N ; Fr<sub>dialB</sub> = 13548.8 N

| EJE DE SALIDA (CASO A)            |           |           |            | EJE DE SALIDA (CASO A)          |           |           |         |
|-----------------------------------|-----------|-----------|------------|---------------------------------|-----------|-----------|---------|
| DATOS RODAMIENTO EN A (izquierda) |           |           |            | DATOS RODAMIENTO EN B (derecha) |           |           |         |
| MODELO                            | 6214      | Ancho(mm) | 24         | MODELO                          | 6214      | Ancho(mm) | 24      |
| d (mm)                            | 70        | C (N)     | 63700      | d (mm)                          | 70        | C (N)     | 63700   |
| D (mm)                            | 125       | Pu (N)    | 1900       | D (mm)                          | 125       | Pu (N)    | 1900    |
| Dmedio (mm)                       | 97,5      | e         | 0,279      | Dmedio (mm)                     | 97,5      | e         | 0,279   |
| Fa/Fr                             | 3,8485373 | Ya        | 1,56       | Fa/Fr                           | 0,2291489 | Ya        | 1,56    |
| fo*Fa/Co                          | 1,0141994 | fo        | 14,7       | fo*Fa/Co                        | 1,0141994 | fo        | 14,7    |
| Tipo Extremo                      | LIBRE     | Co(N)     | 45000      | Tipo Extremo                    | FIJO      | Co(N)     | 45000   |
| Factor Contam.                    | 0,1435294 | F eq (N)  | 5295,08272 | Factor Contam.                  | 0,0560935 | F eq (N)  | 13548,8 |
| Viscosidad relativa (v1)          |           |           |            | Viscosidad relativa (v1)        |           |           |         |
| Factor Viscosidad Kappa (k)       |           |           |            | Factor Viscosidad Kappa (k)     |           |           |         |
| aiso (Tabla)                      |           |           |            | aiso (Tabla)                    |           |           |         |
| C necesario (N)                   |           |           |            | C necesario (N)                 |           |           |         |
| C máximo (N)                      |           |           |            | C máximo (N)                    |           |           |         |
| RESULTADO                         |           |           |            | RESULTADO                       |           |           |         |
| CUMPLE                            |           |           |            | CUMPLE                          |           |           |         |

- Caso B (Giro horario):

Fr<sub>dial A</sub> = 7343.7 N ; Fr<sub>dial B</sub> = 7011.8 N

| EJE DE SALIDA(CASO B)             |           |           |            | EJE DE SALIDA (CASO B)          |           |           |            |
|-----------------------------------|-----------|-----------|------------|---------------------------------|-----------|-----------|------------|
| DATOS RODAMIENTO EN A (izquierda) |           |           |            | DATOS RODAMIENTO EN B (derecha) |           |           |            |
| MODELO                            | 6214      | Ancho(mm) | 24         | MODELO                          | 6214      | Ancho(mm) | 24         |
| d (mm)                            | 70        | C (N)     | 63700      | d (mm)                          | 70        | C (N)     | 63700      |
| D (mm)                            | 125       | Pu (N)    | 1900       | D (mm)                          | 125       | Pu (N)    | 1900       |
| Dmedio (mm)                       | 97,5      | e         | 0,279      | Dmedio (mm)                     | 97,5      | e         | 0,279      |
| Fa/Fr                             | 0,4227694 | Ya        | 1,56       | Fa/Fr                           | 0,442781  | Ya        | 1,56       |
| fo*Fa/Co                          | 1,0141994 | fo        | 14,7       | fo*Fa/Co                        | 1,0141994 | fo        | 14,7       |
| Tipo Extremo                      | LIBRE     | Co(N)     | 45000      | Tipo Extremo                    | FIJO      | Co(N)     | 45000      |
| Factor Contam.                    | 0,0848613 | F eq (N)  | 8955,79152 | Factor Contam.                  | 0,0866598 | F eq (N)  | 8769,92752 |
| Viscosidad relativa (v1)          |           |           |            | Viscosidad relativa (v1)        |           |           |            |
| Factor Viscosidad Kappa (k)       |           |           |            | Factor Viscosidad Kappa (k)     |           |           |            |
| aiso (Tabla)                      |           |           |            | aiso (Tabla)                    |           |           |            |
| C necesario (N)                   |           |           |            | C necesario (N)                 |           |           |            |
| C máximo (N)                      |           |           |            | C máximo (N)                    |           |           |            |
| RESULTADO                         |           |           |            | RESULTADO                       |           |           |            |
| CUMPLE                            |           |           |            | CUMPLE                          |           |           |            |



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA**

**Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño**

**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD DE DOS  
ETAPAS PARA UNA CINTA TRANSPORTADORA DE 18.8 KW**

# **TABLAS**

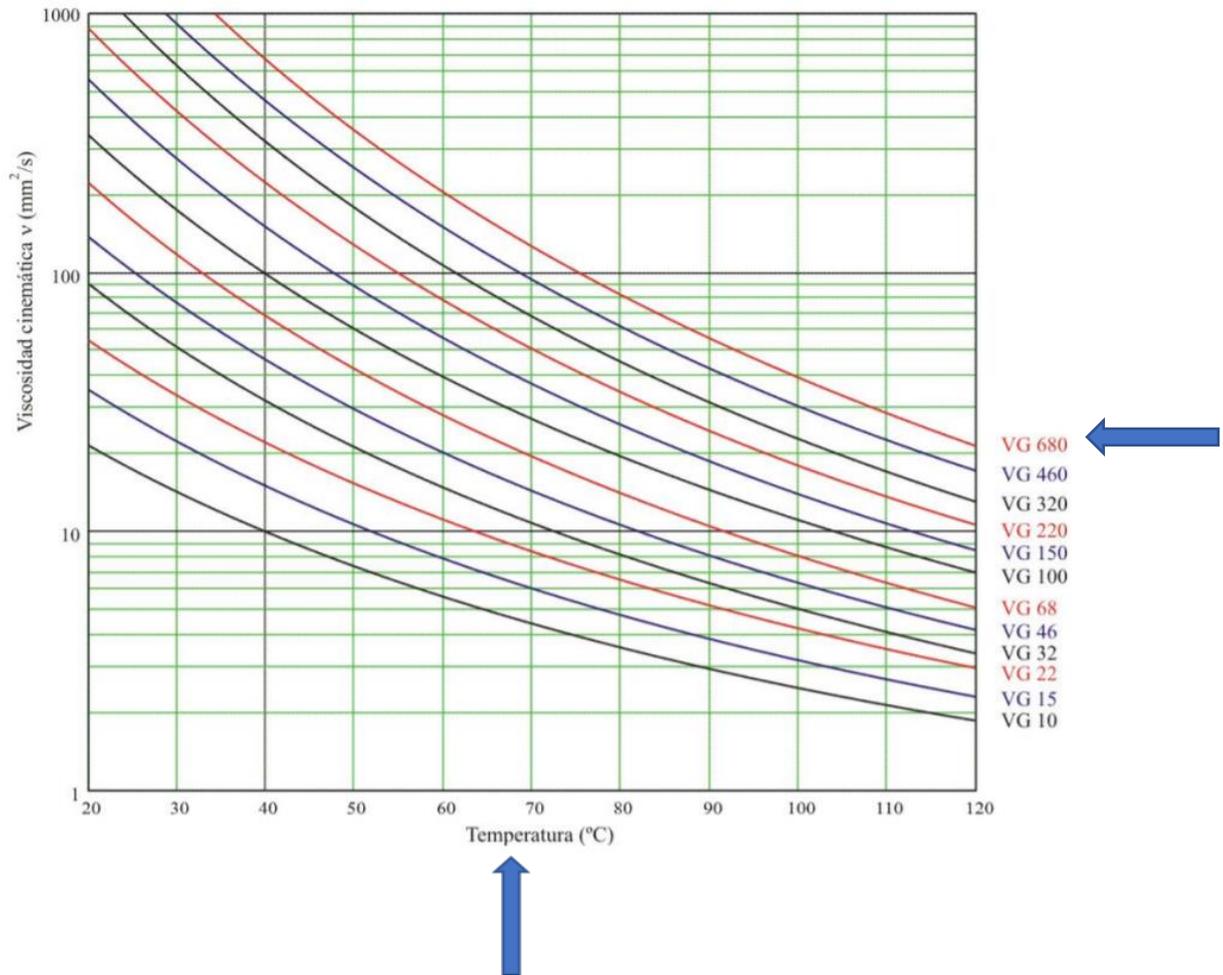
## ÍNDICE TABLAS:

|  |     |
|--|-----|
| TABLA Nº1: DIMENSIONES ESTANDARIZADAS PARA CHAVETAS .....                                | 81  |
| TABLA Nº2: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMÁTICA DEL LUBRICANTE CON LA TEMPERATURA ..... | 82  |
| TABLA Nº3: ESPECIFICACIONES LUBRICANTE .....   | 83  |
| TABLA Nº4: DATOS DE ACEROS.....  | 84  |
| TABLA Nº5: FUNDICIONES EMPLEADAS PARA FABRICACIÓN DE ENGRANAJES .....                    | 85  |
| TABLA Nº6: ACEROS EMPLEADOS PARA FABRICACIÓN DE NEGRANAJES.....                          | 86  |
| TABLA Nº7: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FALLO SUPERFICIAL .....   | 87  |
| TABLA Nº8: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FLEXIÓN .....             | 88  |
| TABLA Nº9: RUGOSIDADES MEDIAS APROXIMADAS SEGÚN LA CALIDAD ISO .....                     | 89  |
| TABLA Nº10: COEFICIENTE DE APLICACIÓN $K_A$ .....  | 89  |
| TABLA Nº11: COEFICIENTE $K_1$ .....  | 90  |
| TABLA Nº12: COEFICIENTES $H_1$ A FALLO SUPERFICIAL .....                                 | 91  |
| TABLA Nº13: MÓDULO DE YOUNG Y COEFICIENTE DE POISSON.....                                | 91  |
| TABLA Nº14: FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS .....                              | 92  |
| TABLA Nº15: FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS $K_x$ .....                                  | 92  |
| TABLA Nº16: FACTOR DE CONFIABILIDAD EN ACEROS $K_e$ .....                                | 93  |
| TABLA Nº17: FACTOR DE REDUCCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA $K_f$ .....                         | 93  |
| TABLA Nº18: FACTOR DE CONCENTRADOR DE TENSIONES $K_t$ PARA CAMBIOS DE DIÁMETRO .....     | 94  |
| TABLA Nº19: VIDAS RECOMENADAS PARA RODAMIENTOS.....                                      | 94  |
| TABLA Nº20: FACTOR DE FIABILIDAD $a_1$ .....   | 95  |
| TABLA Nº21: FACTOR CONAMINACIÓN.....   | 95  |
| TABLA Nº22: FACTOR $a_{ISO}$ PARA RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS .....                     | 96  |
| TABLA Nº23: RODAMIENTOS EJE DE ENTRADA.....  | 97  |
| TABLA Nº24: RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO.....  | 98  |
| TABLA Nº25: RODAMIENTOS EJE DE SALIDA.....   | 99  |
| TABLA Nº26: ANILLOS DE SEGURIDAD DSH & SH:.....  | 100 |
| TABLA Nº27: RETÉN DEL EJE DE ENTRADA .....   | 101 |
| TABLA Nº28: RETÉN DEL EJE DE SALIDA.....   | 102 |
| TABLA Nº29: TAPÓN DE LLENADO DE LUBRICANTE .....   | 103 |
| Tabla Nº29: Tapón de vaciado de lubricante.....  | 103 |
| Tabla Nº30: Visor de nivel .....   | 103 |
| TABLA Nº30: TAPÓN DE VACIADO DE LUBRICANTE .....   | 104 |
| TABLA Nº31: VISOR DE NIVEL DE LUBRICANTE .....   | 105 |

**TABLA N°1: DIMENSIONES ESTANDARIZADAS PARA CHAVETAS**

| 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 | Nominal     | Tolerancia | Nominal    | Tolerancia | Mínimo     | Máximo        |      |
| 6                     | 8     | 2 × 2                              | 2         | + 0,025                         | + 0,060 | - 0,004   | ± 0,0125       | - 0,006     | 1,2        | + 0,1      | 1          | + 0,1      | 0,08          | 0,16 |
| 8                     | 10    | 3 × 3                              | 3         | 0                               | + 0,020 | - 0,029   |                | - 0,031     | 1,8        |            | 1,4        |            | 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         |                                 |         |           |                |             | + 0,030    |            | - 0,030    |            |               | 3    |
| 17                    | 22    | 6 × 6                              | 6         | + 0,036                         | + 0,098 | 0         | ± 0,018        | - 0,015     | 3,5        | 0          | 2,8        | 0          | 0,16          | 0,25 |
| 22                    | 30    | 8 × 7                              | 8         |                                 |         |           |                |             | + 0,036    |            | + 0,040    |            | - 0,036       |      |
| 30                    | 38    | 10 × 8                             | 10        | + 0,043                         | + 0,120 | 0         | ± 0,0215       | - 0,018     | 5          | 0          | 3,3        | 0          | 0,25          | 0,40 |
| 38                    | 44    | 12 × 8                             | 12        |                                 |         |           |                |             | + 0,043    |            | + 0,050    |            | - 0,043       |      |
| 44                    | 50    | 14 × 9                             | 14        | + 0,052                         | + 0,149 | 0         | ± 0,026        | - 0,022     | 6          | 0          | 4,3        | 0          | 0,25          | 0,40 |
| 50                    | 58    | 16 × 10                            | 16        |                                 |         |           |                |             | + 0,052    |            | + 0,065    |            | - 0,052       |      |
| 58                    | 65    | 18 × 11                            | 18        | + 0,062                         | + 0,180 | 0         | ± 0,031        | - 0,026     | 7,5        | 0          | 4,9        | 0          | 0,40          | 0,60 |
| 65                    | 75    | 20 × 12                            | 20        |                                 |         |           |                |             | + 0,062    |            | + 0,080    |            | - 0,062       |      |
| 75                    | 85    | 22 × 14                            | 22        | + 0,074                         | + 0,220 | 0         | ± 0,037        | - 0,032     | 9          | 0          | 5,4        | 0          | 0,40          | 0,60 |
| 85                    | 95    | 25 × 14                            | 25        |                                 |         |           |                |             | + 0,074    |            | - 0,100    |            | - 0,074       |      |
| 95                    | 110   | 28 × 16                            | 28        | + 0,087                         | + 0,260 | 0         | ± 0,0435       | - 0,037     | 11         | 0          | 7,4        | 0          | 0,40          | 0,60 |
| 110                   | 130   | 32 × 18                            | 32        |                                 |         |           |                |             | + 0,087    |            | + 0,120    |            | - 0,087       |      |
| 130                   | 150   | 36 × 20                            | 36        | + 0,087                         | + 0,260 | 0         | ± 0,0435       | - 0,037     | 13         | 0          | 9,4        | 0          | 0,70          | 1,00 |
| 150                   | 170   | 40 × 22                            | 40        |                                 |         |           |                |             | + 0,087    |            | + 0,080    |            | - 0,062       |      |
| 170                   | 200   | 45 × 25                            | 45        | + 0,106                         | + 0,300 | 0         | ± 0,050        | - 0,040     | 17         | 0          | 11,4       | 0          | 0,70          | 1,00 |
| 200                   | 230   | 50 × 28                            | 50        |                                 |         |           |                |             | + 0,106    |            | + 0,100    |            | - 0,074       |      |
| 230                   | 260   | 56 × 32                            | 56        | + 0,124                         | + 0,350 | 0         | ± 0,055        | - 0,045     | 20         | 0          | 12,4       | 0          | 1,20          | 1,60 |
| 260                   | 290   | 63 × 32                            | 63        |                                 |         |           |                |             | + 0,124    |            | - 0,100    |            | - 0,074       |      |
| 290                   | 330   | 70 × 36                            | 70        | + 0,142                         | + 0,400 | 0         | ± 0,060        | - 0,050     | 25         | 0          | 15,4       | 0          | 2,00          | 2,50 |
| 330                   | 380   | 80 × 40                            | 80        |                                 |         |           |                |             | + 0,142    |            | + 0,260    |            | - 0,087       |      |
| 380                   | 440   | 90 × 45                            | 90        | + 0,160                         | + 0,450 | 0         | ± 0,065        | - 0,055     | 31         | 0          | 19,5       | 0          | 2,00          | 2,50 |
| 400                   | 500   | 100 × 50                           | 100       |                                 |         |           |                |             | + 0,160    |            | + 0,120    |            | - 0,087       |      |

**TABLA Nº2: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMÁTICA DEL LUBRICANTE CON LA TEMPERATURA**



# TABLA Nº3: ESPECIFICACIONES LUBRICANTE

## CARTER EP



Ficha de características técnicas

Aceites minerales para engranajes bajo cárter.



### APLICACIONES

Engranajes bajo cárter,  
palieres, acoplamientos

- CARTER EP ha sido especialmente concebido para la lubricación de engranajes bajo cárter funcionando en condiciones extremas:
  - Engranajes cilíndricos de ejes paralelos (engranaje recto y helicoidal)
  - Palieres y acoplamientos muy cargados.
  - Reductores de rueda y tornillo sinfin.

### PROPIEDADES

- Excelentes propiedades de extrema presión y antidesgaste.
- Perfecta neutralidad respecto a las juntas.
- Buenas propiedades anticorrosión.
- Buena estabilidad térmica.
- Excelente filtrabilidad.

### MANIPULACIÓN - HIGIENE - SEGURIDAD

- **PRECAUCIÓN:** incompatible con poliglicoles.

### CARACTERÍSTICAS

| CARACTERÍSTICAS TÍPICAS | MÉTODOS      | UNIDADES           | CARTER EP |      |      |      |      |      |      |      |
|-------------------------|--------------|--------------------|-----------|------|------|------|------|------|------|------|
|                         |              |                    | 68        | 100  | 150  | 220  | 320  | 460  | 680  | 1000 |
| Densidad a 15°C         | ISO 3675     | kg/m <sup>3</sup>  | 885       | 893  | 895  | 896  | 901  | 906  | 912  | 920  |
| Viscosidad a 40°C       | ISO 3104     | mm <sup>2</sup> /s | 68        | 100  | 150  | 220  | 320  | 460  | 680  | 1000 |
| Viscosidad a 100°C      | ISO 3104     | -                  | 8,8       | 11   | 15   | 19   | 24,5 | 31   | 36,7 | 48,4 |
| Índice de viscosidad    | ISO 2909     | -                  | 100       | 100  | 100  | 96   | 96   | 96   | 89   | 92   |
| Punto de inflamación    | ISO 2592     | °C                 | 240       | 250  | 255  | 255  | 255  | 260  | 260  | 270  |
| Punto de congelación    | ISO 3016     | °C                 | -21       | -21  | -18  | -12  | -12  | -9   | -9   | -9   |
| FZG                     | DIN 51 354/2 |                    | > 13      | > 13 | > 13 | > 13 | > 13 | > 13 | > 13 | > 13 |

Las características mencionadas representan valores típicos.

### ESPECIFICACIONES

Especificaciones internacionales

- DIN 51517 Parte 3 ⇒ grupo CLP
- NF-ISO 6743-6 categoría CKD
- AGMA 9005 - D94
- CINCINNATI MILACRON
- DAVID BROWN

Constructores



Este lubricante, empleado según nuestras recomendaciones y en las aplicaciones previstas, no presenta ningún riesgo particular. Puede usted obtener a través de su delegado comercial los datos de seguridad conformes a la legislación vigente en la C.E.  
Última actualización: 20 de enero de 2004

TOTAL ESPAÑA, S.A.  
Ribera del Loira, 46 - 28042 Madrid  
Tel.: 91 722 08 40 - Fax: 91 722 08 62



## TABLA Nº4: DATOS DE ACEROS

| Designación<br>EN 10027-1<br>AISI / UNE (antigua) | Composición |      |      |       |      |         |       | Tratamiento |                 | Propiedades mecánicas |           |        |              |
|---|-------------|------|------|-------|------|---------|-------|-------------|-----------------|-----------------------|-----------|--------|--------------|
|   | C           | Si   | Mn   | Cr    | Mo   | Ni      | Otros | Tipo        | Temp (°C)       | Su<br>MPa             | Sy<br>MPa | E<br>% | Dureza<br>HB |
| <b>MOLDEADOS</b>                                  |             |      |      |       |      |         |       |             |                 |                       |           |        |              |
| GC25<br>/ F-8104                                  | 0.25        |      | 0.55 |       |      |         |       |             |                 | 440                   | 225       | 22     | 150          |
| GC35<br>/ F-8106                                  | 0.35        |      | 0.65 |       |      |         |       |             |                 | 510                   | 255       | 18     | 155          |
| GC45<br>/ F-8108                                  | 0.45        |      | 0.65 |       |      |         |       |             |                 | 580                   | 295       | 15     | 195          |
| <b>NO ALEADOS (Mn &lt; 1%)</b>                    |             |      |      |       |      |         |       |             |                 |                       |           |        |              |
| C25<br>1025 / F-1120                              | 0.25        |      | 0.55 |       |      |         |       | N           | 900             | 490                   | 310       | 22     | 150          |
|   |             |      |      |       |      |         |       | T + R       | 870 + 480       | 570                   | 430       | 28     | 168          |
| C35<br>1035 / F-1130                              | 0.35        |      | 0.65 |       |      |         |       | LC          |                 | 585                   | 375       | 29     | 190          |
|   |             |      |      |       |      |         |       | N           | 900             | 680                   | 420       | 28     | 183          |
| C45<br>1045 / F-1140                              | 0.45        |      | 0.65 |       |      |         |       | T + R       | 840 + 430       | 730                   | 520       | 15     | 212          |
|   |             |      |      |       |      |         |       | N           | 870             | 660                   | 390       | 20     | 197          |
| C60<br>1060                                       | 0.6         |      | 0.75 |       |      |         |       | Rec         | 790             | 600                   | 360       | 23     | 180          |
|   |             |      |      |       |      |         |       | T + R       | 825 + 450       | 850                   | 640       | 14     | 248          |
| C60<br>1060                                       | 0.6         |      | 0.75 |       |      |         |       | N           | 870             | 760                   | 410       |        | 225          |
|   |             |      |      |       |      |         |       | T + R       | 815 + 430       | 1000                  | 790       | 6      | 315          |
| <b>ALEACIÓN INFERIOR AL 5%</b>                    |             |      |      |       |      |         |       |             |                 |                       |           |        |              |
| 20MnCr5<br>5120 / F-150 D                         | 0.2         |      | 1.25 | 1.15  |      |         |       | N           | 900             | 680                   | 400       | 23     | 207          |
|   |             |      |      |       |      |         |       | C + T + R   | 880 + 860 + 150 | 980                   | 735       | 14     | 302          |
| 20NiCrMoS2-2<br>8620 / F-1522                     | 0.2         |      | 0.8  | 0.55  | 0.2  | 0.55    |       | LF          | 1100/850        | 650                   | 320       | 22     | 192          |
|   |             |      |      |       |      |         |       | N           | 900             | 600                   | 340       | 26     | 174          |
| 41Cr4<br>5140 / F-1202                            | 0.41        |      | 0.75 | 1.05  |      |         |       | C + T + R   | 910 + 845 + 150 | 850                   | 580       | 19     | 255          |
|   |             |      |      |       |      |         |       | N           | 1050/850        | 770                   | 520       |        | 229          |
| 42CrMo4<br>4140 / F-1252                          | 0.42        |      | 0.75 | 1.05  | 0.22 |         |       | N           | 870             | 760                   | 470       | 23     | 227          |
|   |             |      |      |       |      |         |       | Rec         | 830             | 650                   | 420       | 25     | 192          |
| 34CrNiMo6<br>4340 / F-128                         | 0.34        |      | 0.65 | 1.5   | 0.22 | 1.5     |       | LF          | 1100/850        | 1030                  | 720       | 15     | 311          |
|   |             |      |      |       |      |         |       | N           | 870             | 1280                  | 860       | 12     | 388          |
| 51CrV4<br>6150                                    | 0.51        |      | 0.9  | 1.05  |      | V 0.17  |       | T + R       | 840 + 540       | 1120                  | 1040      | 14     | 321          |
|   |             |      |      |       |      |         |       | LF          | 1150/900        | 1300                  | 860       |        | 401          |
| 55Cr3<br>5160 / F-1431                            | 0.55        |      | 0.85 | 0.85  |      |         |       | N           | 870             | 1280                  | 860       | 12     | 388          |
|   |             |      |      |       |      |         |       | T + R       | 840 + 540       | 1210                  | 1100      | 14     | 352          |
| 55Cr3<br>5160 / F-1431                            | 0.55        |      | 0.85 | 0.85  |      |         |       | LF          | 1050/850        | 1000                  | 680       | 15     | 302          |
|   |             |      |      |       |      |         |       | N           | 900             | 950                   | 600       | 16     | 285          |
| 55Cr3<br>5160 / F-1431                            | 0.55        |      | 0.85 | 0.85  |      |         |       | T + R       | 840 + 540       | 1200                  | 1100      | 14     | 352          |
|   |             |      |      |       |      |         |       |             |                 |                       |           |        |              |
| <b>ALEACIÓN SUPERIOR AL 5%</b>                    |             |      |      |       |      |         |       |             |                 |                       |           |        |              |
| X10CrNi18-8<br>304                                | 0.1         | <0.8 | <2   | 18-20 |      | 8-10    |       | Recoc       | 1100            | 510                   | 206       | 40     | 160          |
| X5CrNiMo17-12-2<br>316                            | 0.05        | <0.8 | <2   | 16-18 | 2-3  | 10_11   |       | Recoc       | 1100            | 510                   | 206       | 40     | 150          |
| X6CrNiTi18-10<br>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.

### Flchas:

AMARILLO → Material utilizado para la fabricación de nuestras chavetas.

AZUL CLARO → Material utilizado para la fabricación de nuestros ejes.

VERDE → Material utilizado para la fabricación de los engranajes de la Etapa2.

**TABLA Nº5: FUNDICIONES EMPLEADAS PARA  
FABRICACIÓN DE ENGRANAJES**

| MATERIAL   | Denominación | $S_u$ (N/mm <sup>2</sup> )<br>min - max | $S_v$ (N/mm <sup>2</sup> )<br>min - max | Dureza<br>superficial |
|--|--------------|---|---|-----------------------|
| Fundiciones grises<br>UNE EN 1561:2012   | GJL-200      | 200 - 300                               | -                                       | HB (150-230)          |
|  | GJL-250      | 250 - 350                               | -                                       | HB (170-250)          |
|  | GJL-350      | 350 - 450                               | -                                       | HB (210-275)          |
| Fundiciones maleables<br>de corazón negro<br>UNE EN 1562:2012                  | GJMB-500-5   | 500 -                                   | 300 -                                   | HB (165-215)          |
|  | GJMB-550-4   | 550 -                                   | 340 -                                   | HB (180-230)          |
|  | GJMB-600-3   | 600 -                                   | 390 -                                   | HB (195-245)          |
|  | GJMB-650-2   | 650 -                                   | 430 -                                   | HB (210-260)          |
| Fundiciones con grafito<br>esferoidal (nodular o<br>dúctil)<br>UNE-EN1563:2012 | GJS-400-15   | 400 -                                   | 250 -                                   | HB (150-180)          |
|  | GJS-600-3    | 600 -                                   | 380 -                                   | HB (210-250)          |
|  | GJS-800-2    | 800 -                                   | 480 -                                   | HB (260-300)          |

**Flechas:**

PÚRPURA → Material utilizado para la fabricación de los engranajes de la Etapa1.

**TABLA N°6: ACEROS EMPLEADOS PARA FABRICACIÓN DE ENGRANAJES**

| MATERIAL   | Denominación | $S_u$ (N/mm <sup>2</sup> )<br>min - max | $S_y$ (N/mm <sup>2</sup> )<br>min - max | Dureza superficial |
|--|--------------|---|---|--------------------|
| Acero moldeado no aleado<br>UNE-EN10293:2006   | GE240        | 450 - 600                               | 240 -                                   | HB 140             |
|  | GE300        | 520 - 670                               | 300 -                                   | HB 175             |
| Acero no aleado forjado  | C25          | 400                                     | 280                                     | HB 140             |
|  | C35          | 580                                     | 380                                     | HB 180             |
|  | C45          | 680                                     | 430                                     | HB 207             |
| Acero no aleado forjado, templado y revenido<br>UNE-EN10083-2:2008                                 | C25          | 570                                     | 430                                     | HV 170             |
|  | C35          | 600 - 750                               | 430 - 520                               | HV 216             |
| Aceros aleados templados y revenidos<br>UNE-EN10083-3:2008   | 20NiCrMoS2-2 | 850                                     | 580                                     | HV 267             |
|  | 20MnCr5      | 980                                     | 735                                     | HV 317             |
|  | 34CrMo4      | 1000 - 1200                             | 800                                     | HV 326             |
|  | 42CrMo4      | 1100 - 1300                             | 950                                     | HV 337             |
|  | 34NiCrMo16   | 1230 - 1420                             | 1030                                    | HV 368             |
| Acero moldeado no aleado templado  |              |   |   | HV 130-215         |
| Acero moldeado aleado templado   | G35CrMo4     | 750-980                                 | 650                                     | HV 305             |
|  | G42CrMo4     | 800-1025                                | 700                                     | HV 320             |
| Acero forjado de cementación. UNE-EN10084:2010   | 20MnCr5      | 980                                     | 735                                     | HV 720             |
|  | 20NiCrMoS2-2 | 850                                     | 600                                     | HV 600             |
|  | 15 NiCr13    | 950                                     | 750                                     | HV 700             |
|  | 14NiCrMo13   | 1300                                    | 1100                                    | HV 740             |
| Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción                   | C45          | 1034                                    | 786                                     | HV 560             |
|  | 37Cr4        | 1150                                    |   | HV 550 - 610       |
|  | 42CrMo4      | 1300                                    | 1200                                    | HV 615             |
| Acero forjado de nitruración, acero templado de nitruración, acero de nitruración UNE-EN10085:2001 | 42CrMo4      | 1450                                    |   | HV 700             |
|  | 24CrMo13-6   | 1100                                    | 900                                     | HV 700             |
|  | 31CrMoV9     | 1000                                    | 800                                     | HV 700             |
|  | 41CrAlMo7-10 | 950 - 1150                              | 750                                     | HV 850 - 950       |
| 34CrAlNi7-10   | 900-1100     | 680                                     | HV 850 - 950                            |                    |
| Acero forjado de nitrocarburoización   |              |   |   | HV 300-650         |

Flechas:

VERDE → Material utilizado para la fabricación de los engranajes de la Etapa2

**TABLA N°7: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FALLO SUPERFICIAL**

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

**Flechas:**

PÚRPURA → Material utilizado para la fabricación de los engranajes de la Etapa1.

VERDE → Material utilizado para la fabricación de los engranajes de la Etapa2.

**TABLA N°8: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FLEXIÓN**

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

**Flechas:**

PÚRPURA → Material utilizado para la fabricación de los engranajes de la Etapa1.

VERDE → Material utilizado para la fabricación de los engranajes de la Etapa2.

**TABLA N°9: RUGOSIDADES MEDIAS APROXIMADAS SEGÚN LA CALIDAD ISO**

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



**TABLA N°10: COEFICIENTE DE APLICACIÓN  $K_A$**

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



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

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

**TABLA Nº11: COEFICIENTE  $K_1$**

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

**TABLA N°12: COEFICIENTES H<sub>1</sub> A FALLO SUPERFICIAL**

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

**TABLA N°13: MÓDULO DE YOUNG Y COEFICIENTE DE POISSON**

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

**TABLA N°14: FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS**

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

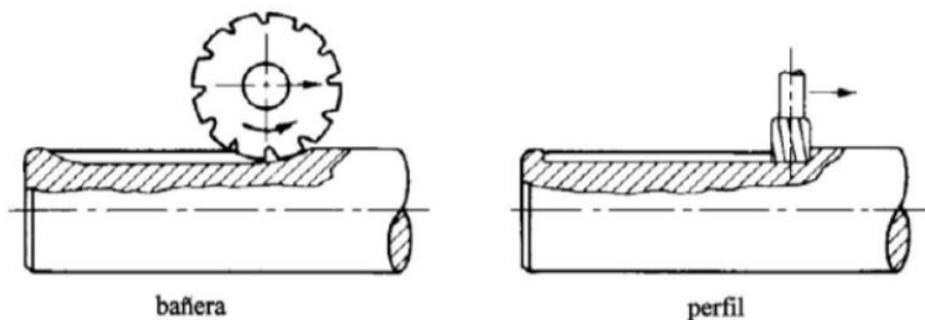
**TABLA N°15: FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS  $K_x$**

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

**TABLA N°16: FACTOR DE CONFIABILIDAD EN ACEROS  $K_e$**

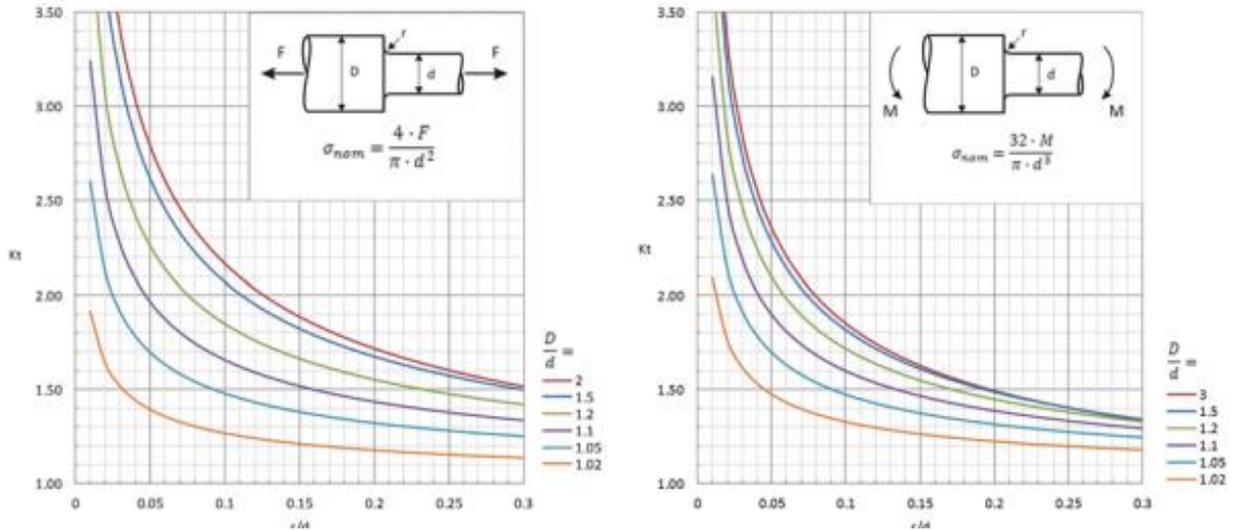
| Confiabilidad | Factor $k_e$ |
|---------------|--------------|
| 0,50          | 1,0          |
| 0,90          | 0,897        |
| 0,95          | 0,868        |
| 0,99          | 0,814        |
| 0,999         | 0,753        |
| 0,9999        | 0,702        |
| 0,99999       | 0,659        |
| 0,999999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

**TABLA N°17: FACTOR DE REDUCCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA  $K_f$**



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

**TABLA N°18: FACTOR DE CONCENTRADOR DE TENSIONES  $K_t$  PARA CAMBIOS DE DIÁMETRO**



**TABLA N°19: VIDAS RECOMENADAS PARA RODAMIENTOS**

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



**TABLA N°20: 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 |

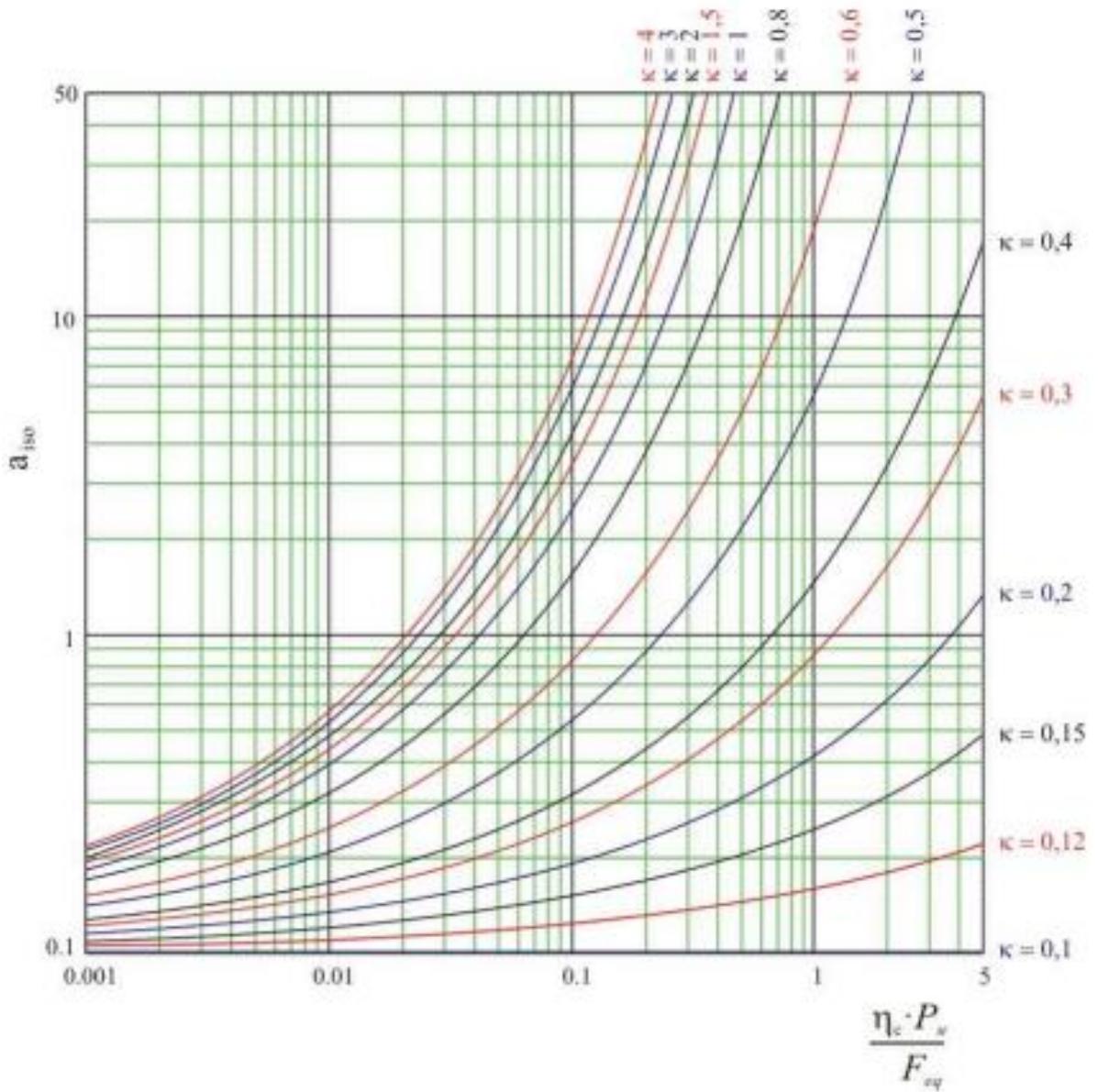
**TABLA N°21: FACTOR CONAMINACIÓN**



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



**TABLA N°22: FACTOR  $a_{ISO}$  PARA RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS**



# TABLA Nº23: RODAMIENTOS EJE DE ENTRADA



## RMS 10

### Rodamientos rígidos de bolas

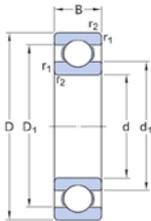
#### Datos de los rodamientos

Tolerancias,  
Normales (métricas), P6, P5, Normales  
(en pulgadas),  
Juego radial interno,  
Clases C2 a C5

#### Interfaces del rodamiento

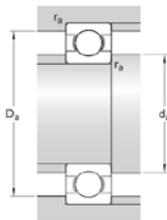
Tolerancias de los asientos  
para condiciones estándares,  
Tolerancias y ajustes resultantes

### Especificación técnica



#### DIMENSIONES

|                  |             |                       |
|------------------|-------------|-----------------------|
| d                | 31.75 mm    | Diámetro del agujero  |
| D                | 79.375 mm   | Diámetro exterior     |
| B                | 22.225 mm   | Ancho                 |
| d <sub>1</sub>   | ≈ 49.56 mm  | Diámetro del resalte  |
| D <sub>1</sub>   | ≈ 65.35 mm  | Diámetro del resalte  |
| r <sub>1,2</sub> | min. 2.4 mm | Dimensión del chaflán |



#### DIMENSIONES DE LOS RESALTES

|                |             |                                     |
|----------------|-------------|-------------------------------------|
| d <sub>a</sub> | min. 44 mm  | Diámetro del resalte del eje        |
| D <sub>a</sub> | max. 71 mm  | Diámetro del resalte del soporte    |
| ra             | max. 1.5 mm | Radio del eje o acuerdo del soporte |

### DATOS DEL CÁLCULO

|                                    |                |              |
|------------------------------------|----------------|--------------|
| Capacidad de carga dinámica básica | C              | 33.2 kN      |
| Capacidad de carga estática básica | C <sub>0</sub> | 19 kN        |
| Carga límite de fatiga             | P <sub>u</sub> | 0.815 kN     |
| Velocidad de referencia            |                | 19 000 r/min |
| Velocidad límite                   |                | 12 000 r/min |
| Factor de carga mínima             | k <sub>r</sub> | 0.03         |
| Factor de cálculo                  | f <sub>0</sub> | 13.1         |

### MASA

|                    |        |
|--------------------|--------|
| Masa de rodamiento | 0.5 kg |
|--------------------|--------|

### CLASE DE TOLERANCIA

|                           |        |
|---------------------------|--------|
| Tolerancias dimensionales | Normal |
| Desviación radial         | Normal |

# TABLA Nº24: RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO



## 6310

- Ítem popular  
- SKF Explorer

### Rodamientos rígidos de bolas

#### Datos de los rodamientos

##### Tolerancias,

Normales (métricas), P6, P5, Normales (en pulgadas),

##### Juego radial interno,

Clases C2 a C5

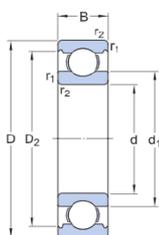
#### Interfaces del rodamiento

##### Tolerancias de los asientos

para condiciones estándares,

##### Tolerancias y ajustes resultantes

### Especificación técnica

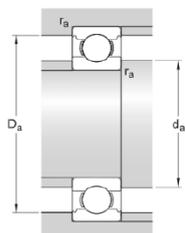


#### DIMENSIONES

|                  |            |                       |
|------------------|------------|-----------------------|
| d                | 50 mm      | Diámetro del agujero  |
| D                | 110 mm     | Diámetro exterior     |
| B                | 27 mm      | Ancho                 |
| d <sub>1</sub>   | ≈ 68.76 mm | Diámetro del resalte  |
| D <sub>2</sub>   | ≈ 95.2 mm  | Diámetro de rebaje    |
| r <sub>1,2</sub> | min. 2 mm  | Dimensión del chaflán |

#### DIMENSIONES DE LOS RESALTES

|                           |                                     |
|---------------------------|-------------------------------------|
| d <sub>i</sub> min. 61 mm | Diámetro del resalte del eje        |
| D max. 99 mm              | Diámetro del resalte del soporte    |
| r <sub>e</sub> max. 2 mm  | Radio del eje o acuerdo del soporte |



#### DATOS DEL CÁLCULO

|                                    |                |              |
|------------------------------------|----------------|--------------|
| Capacidad de carga dinámica básica | C              | 65 kN        |
| Capacidad de carga estática básica | C <sub>0</sub> | 38 kN        |
| Carga límite de fatiga             | P <sub>u</sub> | 1.6 kN       |
| Velocidad de referencia            |                | 13 000 r/min |
| Velocidad límite                   |                | 8 500 r/min  |
| Factor de carga mínima             | k <sub>r</sub> | 0.03         |
| Factor de cálculo                  | f <sub>0</sub> | 13           |

#### MASA

|                    |         |
|--------------------|---------|
| Masa de rodamiento | 1.08 kg |
|--------------------|---------|

#### CLASE DE TOLERANCIA

|                           |    |
|---------------------------|----|
| Tolerancias dimensionales | P6 |
| Desviación radial         | P6 |

## TABLA Nº25: RODAMIENTOS EJE DE SALIDA



### 6214

- Ítem popular  
- SKF Explorer

### Rodamientos rígidos de bolas

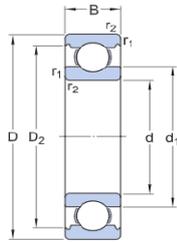
#### Datos de los rodamientos

Tolerancias,  
Normales (métricas), P6, P5, Normales  
(en pulgadas),  
Juego radial interno,  
Clases C2 a C5

#### Interfaces del rodamiento

Tolerancias de los asientos  
para condiciones estándares,  
Tolerancias y ajustes resultantes

### Especificación técnica

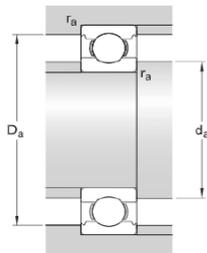


#### DIMENSIONES

|                  |             |                      |
|------------------|-------------|----------------------|
| d                | 70 mm       | Diámetro del agujero |
| D                | 125 mm      | Diámetro exterior    |
| B                | 24 mm       | Ancho                |
| d <sub>1</sub>   | ≈ 87.05 mm  | Diámetro del resalte |
| D <sub>2</sub>   | ≈ 111 mm    | Diámetro de rebaje   |
| r <sub>1,2</sub> | min. 1.5 mm | Dimensión del chafán |

#### DIMENSIONES DE LOS RESALTES

|                |            |                                     |
|----------------|------------|-------------------------------------|
| d <sub>a</sub> | min. 79 mm | Diámetro del resalte del eje        |
| D <sub>a</sub> | max.116 mm | Diámetro del resalte del soporte    |
| r <sub>a</sub> | max.1.5 mm | Radio del eje o acuerdo del soporte |



#### DATOS DEL CÁLCULO

|                                    |                |              |
|------------------------------------|----------------|--------------|
| Capacidad de carga dinámica básica | C              | 63.7 kN      |
| Capacidad de carga estática básica | C <sub>0</sub> | 45 kN        |
| Carga límite de fatiga             | P <sub>u</sub> | 1.9 kN       |
| Velocidad de referencia            |                | 11 000 r/min |
| Velocidad límite                   |                | 7 000 r/min  |
| Factor de carga mínima             | k <sub>r</sub> | 0.025        |
| Factor de cálculo                  | f <sub>0</sub> | 14.7         |

#### MASA

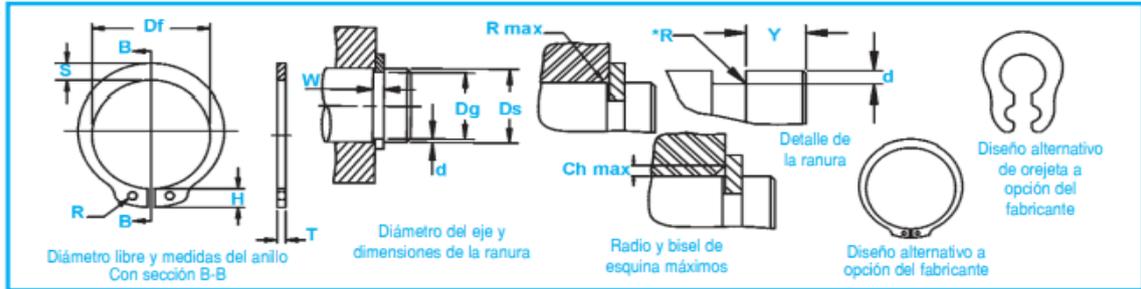
|                    |         |
|--------------------|---------|
| Masa de rodamiento | 1.09 kg |
|--------------------|---------|

#### CLASE DE TOLERANCIA

|                           |        |
|---------------------------|--------|
| Tolerancias dimensionales | P6     |
| Desviación radial         | Normal |

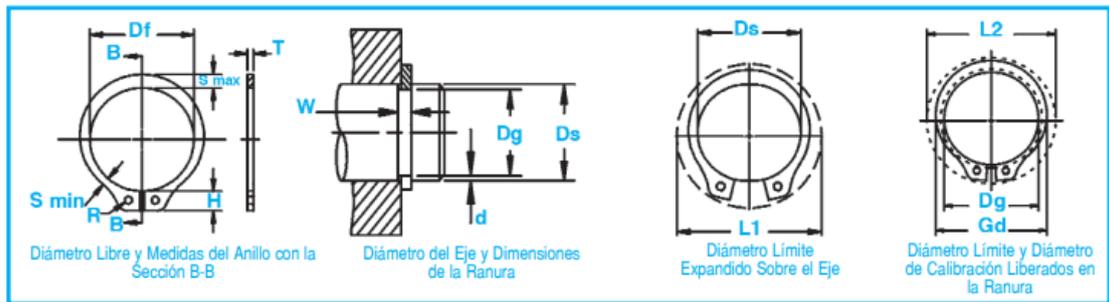
**TABLA Nº26: ANILLOS DE SEGURIDAD DSH & SH:**

# Anillos DSH (DIN 471)



| No. de Anillo | EJE   |      | TAMANO DE RANURA |             |             |        | TAMANO Y PESO DEL ANILLO |      |                      |     |             |                      | DATOS SUPLEMENTARIOS |                 |                        |                        |                          |                      |               |
|---------------|-------|------|------------------|-------------|-------------|--------|--------------------------|------|----------------------|-----|-------------|----------------------|----------------------|-----------------|------------------------|------------------------|--------------------------|----------------------|---------------|
|               | DIAM. |      | ANCHUR           | PROFU DIDAD | ESPESOR *** |        | DIAMETRO LIBRE           |      | ALTURA DE LA OREJETA |     | SECCIO MAX. | DIAMETR DEL AGUJERO. | PESO                 | MARGE DEL BORDE | CARGA DE EMPUJE Anillo | CARGA DE EMPUJE Ranura | Radio y bisel admisibles | Carga máx. c/Ch máx. | LÍMITE DE RPM |
|               | Ds    | Dg   |                  |             | 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.     |
| DSH-48        | 48    | 45.5 |                  | 1.85        | 1.25        | 1.75   |                          | 44.5 |                      | 6.9 | 5.0         | 2.5                  | 7.900                | 3.8             | 49.4                   | 30.7                   | 2.0                      | 9.55                 | 10000         |
| DSH-50        | 50    | 47.0 |                  | 2.15        | 1.50        | 2.00   |                          | 45.8 |                      | 6.9 | 5.1         | 2.5                  | 10.20                | 4.5             | 73.3                   | 38.0                   | 2.0                      | 14.40                | 11000         |
| DSH-52        | 52    | 49.0 |                  | 2.15        | 1.50        | 2.00   |                          | 47.8 |                      | 7.0 | 5.2         | 2.5                  | 11.10                | 4.5             | 73.1                   | 39.7                   | 2.5                      | 11.50                | 10000         |
| DSH-54        | 54    | 51.0 |                  | 2.15        | 1.50        | 2.00   | -0.07                    | 49.8 |                      | 7.1 | 5.3         | 2.5                  | 11.30                | 4.5             | 71.2                   | 41.2                   | 2.5                      | 11.30                | 9000          |
| DSH-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          |

# Anillo de eje SH



| NO. DE ANILLO | DIAMETRO DEL EJE |         |       | TAMANO DE RANURA |         |             |                | TAMANO Y PESO DEL ANILLO |                      |                        |                    | DIAM. LÍMITE                                   |  | CARGA DE EMPUJE (lb) |      |      |      |
|---------------|------------------|---------|-------|------------------|---------|-------------|----------------|--------------------------|----------------------|------------------------|--------------------|--|--|----------------------|------|------|------|
|               |                  |         |       | DIAMETRO         | ANCHURA | PROFUNDIDAD | DIAMETRO LIBRE | ESPESOR***               | Peso por 1000 piezas | Expandido Sobre el Eje | Liberado la Ranura | Límites de Factor de Seguridad del Anillo de 4 | Límites de Factor de Seguridad de la Ranura de 2 |                      |      |      |      |
|               | Ds DEC           | Ds FRAC | Ds mm | Dg               | Tol.    | W           | Tol.           | d                        | Df                   | Tol.                   | T                  | Tol.   | lbs.   | L1                   | L2   | Pr   | Pg   |
| SH-118        | 1.188            | 1-3/16  | 30.2  | 1.118            |         | .056        |                | .035                     | 1.098                |                        | .050               |  | 5.6  | 1.61                 | 1.54 | 7105 | 2950 |
| SH-125        | 1.250            | 1-1/4   | 31.7  | 1.178            | ±.004   | .056        |                | .037                     | 1.156                |                        | .050               | ±.002  | 5.9  | 1.69                 | 1.62 | 7460 | 3250 |
| SH-131        | 1.312            | 1-5/16  | 33.3  | 1.232            | .005*   | .056        |                | .040                     | 1.214                | + .010                 | .050               |  | 6.8  | 1.75                 | 1.67 | 7866 | 3700 |

## TABLA Nº27: RETÉN DEL EJE DE ENTRADA



Image may differ from product. See the technical specification for details.

# 12445

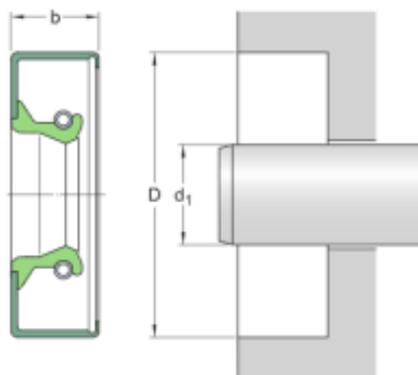
**Radial shaft seal with metal case and SKF Wave lip, for oil or grease**

Radial shaft seals are used between rotating and stationary machine components, or between components in relative motion. CRW1 seals are designed with a sealant coated metal case, a SKF WAVE lip made of elastomer with higher pumping rate to reduce heat generation. The seal also has a garter spring to optimize sealing against the shaft.

- For oil or grease
- With garter spring
- WAVE lip creates higher pumping rate
- WAVE lip has less friction between shaft and lip
- WAVE lip has a lower temperature at the contact point

### Especificación técnica

|                           |  |
|---------------------------|--|
| Tipo de diámetro exterior | Metal-cased with sealant coating on the outside diameter |
| Material del labio        | Caucho fluorado (FKM)                                    |
| Diseño de los sellos      | CRW1   |



### Dimensiones

|       |         |                                  |
|-------|---------|----------------------------------|
| $d_1$ | 1.25 in | Diámetro del eje                 |
| D     | 2 in    | Diámetro del agujero del soporte |
| b     | 0.25 in | Ancho del sello                  |

### Aplicación y condiciones de funcionamiento

|                                    |                       |
|------------------------------------|-----------------------|
| Temperatura de funcionamiento      | min. -40 °F           |
| Temperatura de funcionamiento      | max. 392 °F           |
| Velocidad de la superficie del eje | max. 3 956.693 ft/min |
| Velocidad del eje                  | max. 12 091 r/min     |
| Diferencial de presión             | 10.153 psi            |

## TABLA Nº28: RETÉN DEL EJE DE SALIDA



Image may differ from product. See the technical specification for details.

### 70X100X10 HMS5 V

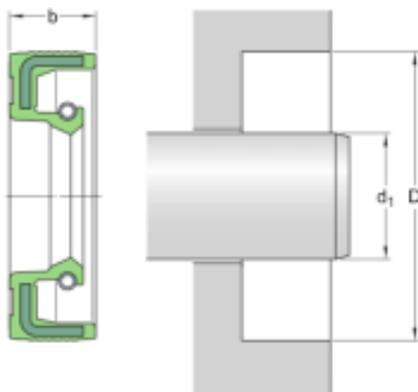
Sello radial del eje con diámetro exterior de caucho y labio de sello simple, para aceite o grasa, métrico

Los sellos radiales del eje se usan entre los componentes giratorios y fijos de la máquina, o entre componentes en un movimiento relativo. Los sellos HMS5 están diseñados con un diámetro exterior de caucho. Tienen un labio de sello convencional de elastómero o termoplástico con un muelle toroidal para mantener la carga radial correcta.

- Alta velocidad de bombeo
- Con muelle toroidal
- Admiten desalineación

### Especificación técnica

|                              |                         |
|------------------------------|-------------------------|
| Tipo de diámetro exterior    | Rubber metal reinforced |
| Material del labio           | Caucho fluorado (FKM)   |
| Diseño de los sellos         | HMS5                    |
| Cumplimiento con el estándar | ISO 6194, DIN 3760      |



#### Dimensiones

|       |        |                                  |
|-------|--------|----------------------------------|
| $d_1$ | 70 mm  | Diámetro del eje                 |
| D     | 100 mm | Diámetro del agujero del soporte |
| b     | 10 mm  | Ancho del sello                  |

#### Aplicación y condiciones de funcionamiento

|  |                  |
|--|------------------|
| Temperatura de funcionamiento                            | min. -20 °C      |
| Temperatura de funcionamiento                            | max. 200 °C      |
| Temperatura de funcionamiento admisible, períodos breves | max. 200 °C      |
| Velocidad de la superficie del eje                       | max. 28.97 m/s   |
| Velocidad del eje  | max. 7 920 r/min |
| Diferencial de presión                                   | 0.03 N/mm        |

# TABLA Nº29: TAPÓN DE LLENADO DE LUBRICANTE

28022 Tapones

norelem

## Descripción del artículo/Imágenes del producto



### Descripción

#### Material:

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

#### Versión:

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

#### Rango de temperatura:

Resistente a la temperatura con aceite hasta 100 °C.

#### Indicación sobre el dibujo:

Forma A: sin ventilación

Forma B: con ventilación

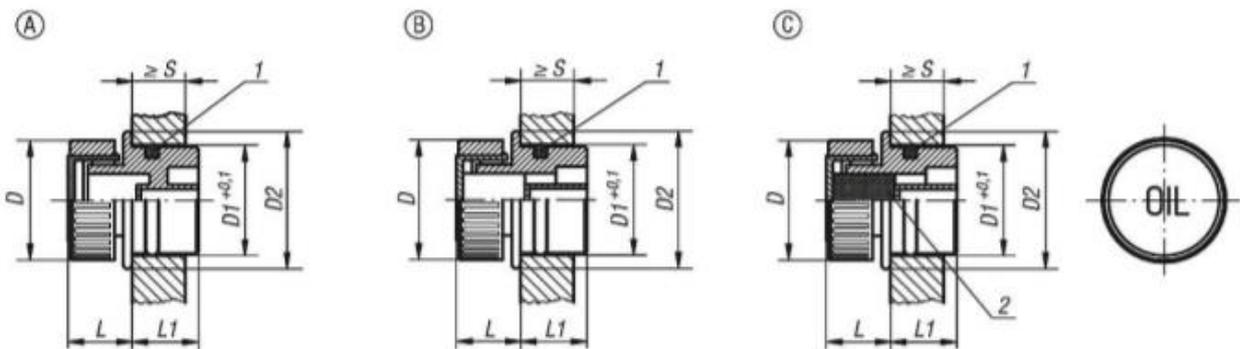
Forma C: con ventilación y filtro de aire



1) Junta tórica

2) Filtro de aire solo con forma C

## Planos



## Nuestros productos

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

# TABLA Nº30: TAPÓN DE VACIADO DE LUBRICANTE

## 28024 Tornillos tapón con imán



### Descripción del artículo/Imágenes del producto



#### Descripción

##### Material:

Termoplástico, poliamida 66. Imán permanente de ferrita.

##### Versión:

Negro. Junta plana sin asbesto.

##### Indicación:

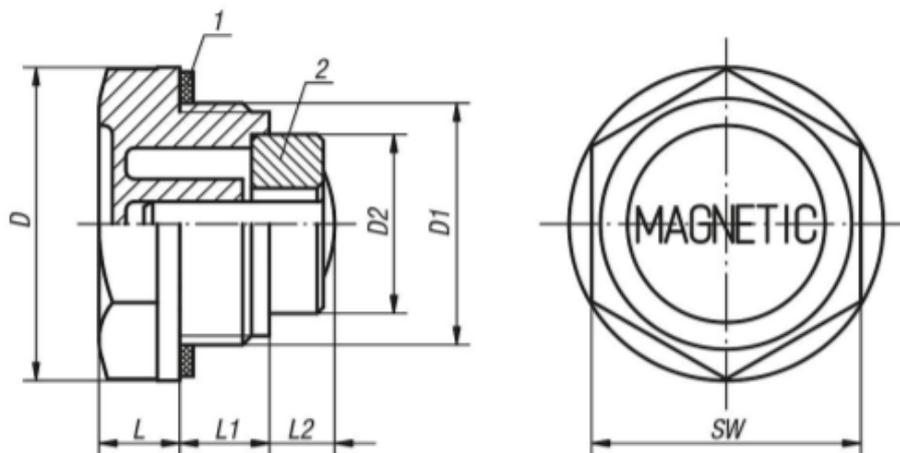
Resistente a la temperatura con aceite hasta 100 °C, con agua hasta 70 °C. El efecto magnético de los tornillos tapón atrapa las partículas de hierro presentes en el aceite.

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

##### Indicación sobre el dibujo:

- 1) Junta plana
- 2) Imán

### Planos



### Nuestros productos

| Referencia   | D  | D1      | D2   | L    | L1 | L2  | SW |
|--------------|----|---------|------|------|----|-----|----|
| 28024-20014  | 20 | G1/4    | 8    | 7    | 9  | 5   | 17 |
| 28024-22038  | 22 | G3/8    | 13   | 7,5  | 10 | 10  | 18 |
| 28024-27012  | 27 | G1/2    | 13   | 8    | 11 | 9   | 24 |
| 28024-34034  | 34 | G3/4    | 19,6 | 9    | 11 | 6,5 | 30 |
| 28024-42100  | 42 | G1      | 19,6 | 10,5 | 12 | 14  | 35 |
| 28024-201415 | 20 | M14X1,5 | 8    | 7    | 9  | 5   | 17 |

## TABLA Nº31: VISOR DE NIVEL DE LUBRICANTE



|                       |  |  |    |            |    |     |     |    |     |
|-----------------------|--|--|----|------------|----|-----|-----|----|-----|
| GN 743.5-11-M16x1,5-A |  |  | 11 | M 16 x 1.5 | 22 | 8   | 7.5 | 20 | 19  |
| GN 743.5-14-M20x1,5-A |  |  | 14 | M 20 x 1.5 | 26 | 8.5 | 7.5 | 23 | 20  |
| GN 743.5-18-M26x1,5-A |  |  | 18 | M 26 x 1.5 | 32 | 9   | 8   | 30 | 42  |
| GN 743.5-18-M27x1,5-A |  |  | 18 | M 27 x 1.5 | 32 | 9   | 8   | 30 | 50  |
| GN 743.5-24-M33x1,5-A |  |  | 24 | M 33 x 1.5 | 40 | 11  | 8.5 | 36 | 64  |
| GN 743.5-32-M42x1,5-A |  |  | 32 | M 42 x 1.5 | 50 | 12  | 9   | 46 | 90  |
| GN 743.5-32-M42x2-A   |  |  | 32 | M 42 x 2   | 50 | 12  | 9   | 46 | 100 |
| GN 743.5-11-M16x1,5-B |  |  | 11 | M 16 x 1.5 | 22 | 8   | 7.5 | 20 | 19  |
| GN 743.5-14-M20x1,5-B |  |  | 14 | M 20 x 1.5 | 26 | 8.5 | 7.5 | 23 | 20  |
| GN 743.5-18-M26x1,5-B |  |  | 18 | M 26 x 1.5 | 32 | 9   | 8   | 30 | 42  |
| GN 743.5-18-M27x1,5-B |  |  | 18 | M 27 x 1.5 | 32 | 9   | 8   | 30 | 50  |
| GN 743.5-24-M33x1,5-B |  |  | 24 | M 33 x 1.5 | 40 | 11  | 8.5 | 36 | 64  |
| GN 743.5-32-M42x1,5-B |  |  | 32 | M 42 x 1.5 | 50 | 12  | 9   | 46 | 90  |

### Especificación

#### Tipos

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

#### Cuerpo

Acero inoxidable AISI 303

Chapa de contraste (Tipo A)

Tecnopolímero (Polysulfan)

Circlip (Tipo B)

Acero inoxidable AISI 301

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

Identificable porque la junta de estanqueidad no es negra



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA**

**Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño**

**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD DE DOS  
ETAPAS PARA UNA CINTA TRANSPORTADORA DE 18.8 KW**

# **PLIEGO DE CONDICIONES**

## ÍNDICE DEL PLIEGO:

|   |     |
|---|-----|
| <b>1. INTRODUCCIÓN</b> .....  | 109 |
| 1.1. OBJETIVO .....   | 109 |
| 1.2. DOCUMENTOS QUE COMPONEN EL PROYECTO .....                                    | 109 |
| <b>2. PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS</b> .....                                | 110 |
| 2.1. OBLIGACIONES Y FACULTADES DE LA DIRECCIÓN TÉCNICA.....                       | 110 |
| 2.2. OBLIGACIONES Y DERECHOS DEL CONTRATISTA .....                                | 111 |
| 2.3. PREPARACIÓN DE LOS TRABAJOS.....   | 111 |
| 2.4. INICIO DE LA FABRICACIÓN Y RITMOS DE LOS TRABAJOS A EJECUTAR .....           | 112 |
| 2.4.1. FASE DE FABRICACIÓN .....  | 112 |
| 2.4.2. FASE DE ENSAMBLAJE Y PRUEBAS .....   | 112 |
| 2.4.3. FASE DE TRANSPORTE .....   | 112 |
| 2.5. TRABAJOS REALIZADOS .....  | 113 |
| 2.6. PRÓRROGA DEL PROYECTO POR CAUSA DE FUERZA MAYOR.....                         | 113 |
| 2.7. PERÍODO DE PRUEBA Y GARANTÍA.....  | 113 |
| 2.8. RECEPCIÓN FINAL.....   | 114 |
| <b>3. PLIEGO DE CONDICIONES ECONÓMICAS</b> .....                                  | 114 |
| 3.1. FIANZAS .....  | 114 |
| 3.2. COMPOSICIÓN DE PRECIOS.....  | 115 |
| 3.3. CONTRADICCIONES EN PRECIOS RESPECTO A LOS PRECIOS ESTÁNDAR DEL PLIEGO<br>115 |     |
| 3.4. REVISIÓN DE PRECIOS .....  | 116 |
| 3.5. ACOPIO DE MATERIALES .....   | 116 |
| 3.6. VALORACIÓN Y ABONO DE LOS TRABAJOS .....                                     | 116 |
| 3.7. PENALIZACIONES.....  | 117 |
| 3.7.1. INCUMPLIMIENTO DEL CONTRATO .....  | 117 |
| 3.7.2. DEMORA DE LOS PAGOS .....  | 117 |
| 3.8. SEGUROS .....  | 117 |
| 3.9. CONDICIONES DE PAGO .....  | 117 |
| 3.9.1. ABONOS DE TRABAJOS EJECUTADOS DURANTE EL PLAZO DE GARANTÍA.....            | 118 |
| <b>4. PLIEGO DE CONDICIONES LEGALES</b> .....                                     | 118 |
| 4.1. EL CONTRATISTA .....   | 118 |
| 4.2. EL CONTRATO.....   | 119 |
| 4.2.1. ALTERACIÓN DE PARTE DEL CONTRATO .....                                     | 119 |
| 4.2.2. RESCISIÓN DE CONTRATO .....  | 120 |

|  |            |
|--|------------|
| 4.3. SUBCONTRATACIONES .....   | 120        |
| <b>5. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS .....</b>                             | <b>121</b> |
| 5.1. MATERIALES .....  | 121        |
| 5.1.1. EJES.....   | 121        |
| 5.1.2. ENGRANAJES .....  | 122        |
| 5.1.3. Carcasa y tapas.....  | 123        |
| 5.2. PROCESO DE FABRICACIÓN .....  | 124        |
| 5.2.1. EJE DE ENTRADA.....   | 124        |
| 5.2.2. EJE INTERMEDIO.....   | 124        |
| 5.2.3. EJE DE SALIDA.....  | 125        |
| 5.2.4. ENGRANAJES .....  | 126        |
| 5.2.5. CARCASA.....  | 126        |
| 5.2.6. TAPA DEL EJE DE ENTRADA .....                                       | 127        |
| 5.2.7. TAPA DEL EJE DE SALIDA .....  | 128        |
| 5.2.8. ELEMENTOS NORMALIZADOS .....  | 128        |
| 5.3. CONTROL DE CALIDAD .....  | 129        |
| 5.3.1. CONTROL DE CALIDAD DE LOS ENGRANAJES.....                           | 129        |
| 5.3.2. CONTROL DE CALIDAD DE LOS EJES .....                                | 129        |
| 5.3.3. CONTROL DE CALIDAD DE LA CARCASA .....                              | 130        |
| 5.4. PRUEBAS DEFINITIVAS, TRANSPORTE SEGURO Y CONDICIONES DE ENTREGA ..... | 131        |
| 5.4.1. MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD FRENTE A INCENDIOS O EXPLOSIÓN .....      | 131        |
| 5.4.2. USO RESPONSABLE DE LUBRICANTES .....                                | 132        |
| 5.4.3. EQUIPO ELÉCTRICO .....  | 132        |
| 5.4.4. INSTALACIÓN, MANTENIMIENTO Y ALMACENAJE .....                       | 132        |

# 1. INTRODUCCIÓN

El presente documento establece las especificaciones de índole técnica, facultativa y legal que fijan las normas a seguir para la correcta ejecución del proyecto. Una vez es aceptado por las partes contratantes, es obligatorio su cumplimiento sin posibilidad de modificación.

## 1.1. OBJETIVO

Se tendrá en cuenta la normativa vigente, por lo que para la elaboración de nuestro proyecto nos basaremos en estas normas, limitándose la responsabilidad del proyectista y no haciéndose cargo de inconvenientes derivados del incumplimiento y/o modificación de alguna de las partes del proyecto sin previo aviso y sin su necesaria aprobación previa.

En caso de omitirse algún detalle por su obviedad o su poca relevancia, tan solo se aceptarán las ejecuciones de buena praxis teniendo como prioridad la calidad. Este documento tiene el objetivo de presentar toda la documentación necesaria que regirá toda la elaboración del reductor de velocidad. Por lo tanto, se determinarán las condiciones de los materiales de cada componente, su fabricación, sus modificaciones y sus tolerancias a la hora del montaje, sus pruebas y condiciones en los ensayos, etc.

## 1.2. DOCUMENTOS QUE COMPONEN EL PROYECTO

Nuestro proyecto de un reductor de velocidad de dos etapas está comprendido por los documentos siguientes:

- Memoria descriptiva: Con respecto a la elección de materiales, este documento prevalece sobre el resto
- Planos: En lo que respecta a las dimensiones de los distintos elementos, este documento tiene prioridad sobre el resto
- Pliego de condiciones: Por lo que atañe a la normativa y calidad del proyecto, se toma como prioridad lo estipulado en este documento

- Presupuesto: Para la financiación de nuestro proyecto, este es el documento que prevalece sobre el resto.

Si existiese alguna duda o contradicción entre lo reflejado en los planos, en la memoria y en el pliego de condiciones, tienen prioridad la memoria y el pliego de condiciones. Y en caso de haber contradicción o diferencias entre estos dos, prevalecerá la memoria si la incompatibilidad se refiere a los cálculos para la selección de materiales y dimensiones necesarias; si se trata de las dimensiones finales del proyecto los planos tendrán prioridad; y si se refiere a cualquier otra causa diferente a la anterior, prevalecerá el pliego de condiciones sobre los documentos restantes.

## 2. PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS

### 2.1. OBLIGACIONES Y FACULTADES DE LA DIRECCIÓN TÉCNICA

El cliente puede designar una dirección técnica, esta puede sustituir al cliente para intervenir en cuestiones importantes en su ausencia. La dirección técnica es la encargada de:

- Comprobar el correcto funcionamiento del reductor, con su motor correspondiente.
- Informar y escribir las modificaciones necesarias en caso de haber.
- Supervisar el proceso de fabricación con el fin de resolver cualquier problema o duda que pueda aparecer y tomar las medidas necesarias para la solución mecánica adecuada.
- Coordinar y gestionar las actividades de todos los técnicos que intervengan en el proyecto.
- Aprobar las certificaciones parciales, la liquidación final y asesorar al promotor en el acto de la recepción.
- Programar el control económico y de calidad.
- Llevar a cabo la verificación de los materiales con sus características, por medio de pruebas y/o ensayos necesarios. Proporcionar los resultados a la parte contratista impartiendo las órdenes adecuadas.
- Dirigir en todo momento la ejecución general del proyecto

## 2.2. OBLIGACIONES Y DERECHOS DEL CONTRATISTA

La dirección general del proyecto será responsabilidad del contratista, que es la persona o empresa que haya sido contratada directamente por el cliente para fabricar el reductor, es decir, el fabricante. Corresponde al contratista o fabricante:

- Conocer el proyecto y la normativa.
- Habilitar un local para consultas sobre el proyecto.
- Coordinar y organizar a todo el personal que intervenga en la fabricación y las intervenciones de los subcontratistas. Estructurando los distintos trabajos y realizando los planos de fabricación necesarios.
- Verificar correctamente todos los materiales y elementos constructivos, rechazando aquellos que no cumplan con las normas vigentes a tener en cuenta o que carezcan de garantía.
- Aprovisionar de los materiales, equipo y mano de obra necesarios, con antelación, al Ingeniero técnico director.
- Suscribir con el promotor las actas de recepción provisional y definitiva.
- Salvaguardar el libro de órdenes y seguimiento.

El contratista solo podrá empezar con los trabajos cuando la dirección técnica del cliente dé el visto bueno para ello. Previamente tiene derecho y debe solicitar un ejemplar del proyecto en cuestión, entendiendo el proyecto correctamente o, en caso de duda, dirigirse a la dirección técnica del cliente y trasladársela. En caso de pérdida de algún documento del proyecto puede volver a solicitarlo y la dirección técnica debe facilitárselo. Con todo, verificar y cerciorarse de una buena comprensión del proyecto.

## 2.3. PREPARACIÓN DE LOS TRABAJOS

El ingeniero técnico director debe realizar un plan de higiene y seguridad.

Se realizarán las correspondientes comprobaciones o preparaciones adecuadas de las zonas y prácticas de trabajo, obligatoriamente se dispondrá de las medidas de seguridad y equipos de protección necesarios.

Antes del comienzo de los trabajos se comprobará exhaustivamente que se dispone de las máquinas y herramientas necesarias y que estas están en correctas condiciones para su funcionamiento y se ajustaran para el cumplimiento de las especificaciones y tolerancias.

## 2.4. INICIO DE LA FABRICACIÓN Y RITMOS DE LOS TRABAJOS A EJECUTAR

El fabricante deberá cumplir con las fechas acordadas, para ello debe desarrollar todos los trabajos correspondientes para la elaboración del reductor de velocidad según lo especificado y en el plazo marcado en el pliego de condiciones. Será avisado con 7 días máximo de antelación al inicio de la ejecución material. A continuación, vemos las fases en las que se lleva a cabo.

### 2.4.1. FASE DE FABRICACIÓN

- En el taller de mecanizado se realizarán los ejes, engranajes y la carcasa del reductor. Para ello necesitaremos 10 días como máximo.
- Para el tratado térmico se enviarán las piezas por separado con sus respectivas especificaciones (Dureza o tipo de tratamiento). Esto se llevará a cabo en 4 días.

### 2.4.2. FASE DE ENSAMBLAJE Y PRUEBAS

- Una vez tenemos todos los componentes de nuestro reductor, el ensamblaje de estos se realizará en un periodo de 14 días.
- Los ensayos se realizarán con el reductor en funcionamiento con los dos sentidos de giro posibles.

### 2.4.3. FASE DE TRANSPORTE

Por último, una vez ensamblado y comprobado el correcto funcionamiento del reductor, procederemos su ensamblaje y seguidamente su transporte. El tiempo de envío variará dependiendo si es un envío a territorio nacional o al extranjero. Para envíos dentro de territorio nacional el periodo oscila entre 5-7 días laborables. Mientras que para envíos al extranjero el periodo oscilará entre 12-14 días laborables.

## 2.5. TRABAJOS REALIZADOS

Hasta la recepción definitiva del reductor, el contratista o fabricante es el responsable de la correcta ejecución de los trabajos a realizar. El contratista deberá emplear los materiales y métodos exigidos en el pliego de condiciones técnicas.

- No acordados previamente: No especificado concretamente en los documentos del proyecto. Se deberá indicar dentro de las posibles alternativas o procesos de fabricación, sino se necesitará una reforma del proyecto con total consentimiento de la propiedad para una desviación del 25% en lo que a un precio específico se refiere, o 15% si hablamos del total del proyecto.
- Defectuosos: Incorrecta ejecución de los trabajos, faltas o defectos que puedan existir. El contratista correrá a cargo de cualquier gasto adicional.

## 2.6. PRÓRROGA DEL PROYECTO POR CAUSA DE FUERZA MAYOR

Si por causa de fuerza mayor, ajenas al contratista, el fabricante no pudiese comenzar los trabajos o tuviese que suspenderlos, o no fuese posible su finalización en los plazos acordados previamente, se le proporcionará una prórroga para el cumplimiento de la contrata. Para ello, será necesario la realización de un escrito por parte del contratista dirigido al ingeniero técnico director, alegando las causas que justifiquen la no ejecución o no continuación de los trabajos y el retraso que conllevaría para el proyecto.

## 2.7. PERÍODO DE PRUEBA Y GARANTÍA

El cliente tiene un plazo de tiempo desde que recibe el reductor de velocidad en el cual, si no se cumplen las exigencias acordadas y se detecta deficiencias en el funcionamiento del dispositivo o algún defecto en los materiales, el fabricante o contratista estará obligado a sustituirlo por uno que si las cumpla y solucionar el problema haciéndose cargo del sobrecoste generado. Este periodo de prueba o garantía será de 6 meses.

## 2.8. RECEPCIÓN FINAL

Si en el tiempo que posee el cliente como periodo de prueba o garantía no se han detectado deficiencias en el funcionamiento del dispositivo ni cualquier otro defecto, se extenderá el acta de recepción definitiva por parte de la dirección técnica y se devolverá la fianza a la contrata.

## 3. PLIEGO DE CONDICIONES ECONÓMICAS

Es imprescindible regular que las actividades económicas en las que participe cualquiera de todo el personal que intervenga en los trabajos necesarios para el proceso de fabricación.

Así pues, las relaciones económicas entre los diferentes clientes, proveedores, subcontratados y contratista se tratan en este apartado.

Cualquiera de las partes mencionadas, tienen derecho a ser pagados por su correcta actuación ciñéndose a las condiciones establecidas por contrato.

Técnicos, contratista o la propiedad, también podrán exigir de las dos partes principales restantes la garantía del cumplimiento del pago puntual por obligación según contrato.

### 3.1. FIANZAS

Como fianza, la contrata deposita un porcentaje sobre el valor de los trabajos como garantía a la firma del contrato. Se llevará a cabo mediante un aval para la firma del contrato, realizando el pago anticipado de un 7% del coste total del dispositivo a fabricar.

Se devolverá esta fianza al contratista en un plazo de 30 días, desde el momento en que quede firmada el acta de recepción definitiva.

También se podría retener certificaciones parciales o pagos como método de fianza.

Dos casos que se podrían dar son los siguientes:

- Trabajos ejecutados con cargo a la fianza → Existe el caso en que el fabricante no quisiera realizar los trabajos necesarios en las condiciones acordadas. El ingeniero técnico director puede contratar entonces a otra persona y abonará al fabricante anterior la cantidad de la fianza depositada en caso de que esta no supere los gastos de las unidades de fabricación.

- Devolución general → Se retornará la fianza al fabricante en un plazo menor a 25 días hábiles desde la recepción de todos los materiales necesarios para el proyecto.

### 3.2. COMPOSICIÓN DE PRECIOS

El cálculo de los precios de las distintas partes se obtiene como resultado de sumar los cálculos de los precios de las diferentes partes que actúan en el proyecto → costes directos, indirectos, gastos generales y beneficio industrial.

- COSTES DIRECTOS:

- Mano de obra, con sus pluses, cargas y seguros sociales.
- Materiales con los respectivos procesos llevados a cabo para su fabricación
- Equipos de protección individual y general, y sistemas técnicos de seguridad.
- Gastos de personal, combustible, energía, etc.
- Gastos de amortización y conservación de la maquinaria

- COSTES INDIRECTOS:

- Gasto en instalaciones de oficinas, almacenes, talleres, etc.
- Gasto en personal técnico y administrativo adscrito exclusivamente al proyecto
- Gastos imprevistos

- GASTOS GENERALES:

Gastos financieros, cargas fiscales y tasas de la administración, establecidas legalmente. Se calculará su valor como un porcentaje de la suma de los costes directos e indirectos.

- BENEFICIO INDUSTRIAL:

El beneficio industrial del contratista se establece en el 7% sobre la suma de las anteriores partidas en obras para la administración.

### 3.3. CONTRADICCIONES EN PRECIOS RESPECTO A LOS PRECIOS ESTÁNDAR DEL PLIEGO

Se podrán producir precios contradictorios únicamente en el caso en que la Propiedad, por la vía del Ingeniero Técnico director, tome la decisión de introducir nuevas unidades o modificaciones respecto a calidad en alguna parte del proyecto, y también en caso de que fuese necesario afrontar alguna circunstancia no prevista. El Fabricante/Contratista estará obligado a efectuar los cambios oportunos.

Si aparecen precios contradictorios no deben superar más de un 2% de la cantidad presupuestada, por supuesto siempre bajo la previa aprobación de la Dirección Técnica, que deben dar garantías de la ejecución de dichos precios contradictorios.

### 3.4. REVISIÓN DE PRECIOS

Existe en la contratación de los trabajos cierto riesgo, pues no se permitirá la revisión de los precios mientras el incremento no sea mayor al 3% de la suma de las unidades todavía por realizar de acuerdo con el calendario, o no se alcance un montante superior al 5% del importe total del presupuesto que se expone en el contrato. En caso de producirse incrementos superiores a estos porcentajes, se efectuará la correspondiente revisión de acuerdo con la fórmula establecida en el BOE 311 el 29 Diciembre 1970 respectiva al caso en cuestión. Recibiendo el contratista/fabricante la diferencia en más que resulte por variación del IPC superior al 3% o porcentaje correspondiente.

### 3.5. ACOPIO DE MATERIALES

Los materiales necesarios, demandados por escrito por parte de la propiedad, serán acopiados y esta tarea concierne al contratista o fabricante. Así pues, el contratista es el responsable de su adecuado almacenaje o conservación. El importe lo abonará el propietario y el fabricante realizará el mantenimiento adecuado necesario.

### 3.6. VALORACIÓN Y ABONO DE LOS TRABAJOS

El propietario es el encargado de efectuar los pagos correspondientes a los trabajos y actividades que el ingeniero técnico director haya realizado, en los plazos previamente establecidos, por lo que su importe corresponderá al de las certificaciones de trabajo expedidas por el ingeniero técnico director.

## 3.7. PENALIZACIONES

### 3.7.1. INCUMPLIMIENTO DEL CONTRATO

En caso de incumplimiento de alguna de las disquisiciones u obligaciones contractuales, conllevará una penalización que significará la rescisión del contrato en cuestión.

### 3.7.2. DEMORA DE LOS PAGOS

El propietario debe de efectuar los pagos de los trabajos ejecutados en un plazo de un mes. Si no es así, el contratista tendrá el derecho a percibir el abono de un 4,5% anual, en concepto de intereses de demora. En el caso de que pasasen dos meses sin realizar el pago, el contratista tendrá derecho a la liquidación correspondiente de los trabajos ejecutados y de los materiales acopiados, siempre que reúnan las condiciones preestablecidas.

## 3.8. SEGUROS

La contrata siempre debe haberse asegurado contra los daños del personal posibles, contra circunstancias de la maquinaria y las instalaciones, durante los procesos de fabricación requeridos para el proyecto. Por ello, la contrata se ve obligada a tener en su posesión un seguro de Responsabilidad Civil, estableciendo también todas las medidas de seguridad y vigilancia evitando en lo posible cualquier robo.

## 3.9. CONDICIONES DE PAGO

Se abonará un 30% al comienzo de los trabajos, otro 30% en una primera certificación y el 55% en una segunda certificación una vez incluidos los trabajos realizados, quedando así finalizado el pago con la devolución de la fianza del 15% una vez terminado el periodo de prueba y garantía. Las liquidaciones y pagos se harán puntualmente en la fecha y lugar pactados. La morosidad o retraso en los pagos no debe exceder de 15 días.

### 3.9.1. ABONOS DE TRABAJOS EJECUTADOS DURANTE EL PLAZO DE GARANTÍA

- Trabajos realizados para la reparación necesaria de desperfectos consecuencia de los propios trabajos → Se abonarán los precios tras la valoración previa requerida.
- Desperfectos provocados por malas prácticas durante los procesos de fabricación o materiales con calidad baja o inferior a la requerida → Los gastos correrán a cuenta del fabricante.
- Trabajos no realizados por el contratista/fabricante sin causa justificada si aparecen en el proyecto → Se exigirá su realización dentro de los plazos establecidos. De no ser así, se realizarán de todos modos, pero abonando una cantidad inferior penalizada con un 3% por cada 10 días hábiles de retraso.

## 4. PLIEGO DE CONDICIONES LEGALES

En cuanto al ámbito legal podemos afirmar que cada una de las partes que comprenden el proyecto designarán un representante legal, así como un equipo de ingenieros colegiados o experimentados del que formará parte el director de fabricación.

### 4.1. EL CONTRATISTA

Sobre el contratista recae la responsabilidad de la correcta ejecución de todos los trabajos y condiciones fijados tanto en el contrato como en los documentos del proyecto, exceptuando el documento de la memoria.

Si existen trabajos que no se hayan ejecutado como es debido, es su obligación rehacerlos correctamente, realizando previamente a su buena ejecución una anotación de todo trabajo realizado de forma indebida, aunque estos hayan sido liquidados por el propietario anteriormente.

El Contratista ha de cumplir, por descontado, lo establecido en la Ley de Contratos de Trabajo, así como lo dispuesto por las leyes de Accidentes de Trabajo, Subsidio Familiar y Seguros Sociales.

Si existiera el caso de que un operario o trabajador sufriera un accidente, por descuido o falta de experiencia durante los procesos de fabricación del proyecto mediante buenas prácticas, tanto en taller propio como ajeno, es también responsabilidad del Contratista abonar las indemnizaciones correspondientes a quien debiese por los daños de los accidentes acontecidos.

El Fabricante debe disponer de una copia de todos los documentos del proyecto necesarios en el taller o zona de trabajo, autorizadas bajo la firma del ingeniero técnico director.

## 4.2. EL CONTRATO

Es totalmente válido celebrar un contrato verbalmente. A pesar de ello, cualquiera de las partes puede exigir la elaboración de un contrato por escrito. Podrá revocarse alguna parte del contrato permaneciendo válido lo estipulado en el resto del documento. El contratista podrá decidir la rescisión de contrato tras únicamente determinadas premisas.

### 4.2.1. ALTERACIÓN DE PARTE DEL CONTRATO

Las causas que dan posibilidad a alteraciones en alguna parte del contrato son únicamente las siguientes:

- Se quiere modificar por voz del Ingeniero Técnico director el proyecto, cuando la variación en el presupuesto de ejecución represente, como mínimo, un 40% de alguna de las unidades modificadas del proyecto.
- Se quiere realizar una modificación de las unidades de obra, cuando la variación en el presupuesto de ejecución represente, como mínimo, un 40% de alguna de las unidades modificadas del proyecto.
- Se suspende la fabricación en proceso cuando, por causas ajena a la contrata, no se comience la fabricación en el plazo de 3 meses desde su adjudicación. Lo que en este caso conllevaría la devolución automática de la fianza.
- La suspensión de la fabricación comenzada, siempre que el plazo de fabricación haya excedido de seis meses.
- La no posibilidad o decisión de comenzar la Contrata los trabajos dentro del plazo señalado en las condiciones particulares del proyecto.
- El incumplimiento de las condiciones estipuladas en el contrato con actos de mala fe o descuidos que conlleven un mal resultado del producto o inaceptable.
- La finalización del plazo/tiempo de ejecución especificado en el proyecto sin haber logrado realizarlo.

- El abandono de la fabricación sin ninguna causa justificada.

#### 4.2.2. RESCISIÓN DE CONTRATO

Para acogerse a la rescisión del contrato se deberá seguir estrictamente alguna de las siguientes premisas:

- Quiebra empresarial del Contratista, debiendo acreditar con los documentos necesarios la imposibilidad de continuar con los trabajos del proyecto por causa directa de la quiebra de la empresa.
- Fallecimiento del Contratista, quedando roto el contrato en caso de que no hubiese más socios implicados en el contrato. Si los hubiese, serán estos quien deberán asumir el cumplimiento del contrato sin posibilidad de rescisión.

#### 4.3. SUBCONTRATACIONES

Se define como subcontratista a aquella persona o entidad contratada por el contratista para encargarse de la realización un trabajo o unos trabajos determinados. La causa suele ser la imposibilidad de realizar dichos trabajos por parte de este. De igual manera que el contratista, el subcontratista ha de respetar tanto la normativa vigente como el pliego de condiciones, y también los planes de seguridad y las instrucciones de control que se unirán a los planos cuando sean necesarios.

Para cualquier duda o corrección el subcontratista debe ponerse en contacto con el contratista. El subcontratista tiene la responsabilidad de asegurar la protección frente a cualquier alteración, de forma que en los envíos de los componentes éstos no se deterioren.

El contratista puede notificar un rechazo mediante un informe de inspección al subcontratista en caso de detectar alguna disconformidad.

En caso de que el subcontratista quiera subcontratar a un tercero deberá informar previamente a contratarlo al contratista. El subcontratista, de igual modo, deberá seguir y aplicar las prescripciones nombradas anteriormente.

## 5. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

### 5.1. MATERIALES

#### 5.1.1. EJES

El material seleccionado para la fabricación de los tres ejes del reductor es un acero laminado forjado 34CrNiMo6. Para obtener este tratamiento térmico debe fundirse a una temperatura de entre 900 y 1150°C, siguiendo la norma UNE-EN 10027-1:2017.

Propiedades mecánicas del acero 34CrNiMo6:

- Módulo de elasticidad (G) =  $8.1 \cdot 10^4$  MPa
- Módulo de Young (E) =  $2.1 \cdot 10^5$  MPa
- Resistencia a tracción (Su) = 1300 MPa
- Límite de fluencia (Sy) = 860 MPa
- Dureza superficial = HB 401

Composición química del acero 34CrNiMo6 en %:

|                |        |
|----------------|--------|
| Carbono (C)    | 0.34 % |
| Manganeso (Mn) | 0.65 % |
| Cromo (Cr)     | 1.5 %  |
| Molibdeno (Mo) | 0.22 % |
| Níquel (Ni)    | 1.15 % |

### 5.1.2. ENGRANAJES

Los engranajes serán de diferentes materiales en cada una de las etapas.

#### ETAPA 1

Los engranajes de la primera etapa estarán fabricados de fundición de grafito esferoidal (FGS), o fundición nodular. La fundición dúctil o nodular, o FGS, posee notables propiedades mecánicas como elasticidad, resistencia a los golpes, alargamiento...si es comparada fundiciones grises tradicionales, gracias a la forma esferoidal o de nódulos de las partículas de grafito que inhiben la creación de grietas.

La cristalización del grafito en pequeños nódulos se consigue por la introducción de manera controlada de una pequeña cantidad de algún elemento nodulizante, por ejemplo el magnesio (el magnesio hierve a 1100 °C y el hierro funde en 1500 °C), otro menos común sería el cerio (en la forma de metal de Misch), el telurio o ,estudiado para ello actualmente, el itrio.

Propiedades mecánicas de la fundición de grafito esferoidal/ nodular:

- Resistencia a tracción ( $S_u$ ) = 780 MPa
- Límite de fluencia ( $S_y$ ) = 460 MPa
- Dureza superficial = HB 250

Composición química de la fundición de grafito esferoidal / nodular en %:

|               |                |
|---------------|----------------|
| Carbono (C)   | 3.2 - 3.6 %    |
| Silicio (Si)  | 2.2 - 2.8 %    |
| Manganeso(Mn) | 0.1 - 0.2 %    |
| Magnesio (Mg) | 0.03 - 0.04 %  |
| Fósforo (P)   | 0.005 - 0.04 % |
| Azufre (S)    | 0.005 - 0.02 % |
| Cobre (Cu)    | < 0.4 %        |
| Hierro (Fe)   | % restante     |

## ETAPA 2

Los engranajes de la segunda etapa estarán fabricados de un acero templado y revenido 42CrMo4. Este tratamiento térmico se lleva a cabo fundiéndose a temperatura de entre 840 y 1380 °C, según la norma UNE-EN 10027- 1:201.

Propiedades mecánicas del acero 42CrMo4:

- Resistencia a tracción (Su) = 1120 MPa
- Límite de fluencia (Sy) = 1040 Mpa
- Dureza superficial = HB 321

Composición química del acero 42CrMo4 en %:

|                |        |
|----------------|--------|
| Carbono ©      | 0.42 % |
| Manganeso (Mn) | 0.75 % |
| Cromo (Cr)     | 1.05 % |
| Molibdeno (Mo) | 0.22 % |

### 5.1.3. CARCASA Y TAPAS

Se ha empleado tanto para la fabricación de las tapas como para la fabricación de la carcasa una fundición gris EN-GJL 250, según la norma UNEEN 1561:2012.

Propiedades mecánicas de la fundición gris EN-GJL 250:

- Límite de fractura (Su) = 250 a 350 Mpa
- Límite de fluencia (Sy) = 165 a 228 Mpa
- Dureza superficial = HB 180 a 220

Composición química de la fundición gris EN-GJL 250 en %:

|              |            |
|--------------|------------|
| Carbono ©    | 2.53 – 4 % |
| Silicio (Si) | 1 – 3 %    |

## 5.2. PROCESO DE FABRICACIÓN

### 5.2.1. EJE DE ENTRADA

Debido a la posibilidad de encontrar imperfecciones superficiales durante el mecanizado, partiremos de un cilindro de 50 mm de diámetro y 280 mm de largo, medidas mayores a las finales establecidas.

Haremos dos operaciones en torno para conseguir el acabado superficial que necesitamos. Primero se realiza una pasada de desbaste y, para ajustar el eje a las medidas establecidas, se realiza una pasada de acabado final mucho más precisa.

### MÁQUINA OPERACIÓN

→ TORNO:

- Refrentado de las caras exteriores hasta tener una longitud de 244 mm.
- Cilindrado exterior de 46 mm a lo largo de todo el eje en desbaste.
- Cilindrado exterior de 44 mm a lo largo de todo el eje en acabado.
- Cilindrado exterior de 31.75 mm de (49+97.5) mm de longitud por un lado en acabado.
- Cilindrado exterior de 31.75 mm de 31.11 mm de longitud por el lado contrario en acabado.
- Ranurado donde se alojan los anillos de seguridad.

→ FRESADORA:

- Fresadora Ranurado de los chaveteros.

La calidad con la que se desarrollará nuestro reductor es una calidad ISO de 5. Para el alojamiento de los engranajes y rodamientos se toma una tolerancia de k5 con un juego mínimo y evitando así un desgaste de las piezas.

### 5.2.2. EJE INTERMEDIO

Partiendo del hecho de posiblemente encontrar imperfecciones superficiales durante el mecanizado, debemos comenzar los procesos con un cilindro de mayores medidas a las finalmente necesarias o establecidas. Por ello, nuestro cilindro inicial para el mecanizado del eje de entrada es de 70 mm de diámetro y 240 mm de largo.

Se realizan dos operaciones principales en el torno para conseguir el acabado superficial necesario. Una primera pasada de desbaste y, para ajustar el eje a las medidas establecidas, una segunda pasada, siendo ésta de acabado y mucho más precisa.

## MÁQUINA OPERACIÓN

### → TORNO:

- Refrentado de las caras exteriores hasta tener una longitud de 195 mm.
- Cilindrado exterior de 66 mm a lo largo de todo el eje en desbaste.
- Cilindrado exterior de 61 mm a lo largo de todo el eje en acabado.
- Cilindrado exterior de 50 mm de 33.5 mm de longitud por un lado en acabado.
- Cilindrado exterior de 50 mm de 160 mm de longitud por el lado contrario en acabado.
- Ranurado donde se alojan los anillos de seguridad.

### → FRESADORA:

- Fresadora Ranurado de los chaveteros.

Nuestro proyecto determina que para el reductor de velocidad hemos tomado una calidad ISO de 5. Para el alojamiento de los engranajes y rodamientos se toma una tolerancia de k5 con un juego mínimo y evitando así un desgaste de las piezas.

### 5.2.3. EJE DE SALIDA

Para la fabricación del eje de salida de nuestro dispositivo realizaremos varias operaciones en el mecanizado partiendo de un cilindro de 85 mm de diámetro y 380 mm de largo, medidas mayores a las finales necesarias debido al factor de riesgo de encontrar imperfecciones superficiales durante alguna parte del proceso.

Las principales operaciones que realizamos son en torno para conseguir el acabado superficial establecido. Una primera pasada de desbaste y, para ajustar el eje a las medidas establecidas, una segunda pasada, siendo ésta de acabado y mucho más precisa.

En este reductor hemos tomado una calidad ISO de 5. Para el alojamiento de los engranajes y rodamientos se toma una tolerancia de k5 con un juego mínimo y evitando así un desgaste de las piezas.

### → TORNO:

- Refrentado de las caras exteriores hasta tener una longitud de 306.5 mm.

- Cilindrado exterior de 82 mm a lo largo de todo el eje en desbaste.
- Cilindrado exterior de 79 mm a lo largo de todo el eje en acabado.
- Cilindrado exterior de 70 mm de 143.5 mm de longitud por un lado en acabado.
- Cilindrado exterior de 70 mm de 160 mm de longitud por el lado contrario en acabado.
- Ranurado donde se alojan los anillos de seguridad.

→ FRESADORA:

- Fresadora Ranurado de los chaveteros.

#### 5.2.4. ENGRANAJES

La fabricación de los cuatro engranajes para nuestro reductor se ha encargado a la parte contratada, por lo que ésta se halla en libertad total de decisión de realizar unas acciones u otras, con libertad de elección de un método u otro para llevar a cabo su fabricación mientras mantenga garantías de la calidad y funcionalidad correcta en cuanto a los requerimientos especificados en los planos y en el anexo de cálculos.

Siguiendo el método ISO en cuanto a la calidad de los engranajes, la calidad en ambas etapas es una QISO 5, correspondiente con una tolerancia IT7.

Para los diámetros exteriores de las ruedas dentadas utilizaremos una tolerancia h7 (fino deslizante), para evitar interferencias en el funcionamiento de los engranajes. Para el montaje de los engranajes sobre los ejes se necesita una tolerancia estrecha, pero con un mínimo juego, por lo tanto, se tomará una tolerancia h7 para el diámetro interior.

#### 5.2.5. CARCASA

La carcasa diseñada para nuestro reductor consta de dos partes (base y tapa), la fabricación de ambas piezas la realizaremos mediante colada. Seguiremos los siguientes pasos:

1. Realizar un diseño de la carcasa de bajo coste.
2. A partir del modelo, dimensionar del tamaño del molde.
3. Posicionar la carcasa en el molde y posterior llenado de arena.
4. Retirar el modelo.
5. Calentar la fundición gris a 1300 °C.
6. Con cuidado verter en el molde la fundición y esperar a que enfríe.

## 7. Retirar la pieza final.

Generalmente, la pieza resultante extraída del molde requiere un mecanizado posterior mediante fresadora para eliminar las posibles rebabas que puedan quedar. También se utilizará la fresadora para realizar los huecos donde se alojan los rodamientos, en los cuales deberemos dejar una tolerancia de ajuste K6 para evitar deslizamientos.

Finalmente, se realizarán operaciones de taladrado de agujeros para poder juntar ambas partes de la carcasa mediante tornillos, así como los agujeros para el visor de nivel y los tapones de llenado y vaciado. Todos estos agujeros necesitarán que se realicen posteriormente los roscados.

Se llevará a cabo un tratamiento térmico, necesarios para conseguir las propiedades mecánicas deseadas. Para ello, se realizará el templado de ambas partes de la carcasa para endurecer el material, a partir de un calentamiento superficial muy rápido hasta alcanzar la temperatura de austenización y el seguido enfriamiento también rápido. Tras el temple, realizaremos de inmediato el revenido. Se pitará la carcasa para el acabado exterior de la carcasa protegiéndolo contra la corrosión.

### 5.2.6. TAPA DEL EJE DE ENTRADA

Debido a la posibilidad de encontrar imperfecciones superficiales durante el mecanizado, partiremos de un cilindro de 130 mm de diámetro y 20 mm de largo, medidas mayores a las finales establecidas.

Se realizan dos operaciones principales en el torno para conseguir el acabado superficial necesario. Una primera pasada de desbaste y, para ajustar la tapa a las medidas establecidas, una segunda pasada, siendo ésta de acabado y mucho más precisa.

Ya que las tapas cumplen tan solo la función de protección y de sujeción axial de los rodamientos, la tolerancia será js8.

#### MÁQUINA OPERACIÓN

##### → TORNO

- Refrentado de las caras exteriores hasta un ancho de 14 mm
- Cilindrado exterior de 112 mm diámetro
- Cilindrado interior de 51.8 mm de 6.4 mm de profundidad
- Taladrado del agujero central de 31.75 mm de diámetro

##### → FRESADORA

- Taladrado de los agujeros para tornillos de M6

### 5.2.7. TAPA DEL EJE DE SALIDA

Debido a la posibilidad de encontrar imperfecciones superficiales durante el mecanizado, partiremos de un cilindro de 200 mm de diámetro y 25 mm de largo, medidas mayores a las finales establecidas.

Se realizan dos operaciones principales en el torno para conseguir el acabado superficial necesario. Una primera pasada de desbaste y, para ajustar la tapa a las medidas establecidas, una segunda pasada, siendo ésta de acabado y mucho más precisa.

Ya que las tapas cumplen tan solo la función de protección y de sujeción axial de los rodamientos, la tolerancia será js8.

#### MÁQUINA OPERACIÓN

##### → TORNO

- Refrentado de las caras exteriores hasta un ancho de 22 mm
- Cilindrado exterior de 212 mm diámetro
- Cilindrado interior de 100 mm de 10 mm de profundidad
- Taladrado del agujero central de 70 mm de diámetro

##### → FRESADORA

- Taladrado de los agujeros para tornillos de M6

### 5.2.8. ELEMENTOS NORMALIZADOS

El hecho de la adquisición de determinadas piezas a través de otras empresas está justificado porque es más eficiente económicamente y en cuanto al tiempo, ya que será más rápido y menos costoso que fabricarlas nosotros mismos. Para ello, se utilizarán catálogos donde podremos encontrar las piezas o elementos normalizados que se ajusten a los requerimientos de nuestro dispositivo, aceptando tan solo las piezas que cumplan lo establecido y especificado en nuestro proyecto. Es importante el seguimiento de una correcta recepción de las mismas comprobando que encuentran en sus embalajes originales sin ningún deterioro debido a su mal almacenaje, estando en sus condiciones correctas y con sus características originales.

### 5.3. CONTROL DE CALIDAD

Se deberá controlar la calidad de todo elemento que forme parte del reductor de velocidad por medio de las pertinentes pruebas, las cuales se realizarán por el Departamento de Calidad de la empresa o autónomo fabricante.

Se llevará a cabo una vigilancia exhaustiva de las máquinas y herramientas que vayan a utilizarse para la fabricación del dispositivo, detectando así algún posible fallo de fabricación o mecanizado y pudiendo ser corregidos a tiempo.

#### 5.3.1. CONTROL DE CALIDAD DE LOS ENGRANAJES

Realizaremos las verificaciones necesarias por medio de la medición adecuada de los diferentes parámetros o dimensiones especificadas. Los controles que se realizarán en las operaciones de mayor relevancia para la fabricación de los engranajes son los siguientes:

- Número de dientes → Verificación visual
- Paso entre dientes → Con un medidor de paso estándar
- Espesor del diente → Comprobación por medio de rodillos colocados entre dientes.
- La dirección de los flancos → Mediante aparatos de verificación de envolventes
- La marcha concéntrica → Gráficos para desgaste iterativo, análisis de huella, círculo útil bajo carga, etc.

Para el mecanizado del chavetero en el cubo de los engranajes podríamos encontrar también problemas como:

- Dimensiones fuera de las tolerancias → Comprobar con calibre
- Ranura no diametral → Comprobar con calibre
- Caras no paralelas al eje taladrado → Comprobar con calibre

#### 5.3.2. CONTROL DE CALIDAD DE LOS EJES

Se verificará que los diámetros de los ejes son correctos por medio de la utilización de un calibre y teniendo en cuenta las tolerancias.

Se comprobará cualquier forma curva que pueda haberse producido en el mecanizo de los ejes en el torno como conicidad, abombamiento, concavidad, etc. utilizando un reloj comparador.

Se verificará que los radios son correctos en los cambios de sección donde apoyen rodamientos mediante las plantillas de radios adecuadas.

Para el correcto manejo de los calibres se debe de tener en cuenta lo siguiente:

- Se deben de manejar con cuidado, ya que son muy sensibles y podrían descalibrarse.
- El operario debe conocer el aparato y su funcionamiento.
- La exactitud del instrumento debe guardar proporción con el propósito de medición.
- Deben de estar fijados a sus soportes, pero sin forzarlos.
- Se deberá limpiar los soportes antes de fijar los instrumentos.
- Se deberá tener en cuenta la temperatura. Se comparará la pieza patrón con la pieza que se desea verificar.

### 5.3.3. CONTROL DE CALIDAD DE LA CARCASA

Se realizarán ensayos no destructivos con el fin de analizar y verificar la calidad de la carcasa, por los cuales se inspecciona internamente las piezas sin ninguna modificación de sus propiedades físicas, químicas, mecánicas ni de sus dimensiones.

Los ensayos no destructivos que realizaremos son los siguientes:

- Técnicas de inspección superficial. Por medio de esta técnica realizaremos los siguientes:
  - Inspección visual
  - Líquidos penetrantes
  - Partículas magnéticas
  - Electromagnetismo
  - Termografía
- Técnicas de inspección volumétrica. Con los siguientes ensayos no destructivos:
  - Radiografía industrial
  - Ultrasonidos
  - Radiografía neutrónica
  - Emisión acústica
  - Resonancia acústica
- Técnicas de inspección de la integridad o hermeticidad. Realizando pues, los siguientes ensayos no destructivos:
  - Pruebas por cambio de presión: hidrostática o neumática.
  - Pruebas por pérdida de fluido: cámara de burbujas, detector de halógenos, espectrómetro de masas, cámara de vacío, etc.
  - La existencia de grietas en la carcasa podría ocasionar pérdidas de lubricante y, por consiguiente, una mala lubricación de los engranajes, lo que provocaría un desgaste excesivo y un bajo rendimiento. Además de reducir la vida del reductor en general.

## 5.4. PRUEBAS DEFINITIVAS, TRANSPORTE SEGURO Y CONDICIONES DE ENTREGA

Todo aquel que participe en la elaboración, procesos de preparación de entrega y transporte del reductor, debe salvaguardar a consciencia la seguridad del dispositivo.

Los componentes externos transportados llevarán los envoltorios correctamente dispuestos para preservar sus correctas condiciones. Para llevar a cabo el transporte cada pieza ira en su propio embalaje empaquetadas cada una por separado, para evitar que el golpeo a un embalaje pueda afectar a más de una única pieza.

Previamente al transporte o envío, se realizará una prueba o verificación final montando el reductor completamente y comprobando exhaustivamente los diferentes componentes instalados, observando de manera minuciosa la no existencia de holguras indeseadas.

De este modo, el reductor de velocidad se encontrará en condiciones adecuadas si se lleva a cabo correctamente tanto el transporte y la posterior instalación, como el futuro uso y mantenimiento correspondiente.

### 5.4.1. MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD FRENTE A INCENDIOS O EXPLOSIÓN

Queda prohibido el uso de elementos inflamables cerca del lugar de operación del dispositivo.

Es recomendable no utilizar elementos incandescentes cerca del dispositivo.

Debemos limitar el uso de elementos o productos peligrosos como químicos potentes, combustibles o materiales altamente inflamables para nuestro reductor, pues en funcionamiento puede generar en su interior vapores fácilmente inflamables.

En cualquier sala con máquinas o trabajos susceptibles de fuego o explosión lo adecuado será contar con extintores correctamente dispuestos.

Para manipular el dispositivo se requerirá el uso de guantes obligatoriamente.

Si en el reductor algo se prendiese fuego, algunos materiales pueden calentarse, derritiéndose o quemándose, generando humos que si se inhalan podrían ser muy perjudiciales para la salud.

#### 5.4.2. USO RESPONSABLE DE LUBRICANTES

Para la manipulación del lubricante utilizado para nuestro reductor se deberá leer y respetar las instrucciones del proveedor, para evitar los posibles daños por contacto en la piel.

Será muy importante tener en cuenta cualquier componente que esté etiquetado con la correspondiente etiqueta de peligro.

Se deberán leer y respetar las instrucciones del proveedor para la manipulación del lubricante, ya que el contacto con la piel puede ser dañino.

#### 5.4.3. EQUIPO ELÉCTRICO

Para trabajar de forma segura con el reductor de velocidad es imprescindible un adecuado aislamiento de la corriente eléctrica.

#### 5.4.4. INSTALACIÓN, MANTENIMIENTO Y ALMACENAJE

La instalación del dispositivo se llevará a cabo por personal cualificado para ello, siguiendo las instrucciones facilitadas por el fabricante.

Con respecto al almacenamiento del dispositivo se deberán conocer las condiciones y actuaciones necesarias estudiadas por el fabricante para su buena conservación.

El mantenimiento adecuado del reductor de velocidad se realizará con los útiles o herramientas adecuados y se repondrán las piezas necesarias que hayan sido aprobadas por el fabricante.



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA**

**Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño**

**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD DE DOS  
ETAPAS PARA UNA CINTA TRANSPORTADORA DE 18.8 KW**

# **PRESUPUESTO**

## ÍNDICE DEL PRESUPUESTO:

|   |            |
|---|------------|
| <b>1. INTRODUCCIÓN PRESUPUESTOS.....</b>  | <b>136</b> |
| <b>2. PRESUPUESTO EJES.....</b>           | <b>136</b> |
| 2.1. PRESUPUESTO EJE DE ENTRADA .....     | 136        |
| 2.1.1. MATERIAL .....                     | 136        |
| 2.1.2. OPERACIONES DE MECANIZADO.....     | 137        |
| 2.1.3. COSTE TOTAL.....                   | 137        |
| 2.2. PRESUPUESTO EJE INTERMEDIO .....     | 137        |
| 2.2.1. MATERIAL .....                     | 137        |
| 2.2.2. OPERACIONES DE MECANIZADO.....     | 138        |
| 2.2.3. COSTE TOTAL.....                   | 138        |
| 2.3. PRESUPUESTO EJE DE SALIDA .....      | 138        |
| 2.3.1. MATERIAL .....                     | 138        |
| 2.3.2. OPERACIONES DE MECANIZADO.....     | 138        |
| 2.3.3. COSTE TOTAL.....                   | 139        |
| <b>3. PRESUPUESTO ENGRANAJES.....</b>     | <b>139</b> |
| 3.1. PIÑÓN EJE DE ENTRADA (ETAPA 1) ..... | 139        |
| 3.1.1. MATERIAL .....                     | 139        |
| 3.1.2. OPERACIONES DE MECANIZADO.....     | 140        |
| 3.1.3. TRATAMIENTOS.....                  | 140        |
| 3.1.4. COSTE TOTAL.....                   | 140        |
| 3.2. RUEDA EJE INTERMEDIO (ETAPA 1) ..... | 140        |
| 3.2.1. MATERIAL .....                     | 140        |
| 3.2.2. OPERACIONES DE MECANIZADO.....     | 141        |
| 3.2.3. TRATAMIENTOS.....                  | 141        |
| 3.2.4. COSTE TOTAL.....                   | 141        |
| 3.3. PIÑÓN EJE INTERMEDIO (ETAPA 2) ..... | 141        |
| 3.3.1. MATERIAL .....                     | 141        |
| 3.3.2. OPERACIONES DE MECANIZADO.....     | 142        |
| 3.3.3. TRATAMIENTOS.....                  | 142        |
| 3.3.4. COSTE TOTAL.....                   | 142        |
| 3.4. RUEDA EJE DE SALIDA (ETAPA 2).....   | 143        |
| 3.4.1. MATERIAL .....                     | 143        |
| 3.4.2. OPERACIONES DE MECANIZADO.....     | 143        |
| 3.4.3. TRATAMIENTOS.....                  | 143        |

|           |  |            |
|-----------|--|------------|
| 3.4.4.    | COSTE TOTAL.....   | 143        |
| <b>4.</b> | <b>PRESUPUESTO TAPAS.....</b>                              | <b>144</b> |
| 4.1.      | TAPA EJE DE ENTRADA.....                                   | 144        |
| 4.1.1.    | MATERIAL.....  | 144        |
| 4.1.2.    | OPERACIONES DE MECANIZADO.....                             | 144        |
| 4.1.3.    | COSTE TOTAL.....   | 144        |
| 4.2.      | TAPA EJE DE SALIDA.....                                    | 145        |
| 4.2.1.    | MATERIAL.....  | 145        |
| 4.2.2.    | OPERACIONES DE MECANIZADO.....                             | 145        |
| 4.2.3.    | COSTE TOTAL.....   | 145        |
| <b>5.</b> | <b>PRESUPUESTO CARCASA.....</b>                            | <b>146</b> |
| 5.1.      | CARCASA SUPERIOR.....                                      | 146        |
| 5.1.1.    | MATERIAL.....  | 146        |
| 5.1.2.    | PROCESO DE COMFORMADO.....                                 | 146        |
| 5.1.3.    | OPERACIONES DE MECANIZADO.....                             | 146        |
| 5.1.4.    | COSTE TOTAL.....   | 146        |
| 5.2.      | CARCASA INFERIOR.....                                      | 147        |
| 5.2.1.    | MATERIAL.....  | 147        |
| 5.2.2.    | PROCESO DE COMFORMADO.....                                 | 147        |
| 5.2.3.    | OPERACIONES DE MECANIZADO.....                             | 147        |
| 5.2.4.    | COSTE TOTAL.....   | 147        |
| <b>6.</b> | <b>PRESUPUESTO COMPONENTES/ELEMENTOS NORMALIZADOS.....</b> | <b>148</b> |
| <b>7.</b> | <b>COSTE TOTAL NETO DEL PRODUCTO.....</b>                  | <b>149</b> |
| <b>8.</b> | <b>VALOR FINAL.....</b>                                    | <b>149</b> |

## 1. INTRODUCCIÓN PRESUPUESTOS

Para realizar el presupuesto total del reductor, se han calculado por separado cada uno de los componentes del dispositivo, así como los costes materiales de ejecución material y los costes del personal implicado en la participación del proyecto.

Hemos establecido el coste total, buscando exhaustivamente cada pieza o cada material utilizados, realizando comparativas para obtenerlos a precios competitivos, o lo que es lo mismo, a un bajo coste teniendo como premisa el cumplimiento de los requisitos de funcionalidad, resistencia y calidad.

El presupuesto consta de dos partes. Por una parte, tenemos los componentes que se pueden comprar en bruto y mecanizarlos (engranajes, ejes, carcasa, tapas, etc.). Y por otra parte, tenemos todos los componentes o elementos normalizados, aquellos que adquirimos ya manufacturados (tapones, rodamientos, casquillos, anillos de seguridad, etc.).

Para obtener el coste total neto del dispositivo, se suma el coste de todos los componentes, más un porcentaje de gastos generales, un porcentaje de beneficio industrial y un impuesto sobre el valor añadido. Hemos incluido ya la mano de obra en cada uno de todos los elementos que aparecen en el presupuesto.

## 2. PRESUPUESTO EJES

### 2.1. PRESUPUESTO EJE DE ENTRADA

#### 2.1.1. MATERIAL

| Material Bruto |           |                  |              |                 |
|----------------|-----------|------------------|--------------|-----------------|
| Material Bruto | Masa (kg) | Dimensiones (mm) | Coste (€/kg) | Coste Total (€) |
| 34CrNiMo6      | 17,26     | 50x280           | 2,057        | <b>35,5101</b>  |

### 2.1.2. OPERACIONES DE MECANIZADO

| Mecanizado          |            |             |                 |
|---------------------|------------|-------------|-----------------|
| Operaciones         | Tiempo (h) | Coste (€/h) | Coste Total (€) |
| Refrentado caras    | 0,1        | 25,85       | 2,585           |
| Cilindrado exterior | 0,7        | 25,85       | 18,095          |
| Ranurados           | 0,2        | 25,85       | 5,17            |
| Fresado chaveteros  | 0,4        | 25,85       | 10,34           |
| <b>TOTAL</b>        |            |             | <b>36,19</b>    |

### 2.1.3. COSTE TOTAL

| Coste Total (€) |                 |             |
|-----------------|-----------------|-------------|
| Material (€)    | Mecanizados (€) | Total (€)   |
| 35,5101         | 36,19           | <b>71,7</b> |

## 2.2. PRESUPUESTO EJE INTERMEDIO

### 2.2.1. MATERIAL

| Material Bruto |           |                  |              |                 |
|----------------|-----------|------------------|--------------|-----------------|
| Material Bruto | Masa (kg) | Dimensiones (mm) | Coste (€/kg) | Coste Total (€) |
| 34CrNiMo6      | 29,00     | 70x240           | 2,057        | <b>59,6569</b>  |

## 2.2.2. OPERACIONES DE MECANIZADO

| Mecanizado          |            |             |                 |
|---------------------|------------|-------------|-----------------|
| Operaciones         | Tiempo (h) | Coste (€/h) | Coste Total (€) |
| Refrentado caras    | 0,13       | 25,85       | 3,3605          |
| Cilindrado exterior | 0,95       | 25,85       | 24,5575         |
| Ranurados           | 0,3        | 25,85       | 7,755           |
| Fresado chaveteros  | 0,5        | 25,85       | 12,925          |
| <b>TOTAL</b>        |            |             | <b>48,598</b>   |

## 2.2.3. COSTE TOTAL

| Coste Total(€) |                 |               |
|----------------|-----------------|---------------|
| Material (€)   | Mecanizados (€) | Total (€)     |
| 59,6569        | 48,598          | <b>108,25</b> |

## 2.3. PRESUPUESTO EJE DE SALIDA

### 2.3.1. MATERIAL

| Material Bruto |           |                  |              |                 |
|----------------|-----------|------------------|--------------|-----------------|
| Material Bruto | Masa (kg) | Dimensiones (mm) | Coste (€/kg) | Coste Total (€) |
| 34CrNiMo6      | 67,71     | 85x380           | 2,057        | <b>139,2756</b> |

### 2.3.2. OPERACIONES DE MECANIZADO

| Mecanizado          |            |             |                 |
|---------------------|------------|-------------|-----------------|
| Operaciones         | Tiempo (h) | Coste (€/h) | Coste Total (€) |
| Refrentado caras    | 0,2        | 25,85       | 5,17            |
| Cilindrado exterior | 1,6        | 25,85       | 41,36           |
| Ranurados           | 0,65       | 25,85       | 16,8025         |
| Fresado chaveteros  | 0,7        | 25,85       | 18,095          |
| <b>TOTAL</b>        |            |             | <b>81,4275</b>  |

### 2.3.3. COSTE TOTAL

| Coste Total (€) |                 |               |
|-----------------|-----------------|---------------|
| Material (€)    | Mecanizados (€) | Total (€)     |
| 139,2756        | 81,4275         | <b>220,70</b> |

## 3. PRESUPUESTO ENGRANAJES

La fabricación de los cuatro engranajes que tiene nuestro reductor se ha encargado a la parte contratada, por lo que ésta se halla en libertad total de decisión de realizar unas acciones u otras, con libertad de elección de un método u otro para llevar a cabo su fabricación mientras mantenga garantías de la calidad y funcionalidad correcta en cuanto a los requerimientos especificados en los planos y en el anexo de cálculos.

La contrata nos ha suministrado los datos de los pasos seguidos y los costes.

### 3.1. PIÑÓN EJE DE ENTRADA (ETAPA 1)

#### 3.1.1. MATERIAL

| Material Bruto               |           |                  |              |                 |
|------------------------------|-----------|------------------|--------------|-----------------|
| Material Bruto               | Masa (kg) | Dimensiones (mm) | Coste (€/kg) | Coste Total (€) |
| Fundición grafito esferoidal | 1,23      | 70 x 45          | 1,350        | <b>1,6599</b>   |

### 3.1.2. OPERACIONES DE MECANIZADO

| Mecanizado          |            |             |                 |
|---------------------|------------|-------------|-----------------|
| Operaciones         | Tiempo (h) | Coste (€/h) | Coste Total (€) |
| Refrentado caras    | 0,48       | 25,85       | 12,408          |
| Cilindrado interior | 0,43       | 25,85       | 11,1155         |
| Cilindrado exterior | 0,3        | 25,85       | 7,755           |
| Fresado dientes     | 1,1        | 25,85       | 28,435          |
| Fresado chaveteros  | 0,22       | 25,85       | 5,687           |
| <b>TOTAL</b>        |            |             | <b>65,4005</b>  |

### 3.1.3. TRATAMIENTOS

| Tratamiento Térmico |            |             |                 |
|---------------------|------------|-------------|-----------------|
| Tratamiento Térmico | Tiempo (h) | Coste (€/h) | Coste Total (€) |
| Templado            | 0,5        | 63,11       | 31,555          |
| Revenido            | 0,5        | 57,7        | 28,85           |
| <b>TOTAL</b>        |            |             | <b>60,405</b>   |

### 3.1.4. COSTE TOTAL

| Coste Total(€) |                 |                         |               |
|----------------|-----------------|-------------------------|---------------|
| Material (€)   | Mecanizados (€) | Tratamiento térmico (€) | Total (€)     |
| 1,6599         | 65,4005         | 60,405                  | <b>127,47</b> |

## 3.2. RUEDA EJE INTERMEDIO (ETAPA 1)

### 3.2.1. MATERIAL

| Material Bruto               |           |                  |              |                 |
|------------------------------|-----------|------------------|--------------|-----------------|
| Material Bruto               | Masa (kg) | Dimensiones (mm) | Coste (€/kg) | Coste Total (€) |
| Fundición grafito esferoidal | 28,46     | 270 x 70         | 1,350        | <b>38,4156</b>  |

### 3.2.2. OPERACIONES DE MECANIZADO

| Mecanizado          |            |             |                 |
|---------------------|------------|-------------|-----------------|
| Operaciones         | Tiempo (h) | Coste (€/h) | Coste Total (€) |
| Refrentado caras    | 1,2        | 25,85       | 31,02           |
| Taladrado           | 0,4        | 18,5        | 7,4             |
| Cilindrado interior | 0,48       | 25,85       | 12,408          |
| Cilindrado exterior | 0,3        | 25,85       | 7,755           |
| Fresado dientes     | 1,7        | 25,85       | 43,945          |
| Fresado chaveteros  | 0,24       | 25,85       | 6,204           |
| <b>TOTAL</b>        |            |             | <b>108,732</b>  |

### 3.2.3. TRATAMIENTOS

| Tratamiento Térmico |            |             |                 |
|---------------------|------------|-------------|-----------------|
| Tratamiento Térmico | Tiempo (h) | Coste (€/h) | Coste Total (€) |
| Templado            | 0,5        | 63,11       | 31,555          |
| Revenido            | 0,5        | 57,7        | 28,85           |
| <b>TOTAL</b>        |            |             | <b>60,405</b>   |

### 3.2.4. COSTE TOTAL

| Coste Total (€) |                 |                         |               |
|-----------------|-----------------|-------------------------|---------------|
| Material (€)    | Mecanizados (€) | Tratamiento térmico (€) | Total (€)     |
| 38,4156         | 108,732         | 60,405                  | <b>207,55</b> |

## 3.3. PIÑÓN EJE INTERMEDIO (ETAPA 2)

### 3.3.1. MATERIAL

| Material Bruto |           |                  |              |                 |
|----------------|-----------|------------------|--------------|-----------------|
| Material Bruto | Masa (kg) | Dimensiones (mm) | Coste (€/kg) | Coste Total (€) |
| Acero 42CrMo4  | 3,50      | 90 x 70          | 1,850        | <b>6,4672</b>   |

### 3.3.2. OPERACIONES DE MECANIZADO

| Mecanizado          |            |             |                 |
|---------------------|------------|-------------|-----------------|
| Operaciones         | Tiempo (h) | Coste (€/h) | Coste Total (€) |
| Refrentado caras    | 0,55       | 25,85       | 14,2175         |
| Cilindrado interior | 0,5        | 25,85       | 12,925          |
| Cilindrado exterior | 0,33       | 25,85       | 8,5305          |
| Fresado dientes     | 1,2        | 25,85       | 31,02           |
| Fresado chaveteros  | 0,25       | 25,85       | 6,4625          |
| <b>TOTAL</b>        |            |             | <b>73,1555</b>  |

### 3.3.3. TRATAMIENTOS

| Tratamiento Térmico |            |             |                 |
|---------------------|------------|-------------|-----------------|
| Tratamiento Térmico | Tiempo (h) | Coste (€/h) | Coste Total (€) |
| Templado            | 0,5        | 63,11       | 31,555          |
| Revenido            | 0,5        | 57,7        | 28,85           |
| <b>TOTAL</b>        |            |             | <b>60,405</b>   |

### 3.3.4. COSTE TOTAL

| Coste Total (€) |                 |                         |               |
|-----------------|-----------------|-------------------------|---------------|
| Material (€)    | Mecanizados (€) | Tratamiento térmico (€) | Total (€)     |
| 6,4672          | 73,1555         | 60,405                  | <b>140,03</b> |

### 3.4. RUEDA EJE DE SALIDA (ETAPA 2)

#### 3.4.1. MATERIAL

| Material Bruto |           |                  |              |                 |
|----------------|-----------|------------------|--------------|-----------------|
| Material Bruto | Masa (kg) | Dimensiones (mm) | Coste (€/kg) | Coste Total (€) |
| Acero 42CrMo4  | 67,71     | 340 x 95         | 1,850        | <b>125,2600</b> |

#### 3.4.2. OPERACIONES DE MECANIZADO

| Mecanizado          |            |             |                 |
|---------------------|------------|-------------|-----------------|
| Operaciones         | Tiempo (h) | Coste (€/h) | Coste Total (€) |
| Refrentado caras    | 1,4        | 25,85       | 36,19           |
| Taladrado           | 0,6        | 18,5        | 11,1            |
| Cilindrado interior | 0,55       | 25,85       | 14,2175         |
| Cilindrado exterior | 0,4        | 25,85       | 10,34           |
| Fresado dientes     | 2          | 25,85       | 51,7            |
| Fresado chaveteros  | 0,22       | 25,85       | 5,687           |
| <b>TOTAL</b>        |            |             | <b>129,2345</b> |

#### 3.4.3. TRATAMIENTOS

| Tratamiento Térmico |            |             |                 |
|---------------------|------------|-------------|-----------------|
| Tratamiento Térmico | Tiempo (h) | Coste (€/h) | Coste Total (€) |
| Templado            | 0,5        | 63,11       | 31,555          |
| Revenido            | 0,5        | 57,7        | 28,85           |
| <b>TOTAL</b>        |            |             | <b>60,405</b>   |

#### 3.4.4. COSTE TOTAL

| Coste Total(€) |                 |                         |               |
|----------------|-----------------|-------------------------|---------------|
| Material (€)   | Mecanizados (€) | Tratamiento térmico (€) | Total (€)     |
| 125,2600       | 129,2345        | 60,405                  | <b>314,90</b> |

## 4. PRESUPUESTO TAPAS

### 4.1. TAPA EJE DE ENTRADA

#### 4.1.1. MATERIAL

| Material Bruto            |           |                  |              |                 |
|---------------------------|-----------|------------------|--------------|-----------------|
| Material Bruto            | Masa (kg) | Dimensiones (mm) | Coste (€/kg) | Coste Total (€) |
| Fundición Gris EN-GJL 250 | 1,63      | 120 x 20         | 0,640        | <b>1,0423</b>   |

#### 4.1.2. OPERACIONES DE MECANIZADO

| Mecanizado          |            |             |                 |
|---------------------|------------|-------------|-----------------|
| Operaciones         | Tiempo (h) | Coste (€/h) | Coste Total (€) |
| Refrentado caras    | 0,19       | 25,85       | 4,9115          |
| Cilindrado interior | 0,32       | 25,85       | 8,272           |
| Cilindrado exterior | 0,33       | 25,85       | 8,5305          |
| Taladrado           | 0,2        | 18,5        | 3,7             |
| <b>TOTAL</b>        |            |             | <b>25,414</b>   |

#### 4.1.3. COSTE TOTAL

| Coste Total(€) |                 |              |
|----------------|-----------------|--------------|
| Material (€)   | Mecanizados (€) | Total (€)    |
| 1,0423         | 25,414          | <b>26,46</b> |

## 4.2. TAPA EJE DE SALIDA

### 4.2.1. MATERIAL

| Material Bruto            |           |                  |              |                 |
|---------------------------|-----------|------------------|--------------|-----------------|
| Material Bruto            | Masa (kg) | Dimensiones (mm) | Coste (€/kg) | Coste Total (€) |
| Fundición Gris EN-GJL 250 | 6,84      | 220 x 25         | 0,640        | <b>4,3791</b>   |

### 4.2.2. OPERACIONES DE MECANIZADO

| Mecanizado          |            |             |                 |
|---------------------|------------|-------------|-----------------|
| Operaciones         | Tiempo (h) | Coste (€/h) | Coste Total (€) |
| Refrentado caras    | 0,21       | 25,85       | 5,4285          |
| Cilindrado interior | 0,33       | 25,85       | 8,5305          |
| Cilindrado exterior | 0,34       | 25,85       | 8,789           |
| Taladrado           | 0,23       | 18,5        | 4,255           |
| <b>TOTAL</b>        |            |             | <b>27,003</b>   |

### 4.2.3. COSTE TOTAL

| Coste Total(€) |                 |              |
|----------------|-----------------|--------------|
| Material (€)   | Mecanizados (€) | Total (€)    |
| 4,3791         | 27,003          | <b>31,38</b> |

## 5. PRESUPUESTO CARCASA

### 5.1. CARACASA SUPERIOR

#### 5.1.1. MATERIAL

| Material Bruto            |           |                             |              |                 |
|---------------------------|-----------|-----------------------------|--------------|-----------------|
| Material Bruto            | Masa (kg) | Dimensiones (mm)            | Coste (€/kg) | Coste Total (€) |
| Fundición Gris EN-GJL 250 | 55,67     | (300x540x340)-(295x535x300) | 0,640        | <b>35,6314</b>  |

#### 5.1.2. PROCESO DE COMFORMADO

| Conformado              |             |
|-------------------------|-------------|
| Operaciones             | Coste (€/h) |
| Fabricación Molde       | 2150        |
| Desmoldado y desbarbado | 70          |
| <b>TOTAL(€)</b>         | <b>2220</b> |

#### 5.1.3. OPERACIONES DE MECANIZADO

| Mecanizado          |            |              |                 |
|---------------------|------------|--------------|-----------------|
| Operaciones         | Tiempo (h) | Coste (€/h)  | Coste Total (€) |
| Fresado             | 1,9        | 25,85        | 49,115          |
| Taladrado y roscado | 1,6        | 18,5         | 29,6            |
|                     |            | <b>TOTAL</b> | <b>78,715</b>   |

#### 5.1.4. COSTE TOTAL

| Coste Total(€) |                 |                |                |
|----------------|-----------------|----------------|----------------|
| Material (€)   | Mecanizados (€) | Conformado (€) | Total (€)      |
| 35,6314        | 78,715          | 2220           | <b>2334,35</b> |

## 5.2. CARCASA INFERIOR

### 5.2.1. MATERIAL

| Material Bruto            |           |                             |              |                 |
|---------------------------|-----------|-----------------------------|--------------|-----------------|
| Material Bruto            | Masa (kg) | Dimensiones (mm)            | Coste (€/kg) | Coste Total (€) |
| Fundición Gris EN-GJL 250 | 55,67     | (300x540x340)-(295x535x300) | 0,640        | <b>35,6314</b>  |

### 5.2.2. PROCESO DE COMFORMADO

| Conformado              |             |
|-------------------------|-------------|
| Operaciones             | Coste (€)   |
| Fabricación Molde       | 2150        |
| Desmoldado y desbarbado | 70          |
| <b>TOTAL(€)</b>         | <b>2220</b> |

### 5.2.3. OPERACIONES DE MECANIZADO

| Mecanizado          |            |              |                 |
|---------------------|------------|--------------|-----------------|
| Operaciones         | Tiempo (h) | Coste (€/h)  | Coste Total (€) |
| Fresado             | 1,9        | 25,85        | 49,115          |
| Taladrado y roscado | 1,6        | 18,5         | 29,6            |
|                     |            | <b>TOTAL</b> | <b>78,715</b>   |

### 5.2.4. COSTE TOTAL

| Coste Total(€) |                 |                |                |
|----------------|-----------------|----------------|----------------|
| Material (€)   | Mecanizados (€) | Conformado (€) | Total (€)      |
| 35,6314        | 78,715          | 2220           | <b>2334,35</b> |

## 6. PRESUPUESTO COMPONENTES/ELEMENTOS NORMALIZADOS

| Descripción                   | Cantidad (uds.)   | Coste (€/ud.) | Total (€)    |
|-------------------------------|-------------------|---------------|--------------|
| <b>CHAVETAS</b>               |                   |               |              |
| Chaveta 39,7x10x8             | 1                 | 1,6           | 1,6          |
| Chaveta 62,5x16x10            | 2                 | 1,72          | 3,44         |
| Chaveta 87,5x20x12            | 1                 | 2,15          | 2,15         |
| <b>RODAMIENTOS</b>            |                   |               |              |
| Rodamiento RMS10              | 2                 | 39,89         | 79,78        |
| Rodamiento 6310               | 2                 | 23,3          | 46,6         |
| Rodamiento 6214               | 2                 | 22,8          | 45,6         |
| <b>CASQUILLOS SEPARADORES</b> |                   |               |              |
| Casquilo Øinterior 31,75      | 1                 | 0,36          | 0,36         |
| Casquilo Øinterior 50         | 1                 | 0,14          | 0,14         |
| Casquilo Øinterior 70         | 1                 | 1,1           | 1,1          |
| <b>ANILLOS DE SEGURIDAD</b>   |                   |               |              |
| SH-125                        | 2                 | 0,19          | 0,38         |
| DSH-50                        | 2                 | 0,3           | 0,6          |
| DSH-70                        | 2                 | 0,55          | 1,1          |
| <b>RETENES</b>                |                   |               |              |
| CRW1 V 1,25X2X0,25 "          | 1                 | 4             | 4            |
| HMS5 70X10X100 mm             | 1                 | 9,8           | 9,8          |
| <b>TORNILLOS</b>              |                   |               |              |
| Cabeza hexagonal M9 1x20      | 6                 | 0,15          | 0,9          |
| Cabeza hexagonal M6 1x20      | 6                 | 0,13          | 0,78         |
| Cabeza hexagonal M6 1x20      | 40                | 0,13          | 5,2          |
| <b>TUERCAS</b>                |                   |               |              |
| Hexagonal M6x1                | 24                | 0,15          | 3,6          |
| <b>TAPONES</b>                |                   |               |              |
| Ø18                           | 1                 | 1,4           | 1,4          |
| M14x1,5                       | 1                 | 1,68          | 1,68         |
| <b>VISOR DE NIVEL</b>         |                   |               |              |
| GN 743,5                      | 1                 | 16            | 16           |
| <b>JUNTAS DE ESTANQUEIDAD</b> |                   |               |              |
| Carcasa                       | 1                 | 5,9           | 5,9          |
| Tapa eje de entrada           | 1                 | 2,2           | 2,2          |
| Tapa eje de salida            | 1                 | 2,5           | 2,5          |
| Descripción                   | Cantidad (litros) | Coste (€/ud.) | Total (€)    |
| <b>LUBRICANTE</b>             |                   |               |              |
| Total Carper EP 680           | 15                | 3,5           | 52,5         |
| <b>PINTURA</b>                |                   |               |              |
| Blanco Anticorrosivo          | 3,8               | 5,55          | 21,09        |
| <b>TOTAL (€)</b>              |                   |               | <b>310,4</b> |

## 7. COSTE TOTAL DE EJECUCIÓN MATERIAL DEL PRODUCTO

| COMPONENTE           | COSTE (€)          |
|----------------------|--------------------|
| EJE DE ENTRADA       | 69,84              |
| EJE INTERMEDIO       | 107,02             |
| EJE DE SALIDA        | 206,41             |
| PIÑON EJE ENTRADA    | 69,61              |
| RUEDA EJE INTERMEDIO | 150,21             |
| PIÑIN EJE INTERMEDIO | 82,25              |
| RUEDA EJE SALIDA     | 257,79             |
| TAPA EJE DE ENTRADA  | 26,46              |
| TAPA EJE DE SALIDA   | 31,38              |
| CARCASA SUPERIOR     | 2334,35            |
| CARCASA INFERIOR     | 2334,35            |
| ELEM. NORMALIZADOS   | 310,4              |
| <b>TOTAL (€)</b>     | <b>5980,068026</b> |

## 8. VALOR FINAL

| CONCEPTO                        | PRECIO (€)      |
|---------------------------------|-----------------|
| GASTOS DE DISEÑO (300h)         | 9000,00         |
| COSTE DE EJECUCIÓN MATERIAL     | 5980,07         |
| <b>COSTE TOTAL DEL PRODUCTO</b> | <b>14980,07</b> |
| GASTOS GENERALES (7%)           | 1048,60         |
| BENEFICIO INDUSTRIAL (14%)      | 2097,21         |
| <b>PRECIO BRUTO (€)</b>         | <b>18125,88</b> |
| IVA (21%)                       | 3806,44         |
| <b>PRECIO NETO TOTAL (€)</b>    | <b>21932,32</b> |

El dispositivo diseñado, es decir, nuestro reductor de velocidad, tiene un precio de venta final de “ VEINTIUNMIL MIL NOVECIENTOS TREINTA Y DOS CON TREINTA Y DOS CÉNTIMOS ” .



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

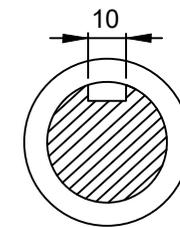
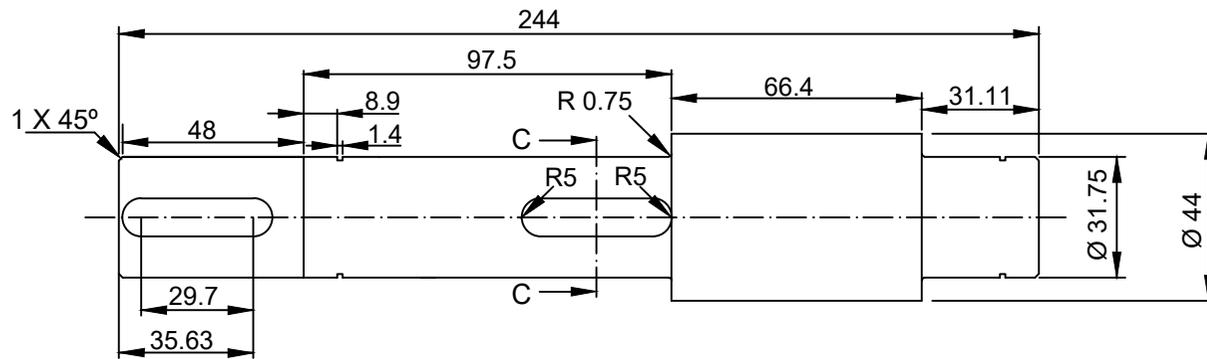


**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA**

**Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño**

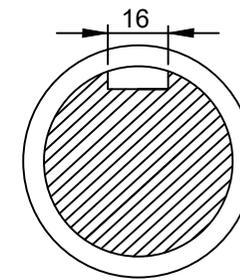
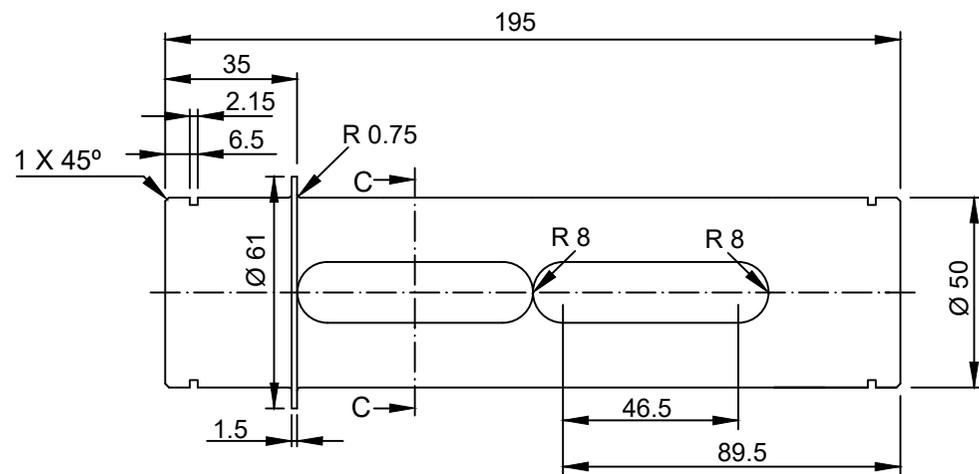
**CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD DE DOS  
ETAPAS PARA UNA CINTA TRANSPORTADORA DE 18.8 KW**

# **PLANOS**



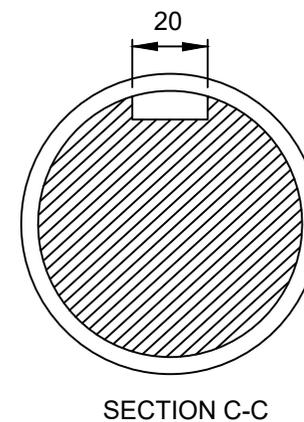
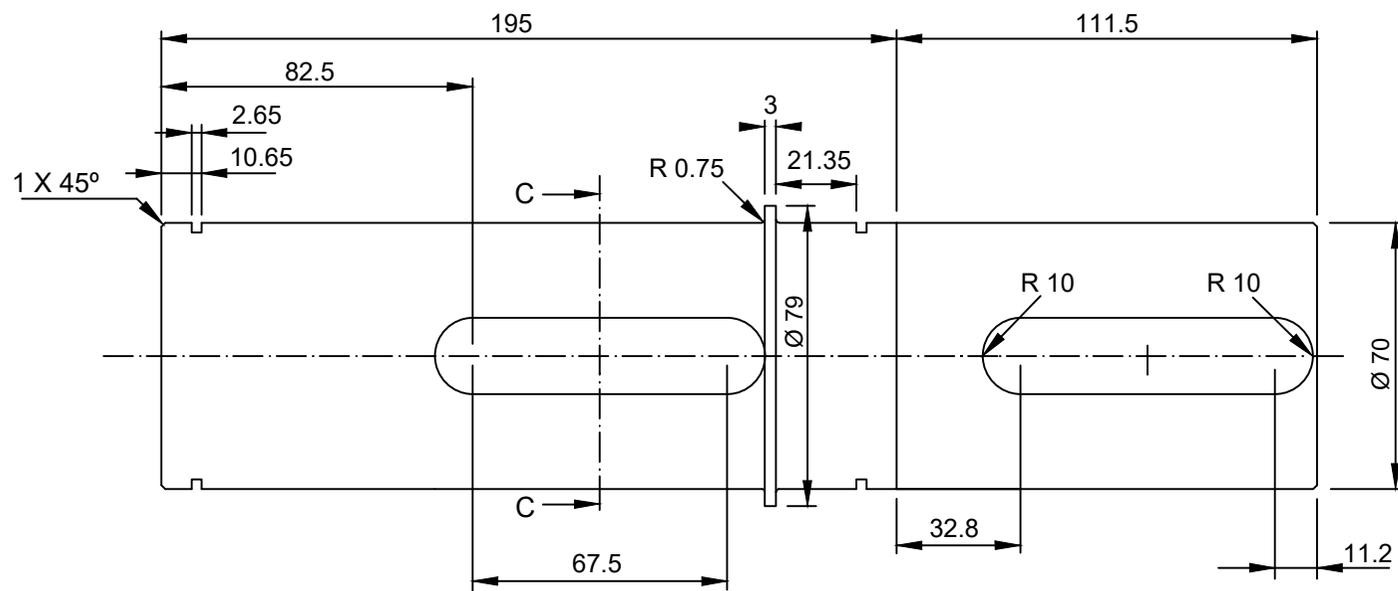
SECTION C-C

|                           |               |          |
|---------------------------|---------------|----------|
| REDUCTOR DE VELOCIDAD     | ETSID         |          |
| <b>EJE DE ENTRADA</b>     |               |          |
| HUGO GARCÍA GABALDÓN      | 1:2           | 28/06/23 |
| ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ | PLANO 1 DE 17 |          |

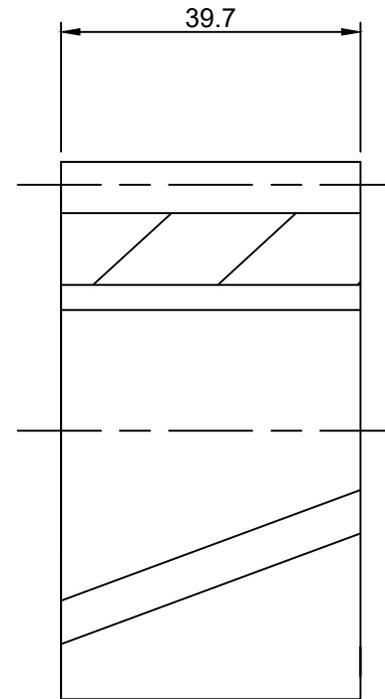
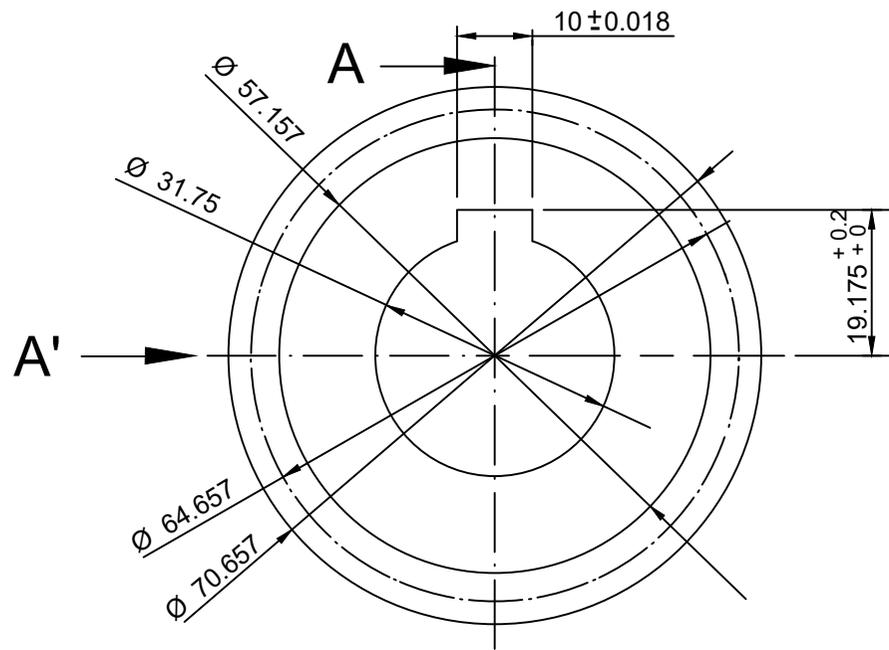


SECTION C-C

|                           |               |          |
|---------------------------|---------------|----------|
| REDUCTOR DE VELOCIDAD     | ETSID         |          |
| <b>EJE INTERMEDIO</b>     |               |          |
| HUGO GARCÍA GABALDÓN      | 1:2           | 28/06/23 |
| ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ | PLANO 2 DE 17 |          |

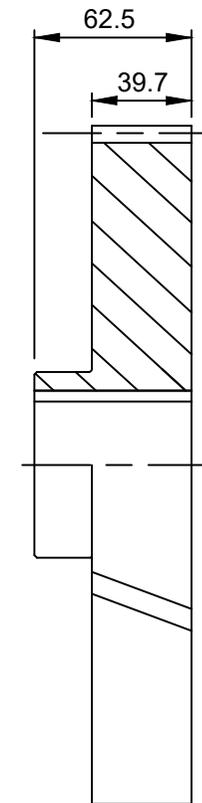
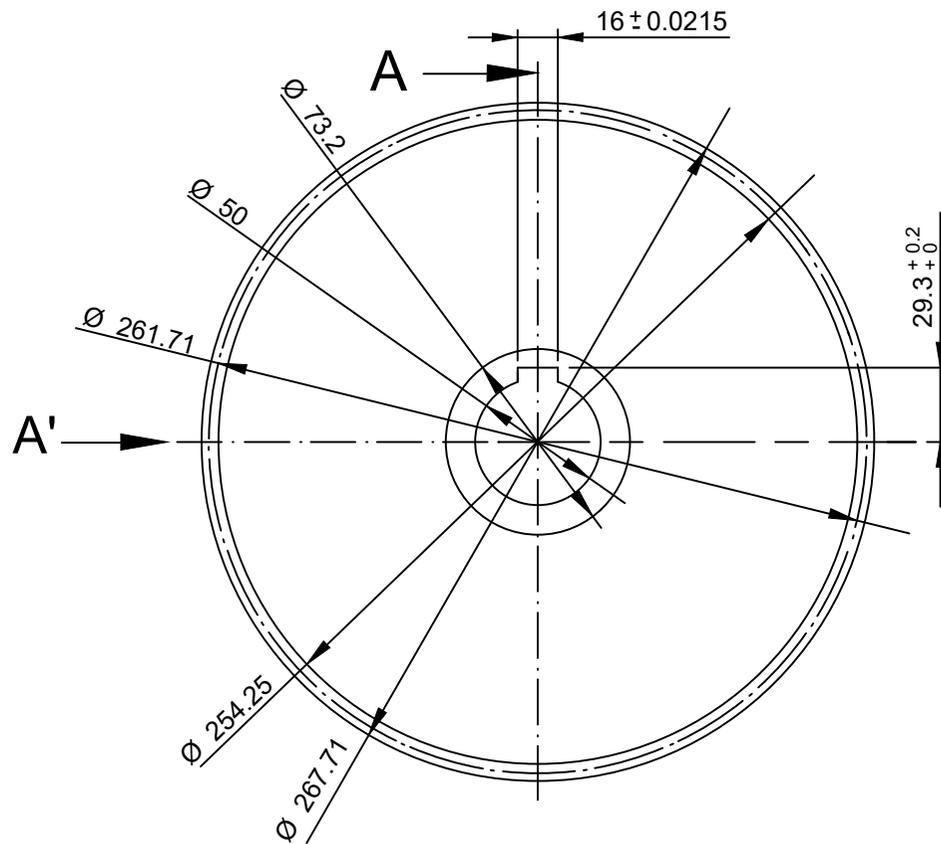


|                           |               |          |
|---------------------------|---------------|----------|
| REDUCTOR DE VELOCIDAD     | ETSID         |          |
| <b>EJE DE SALIDA</b>      |               |          |
| HUGO GARCÍA GABALDÓN      | 1:2           | 28/06/23 |
| ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ | PLANO 3 DE 17 |          |



|            |     |
|------------|-----|
| $\alpha_n$ | 20° |
| $\beta$    | 13° |
| MÓDULO     | 3   |
| Z          | 21  |

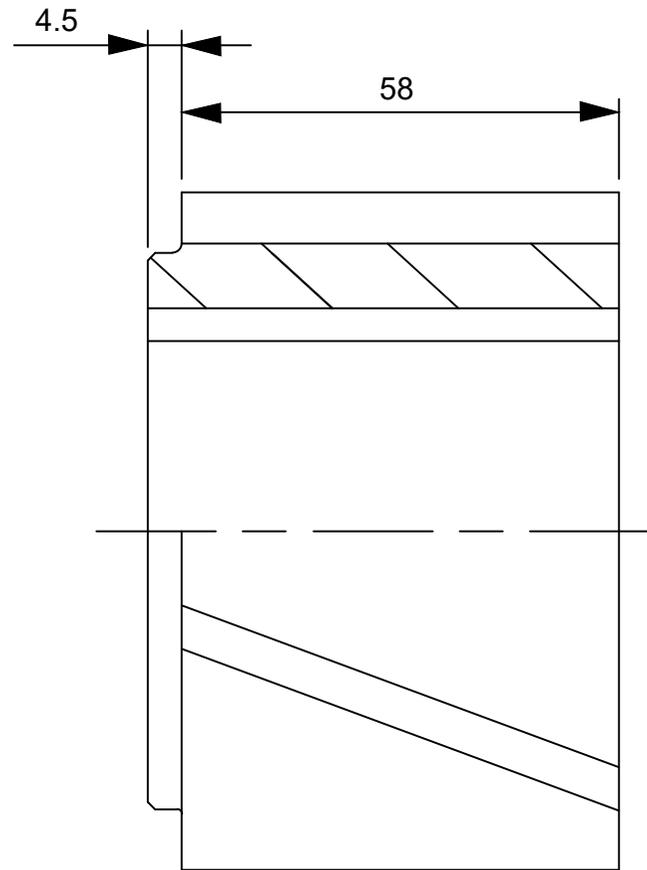
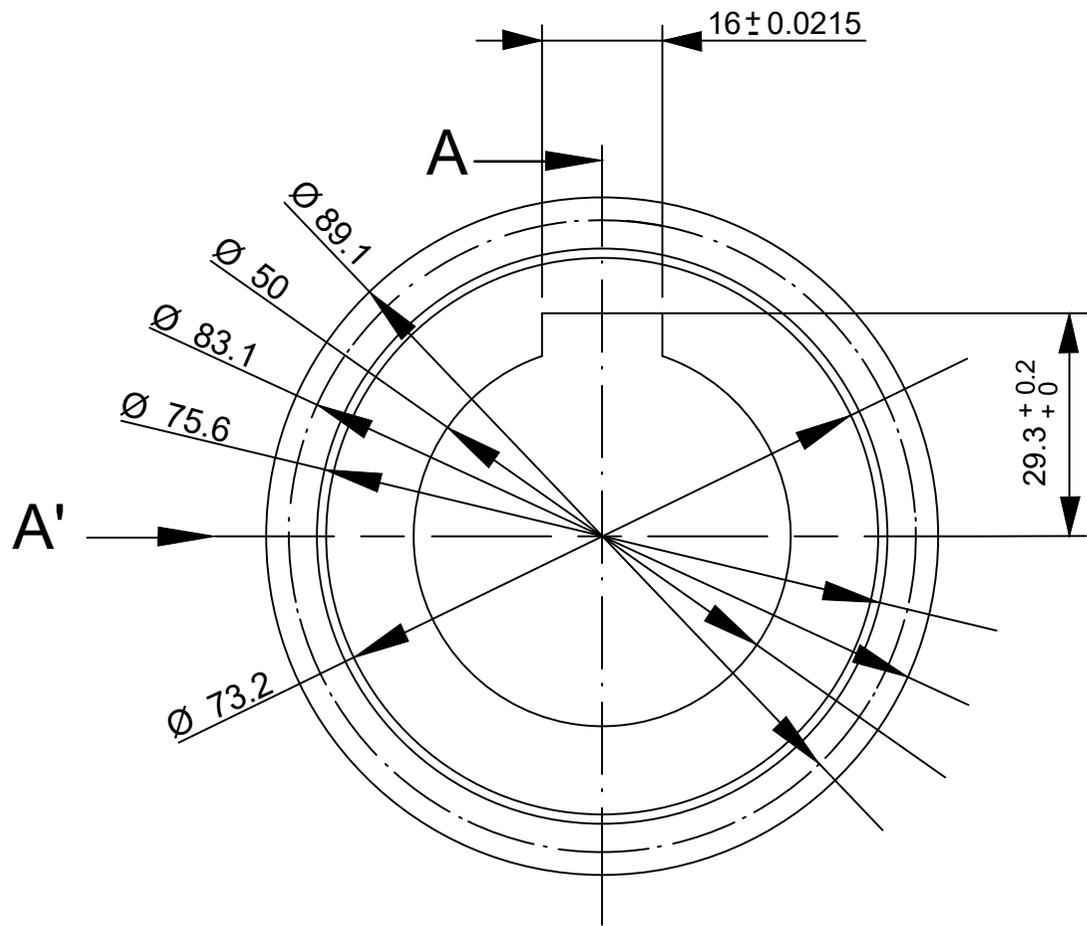
|                           |               |          |
|---------------------------|---------------|----------|
| REDUCTOR DE VELOCIDAD     | ETSID         |          |
| <b>PIÑÓN ETAPA 1</b>      |               |          |
| HUGO GARCÍA GABALDÓN      | 1:1           | 28/06/23 |
| ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ | PLANO 4 DE 17 |          |



SECTION A-A'

|            |            |
|------------|------------|
| $\alpha_n$ | $20^\circ$ |
| $\beta$    | $13^\circ$ |
| MÓDULO     | 3          |
| Z          | 85         |

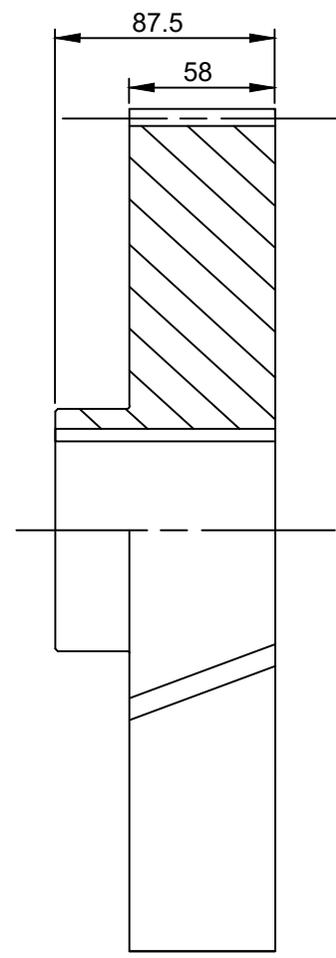
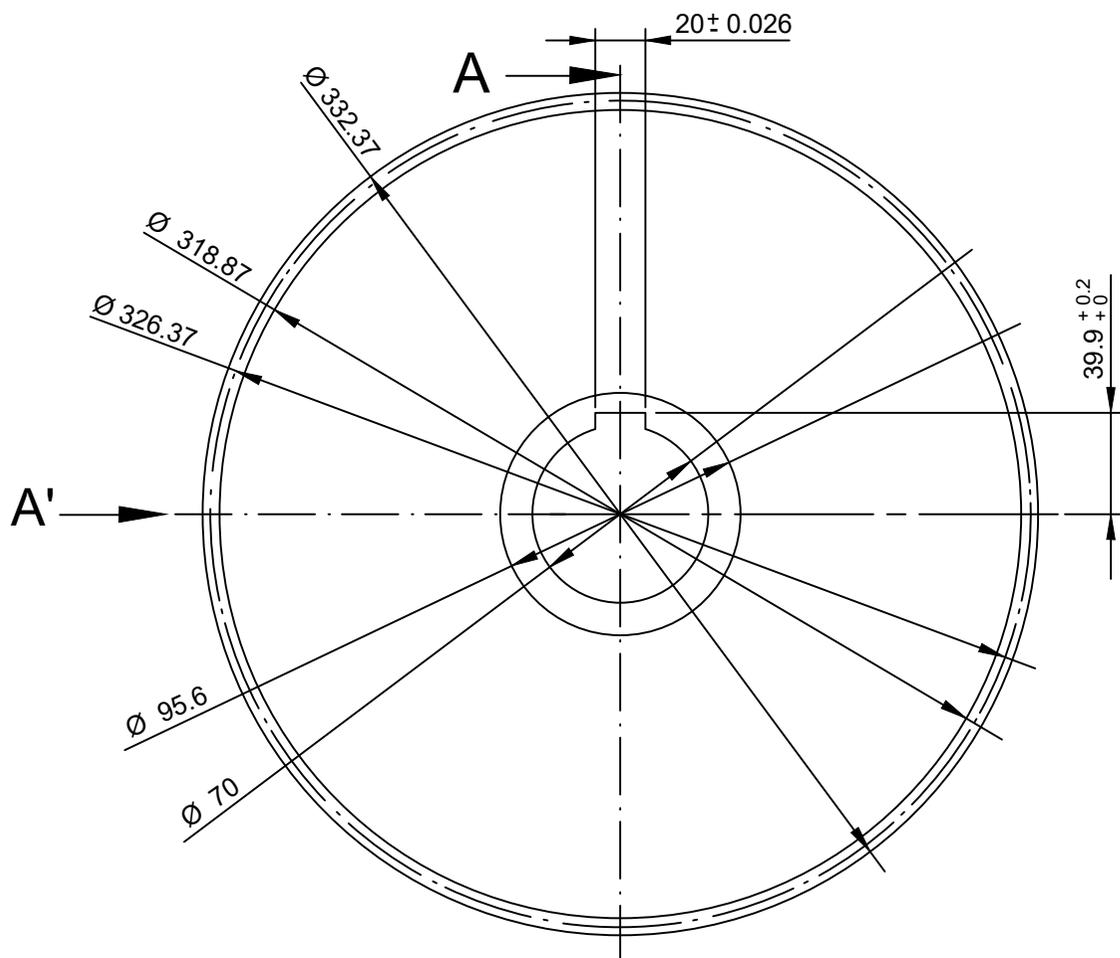
|                           |               |          |
|---------------------------|---------------|----------|
| REDUCTOR DE VELOCIDAD     | ETSID         |          |
| <b>RUEDA ETAPA 1</b>      |               |          |
| HUGO GARCÍA GABALDÓN      | 1:3           | 28/06/23 |
| ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ | PLANO 5 DE 17 |          |



SECTION A-A

|            |            |
|------------|------------|
| $\alpha_n$ | $20^\circ$ |
| $\beta$    | $13^\circ$ |
| MÓDULO     | 3          |
| Z          | 27         |

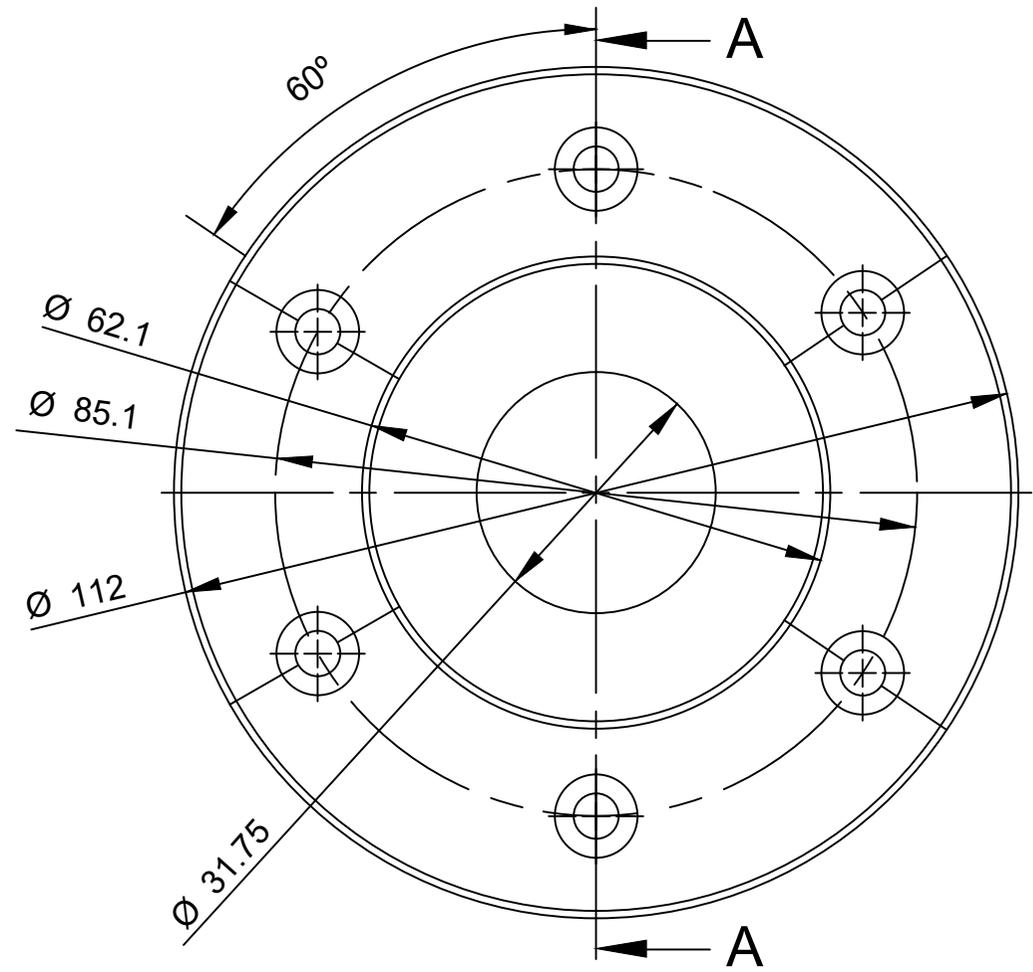
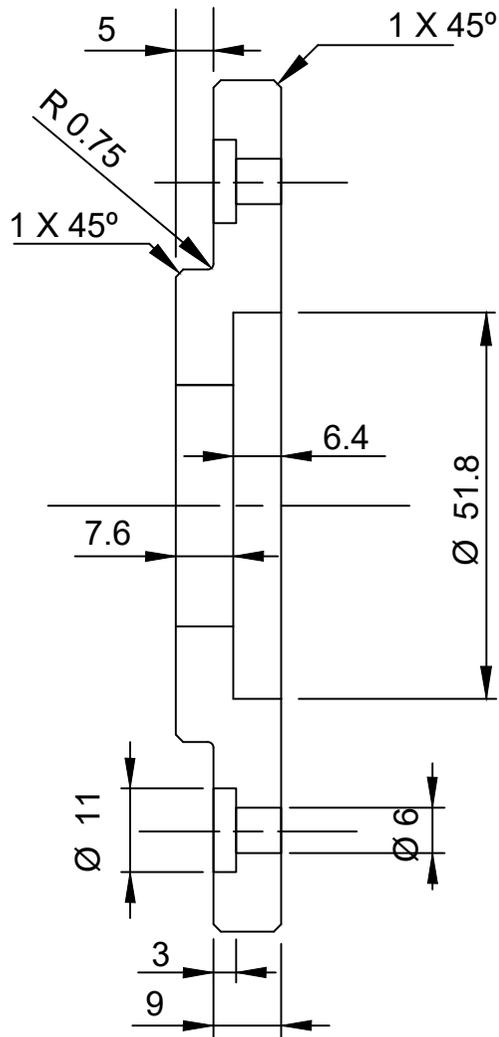
|                           |               |          |
|---------------------------|---------------|----------|
| REDUCTOR DE VELOCIDAD     | ETSID         |          |
| <b>PIÑÓN ETAPA 2</b>      |               |          |
| HUGO GARCÍA GABALDÓN      | 1:1           | 28/06/23 |
| ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ | PLANO 6 DE 10 |          |



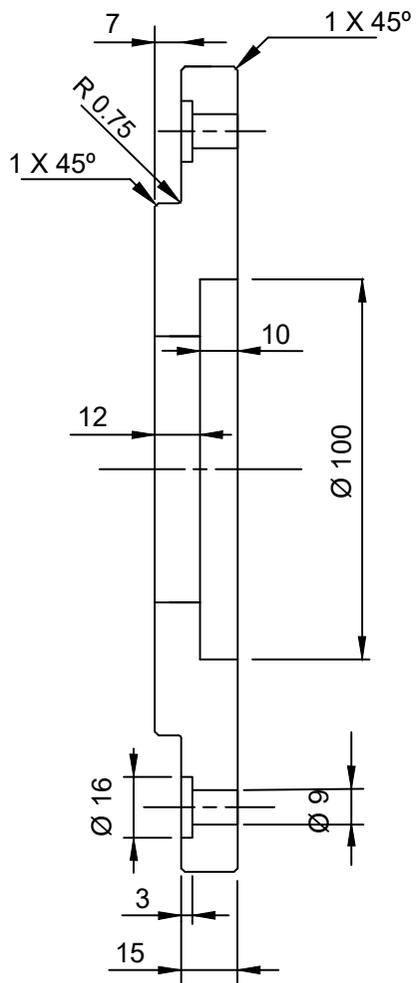
SECTION A-A'

|            |            |
|------------|------------|
| $\alpha_n$ | $20^\circ$ |
| $\beta$    | $13^\circ$ |
| MÓDULO     | 3          |
| Z          | 106        |

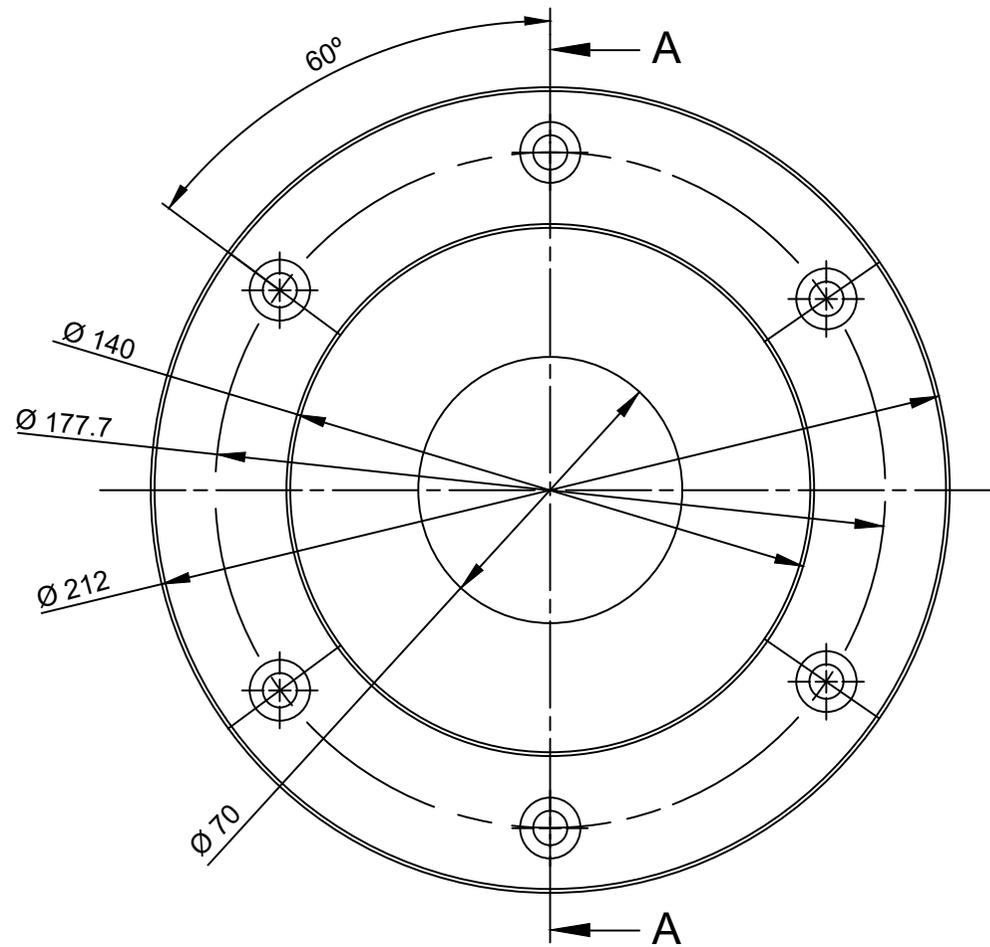
|                           |               |          |
|---------------------------|---------------|----------|
| REDUCTOR DE VELOCIDAD     | ETSID         |          |
| <b>RUEDA ETAPA 2</b>      |               |          |
| HUGO GARCÍA GABALDÓN      | 1:3           | 28/06/23 |
| ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ | PLANO 7 DE 17 |          |



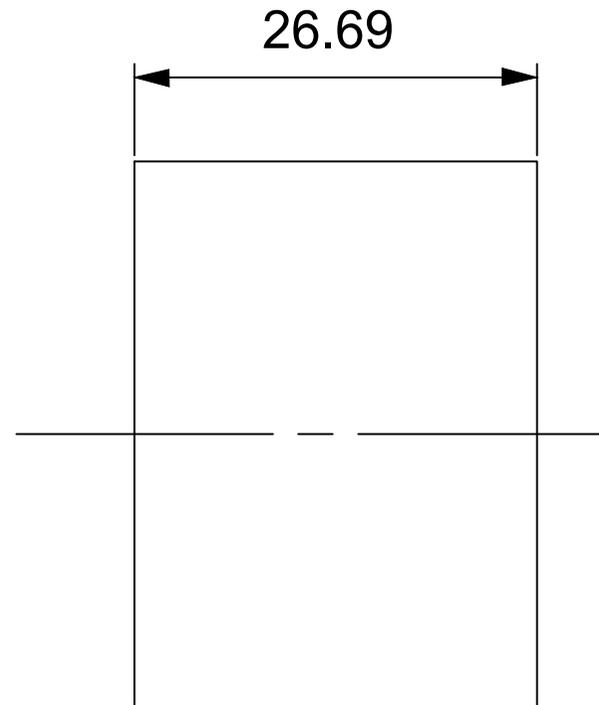
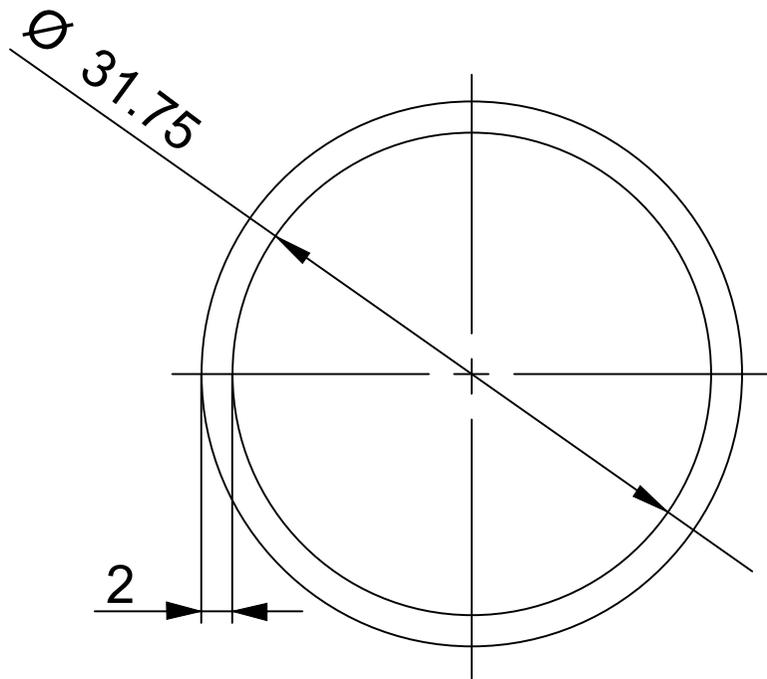
|                            |               |          |
|----------------------------|---------------|----------|
| REDUCTOR DE VELOCIDAD      | ETSID         |          |
| <b>TAPA EJE DE ENTRADA</b> |               |          |
| HUGO GARCÍA GABALDÓN       | 1:1           | 28/06/23 |
| ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ  | PLANO 8 DE 17 |          |



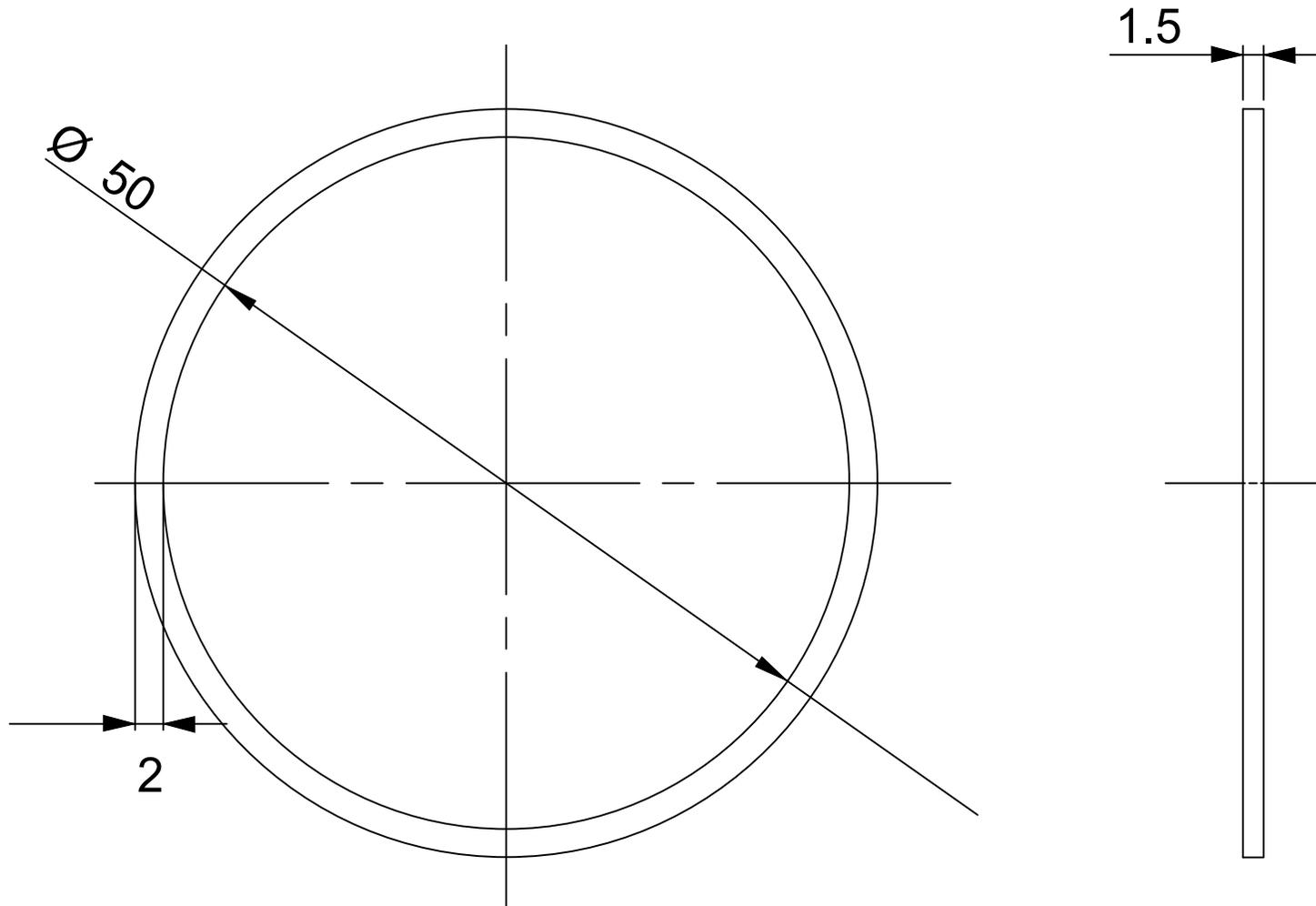
SECTION A-A



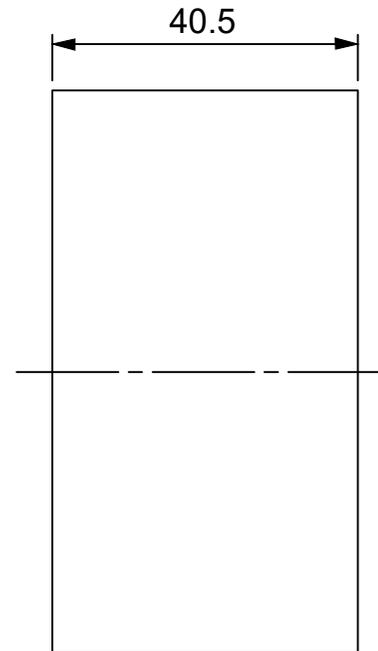
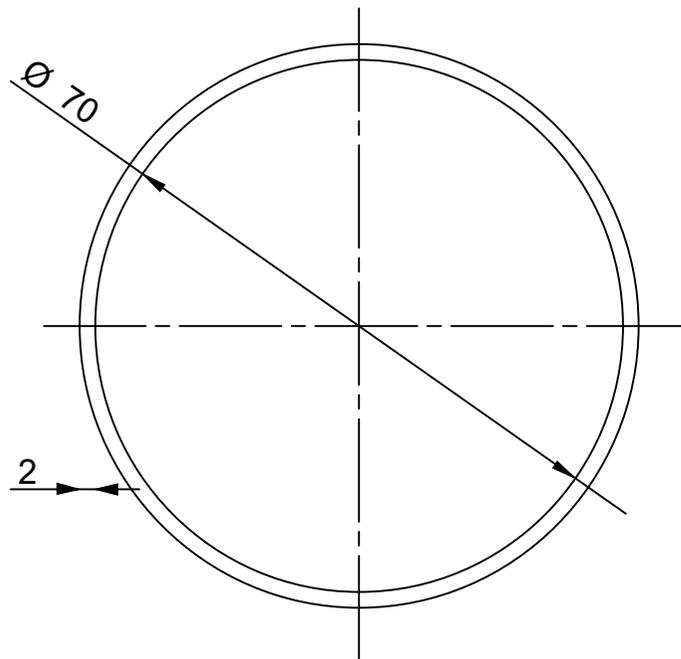
|                           |  |               |          |
|---------------------------|--|---------------|----------|
| REDUCTOR DE VELOCIDAD     |  | ETSID         |          |
| <b>TAPA EJE DE SALIDA</b> |  |               |          |
| HUGO GARCÍA GABALDÓN      |  | 1:2           | 28/06/23 |
| ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ |  | PLANO 9 DE 17 |          |



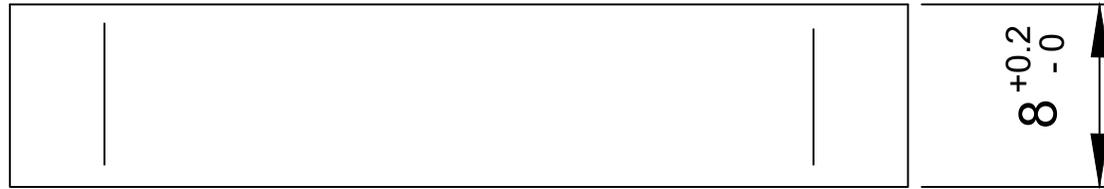
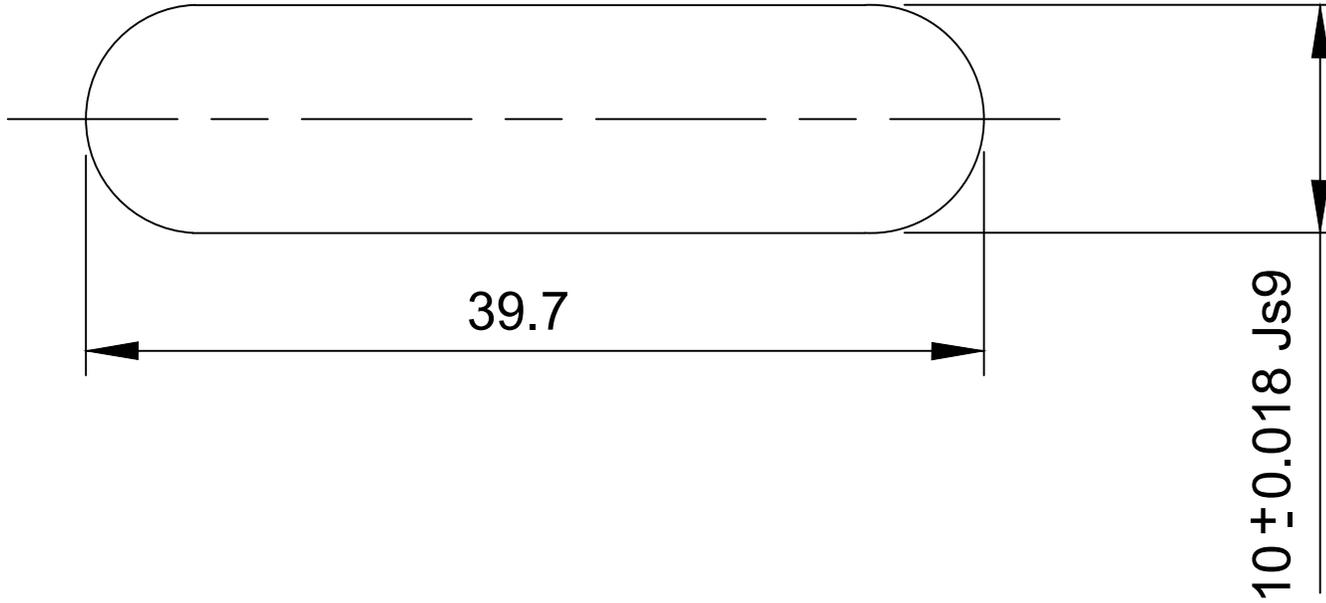
|                                 |                |          |
|---------------------------------|----------------|----------|
| REDUCTOR DE VELOCIDAD           | ETSID          |          |
| <b>CASQUILLO EJE DE ENTRADA</b> |                |          |
| HUGO GARCÍA GABALDÓN            | 2:1            | 28/06/23 |
| ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ       | PLANO 10 DE 17 |          |



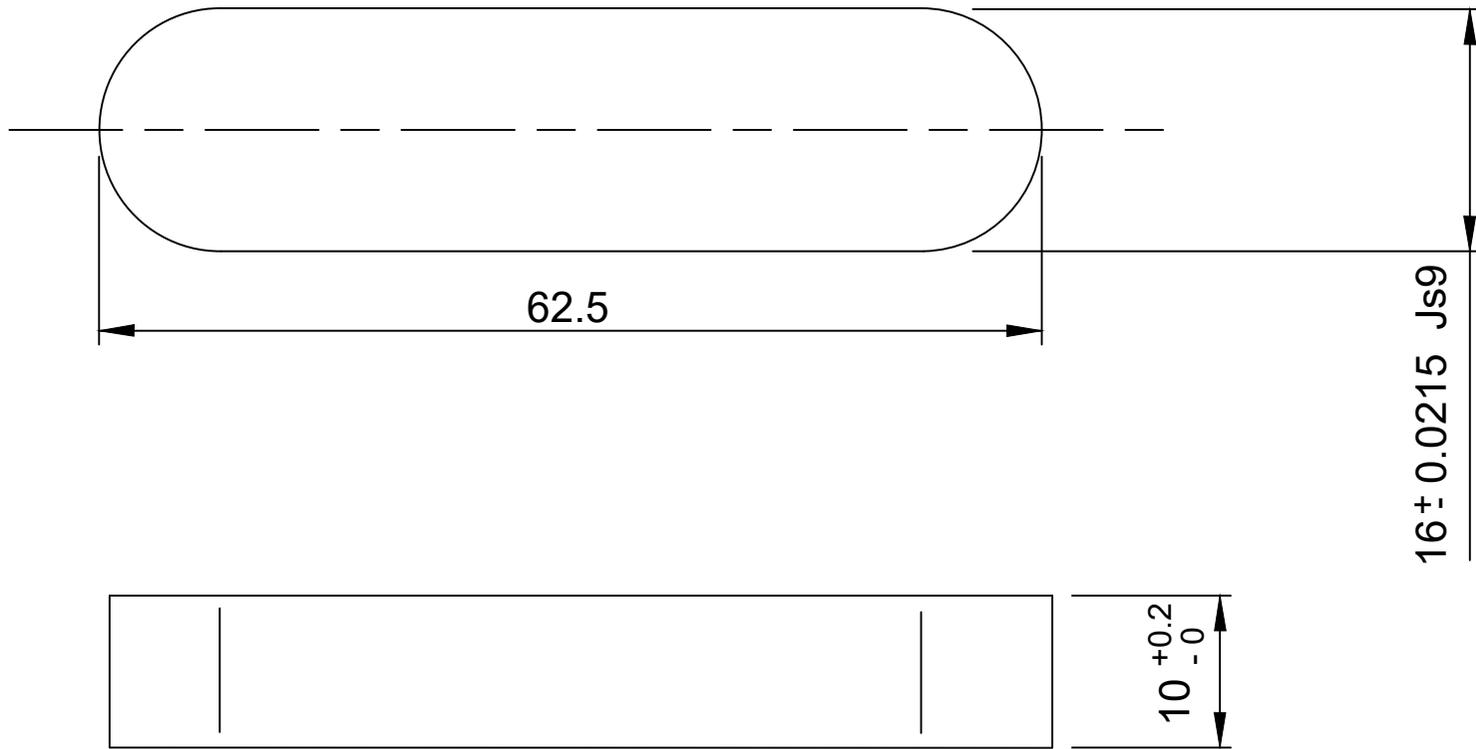
|                                 |                |          |
|---------------------------------|----------------|----------|
| REDUCTOR DE VELOCIDAD           | ETSID          |          |
| <b>CASQUILLO EJE INTERMEDIO</b> |                |          |
| HUGO GARCÍA GABALDÓN            | 2:1            | 28/06/23 |
| ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ       | PLANO 11 DE 17 |          |



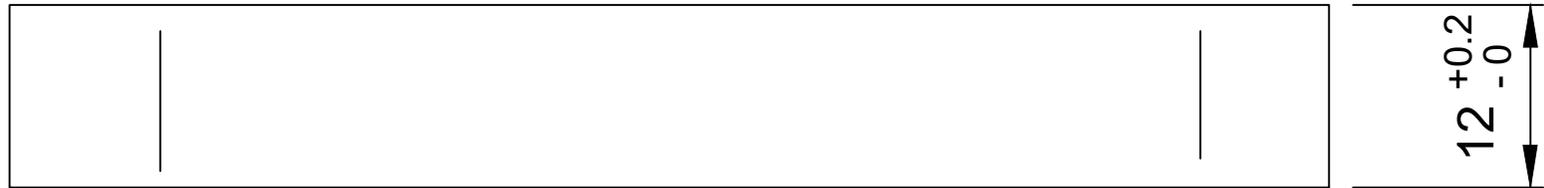
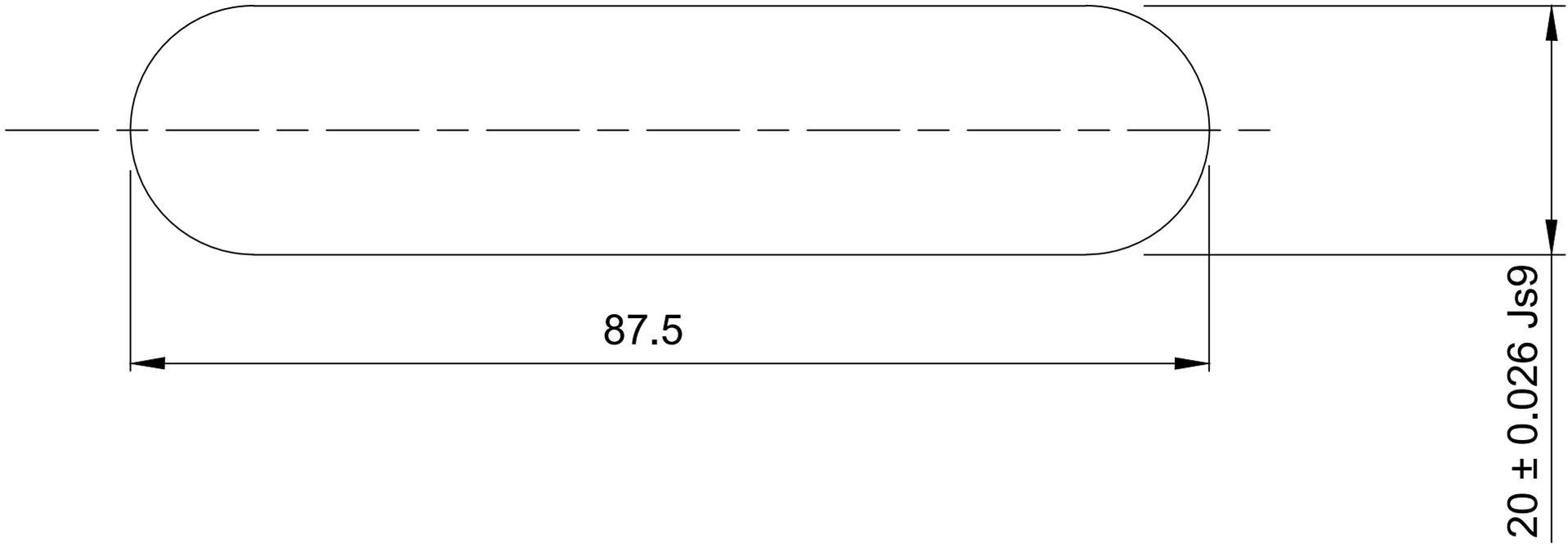
|                                |                |          |
|--------------------------------|----------------|----------|
| REDUCTOR DE VELOCIDAD          | ETSID          |          |
| <b>CASQUILLO EJE DE SALIDA</b> |                |          |
| HUGO GARCÍA GABALDÓN           | 1:1            | 28/06/23 |
| ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ      | PLANO 12 DE 17 |          |



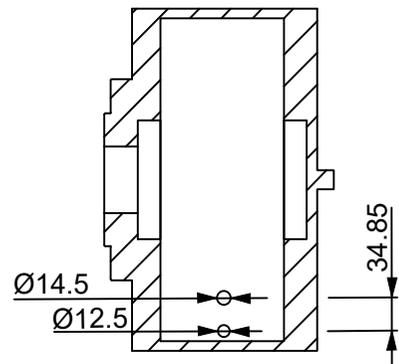
|                            |                |          |
|----------------------------|----------------|----------|
| REDUCTOR DE VELOCIDAD      | ETSID          |          |
| <b>CHAVETA EJE ENTRADA</b> |                |          |
| HUGO GARCÍA GABALDÓN       | 3:1            | 28/06/23 |
| ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ  | PLANO 13 DE 17 |          |



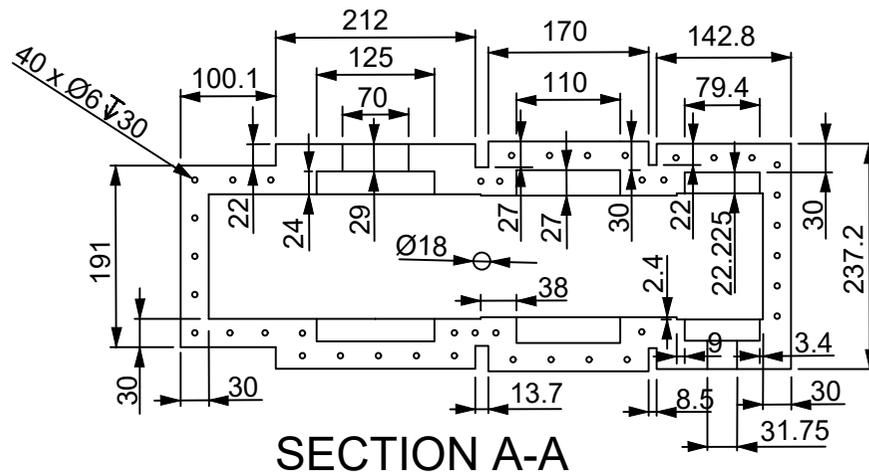
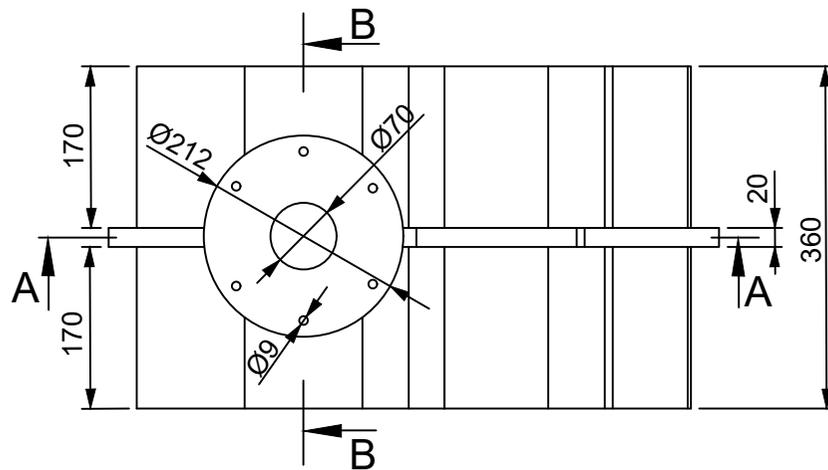
|                               |                |          |
|-------------------------------|----------------|----------|
| REDUCTOR DE VELOCIDAD         | ETSID          |          |
| <b>CHAVETA EJE INTERMEDIO</b> |                |          |
| HUGO GARCÍA GABALDÓN          | 1:2            | 28/06/23 |
| ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ     | PLANO 14 DE 17 |          |



|                              |                |          |
|------------------------------|----------------|----------|
| REDUCTOR DE VELOCIDAD        | ETSID          |          |
| <b>CHAVETA EJE DE SALIDA</b> |                |          |
| HUGO GARCÍA GABALDÓN         | 2:1            | 28/06/23 |
| ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ    | PLANO 15 DE 17 |          |



SECTION B-B



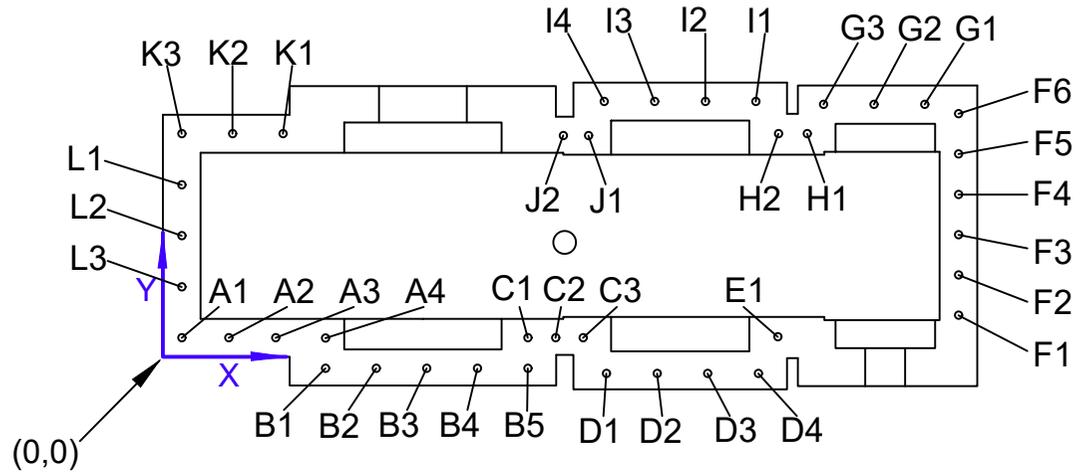
SECTION A-A

|                           |                |          |
|---------------------------|----------------|----------|
| REDUCTOR DE VELOCIDAD     | ETSID          |          |
| <b>CARCASA</b>            |                |          |
| HUGO GARCÍA GABALDÓN      | 1:8            | 28/06/23 |
| ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ | PLANO 16 DE 17 |          |

LISTA TORNILLOS M6 , EN SENTIDO AH

|    | X      | Y      |
|----|--------|--------|
| A1 | 15     | 15     |
| A2 | 52.25  | 15     |
| A3 | 89.5   | 15     |
| A4 | 129.3  | 15     |
| B1 | 129.3  | -9     |
| B2 | 169.6  | -9     |
| B3 | 209.9  | -9     |
| B4 | 250.1  | -9     |
| B5 | 290.3  | -9     |
| C1 | 290.3  | 15     |
| C2 | 312.3  | 15     |
| C3 | 334.3  | 15     |
| D1 | 352.8  | -9     |
| D2 | 393.05 | -9     |
| D3 | 433.3  | -9     |
| D4 | 473.6  | -9     |
| E1 | 489.15 | 15     |
| F1 | 632.8  | 32.725 |
| F2 | 632.8  | 64.555 |
| F3 | 632.8  | 95.655 |

|    | X      | Y      |
|----|--------|--------|
| F4 | 632.8  | 128.23 |
| F5 | 632.8  | 160.06 |
| F6 | 632.8  | 191.9  |
| G1 | 606    | 199.12 |
| G2 | 565.75 | 199.12 |
| G3 | 525.5  | 199.12 |
| H1 | 512.6  | 176    |
| H2 | 489.6  | 176    |
| I1 | 471.75 | 201.5  |
| I2 | 431.5  | 201.5  |
| I3 | 391.25 | 201.5  |
| I4 | 351    | 201.5  |
| J1 | 338.5  | 174.5  |
| J2 | 318.4  | 174.5  |
| K1 | 95.5   | 176    |
| K2 | 55.25  | 176    |
| K3 | 15     | 176    |
| L1 | 15     | 135.75 |
| L2 | 15     | 95.5   |
| L3 | 15     | 55.25  |



SECTION A-A

|                             |                |          |
|-----------------------------|----------------|----------|
| REDUCTOR DE VELOCIDAD       | ETSID          |          |
| <b>TORNILLOS M6 CARCASA</b> |                |          |
| HUGO GARCÍA GABALDÓN        | 1:5            | 28/06/23 |
| ANA MARÍA PEDROSA SANCHEZ   | PLANO 17 DE 17 |          |