



DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DE 10 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2300 Nm

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

2017/2018

TRABAJO FIN DE GRADO

Autor:

Vicente Benito Garrido

Tutor:

José Enrique Tarancón Caro

MEMORIA

ÍNDICE

1. OBJETO DEL PROYECTO	5
2. DATOS DE PARTIDA	5
2.1 Par necesario	5
2.2 Velocidades de funcionamiento	5
2.3 Condiciones ambientales.....	5
2.4 Condiciones de mantenimiento	5
2.5 Condiciones geométricas.....	6
3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS	6
3.1 Transmisiones por rozamiento.....	6
3.1.1 Correas planas	7
3.1.2 Correas trapezoidales	7
3.2 Transmisiones flexibles por engrane.....	7
3.2.1 Cadenas.....	7
3.2.2 Correas dentadas.....	8
3.3 Transmisiones por engranajes.....	8
3.3.1 Transmisiones por engranajes cilíndricos	9
3.3.2 Transmisiones por engranajes cónicos.....	9
3.3.3 Transmisiones por engranajes cónicos desplazados	9
3.3.4 Transmisiones por tornillo sin fin	10
3.3.5 Transmisión por engranajes cilíndricos helicoidales cruzados.....	10
4. SOLUCIÓN ADOPTADA	10
4.1 Componentes	11
4.1.1 Etapa 1	11
4.1.2 Etapa 2	12
4.1.3 Eje de entrada.....	13
4.1.4 Eje intermedio	13
4.1.5 Eje de salida	14
4.1.6 Rodamientos.....	14
4.1.7 Chavetas.....	15
4.1.8 Anillos de seguridad.....	16
4.1.9 Retenes	16

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

4.1.10 Lubricante	17
4.1.11 Tapones.....	17
4.1.3 Carcasa.....	18
5. BIBLIOGRAFÍA	19

1. OBJETO DEL PROYECTO

El objeto del presente documento es el diseño y el cálculo de un reductor de velocidad de aplicación industrial.

2. DATOS DE PARTIDA

2.1 Par necesario

Para empezar a definir el reductor de velocidad el cliente nos indica que el par necesario a la salida de este debe ser de 2300 Nm.

2.2 Velocidades de funcionamiento

Al igual que en el apartado anterior el cliente nos facilita la velocidad con la que el motor va a arrastrar nuestro eje de entrada al reductor, siendo esta de 1400 rpm.

2.3 Condiciones ambientales

El reductor de velocidad, como anteriormente hemos indicado es para aplicaciones industriales, es por ello por lo que consideramos que el reductor se va a instalar en una nave con un ambiente de trabajo de contaminación ligera y una temperatura que fluctuará en torno a los 25°C.

2.4 Condiciones de mantenimiento

Para conocer las condiciones de trabajo del reductor y la importancia de que se encuentre parado para labores de mantenimiento es necesario conocer las horas a lo largo del día que se encontrará funcionando.

En el caso de este reductor, que es el que nos compete, se encontrará en una línea de producción debiendo estar funcionando las 24h del día. Es por ello que para interferir lo menos posible en la producción se harán labores de mantenimiento cada 50.000 horas cambiando los rodamientos y sustituyendo el aceite cada 3.000 horas

2.5 Condiciones geométricas

Para el diseño del reductor no se proponen restricciones de tamaño, siendo este a libre elección. Sin embargo, vamos a tratar de hacerlo compacto y reducido para que ocupe menos espacio en la nave.

3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

En aplicaciones industriales, las máquinas que se emplean tienen unas necesidades de velocidad y par de trabajo que son difícilmente obtenibles directamente de los motores. Es debido a esta coyuntura que se emplean elementos de transmisión para acondicionar la salida del motor a las necesidades específicas de utilización en cada caso.

Dentro de estos elementos de transmisión tenemos distintas opciones que vamos a detallar en los próximos apartados.

3.1 Transmisiones por rozamiento

El primer tipo de transmisiones a considerar son las que funcionan por rozamiento, que cuentan con una composición de correa y polea para transmitir el par y la velocidad.

Entre las principales ventajas de las correas de transmisión encontramos el bajo coste del conjunto, el funcionamiento silencioso y la capacidad de absorción elástica de los choques que se puedan producir. También cuentan con una buena protección contra sobrecargas.

Aunque también presentan numerosos inconvenientes que provocan que no se puedan utilizar en todas las situaciones. Una de estas principales desventajas es la inexactitud en la relación de transmisión debido al deslizamiento producido por la carga.

Otra problemática que presentan las correas es la duración limitada que estas presentan, la sensibilidad al ambiente y la sobrecarga que se aplica en los cojinetes de los árboles debido a la necesidad de tensión previa.

3.1.1 Correas planas

Este tipo de correas se emplean entre árboles paralelos y cruzados, con relaciones de transmisión $i \leq 6$ para accionamientos abiertos, $i \leq 15$ para accionamientos con rodillos tensores. La utilización se reduce fundamentalmente a aplicaciones con velocidad elevada o que se requiera el paso por poleas de tamaño reducido.

También debemos tener en cuenta que el rendimiento de estas correas esta entrono al 85% a causa del deslizamiento que se produce sobre todo conforme aumentamos el par a transmitir.

A la hora de seleccionar una correa plana hay que tener en cuenta que no sobrepasemos la tensión máxima admisible ni la frecuencia de flexión límite del material de la correa. Dado que si así sucediera podríamos encontrarnos con un deslizamiento excesivo e incluso la rotura de la correa.

3.1.2 Correas trapezoidales

Las correas trapezoidales, debido a su geometría, poseen una capacidad de transmisión hasta tres veces superior a las correas planas para una misma fuerza de presión. Estas arrancan con más suavidad y prácticamente no tienen desplazamiento, pudiendo alcanzar un rendimiento de hasta el 98% si revisamos periódicamente la correa para que no existan desplazamientos.

A diferencia de las correas planas, las trapezoidales únicamente se pueden emplear entre árboles paralelos con una transmisión de $i \leq 10$ y con un rango de velocidades comprendidas entre 2 y 50 m/s.

3.2 Transmisiones flexibles por engrane

3.2.1 Cadenas

Se emplean entre árboles paralelos, pudiendo transmitir mayores fuerzas que las correas con menores ángulos de abrazamiento y distancia entre ejes. Las relaciones de transmisión suelen ser de $i \leq 7$ pudiendo llegar hasta $i = 10$ en el caso de que la velocidad sea pequeña. Con las cadenas obtenemos unos altos rendimientos alcanzando unos valores del 97%-98%

Las principales ventajas que obtenemos cuando nos decantamos por las cadenas son:

- Coste reducido frente a los engranajes
- Mantienen la relación de transmisión constante
- Se puede utilizar en ambientes agresivos sin necesidad de cárter
- Se pueden accionar varias ruedas con una sola cadena

Aunque cuentan con numerosas ventajas, también debemos destacar los inconvenientes que nos encontraremos en este tipo de transmisiones:

- Duración limitada
- Limitaciones de potencia y velocidad máxima de funcionamiento
- Requerimientos de espacio elevados
- Necesidad de lubricación y protección frente al polvo
- Mayor coste que las correas correspondientes

3.2.2 Correas dentadas

El siguiente elemento que valorar son las correas dentadas, con estas obtenemos unas ventajas similares a las cadenas, pero eliminando los problemas que pudiesen aparecer por la falta de lubricación y permitiendo trabajar a velocidades de hasta 60 m/s.

Sin embargo, como inconveniente nos encontramos que para utilizar las correas dentadas necesitamos un espacio mayor para trabajar en las mismas condiciones, que son más ruidosas y transmiten los problemas de vibraciones entre los ejes que conectan.

3.3 Transmisiones por engranajes

Para finalizar de describir los diferentes tipos de transmisiones que podemos escoger vamos a proceder con la transmisión por engranajes, siendo esta la más utilizada debido a su adaptabilidad para una amplia gama de potencias, velocidades y relaciones de transmisión.

Las ventajas que encontramos son las siguientes:

- Relación de transmisión constante e independiente de la carga
- Elevada fiabilidad y larga duración
- Dimensiones reducidas
- Elevado rendimiento
- Mantenimiento reducido
- Capacidad para soportar sobrecargas

Sin embargo, también presentan algunos inconvenientes, destacando los siguientes:

- Coste elevado
- Generación de ruidos durante el funcionamiento
- Transmisión muy rígida, se requiere en la mayoría de las aplicaciones un acoplamiento elástico para la absorción de choques y vibraciones.

En las transmisiones por engranaje vamos a encontrar varias formas de diseño, explicando brevemente en que consiste cada una de ellas a continuación.

3.3.1 Transmisiones por engranajes cilíndricos

Se utiliza entre árboles paralelos, admitiéndose en cada etapa de transmisión relaciones de hasta $i = 8$. El rendimiento en cada etapa de transmisión es del 96% al 99%.

3.3.2 Transmisiones por engranajes cónicos

Se emplean en árboles que se cortan y para relaciones de transmisión de hasta $i = 6$

3.3.3 Transmisiones por engranajes cónicos desplazados

Se utilizan entre árboles cruzados cuando la distancia entre ellos es reducida, con el fin de reducir los ruidos y tener posibilidad de prolongar los árboles de transmisión.

3.3.4 Transmisiones por tornillo sin fin

Se utiliza para árboles cruzados, con relaciones de transmisión desde 1 a más de 100 por etapa y con rendimientos entre el 97% y el 45% disminuyendo conforme aumenta la relación de transmisión

3.3.5 Transmisión por engranajes cilíndricos helicoidales cruzados

Se utilizan entre árboles cruzados con distancias pequeñas, solo son de aplicación cuando están sometidos a pares reducidos (debido a que el contacto es puntual) y con relaciones de transmisión de 1 a 5.

4. SOLUCIÓN ADOPTADA

Para empezar a dirimir entre las tres principales opciones de transmisión que hemos descrito anteriormente debemos ponernos en situación, para ello debemos conocer las distintas condiciones de diseño estipuladas. Siendo las condiciones iniciales las siguientes:

- Relación de transmisión: $i = 10 \pm 2\%$
- Par máximo a la salida del reductor: $T = 2300 \text{ Nm}$
- Velocidad de entrada al reductor: $\omega = 1400 \text{ rpm}$

Contando con estos datos de partida descartamos la utilización de correas de transmisión debido a que se nos pide un par demasiado elevado para este tipo de transmisiones y una confiabilidad en la relación de transmisión superior a las que pueden ofrecer las correas, tanto planas como trapezoidales.

Del mismo modo que hemos descartado las correas de transmisión también vamos a descartar las transmisiones flexibles por engrane. Esto es debido a que, aunque cumple la confiabilidad en la relación de transmisión esta está en el límite de lo que este tipo de transmisiones puede soportar. Así como tampoco cumple las expectativas en cuanto a durabilidad para una aplicación industrial.

Una vez descartadas las anteriores opciones nos decantamos por una transmisión por engranajes cilíndricos que cumple perfectamente los requisitos que hemos impuesto para el diseño y la fabricación de nuestro reductor de velocidad.

Sin embargo, al elegir esta opción debemos plantear un reductor de velocidad en dos etapas. Esto es debido a que este tipo de engranajes soporta una relación de transmisión máxima en cada etapa de $i = 8$, siendo nuestra condición de diseño superior.

Respecto a los engranajes vamos a decantarnos por unos dientes con forma helicoidal debido a que estos son más silenciosos y suaves en su funcionamiento que los rectos, presentando una durabilidad más elevada por el reparto más uniforme de la fuerza en el engranaje.

4.1 Componentes

4.1.1 Etapa 1

Como anteriormente hemos descrito, vamos a realizar un reductor de velocidad dividido en dos etapas. Las características de la primera etapa son las siguientes:

- Relación de transmisión: $i_1 = 3,182$
- Módulo normalizado: 3
- Ancho de etapa: 49 mm

Dentro de esta primera etapa contamos con dos engranajes, siendo las características geométricas y constructivas las siguientes:

- Piñón
 - Diámetro primitivo: 70,236 mm
 - Número de dientes: 22
- Rueda
 - Diámetro primitivo: 223,477 mm
 - Número de dientes: 70

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Para la fabricación de los engranajes de esta primera etapa hemos seleccionado un acero aleado templado y revenido 34NiCrMo16 con las siguientes características:

- Resistencia a fluencia: 1030 N/mm²
- Resistencia a rotura: 1420 N/mm²
- Dureza superficial: 360 HB

4.1.2 Etapa 2

La segunda y última etapa del reductor de velocidad presenta las siguientes características:

- Relación de transmisión: $i_2 = 3,167$
- Módulo normalizado: 5
- Ancho de etapa: 91 mm

Dentro de esta primera etapa contamos con dos engranajes, siendo las características geométricas y constructivas las siguientes:

- Piñón
 - Diámetro primitivo: 95,78 mm
 - Número de dientes: 18
- Rueda
 - Diámetro primitivo: 303,29 mm
 - Número de dientes: 57

Para la fabricación de los engranajes de esta primera etapa hemos seleccionado un acero aleado templado y revenido 34NiCrMo16 con las siguientes características:

- Resistencia a fluencia: 1030 N/mm²
- Resistencia a rotura: 1420 N/mm²
- Dureza superficial: 360 HB

4.1.3 Eje de entrada

El siguiente paso para definir nuestro reductor de velocidad será definir los distintos ejes en los que montaremos los engranajes y que soportarán los principales esfuerzos. El presente eje de entrada tendrá como condiciones de diseño las siguientes:

- Velocidad: 1400 rpm
- Par: 230 Nm

Una vez conocidas las condiciones de velocidad y par que tendremos en nuestro eje, procedemos a realizar una primera estimación del diámetro mediante condición a rigidez torsional. Para después realizar una comprobación más exhaustiva mediante el cálculo a fatiga según detallamos en el anexo de cálculo presente en el siguiente documento. Obteniendo un diámetro para el eje de entrada de 40mm

Para la fabricación del eje de entrada hemos escogido el mismo material que seleccionamos para los engranajes, siendo un acero aleado templado y revenido 34NiCrMo16 con las siguientes características:

- Resistencia a fluencia: 1030 N/mm²
- Resistencia a rotura: 1420 N/mm²
- Dureza superficial: 360 HB

4.1.4 Eje intermedio

En el eje intermedio vamos a seguir los mismos pasos que con el eje de entrada, definiendo las condiciones de diseño que tendremos en dicho eje:

- Velocidad: 442,7 rpm
- Par: 727,32 Nm

Una vez conocidas las condiciones de velocidad y par que tendremos en nuestro eje, procedemos a realizar una primera estimación del diámetro mediante condición a rigidez torsional. Para después realizar una comprobación más exhaustiva mediante el cálculo a fatiga según detallamos en el anexo de cálculo presente en el siguiente documento. Obteniendo un diámetro para el eje intermedio de 50mm

Para la fabricación del eje intermedio hemos escogido el mismo material que seleccionamos para los engranajes, siendo un acero aleado templado y revenido 34NiCrMo16 con las siguientes características:

- Resistencia a fluencia: 1030 N/mm²
- Resistencia a rotura: 1420 N/mm²
- Dureza superficial: 360 HB

4.1.5 Eje de salida

El último eje que vamos a definir en nuestro reductor es el eje de salida, que debe de cumplir las siguientes condiciones de velocidad y par:

- Velocidad: 140 rpm
- Par: 2300 Nm

Una vez conocidas las condiciones de velocidad y par que tendremos en nuestro eje, procedemos a realizar una primera estimación del diámetro mediante condición a rigidez torsional. Para después realizar una comprobación más exhaustiva mediante el cálculo a fatiga según detallamos en el anexo de cálculo presente en el siguiente documento. Obteniendo un diámetro para el eje de salida de 70mm

Para la fabricación del eje de salida hemos escogido el mismo material que seleccionamos para los engranajes, siendo un acero aleado templado y revenido 34NiCrMo16 con las siguientes características:

- Resistencia a fluencia: 1030 N/mm²
- Resistencia a rotura: 1420 N/mm²
- Dureza superficial: 360 HB

4.1.6 Rodamientos

Los rodamientos son una parte fundamental en un reductor de velocidad ya que son los elementos de unión entre el eje y la carcasa minimizando el rozamiento entre ellos. En nuestro caso hemos escogido unos rodamientos de rodillos cónicos debido a que son los óptimos por las fuerzas tangenciales y axiales que soportará dicho rodamiento.

Dichos rodamientos los hemos seleccionado del catálogo de SKF siendo los siguientes los escogidos:

- Eje de entrada
 - Rodamiento A: SKF 30208 J2/Q
 - Rodamiento B: SKF 33208/QCL7C

- Eje intermedio
 - Rodamiento A: SKF T2ED 050/Q
 - Rodamiento B: SKF 30310 J2/Q

- Eje de salida
 - Rodamiento A: SKF NU 214 ECP
 - Rodamiento B: SKF 31314 J2/Q CL7CDF

4.1.7 Chavetas

Otro elemento primordial para que nuestro reductor pueda funcionar correctamente son las chavetas, siendo estas la forma de unión de los engranajes con los ejes que permite transmitir el par torsor de los ejes al engranaje y viceversa.

Las chavetas normalizadas se rigen según la norma UNE 17102-1:1967 que especifica como deben calcularse estas chavetas y qué dimensiones son las necesarias según el diámetro del eje. Este cálculo se ha realizado en el anexo de cálculos de este presente documento. Habiendo obtenido los resultados mostrados a continuación:

- Eje de entrada:
 - Chaveta de 12x8mm con una longitud de 50mm

- Eje intermedio
 - Chaveta de 16x10mm con una longitud de 62,5mm

- Eje de salida
 - Chaveta de 20x12mm con una longitud de 87,5mm

Para la fabricación de las chavetas vamos a utilizar un acero no aleado F-1140, que posee las siguientes características:

- Resistencia a fluencia: 640 N/mm²
- Resistencia a rotura: 850 N/mm²
- Dureza superficial: HB 248

4.1.8 Anillos de seguridad

Para limitar el desplazamiento de los distintos elementos a lo largo del eje, vamos a emplear unos anillos de seguridad de acero que montaremos en los engranajes y rodamientos.

Los anillos de seguridad que pondremos en cada uno de los ejes, los hemos seleccionado del catálogo de OTIA, escogiendo el modelo de anillo de seguridad que cumple con la normativa DIN 471. Detallamos a continuación la referencia exacta de cada uno de los anillos indicando el eje en el que irán montados.

- Eje de entrada:
 - DIN471 TIPO A 40
- Eje intermedio:
 - DIN471 TIPO A 50
- Eje de salida
 - DIN471 TIPO A 70

Únicamente se han especificado las referencias de cada anillo de seguridad, en el anexo de cálculos se encontrará las especificaciones de cada uno de los elementos.

4.1.9 Retenes

Para un correcto funcionamiento del reductor, es necesario que tenga una lubricación óptima, para así evitar el desgaste de las partes móviles y las que presentan contacto entre ellas. Esta circunstancia junto con la necesidad de que los ejes de entrada y salida atraviesen la carcasa del reductor podría producir fugas del lubricante indeseadas.

Así, con el fin de evitar lo anteriormente descrito, vamos a utilizar unos retenes que irán acoplados al eje donde este atraviese a la carcasa. Dichos retenes los vamos a seleccionar del catálogo de SKF eligiendo los del tipo HMS5 que están fabricados según las normas ISO 6194 y DIN 3760.

- Eje de entrada
 - HMS5 RG 40x50x8
- Eje de salida
 - HMS5 RG 70x85x8

Como en el caso de los anillos de seguridad, la información detallada de los retenes que hemos escogido está presente en el anexo de cálculos del presente documento.

4.1.10 Lubricante

Siguiendo los cálculos obtenidos en el anexo de cálculos presente en el siguiente documento, hemos obtenido una viscosidad cinemática que correspondería con un lubricante ISO VG 460, que posee una viscosidad a 40°C de 460 mm²/s.

En nuestro caso, aunque los resultados nos indican dos tipos de lubricantes distintos para cada etapa, vamos a utilizar un único tipo debido a que todos los componentes están en contacto y no hay compartimentos para separar los lubricantes.

4.1.11 Tapones

Para poder realizar labores de mantenimiento en lo que a lubricación se refiere, vamos a introducir dos tapones en el reductor de velocidad.

Situaremos uno de los tapones en la parte superior, cuya función será la de rellenar el fluido lubricante cuando se precise.

El otro tapón lo situaremos en la parte inferior del reductor, para proceder al vaciado del lubricante cuando deba ser sustituido.

4.1.3 Carcasa

Para proceder a diseñar la carcasa, hay que tener en cuenta que esta es el elemento al que se van a transmitir todas las fuerzas a través de los apoyos de los rodamientos. Es por lo que es un elemento constructivo muy importante dado que además alberga todo el conjunto en su interior.

En la construcción de la carcasa hay que tener en cuenta, que por seguridad en la manipulación debemos redondear las posibles aristas que puedan aparecer, así como evitar la presencia de cantos vivos.

Otra circunstancia a tener en cuenta debe ser el grosor de las paredes, estas no pueden ser demasiado gruesas, ya que el peso del conjunto pasaría a ser excesivo. Si bien vamos a tener zonas en las que va a ser necesario un espesor superior como por ejemplo en los apoyos de los rodamientos, zonas roscadas para el montaje de los tapones de vaciado de aceite.

El material que vamos a emplear para fabricar la carcasa va a ser una fundición gris EN-GJL-250 con las siguientes características:

- Resistencia a tracción: 250-350 Mpa
- Dureza: 180-250 Mpa

5 BIBLIOGRAFÍA

Departamento de ingeniería mecánica y materiales (DIMM). *Apuntes Grado en Ingeniería Mecánica: Apuntes Diseño de máquinas I.* Universidad Politécnica de Valencia (UPV)

Departamento de ingeniería mecánica y materiales (DIMM). *Apuntes Grado en Ingeniería Mecánica: Diseño de máquinas II.* Universidad Politécnica de Valencia (UPV).

Antonio José Besa González, Francisco Valero Chuliá. *Diseño de máquinas.* Editorial Universidad Politécnica de Valencia (UPV).

José Domingo Zamanillo Cantolla, Pedro Rosado Castellano. *Procesos de fabricación Tomo I.* Editorial Universidad Politécnica de Valencia (UPV).

Departamento de ingeniería mecánica y materiales (DIMM). *Apuntes Grado en Ingeniería Mecánica: Diseño y cálculo de un reductor de velocidad.* Universidad Politécnica de Valencia (UPV).

José Gregorio Nadal Ortuño. *Apuntes Grado en Ingeniería Mecánica: Oficina Técnica.* Universidad Politécnica de Valencia (UPV).

ANEXO DE CÁLCULOS

ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN	23
2.	DATOS INICIALES.....	23
3.	CALCULO DE LOS ENGRANAJES	23
3.1	Relación de transmisión en cada etapa	23
3.2	Cálculo del diámetro de los ejes por rigidez torsional.....	23
3.3	Cálculo del diámetro de los engranajes y numero de dientes.....	24
3.4	Anchura de los engranajes.....	26
3.4.1	Cálculo a presión superficial.....	27
3.4.2	Cálculo a flexión.....	28
3.4.3	Resultados	30
4	DIMENSIONADO DE LOS EJES	33
4.1	Disposición de los ejes	33
4.2	Cálculo a fatiga.....	34
4.2.1	Eje de entrada.....	35
4.2.1.1	Esquema del eje.....	35
4.2.1.2	Fuerzas sobre el eje	36
4.2.1.3	Resultados del cálculo a fatiga.....	39
4.2.1.4	Redimensión	39
4.2.2	Eje intermedio	41
4.2.2.1	Esquema del eje.....	41
4.2.2.2	Fuerzas sobre el eje	41
4.2.2.3	Resultados del cálculo a fatiga.....	44
4.2.3	Eje de salida	44
4.2.3.1	Esquema del eje.....	44
4.2.3.2	Fuerzas sobre el eje	45
4.2.3.3	Resultados de cálculo a fatiga.....	47
4.3	Cálculo a deflexión lateral.....	47
4.3.1	Eje de entrada.....	47
4.3.2	Eje intermedio	55
4.3.3	Eje de salida	57
5	RODAMIENTOS	61

5.1 Selección de rodamientos	61
5.2 Cálculo de esfuerzos	61
5.3 Calculo de la vida de los rodamientos	63
5.4 Cálculos de rodamientos	64
5.4.1 Eje de entrada	64
5.4.2 Eje intermedio	66
5.4.3 Eje de salida	68
6 DIMENSIONADO DE CHAVETAS.....	70
6.1 Eje de entrada.....	71
6.2 Eje intermedio	71
6.3 Eje de salida	71

1. INTRODUCCIÓN

En el presente anexo de cálculos se va a describir el proceso seguido para diseñar el reductor de velocidad de dos etapas del cual es objeto el presente trabajo.

Así como también se mostrarán los distintos resultados con los que se han llegado a la conclusión de que la solución adoptada es la óptima para cada aplicación.

2. DATOS INICIALES

El reductor a diseñar viene definido por los siguientes datos de partida:

Relación de transmisión: $i = 10 \pm 2\%$

Par máximo a la salida del reductor: $T = 2300 \text{ Nm}$

Velocidad de entrada al reductor: $\omega = 1400 \text{ rpm}$

3. CÁLCULO DE LOS ENGRANAJES

3.1 Relación de transmisión en cada etapa

Vamos a distribuir la relación de transmisión total en dos etapas, inicialmente proponemos las siguientes:

$$i_1 = 3,16 \quad i_2 = 3,16$$

Que produce una relación de transmisión total de $i = 10$ por lo que cumple con la condición inicial de $i = 10 \pm 2\%$.

3.2 Cálculo del diámetro de los ejes por rigidez torsional

El primer paso que vamos a realizar para empezar a aproximar las medidas del reductor es calcular el diámetro de los ejes. Para ello vamos a imponer una rigidez torsional máxima (θ/L) en los ejes, que la vamos a establecer en $1,5 \text{ }^\circ/\text{m}$. Una vez realizado este paso calculamos de nuevo el diámetro fijando una rigidez torsional de 1° para $L=20d$. La fórmula que utilizaremos para realizar esta primera aproximación es la siguiente:

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

Ecuación 1

Donde:

- T (Nm) = Par torsor soportado por el eje
- G (N/mm²) = Módulo de Young
- (θ/L) (rad) = Rigidez torsional máxima

Para poder obtener el diámetro primero debemos saber el par torsor que vamos a transmitir con cada eje, lo calcularemos mediante la siguiente fórmula:

$$T(Nm) = \frac{P(w)}{\omega(rad)}$$

Ecuación 2

Los diámetros obtenidos son los siguientes:

Eje	ω (rpm)	T (Nm)	dmín 1,5° (m)	dmín 1° (m)	dmín (mm)
Entrada	1400	228,247	0,033	0,032	35
Intermedio	440	726,239	0,043	0,047	50
Salida	138,933	2300	0,058	0,070	70

Tabla 1

3.3 Cálculo del diámetro de los engranajes y número de dientes

El siguiente paso que realizar es el cálculo del diámetro de las ruedas de los engranajes y el número de dientes en cada una. Para obtener estos datos vamos a proceder de la siguiente manera:

1. Como tenemos un dentado helicoidal debemos calcular para cada módulo real (m_n) su modulo aparente (m_t) mediante la siguiente fórmula:

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

Ecuación 3

Donde:

- β = ángulo de inclinación del diente

2. Cálculo del diámetro mínimo de cada piñón para que no se produzca una debilitación del engranaje por culpa del chavetero del mismo. Para ello emplearemos la siguiente fórmula:

$$d = d_{eje} + 2 \cdot h_2 + 7,9 \cdot m_n$$

Ecuación 4

Donde:

- h = altura del chavetero

3. A partir del diámetro obtenido anteriormente debemos calcular el número de dientes que tendrá nuestro engranaje:

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

Ecuación 5

4. Por último, calcularemos nuevamente el diámetro del engranaje a partir del número de dientes redondeado, es decir, sin decimales porque evidentemente no puede existir un número no entero de dientes. Para ello utilizaremos la fórmula expuesta en el apartado 3 pero despejando el diámetro “d”.

Una vez obtenidos los diámetros y dientes de los engranajes para cada una de las etapas debemos seleccionar los resultados más adecuados para nuestros casos. Para ello vamos a establecer las siguientes limitaciones:

- Delimitar un número de dientes máximo en la rueda para que el reductor de velocidad no tenga un tamaño excesivo. Es por ello por lo que vamos a situarlo en $z_{max} = 150$
- Delimitar un número de dientes mínimo en el piñón para que no exista interferencia entre los dos engranajes. Este número mínimo de dientes lo obtendremos para un dentado helicoidal con la siguiente expresión

$$z_{min} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{(\sin \alpha)^2}$$

Ecuación 6

Así obtenemos los siguientes resultados para la primera etapa del reductor

mn	mt	d1* (mm)	Z1*	Z1	d1 (mm)	Z2*	Z2	d2 (mm)	i	Valoración
1	1,064	49,5	46,515	47	50,016	148,520	149	158,562	3,170	Z2>Zmax
1,25	1,330	51,475	38,697	39	51,879	123,240	123	163,617	3,154	VALIDO
1,5	1,596	53,45	33,484	33	52,677	104,280	104	166,012	3,152	VALIDO
2	2,128	57,4	26,969	27	57,466	85,320	85	180,910	3,148	VALIDO
2,5	2,660	61,35	23,060	23	61,190	72,680	73	194,212	3,174	VALIDO
3	3,193	65,30	20,454	20	63,851	63,200	63	201,130	3,150	VALIDO
4	4,257	73,2	17,196	17	72,364	53,720	54	229,862	3,176	VALIDO
5	5,321	81,1	15,242	15	79,813	47,400	47	250,082	3,133	INTERF
6	6,385	89	13,939	14	89,391	44,240	44	280,943	3,143	INTERF
8	8,513	104,8	12,310	12	102,161	37,920	38	323,510	3,167	INTERF

Tabla 2

También los resultados de la segunda etapa

mn	mt	d1* (mm)	Z1*	Z1	d1 (mm)	Z2*	Z2	d2 (mm)	i	Valoración
1	1,064	65,5	61,550	62	65,979	196,061	196	208,579	3,161	Z2>Zmax
1,25	1,330	67,475	50,725	51	67,841	161,276	161	214,166	3,157	VALIDO
1,5	1,596	69,45	43,508	44	70,236	139,140	139	221,881	3,159	VALIDO
2	2,128	73,4	34,487	34	72,364	107,517	108	229,862	3,176	VALIDO
2,5	2,660	77,35	29,074	29	77,153	91,706	92	244,761	3,172	VALIDO
3	3,193	81,3	25,466	25	79,813	79,057	79	252,210	3,160	VALIDO
4	4,257	89,2	20,955	21	89,391	66,408	66	280,943	3,143	VALIDO
5	5,321	97,1	18,249	18	95,776	56,921	57	303,291	3,167	VALIDO
6	6,385	105	16,445	16	102,161	50,596	51	325,638	3,188	VALIDO
8	8,513	120,8	14,189	14	119,188	44,272	44	374,591	3,143	INTERF

Tabla 3

En ambas tablas tenemos en verde los datos de diámetros y número de dientes seleccionados para nuestro reductor.

3.4 Anchura de los engranajes

Para determinar la anchura de los engranajes para las dos etapas que conforman el reductor de velocidad vamos a emplear una hoja de cálculo Excel proporcionada por el departamento de ingeniería mecánica y de materiales de la Universidad Politécnica de Valencia. Así mismo detallaremos el proceso que sigue dicha hoja de cálculo en las siguientes líneas a modo aclaratorio.

3.4.1 Cálculo a presión superficial

Para el caso de engranajes cilíndricos helicoidales la ecuación para el cálculo a presión superficial es la siguiente:

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

Ecuación 7

Donde:

- Coeficiente geométrico Z_H :

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin \alpha \cdot \sin \alpha}}$$

- Coeficiente elástico Z_E :

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

- Coeficiente de conducción Z_ε :

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

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad \text{Para } \varepsilon_\beta > 1$$

- Factor de ángulo de hélice Z_β :

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

- Coeficiente de aplicación K_A :

Como su propio nombre indica, este coeficiente depende de la aplicación a la que esté destinado el reductor y se encarga de ponderar las sobrecargas dinámicas que dependen del tipo de máquina motriz y de la arrastrada.

Dicho coeficiente se extrae de la TABLA 1 del anexo de tablas del actual documento, que aúna las características de la máquina motriz con las de la máquina arrastrada, obteniendo en nuestro caso un valor de $K_A = 1,5$

- Coeficiente dinámico K_v :

Este coeficiente tiene en cuenta las cargas dinámicas internas debidas a la vibración del piñón o la rueda sobre el árbol. Que pueden ser originadas por los errores en el dentado de los engranajes, la carga transmitida o la rigidez de los dientes, engranajes, ejes y soportes entre otras.

Se puede obtener el valor del coeficiente mediante la TABLA 2 del anexo de tablas, con una calidad $Q_{ISO} = 5$ y la siguiente expresión:

$$K_v = 1 + \left(\frac{6.7}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + 0.0087 \right) \cdot \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1 + i^2}}$$

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

Con este coeficiente se consideran los problemas debidos a una distribución de carga sobre los dientes a la supuesta en el cálculo de las tensiones. Para obtener el valor de dicho coeficiente nos vamos a la TABLA 3 del anexo de tablas, a través de $Q_{ISO} = 5$ para calcular el coeficiente mediante la siguiente expresión:

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

- Coeficiente de distribución de carga transversal $K_{H\alpha}$

Este coeficiente tiene en cuenta la distribución de carga entre los distintos pares de dientes en contacto.

Para calcular este coeficiente vemos que con un índice de calidad ISO superior a 6 tenemos que $K_{H\alpha} = 1$ que será el valor que tomemos al partir de un índice de calidad ISO con un valor de 5

3.4.2 Cálculo a flexión

Para realizar el cálculo de la tensión originada por el esfuerzo de flexión sobre la base del diente, en nuestro caso utilizaremos el método de Lewis modificado al que se le añadirán una serie de coeficientes correctores que nos permiten tener una mejor aproximación a la tensión real en la base.

Siendo su expresión la que podemos ver a continuación:

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

Ecuación 8

Donde:

- Coeficiente de forma para la carga aplicada en el extremo Y_{Fa} :
En nuestro caso el tratarse de un engranaje de dientes helicoidales calcularemos el coeficiente con el número de dientes virtual z_v :

$$Y_{Fa} = 38,18 \cdot z_v^{-1.29} + 2,11$$

- Coeficiente de conducción Y_ε :
Nos permite considerar la influencia de la relación de contacto frente al trabajo de flexión en el diente del engranaje. Lo calculamos mediante la siguiente ecuación:

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

- Coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente Y_{sa} :
Este coeficiente depende de la geometría del dentado y también se calcula a partir del número de dientes virtual para los engranajes helicoidales.

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

- Factor de inclinación Y_β :
Tiene en cuenta la tensión generada por el flector en la base de un engranaje helicoidal y se calcula en función del índice de recubrimiento ε_β :

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

- Factor de espesor del aro Y_B :
Este coeficiente tiene en cuenta que la rotura puede producirse a causa de un diámetro de fondo del diente excesivamente próximo al diámetro del eje.
En nuestro caso este coeficiente tiene el valor de $Y_B = 1$ dado que $\frac{s_r}{h_t} \geq 1,2$

El objetivo de este cálculo es verificar que con el ancho que hemos obtenido en el cálculo a presión superficial obtenemos un coeficiente de seguridad a flexión superior al que hemos determinado como condición de diseño ($X=1,25$).

Para ello vamos a determinar el valor del coeficiente de seguridad como $X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F}$ y sustituimos en la expresión anterior, quedando como:

$$X_F = \frac{S_{FP} \cdot b \cdot m_n}{F_t \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_{sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}}$$

Ecuación 9

3.4.3 Resultados

Empleando los resultados obtenidos anteriormente para cada módulo, aplicando las fórmulas y procedimientos descritos mediante la hoja de cálculo proporcionada por el departamento obtenemos los siguientes resultados para cada etapa.

- Primera etapa

mn	mt	Z1	d1 (mm)	Z2	d2 (mm)	i	b (mm)	Valoración
1,5	1,596	33	53,450	104	166,012	3,152		CAMBIAR
2	2,128	27	57,400	85	180,910	3,148		CAMBIAR
2,5	2,660	23	61,350	73	194,212	3,174	79,000	VALIDO
3	3,193	20	65,300	63	201,130	3,150	67,000	VALIDO
4	4,257	17	73,200	54	229,862	3,176	46,000	VALIDO

Tabla 4

- Segunda etapa

mn	mt	Z1	d1 (mm)	Z2	d2 (mm)	i	b (mm)	Valoración
2,5	2,660	29	77,350	92	244,761	3,172		CAMBIAR
3	3,193	25	81,300	79	252,210	3,160		CAMBIAR
4	4,257	21	89,200	66	280,943	3,143	116,000	VALIDO
5	5,321	18	97,100	57	303,291	3,167	91,000	VALIDO
6	6,385	16	105,000	51	325,638	3,188	75,000	VALIDO

Tabla 5

Siendo las filas resaltadas en verde las que hemos seleccionado para nuestro reductor.

4 DIMENSIONADO DE LOS EJES

A continuación, vamos a dimensionar los ejes de nuestro reductor de velocidad, como estamos diseñando un reductor de dos etapas vamos a contar con tres ejes, el de entrada, el intermedio y el de salida.

Para determinar el tamaño de cada una de las secciones de los ejes vamos a realizar el dimensionado a fatiga y a deflexión lateral, ya que previamente hemos hecho el cálculo a rigidez torsional para poder determinar el tamaño de los piñones

El material con el que vamos a partir para diseñar los ejes es un acero aleado 34NiCrMo16 templado y revenido con las siguientes características mecánicas

- S_u : 1420 Mpa
- S_y : 1030 Mpa
- Dureza (HB): 352

4.1 Disposición de los ejes

El primer paso que vamos a dar para proceder en este apartado es tener claro la disposición que queremos que tengan los ejes en nuestro reductor. Escogiendo así una distribución como la que se muestra a continuación.

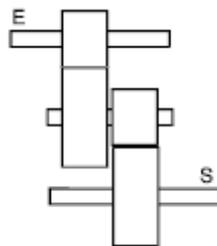


Ilustración 1

4.2 Cálculo a fatiga

En este apartado vamos a realizar el cálculo de diámetros mínimos por fatiga, para ello dividiremos el eje en secciones que pudiéramos considerar más críticas y así definir el diámetro definitivo del eje

En el proceso de cálculo se considerará el criterio de Soderberg para la consideración de tensiones medias y el criterio de máxima tensión tangencial para estudiar el problema estático equivalente. Por lo tanto, la expresión que define el diámetro en cada sección del eje es la siguiente:

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

Ecuación 10

Sin embargo, como en los ejes únicamente aparecen momentos flectores que producen tensiones alternantes debido al giro del eje y momentos torsores medios, simplificaremos la ecuación anterior quedando de la siguiente forma:

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

Ecuación 11

Donde:

- Coeficiente de seguridad X
- Límite elástico S_y
- Momento flector alternante M_a
- Momento torsor medio T_m

Dentro de la anterior expresión tenemos el límite a fatiga S_e que se calcula mediante la siguiente fórmula con sus coeficientes.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot \frac{1}{K_f} \cdot S'_e$$

Ecuación 12

Donde:

- Factor de superficie K_a :
El factor de superficie depende del tipo de acabado, en nuestro caso mecanizado, por ello vamos a la TABLA 4 presente en el anexo de tablas, seleccionamos los coeficientes correspondientes y sustituimos en la siguiente fórmula.

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

- Factor de tamaño K_b :
Depende del diámetro del eje y se calcula en función de su medida, escogiendo así entre las siguientes expresiones.

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} \quad \text{si } 2.79 \leq d \leq 51 \text{mm}$$

$$K_b = 0.859 - 0.000837 \cdot d \quad \text{si } 51 \leq d \leq 254 \text{mm}$$

- Factor de tipo de carga K_c :
Como su nombre indica este factor depende del tipo de carga que tengamos, en nuestro caso como es de flexión tendremos que:

$$K_c = 1$$

- Factor de temperatura K_d :
Para obtener el factor de temperatura primero hemos estimado la temperatura de trabajo del reductor, que será $50^\circ\text{C} \leq T \leq 60^\circ\text{C}$ por lo que el valor de K_d será de 1.01
- Factor de confiabilidad K_e :
A partir de la TABLA 5 presente en el anexo de tablas, obtenemos el valor para una confiabilidad del 99%.

$$K_e = 0.814$$

- Factor de concentrador de tensiones K_f :
La expresión que permite determinar este factor es la siguiente.

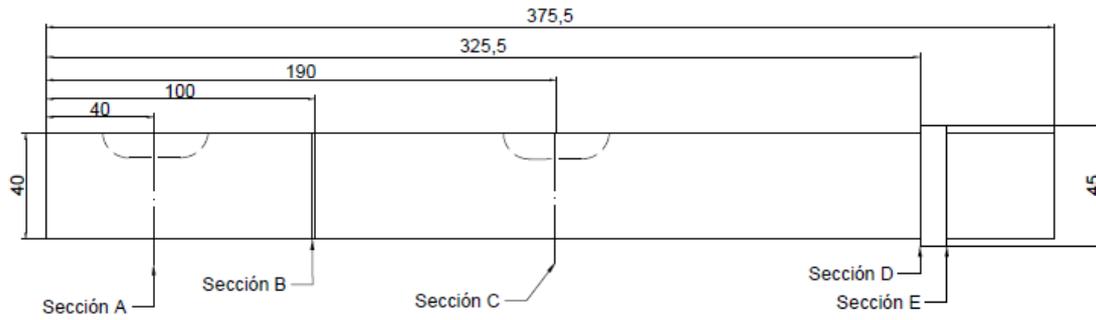
$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

También podemos utilizar los valores de K_f presentes en la TABLA 6 contenida en el anexo de tablas.

- Límite de fatiga del material S'_e :
Este límite lo podemos estimar como $S'_e = 0.5 \cdot S_u$

4.2.1 Eje de entrada

4.2.1.1 Esquema del eje



4.2.1.2 Fuerzas sobre el eje

A continuación, vamos a calcular las fuerzas que actúan en el eje de entrada, para ello vamos a ir de izquierda a derecha.

Sección A

En esta sección del eje encontramos la fuerza producida por la máquina con la que entramos al reductor, que aplica un par torsor de 228,7 Nm. Como no sabemos exactamente la fuerza aplicada por esta máquina la vamos a estimar a partir del anteriormente citado par torsor y la siguiente fórmula:

$$F_r = \frac{T_e}{d_e \cdot 2} = \frac{228,7}{2 \cdot 0,035} = -3293,602 \text{ N}$$

La fuerza aplicada que obtenemos con el nuevo diámetro es:

$$F_r = \frac{T_e}{d_e \cdot 2} = \frac{228,24}{2 \cdot 0,04} = -2853,083 \text{ N}$$

Sección C

En esta sección encontramos el resto de las fuerzas que se aplican en el eje debido a que está situado aquí el engranaje, estas fuerzas las podemos definir mediante las siguientes fórmulas:

$$F_{t1} = \frac{T_e}{\frac{d_1}{2}} = \frac{228,7}{\frac{0,065}{2}} = -7221,606 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_t = 7221,606 \cdot \tan 0,387 = 2945,953 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 7221,606 \cdot \tan 0,349 = 2628,45 \text{ N}$$

Obteniendo las reacciones a partir de las siguientes expresiones y los valores anteriormente expuestos:

$$M_{Fa} = r_{eng1} \cdot F_{a1} = 0,032 \cdot 2628,45 = -83,914 \text{ Nm}$$

Del mismo modo que anteriormente hemos realizado, los resultados con el nuevo eje son los siguientes:

$$F_{t1} = \frac{T_e}{\frac{d_1}{2}} = \frac{228,24}{\frac{0,07}{2}} = -6499,45 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_t = 6499,45 \cdot \tan 0,387 = 2651,358 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 6499,45 \cdot \tan 0,349 = 2365,605 \text{ N}$$

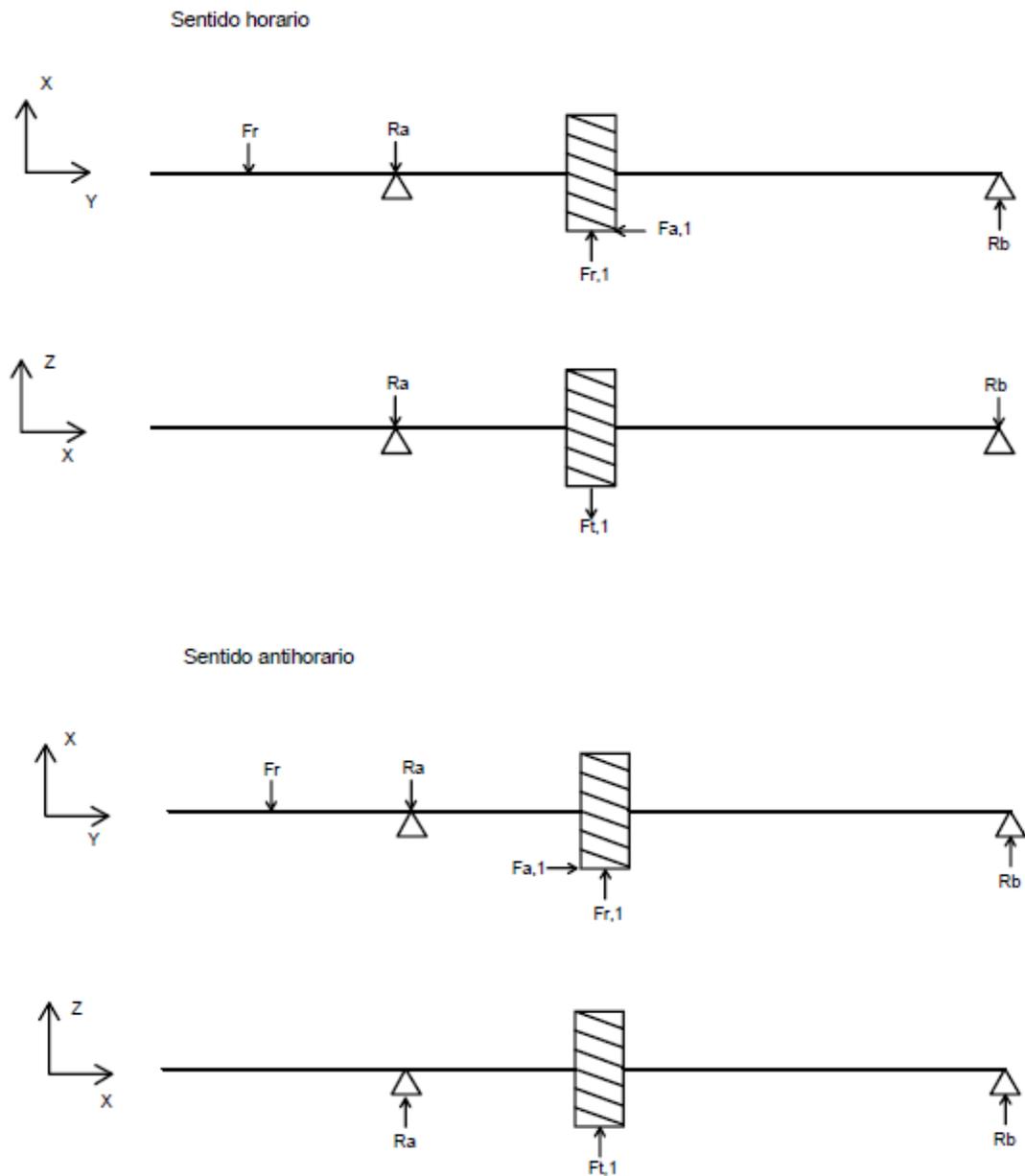
Obteniendo las reacciones a partir de las siguientes expresiones y los valores anteriormente expuestos:

$$M_{Fa} = r_{eng1} \cdot F_{a1} = 0,035 \cdot 2365,605 = -83,075 \text{ Nm}$$

Quedando la representación de las fuerzas en el esquema del eje que tenemos a continuación donde se detallan el sentido y el plano en el que encontraremos cada una de

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

las fuerzas. Tanto si el motor acciona el reductor en sentido horario como si lo hace en sentido antihorario.



4.2.1.3 Resultados del cálculo a fatiga

Para realizar los cálculos que se detallan en la siguiente tabla, utilizamos los momentos obtenidos en el apartado 4.3.1 del presente anexo de cálculos.

Sección	M (Nm)	T (N)	d(mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	X
A	0,0	228,2	35	0,659	0,849	1	1,01	0,814	2,2	148,51	18,99
B	263,5	228,2	35	0,659	0,849	1	1,01	0,814	2,2	148,51	2,35
C	506,2	228,2	35	0,659	0,849	1	1,01	0,814	1,6	204,20	1,69
D	34,8	0,0	40	0,659	0,837	1	1,01	0,814	2,03	159,05	28,73

Siendo el factor de concentrador de tensiones de la sección “D” el siguiente:

Sección	d* (mm)	r/d*	D (mm)	D/d*	Kt	Kf
D	35,00	0,043	40,00	1,143	2,050	2,03

4.2.1.4 Redimensión

Como anteriormente hemos visto, en las secciones B y C el coeficiente de seguridad es menor 2,5 que es el valor deseado para que cumpla a fatiga. Es por ello por lo que vamos a recalcular todo lo descrito en los apartados anteriores, aumentando el diámetro del eje de entrada a 40mm.

Primero volvemos a calcular el módulo, el diámetro del engranaje y el número de dientes que vamos a tener con nuestro nuevo diámetro en el eje de entrada.

mn	mt	d1* (mm)	Z1*	Z1	d1 (mm)	Z2*	Z2	d2 (mm)	i	Valoración
1	1,064	54,5	51,213	51	54,273	161,160	161	171,333	3,157	Z2>Zmax
1,25	1,330	56,475	42,455	42	55,869	132,720	133	176,920	3,167	VALIDO
1,5	1,596	58,45	36,617	37	59,062	116,920	117	186,763	3,162	VALIDO
2	2,128	62,4	29,318	29	61,722	91,640	92	195,809	3,172	VALIDO
2,5	2,660	66,35	24,939	25	66,511	79,000	79	210,175	3,160	VALIDO
3	3,193	70,30	22,020	22	70,236	69,520	70	223,477	3,182	VALIDO
4	4,257	78,2	18,371	18	76,621	56,880	57	242,633	3,167	VALIDO
5	5,321	86,1	16,182	16	85,134	50,560	51	271,365	3,188	INTERF
6	6,385	94	14,722	15	95,776	47,400	47	300,098	3,133	INTERF
8	8,513	109,8	12,897	13	110,674	41,080	41	349,050	3,154	INTERF

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Por último, volvemos a realizar el cálculo a fatiga para comprobar que con el nuevo diámetro obtenemos un coeficiente de seguridad igual o superior a 2,5

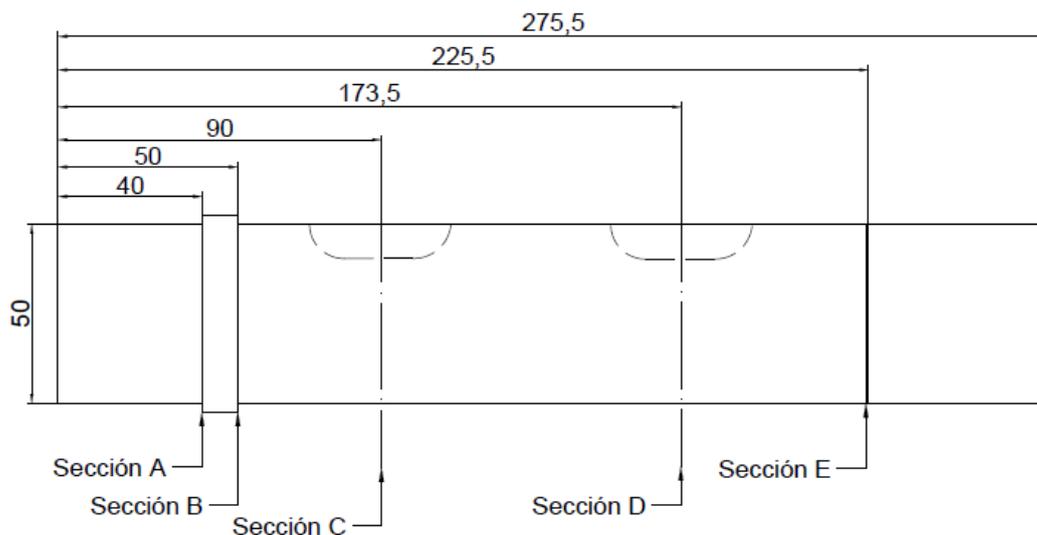
Sección	M	T	d(mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	X
A	0,0	228,2	40	0,659	0,837	1	1,01	0,814	2,2	146,40	28,35
B	228,2	228,2	40	0,659	0,837	1	1,01	0,814	2,2	146,40	3,99
C	379,8	228,2	40	0,659	0,837	1	1,01	0,814	1,6	201,30	3,31
D	26,1	0,0	45	0,659	0,827	1	1,01	0,814	2,17	146,46	50,20

Siendo el factor de concentrador de tensiones de la sección “D” el siguiente:

Sección	d* (mm)	r/d*	D (mm)	D/d*	Kt	Kf
D	40,000	0,038	45,000	1,125	2,200	2,172

4.2.2 Eje intermedio

4.2.2.1 Esquema del eje



4.2.2.2 Fuerzas sobre el eje

A continuación, vamos a calcular las fuerzas que actúan en este eje, teniendo en cuenta que sobre el vamos a montar dos engranajes.

Sección C

En esta sección encontramos el primer engranaje de los dos que tenemos en el eje, las fuerzas actuantes son las siguientes:

$$F_{t2} = \frac{T_{int}}{\frac{d_2}{2}} = \frac{726.239}{\frac{0.223}{2}} = -6499,45 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha_t = 6499,45 \cdot \tan 0.387 = -2651,358 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \beta = 6499,45 \cdot \tan 0.349 = 2365,605 \text{ N}$$

$$M_{Fa} = r_{eng2} \cdot F_{a2} = 0.1115 \cdot 2365,605 = -264.33 \text{ Nm}$$

Sección D

En esta sección encontramos el otro engranaje presente en el eje, las fuerzas actuantes son las siguientes:

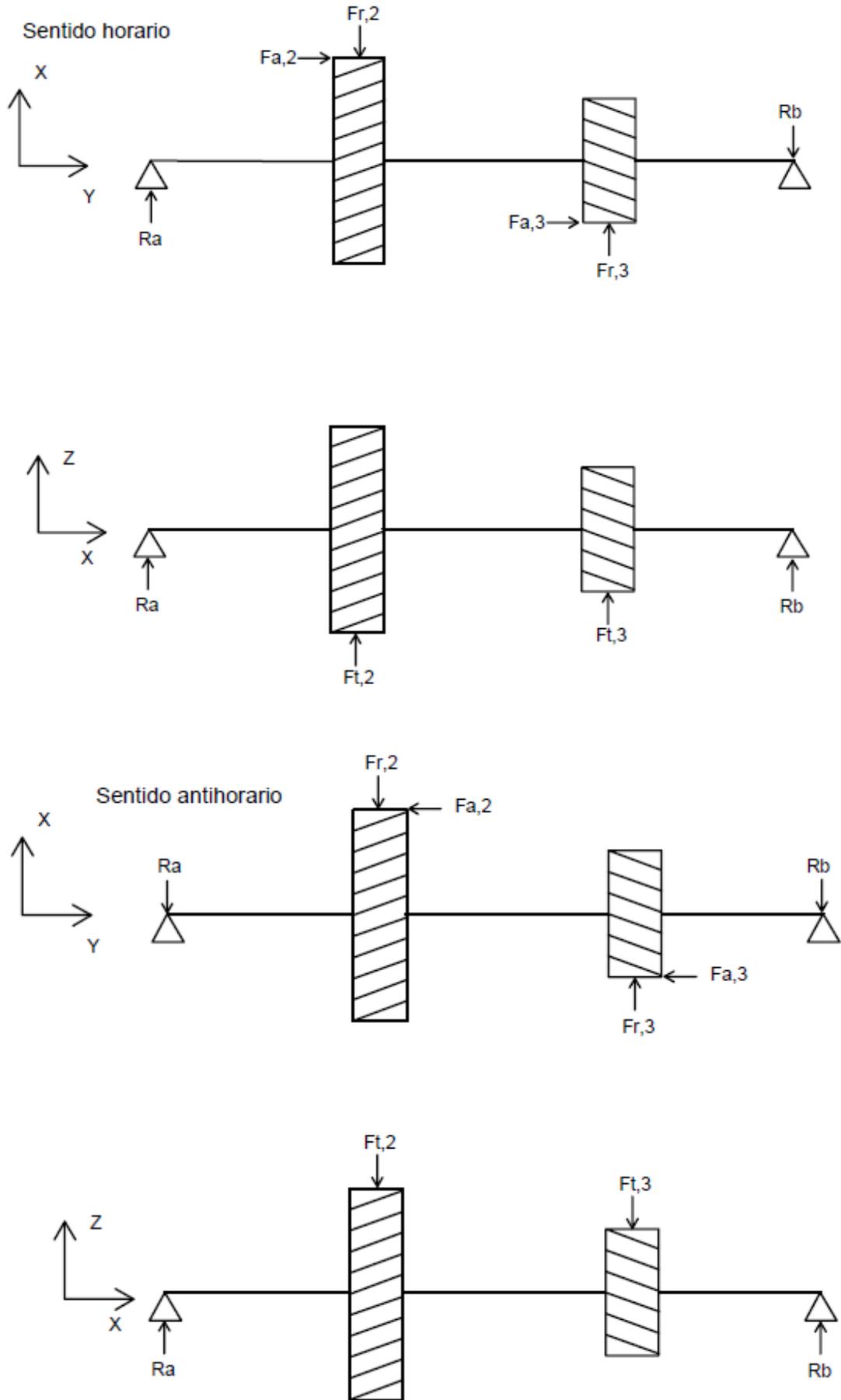
$$F_{t3} = \frac{T_{int}}{\frac{d_3}{2}} = \frac{726.239}{\frac{0.097}{2}} = -15165,372 \text{ N}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \tan \alpha_t = 15165,372 \cdot \tan 0.387 = 6186,502 \text{ N}$$

$$F_{a3} = F_{t3} \cdot \tan \beta = 15165,372 \cdot \tan 0.349 = 5519,744 \text{ N}$$

$$M_{Fa} = r_{eng3} \cdot F_{a3} = 0.0485 \cdot 5519,744 = -264,33 \text{ Nm}$$

Quedando la representación de las fuerzas en el esquema del eje que tenemos a continuación donde se detallan el sentido y el plano en el que encontraremos cada una de las fuerzas. Tanto si el motor acciona el reductor en sentido horario como si lo hace en sentido antihorario.



4.2.2.3 Resultados del cálculo a fatiga

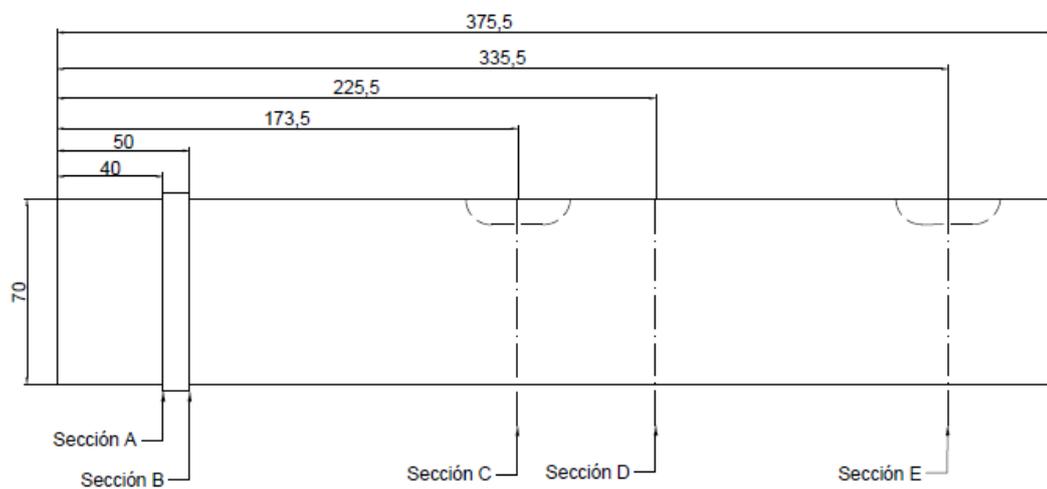
Sección	M (Nm)	T (Nm)	d(mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	X
A	181,83	0,00	50	0,659	0,818	1	1,01	0,814	2,17	144,82	9,77
B	272,74	0,00	55	0,659	0,809	1	1,01	0,814	2,17	143,35	8,58
C	636,40	726,24	50	0,659	0,818	1	1,01	0,814	1,60	196,55	3,70
D	882,80	726,24	50	0,659	0,818	1	1,01	0,814	1,60	196,55	2,70
E	142,39	0,00	50	0,659	0,818	1	1,01	0,814	2,20	142,95	12,32

Siendo el factor de concentrador de tensiones de la sección “A” y “B” el siguiente:

Sección	d* (mm)	r/d*	D (mm)	D/d*	Kt	Kf
A y B	50,000	0,030	55,000	1,100	2,200	2,172

4.2.3 Eje de salida

4.2.3.1 Esquema del eje



4.2.3.2 Fuerzas sobre el eje

Vamos a calcular los esfuerzos que vamos a tener en el eje de salida, teniendo en cuenta que sobre el tendremos montado un engranaje y la máquina arrastrada por el reductor.

Sección C

En esta sección encontramos las fuerzas que se aplican en el eje debido a que está situado aquí el engranaje, estas fuerzas las podemos definir mediante las siguientes formulas:

$$F_{t4} = \frac{T_s}{\frac{d_2}{2}} = \frac{2300}{\frac{0.303}{2}} = 15166.969 \text{ N}$$

$$F_{r4} = F_{t4} \cdot \tan \alpha_t = 15166.969 \cdot \tan 0.387 = 6187.153 \text{ N}$$

$$F_{a4} = F_{t4} \cdot \tan \beta = 15166.969 \cdot \tan 0.349 = 5520.325 \text{ N}$$

Obteniendo las reacciones a partir de las siguientes expresiones y los valores anteriormente expuestos:

$$M_{Fa} = r_{eng4} \cdot F_{a4} = 0.1515 \cdot 5520.325 = -837.132 \text{ Nm}$$

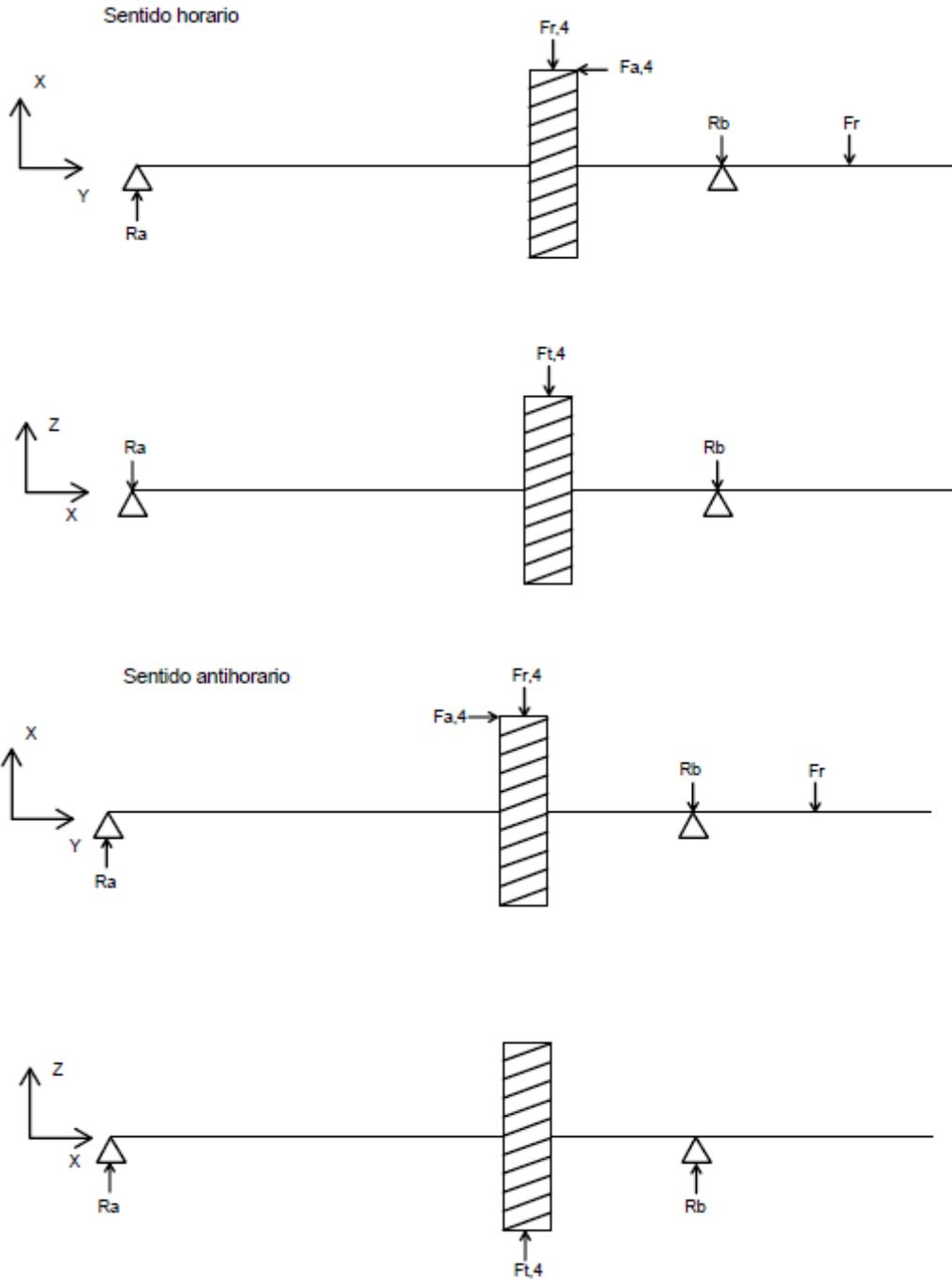
Sección E

En esta sección del eje encontramos la fuerza producida por la máquina arrastrada por el reductor, que aplica un par torsor de 2300 Nm. Como no sabemos exactamente la fuerza aplicada al eje por esta máquina la vamos a estimar a partir del anteriormente citado par torsor y la siguiente fórmula:

$$F_r = \frac{T_s}{d_s \cdot 2} = \frac{2300}{2 \cdot 0.07} = -16428.57 \text{ N}$$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Quedando la representación de las fuerzas en el esquema del eje que tenemos a continuación donde se detallan el sentido y el plano en el que encontraremos cada una de las fuerzas. Tanto si el motor acciona el reductor en sentido horario como si lo hace en sentido antihorario.



4.2.3.3 Resultados de cálculo a fatiga

Sección	M (Nm)	T (Nm)	d(mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	X
A	298,69	0,00	70	0,659	0,789	1	1,01	0,814	2,39	127,13	14,33
B	448,04	0,00	75	0,659	0,783	1	1,01	0,814	2,39	126,19	11,67
C	2292,47	2300,00	70	0,659	0,789	1	1,01	0,814	1,60	189,60	2,74
D	1807,14	2300,00	70	0,659	0,789	1	1,01	0,814	2,20	137,89	2,53
E	0,00	2300,00	70	0,659	0,789	1	1,01	0,814	1,60	189,60	15,08

Siendo el factor de concentrador de tensiones de la sección “A” y “B” el siguiente:

Sección	d* (mm)	r/d*	D (mm)	D/d*	Kt	Kf
A y B	70,000	0,021	75,000	1,071	2,420	2,386

4.3 Cálculo a deflexión lateral

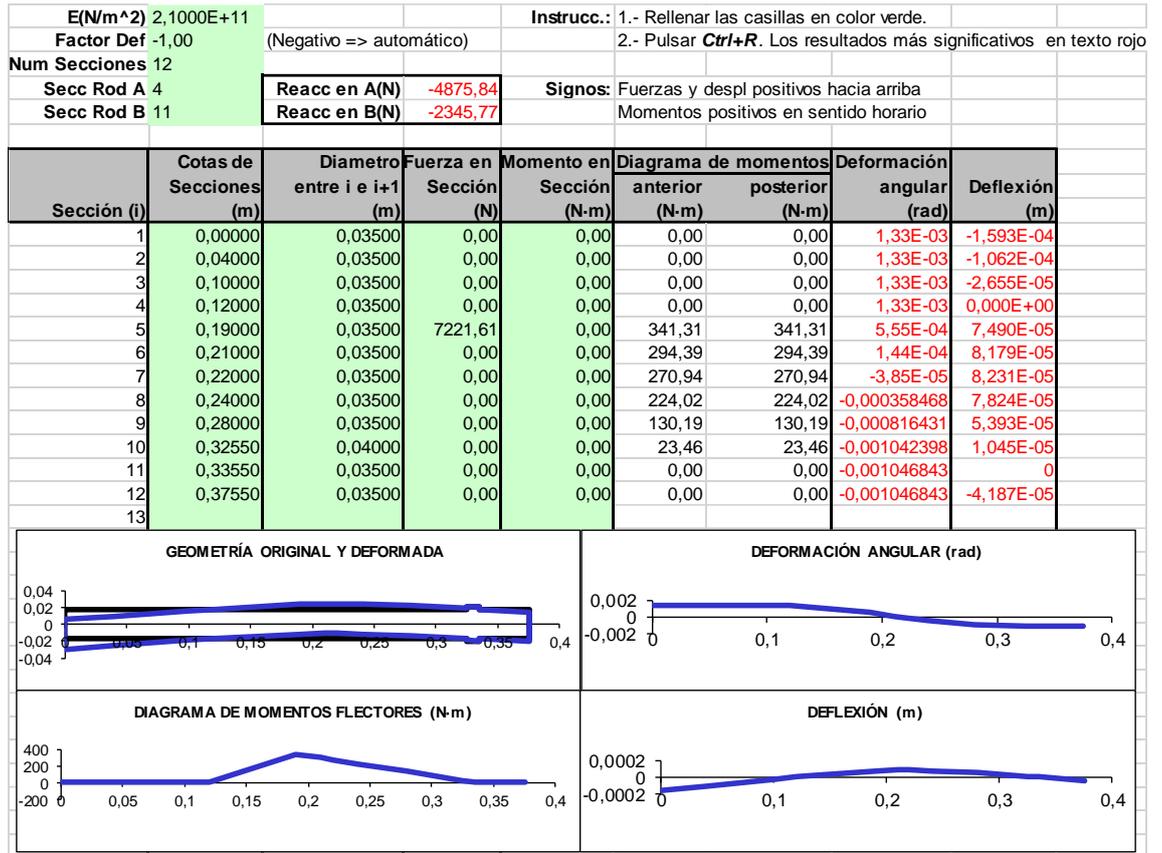
Una vez calculado y comprobado el eje a fatiga vamos a proceder a comprobarlo a deflexión lateral. Para ello la deflexión lateral de los ejes ha de estar limitada y debemos verificar que no supere dichos límites. En concreto se comprobará que:

- En ejes con engranajes cilíndricos helicoidales es conveniente una separación menor de $0,005 \cdot m_n$ en mm.
- La pendiente ha de ser menor de 0,0005 rad.
- En ejes de transmisión la deflexión lateral debe ser menor a 1 mm/m

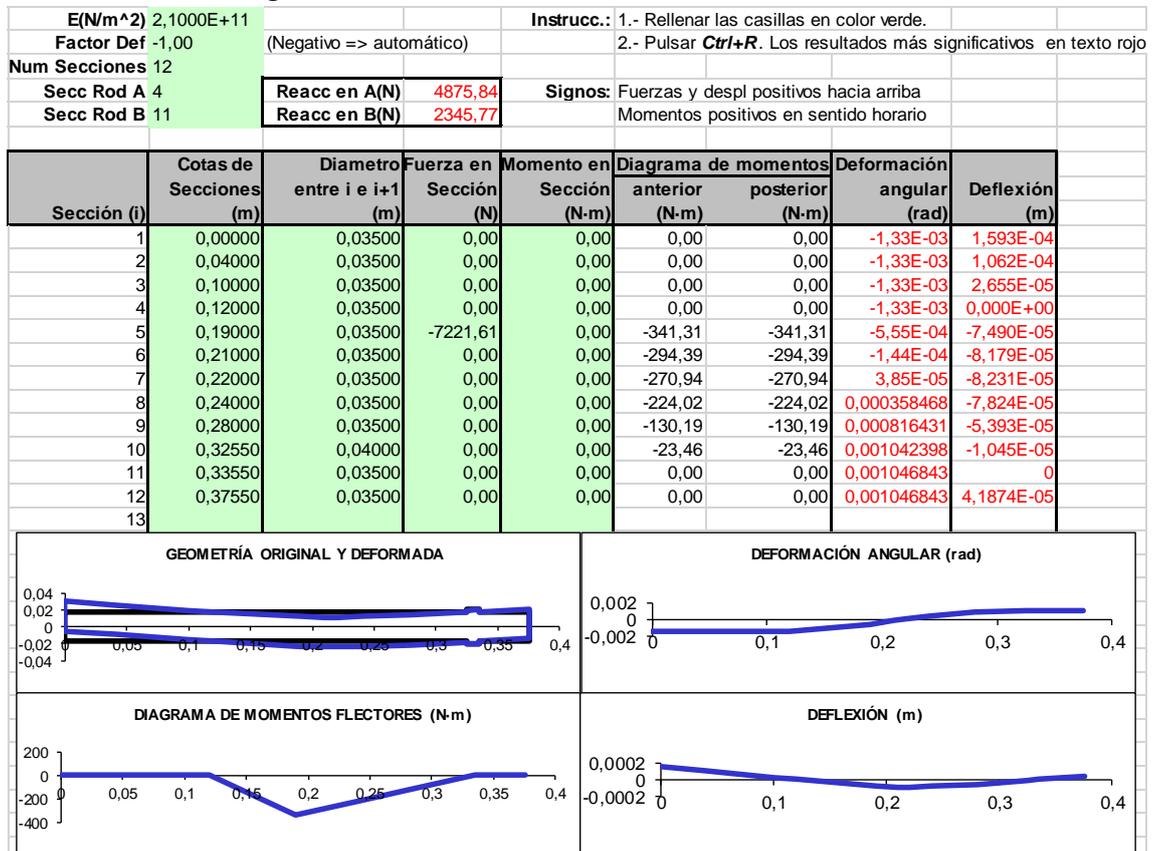
4.3.1 Eje de entrada

A continuación, vamos a detallar todos los estados de carga para nuestro eje, nos quedaremos con los mas desfavorables y combinaremos los dos planos de fuerzas que tenemos.

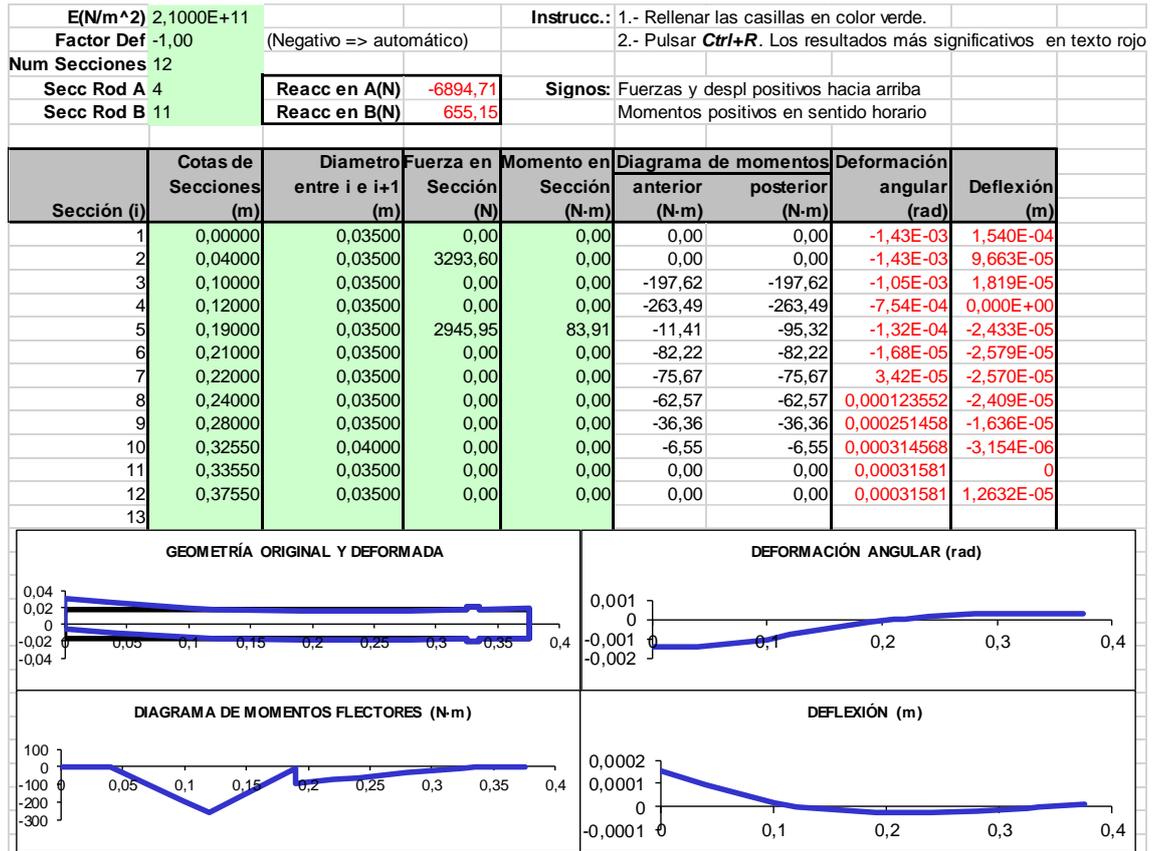
• Plano Ft sentido de giro horario



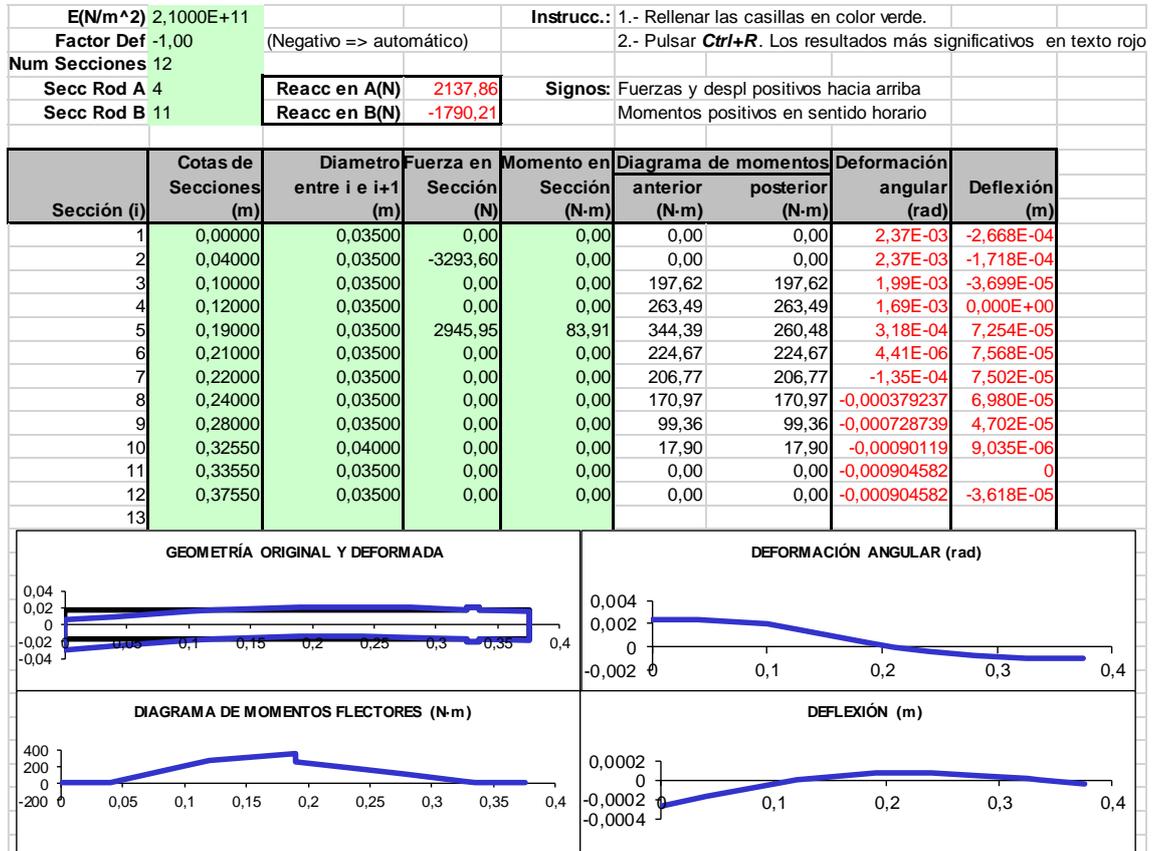
• Plano Ft sentido de giro antihorario



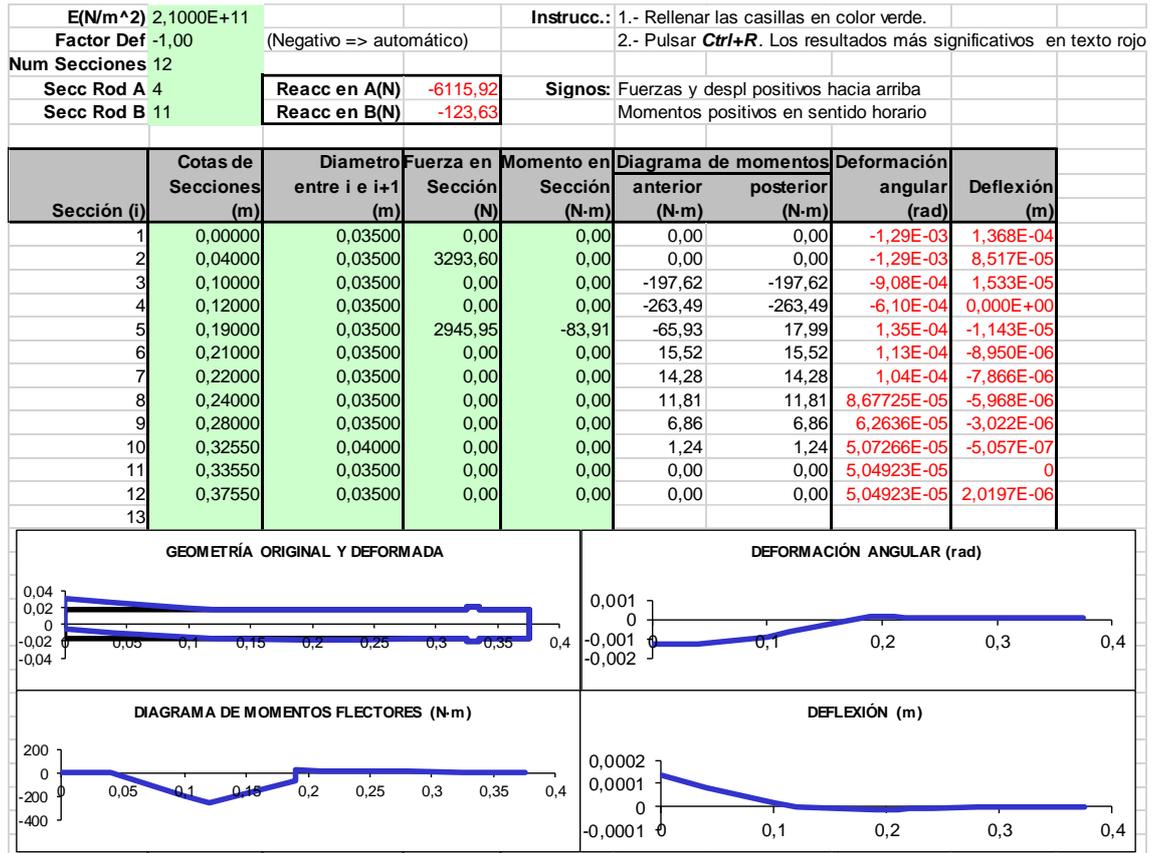
- Plano Fr sentido de giro horario con fuerza sec. 2 positiva



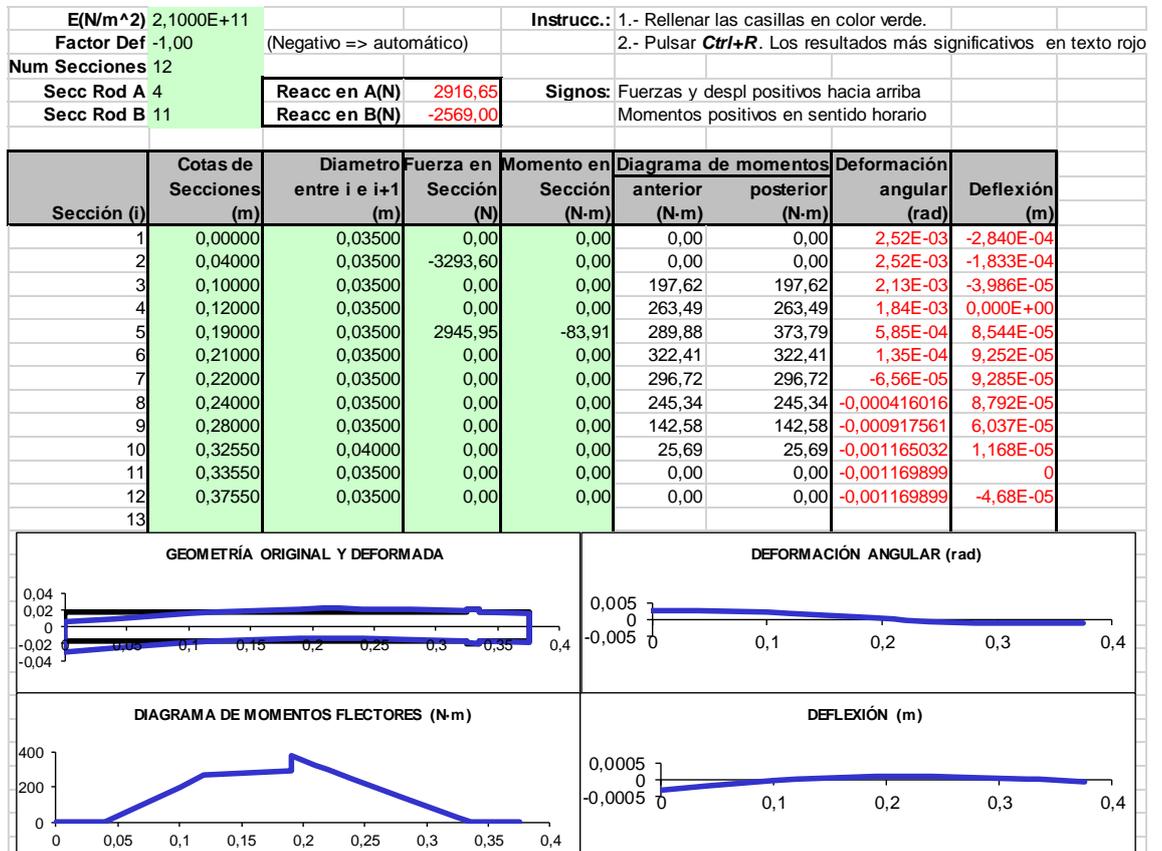
- Plano Fr sentido de giro horario con fuerza sec. 2 negativa



- Plano Fr sentido de giro antihorario con fuerza sec. 2 positiva



- Plano Fr sentido de giro antihorario con fuerza sec. 2 negativa



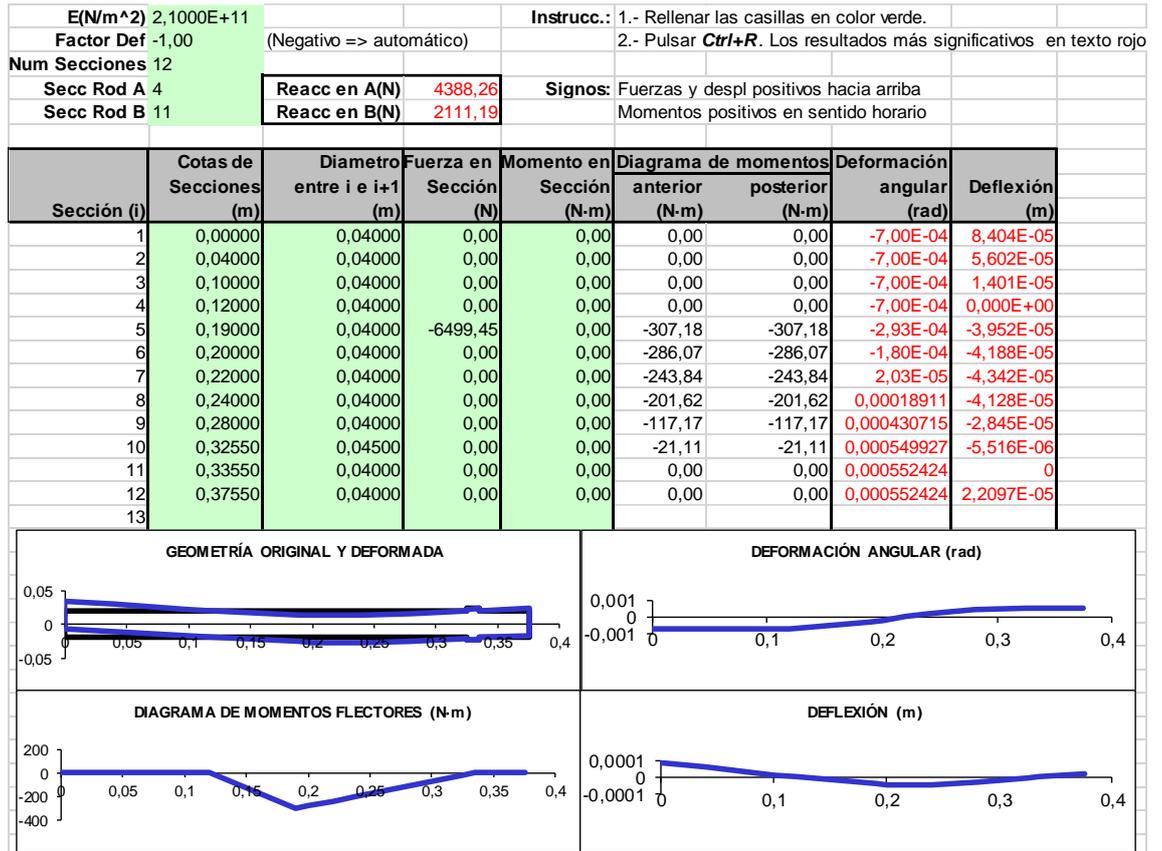
DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

Como podemos observar el caso más desfavorable será cuando el eje gire en sentido antihorario con la fuerza de la sección 2 negativa. Combinando los planos de las fuerzas F_t y F_r obtenemos los siguientes momentos y deformaciones.

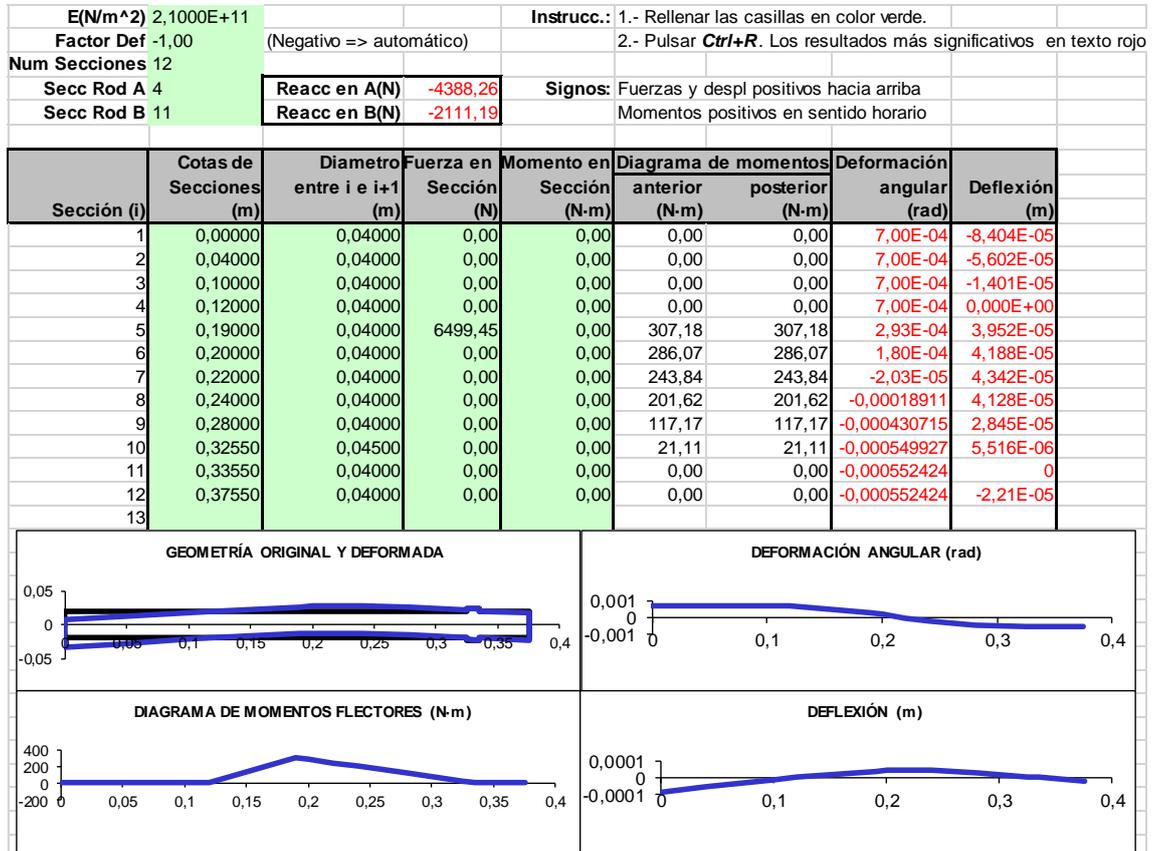
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0	0,035	0,000	0,000	2,85E-03	3,26E-04
2	0,04	0,035	0,000	0,000	2,85E-03	2,12E-04
3	0,1	0,035	197,616	197,616	2,51E-03	4,79E-05
4	0,12	0,035	263,488	263,488	2,27E-03	0,00E+00
5	0,19	0,035	447,794	506,172	8,06E-04	1,14E-04
6	0,2	0,035	436,595	436,595	1,97E-04	1,23E-04
7	0,22	0,035	401,807	401,807	7,61E-05	1,24E-04
8	0,24	0,035	332,230	332,230	5,49E-04	1,18E-04
9	0,28	0,035	193,076	193,076	1,23E-03	8,09E-05
10	0,3255	0,04	34,788	34,788	1,56E-03	1,57E-05
11	0,3355	0,035	0,000	0,000	1,57E-03	0,00E+00
12	0,3755	0,035	0,000	0,000	1,57E-03	6,28E-05

Como hemos obtenido un nuevo diámetro del eje de entrada en los cálculos a fatiga vamos a proceder a realizar el cálculo a deflexión lateral con el aumento de diámetro y las modificaciones en las fuerzas.

• Plano Ft sentido de giro antihorario



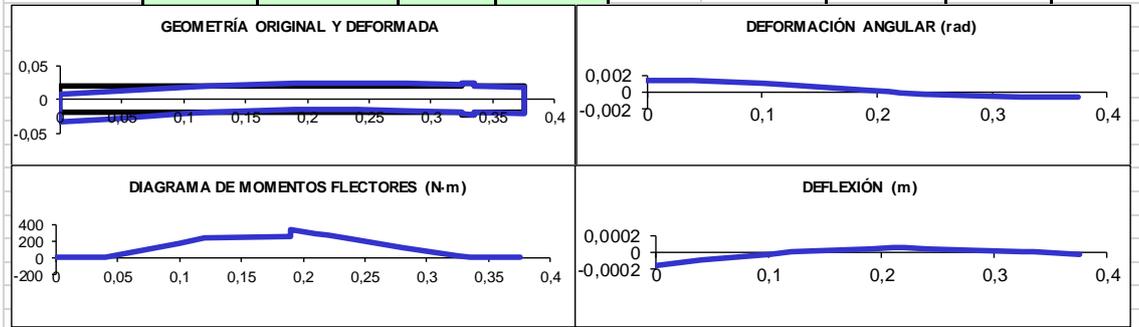
• Plano Ft sentido de giro horario



- Plano Fr sentido de giro antihorario con fuerza sec. 2 negativa

E(N/m²) 2,1000E+11		Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def -1,00	(Negativo => automático)	2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones 12		
Secc Rod A 4	Reacc en A(N) 2507,60	Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod B 11	Reacc en B(N) -2305,88	Momentos positivos en sentido horario

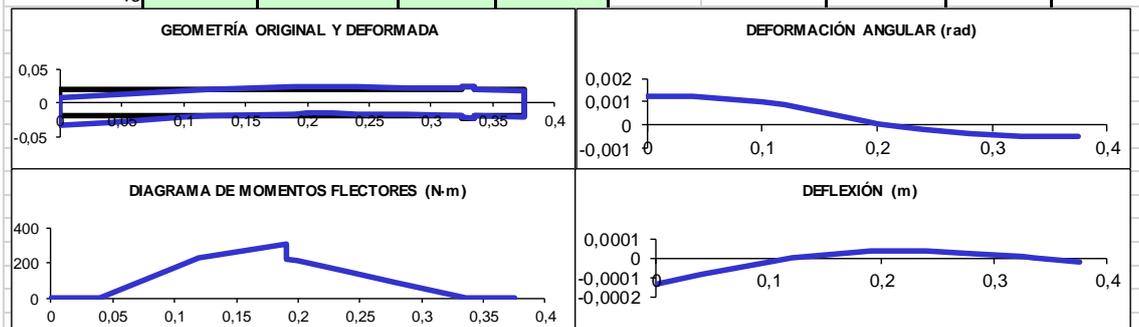
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,29E-03	-1,461E-04
2	0,04000	0,04000	-2853,08	0,00	0,00	0,00	1,29E-03	-9,433E-05
3	0,10000	0,04000	0,00	0,00	171,18	171,18	1,10E-03	-2,056E-05
4	0,12000	0,04000	0,00	0,00	228,25	228,25	9,49E-04	0,000E+00
5	0,19000	0,04000	2651,36	-83,08	252,43	335,51	3,11E-04	4,446E-05
6	0,21000	0,04000	0,00	0,00	289,39	289,39	7,42E-05	4,825E-05
7	0,22000	0,04000	0,00	0,00	266,33	266,33	-3,11E-05	4,846E-05
8	0,24000	0,04000	0,00	0,00	220,21	220,21	-0,000215467	4,593E-05
9	0,28000	0,04000	0,00	0,00	127,98	127,98	-0,000479351	3,157E-05
10	0,32550	0,04500	0,00	0,00	23,06	23,06	-0,000609557	6,114E-06
11	0,33550	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000612284	0
12	0,37550	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000612284	-2,449E-05



- Plano Fr sentido de giro horario con fuerza sec. 2 negativa

E(N/m²) 2,1000E+11		Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def -1,00	(Negativo => automático)	2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones 12		
Secc Rod A 4	Reacc en A(N) 1736,61	Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod B 11	Reacc en B(N) -1534,88	Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,21E-03	-1,361E-04
2	0,04000	0,04000	-2853,08	0,00	0,00	0,00	1,21E-03	-8,768E-05
3	0,10000	0,04000	0,00	0,00	171,18	171,18	1,02E-03	-1,889E-05
4	0,12000	0,04000	0,00	0,00	228,25	228,25	8,65E-04	0,000E+00
5	0,19000	0,04000	2651,36	83,08	306,40	223,33	1,56E-04	3,697E-05
6	0,20000	0,04000	0,00	0,00	207,98	207,98	7,46E-05	3,812E-05
7	0,22000	0,04000	0,00	0,00	177,28	177,28	-7,14E-05	3,811E-05
8	0,24000	0,04000	0,00	0,00	146,58	146,58	-0,000194124	3,542E-05
9	0,28000	0,04000	0,00	0,00	85,19	85,19	-0,000369776	2,383E-05
10	0,32550	0,04500	0,00	0,00	15,35	15,35	-0,000456446	4,577E-06
11	0,33550	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000458261	0
12	0,37550	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000458261	-1,833E-05



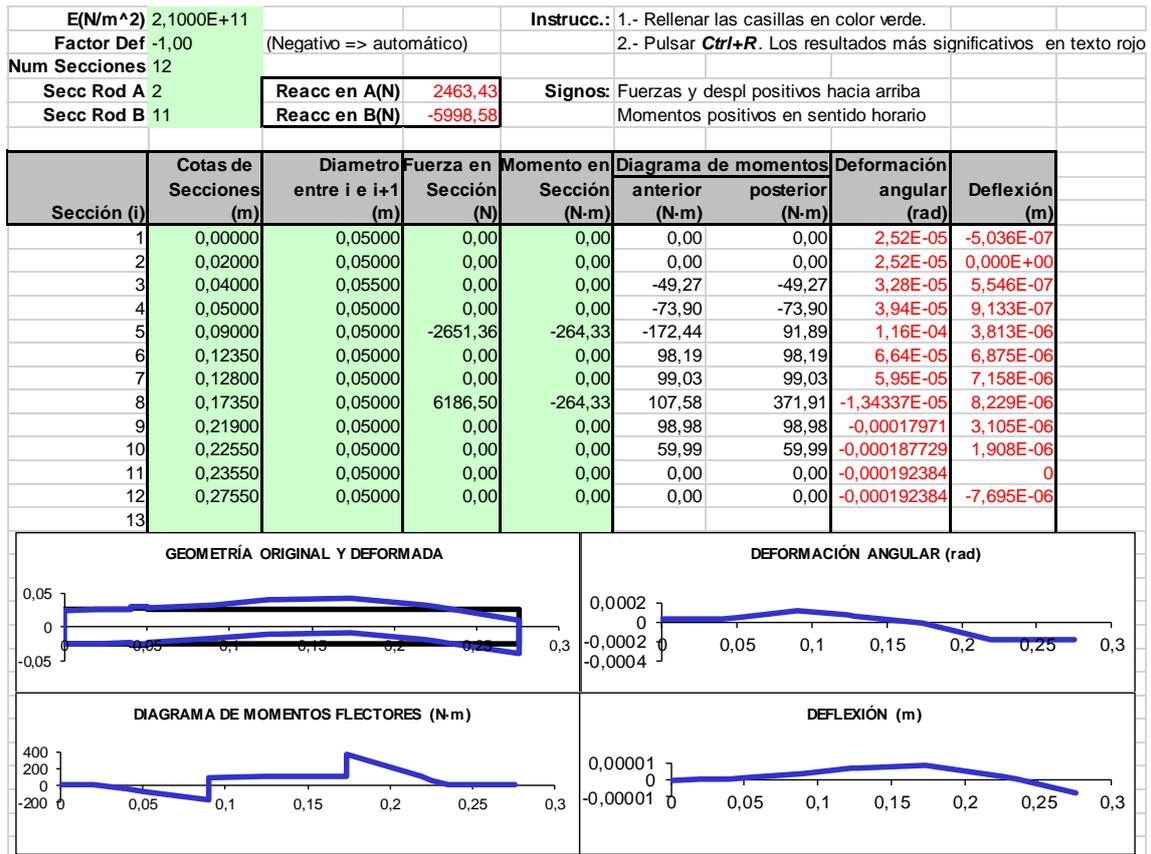
Siendo los resultados de la combinación de planos los siguientes

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0	0,04	0,000	0,000	1,35E-03	1,54E-04
2	0,04	0,04	0,000	0,000	1,35E-03	9,98E-05
3	0,1	0,04	171,185	171,185	1,18E-03	2,22E-05
4	0,12	0,04	228,247	228,247	1,04E-03	0,00E+00
5	0,19	0,04	433,866	379,780	8,48E-04	1,91E-05
6	0,2	0,04	353,678	353,678	5,70E-04	3,32E-05
7	0,22	0,04	301,475	301,475	1,04E-04	4,63E-05
8	0,24	0,04	249,271	249,271	2,43E-04	4,31E-05
9	0,28	0,04	144,864	144,864	4,69E-04	2,84E-05
10	0,3255	0,045	26,102	26,102	5,31E-04	5,34E-06
11	0,3355	0,04	0,000	0,000	5,35E-04	0,00E+00
12	0,3755	0,04	0,000	0,000	5,35E-04	2,14E-05

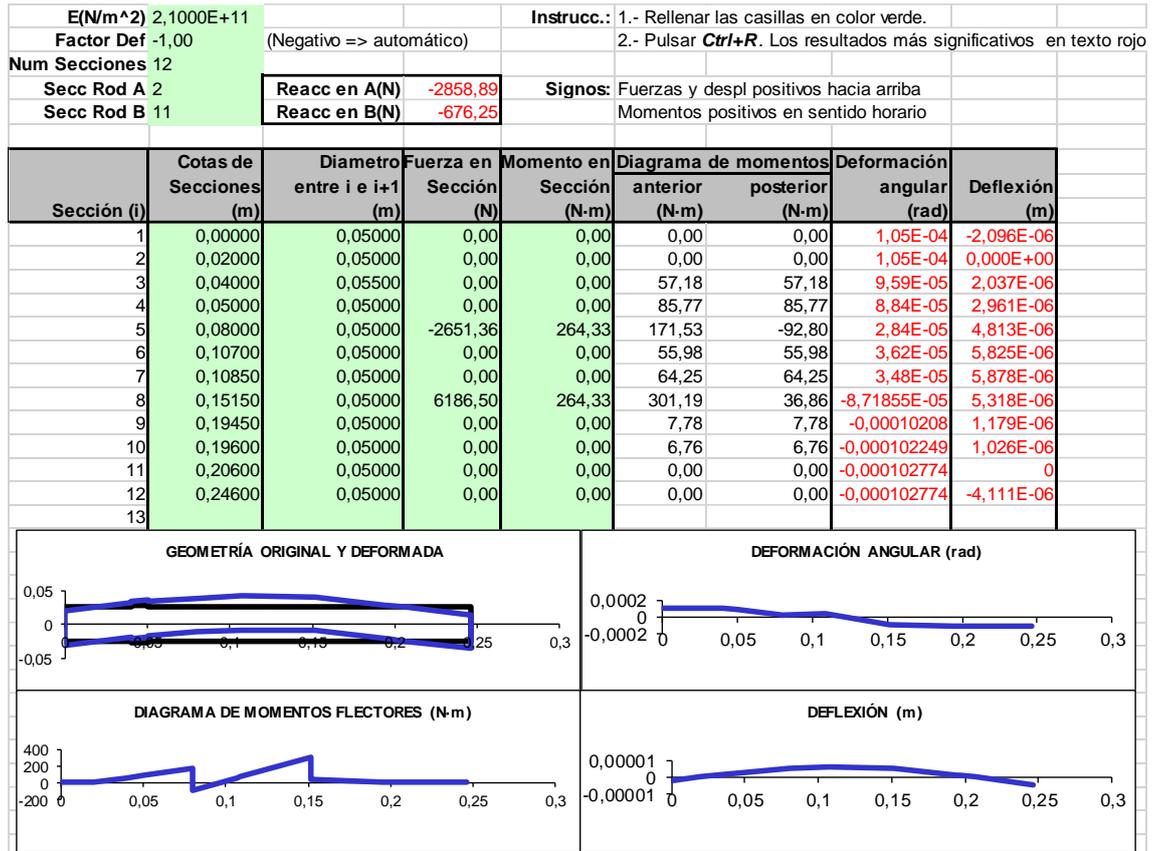
4.3.2 Eje intermedio

Debido a que en el eje intermedio las fuerzas están aplicadas en planos distintos vamos a proceder a calcularlas en cada plano y después combinarlas para obtener las fuerzas que encontraremos en el eje.

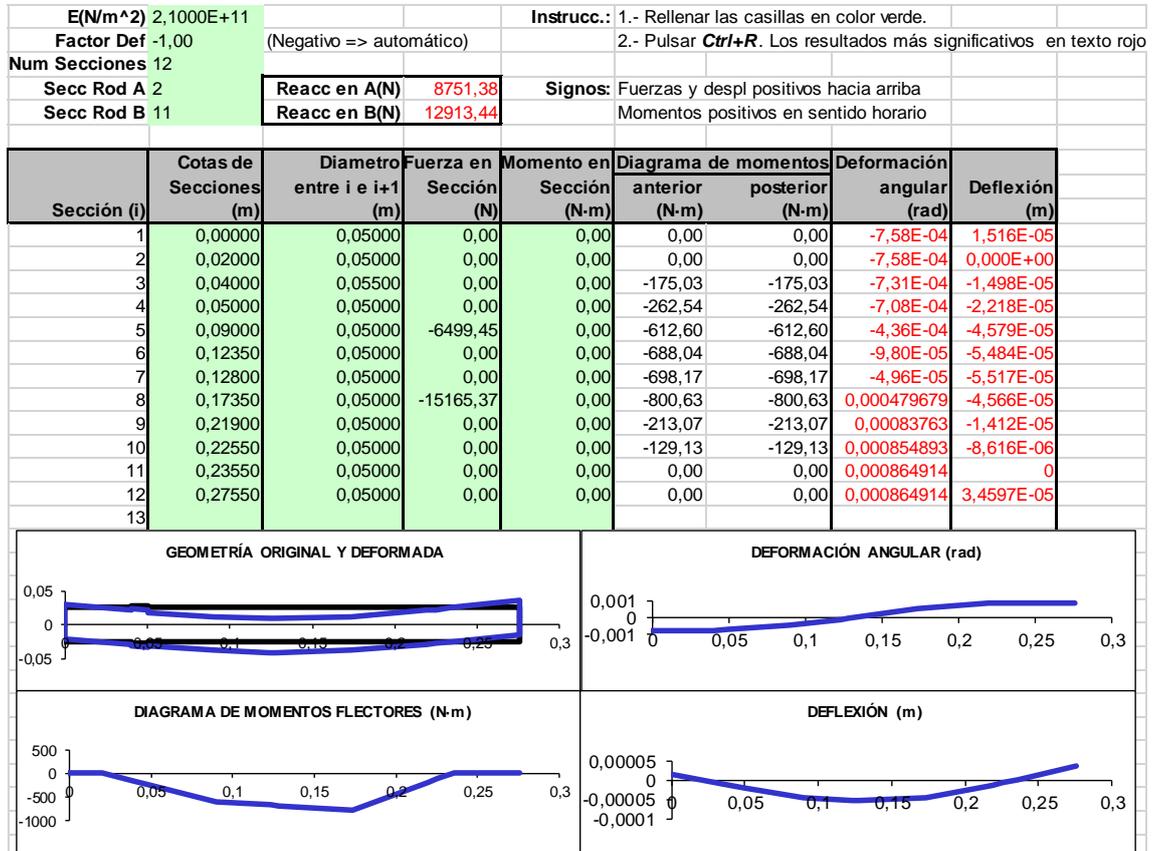
- Plano Fr sentido horario



• Plano Fr sentido antihorario



• Plano Ft

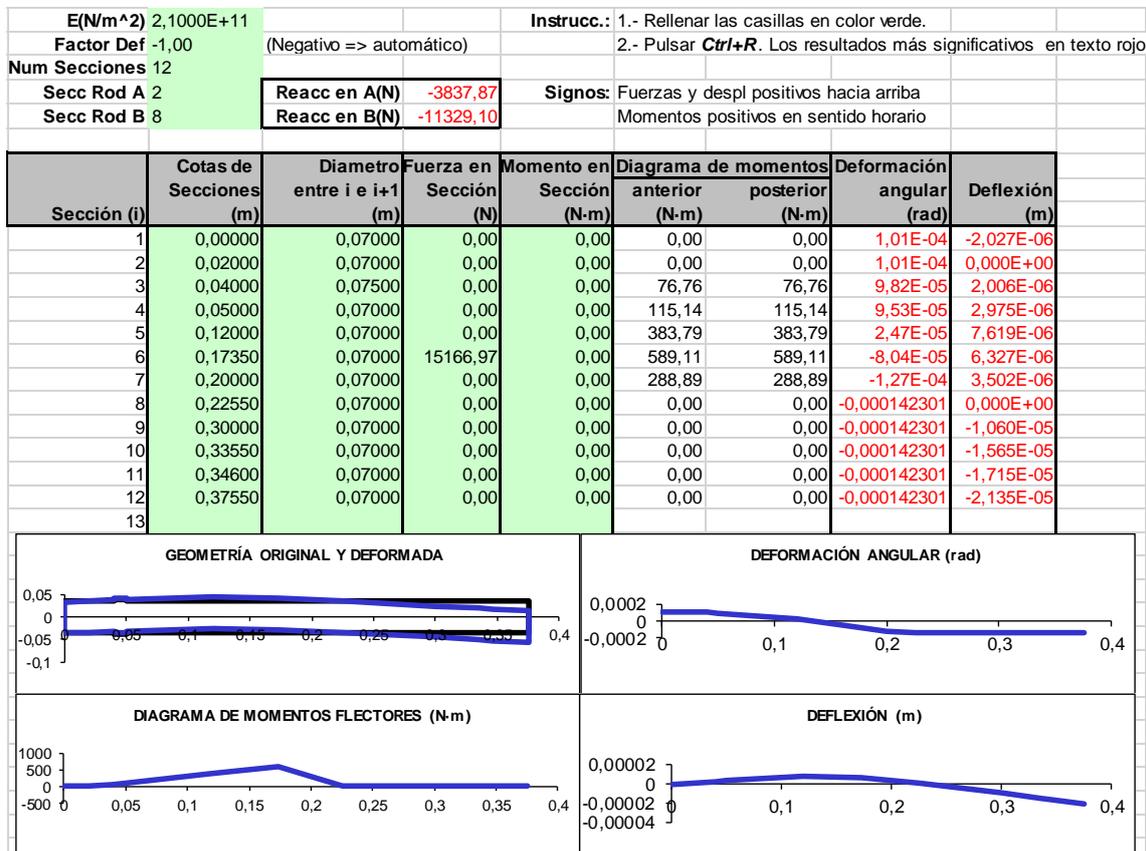


- Combinación

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0	0,05	0,000	0,000	1,07E-05	2,15E-07
2	0,02	0,05	0,000	0,000	1,07E-05	0,00E+00
3	0,04	0,055	181,830	181,830	2,29E-05	2,94E-07
4	0,05	0,05	272,745	272,745	3,84E-05	5,94E-07
5	0,09	0,05	636,404	619,450	1,42E-04	3,62E-06
6	0,1235	0,05	695,007	695,007	8,74E-05	7,21E-06
7	0,128	0,05	705,159	705,159	8,15E-05	7,49E-06
8	0,1735	0,05	807,829	882,798	5,76E-06	9,22E-06
9	0,219	0,05	234,938	234,938	2,18E-04	3,34E-06
10	0,2255	0,05	142,387	142,387	2,25E-04	2,28E-06
11	0,2355	0,05	0,000	0,000	2,30E-04	0,00E+00
12	0,2755	0,05	0,000	0,000	2,30E-04	9,18E-06

4.3.3 Eje de salida

- Plano Ft sentido horario

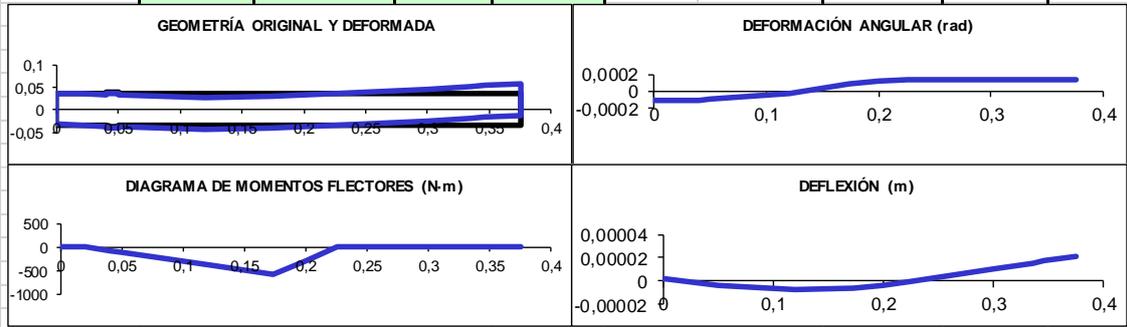


DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

- Plano Ft sentido antihorario

E(N/m ²)	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	12		
Secc Rod A	2	Reacc en A(N)	3837,87
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	11329,10
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

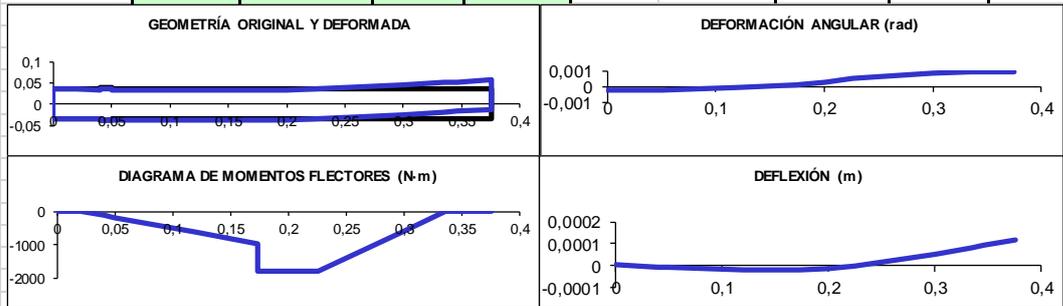
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,01E-04	2,027E-06
2	0,02000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,01E-04	0,000E+00
3	0,04000	0,07500	0,00	0,00	-76,76	-76,76	-9,82E-05	-2,006E-06
4	0,05000	0,07000	0,00	0,00	-115,14	-115,14	-9,53E-05	-2,975E-06
5	0,12000	0,07000	0,00	0,00	-383,79	-383,79	-2,47E-05	-7,619E-06
6	0,17350	0,07000	-15166,97	0,00	-589,11	-589,11	8,04E-05	-6,327E-06
7	0,20000	0,07000	0,00	0,00	-288,89	-288,89	1,27E-04	-3,502E-06
8	0,22550	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000142301	0,000E+00
9	0,30000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000142301	1,060E-05
10	0,33550	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000142301	1,565E-05
11	0,34600	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000142301	1,7147E-05
12	0,37550	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000142301	2,1345E-05
13								



- Plano Fr sentido de giro horario con fuerza sec. 10 positiva

E(N/m ²)	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	12		
Secc Rod A	2	Reacc en A(N)	6285,85
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	-16527,27
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,97E-04	3,936E-06
2	0,02000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,97E-04	0,000E+00
3	0,04000	0,07500	0,00	0,00	-125,72	-125,72	-1,92E-04	-3,902E-06
4	0,05000	0,07000	0,00	0,00	-188,58	-188,58	-1,87E-04	-5,797E-06
5	0,12000	0,07000	0,00	0,00	-628,59	-628,59	-7,14E-05	-1,556E-05
6	0,17350	0,07000	-6187,15	837,13	-964,88	-1802,01	1,01E-04	-1,510E-05
7	0,20000	0,07000	0,00	0,00	-1804,63	-1804,63	2,94E-04	-9,867E-06
8	0,22550	0,07000	0,00	0,00	-1807,14	-1807,14	0,000479999	0,000E+00
9	0,30000	0,07000	0,00	0,00	-583,21	-583,21	0,000839755	5,145E-05
10	0,33550	0,07000	16428,57	0,00	0,00	0,00	0,000881581	8,225E-05
11	0,34600	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000881581	9,1506E-05
12	0,37550	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000881581	0,00011751
13								

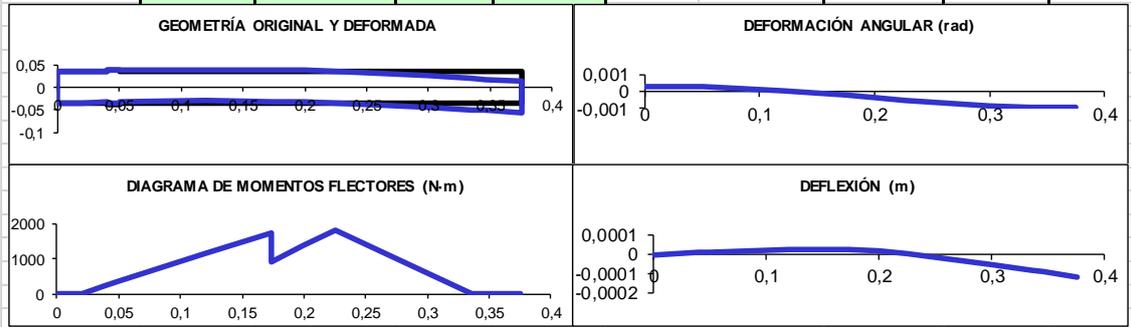


DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

- Plano Fr sentido de giro horario con fuerza sec. 10 negativa

E(N/m ²)	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	12		
Secc Rod A	2	Reacc en A(N)	-11301,91
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	33917,63
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

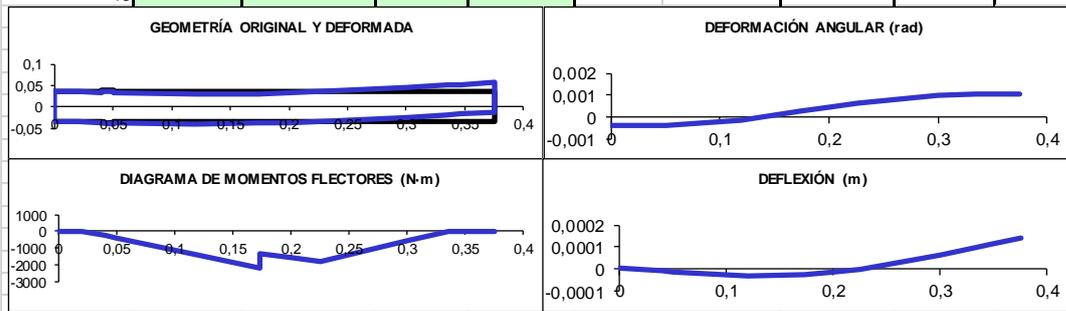
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,00E-04	-5,992E-06
2	0,02000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,00E-04	0,000E+00
3	0,04000	0,07500	0,00	0,00	226,04	226,04	2,90E-04	5,931E-06
4	0,05000	0,07000	0,00	0,00	339,06	339,06	2,82E-04	8,795E-06
5	0,12000	0,07000	0,00	0,00	1130,19	1130,19	7,40E-05	2,255E-05
6	0,17350	0,07000	-6187,15	837,13	1734,84	897,71	-2,36E-04	1,881E-05
7	0,20000	0,07000	0,00	0,00	1361,17	1361,17	-3,57E-04	1,108E-05
8	0,22550	0,07000	0,00	0,00	1807,14	1807,14	-0,000519776	0,000E+00
9	0,30000	0,07000	0,00	0,00	583,21	583,21	-0,000879531	-5,441E-05
10	0,33550	0,07000	-16428,57	0,00	0,00	0,00	-0,000921357	-8,662E-05
11	0,34600	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000921357	-9,63E-05
12	0,37550	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000921357	-0,0001235



- Plano Fr sentido de giro antihorario con fuerza sec. 10 positiva

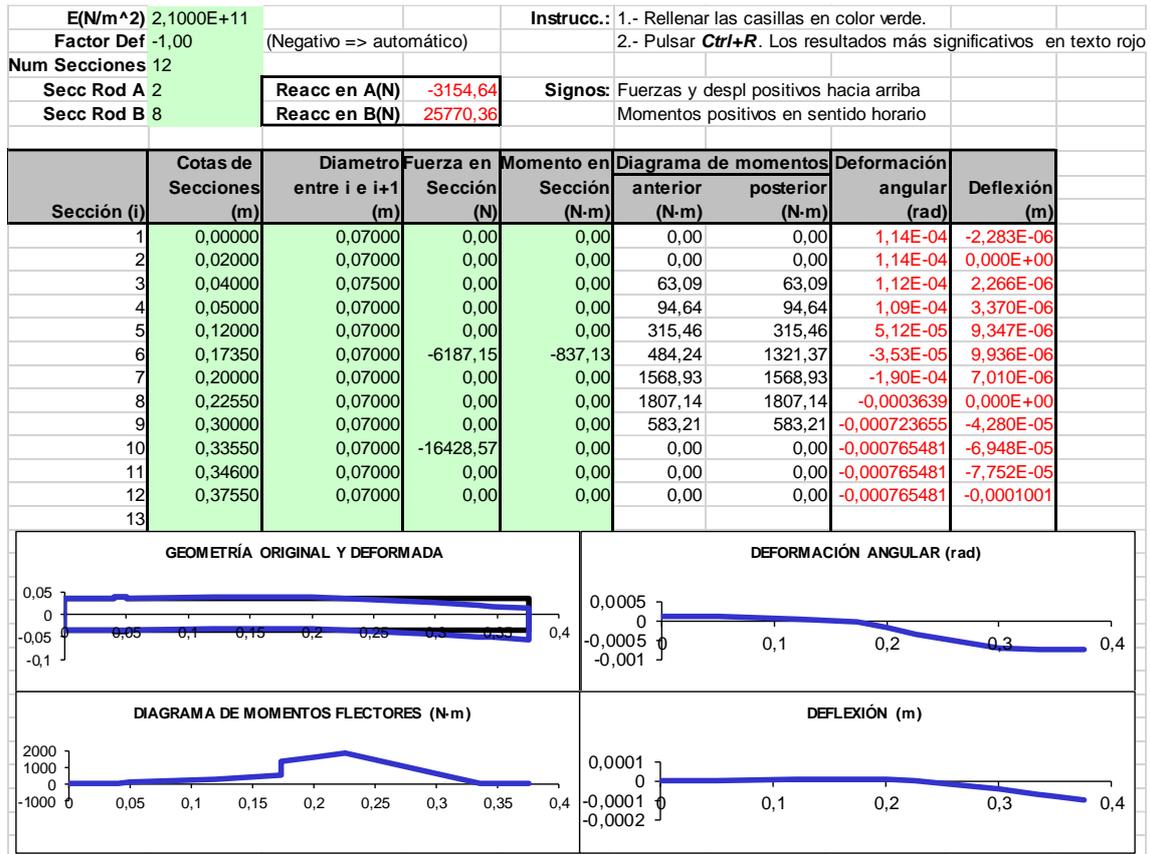
E(N/m ²)	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	12		
Secc Rod A	2	Reacc en A(N)	14433,12
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	-24674,54
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,82E-04	7,645E-06
2	0,02000	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,82E-04	0,000E+00
3	0,04000	0,07500	0,00	0,00	-288,66	-288,66	-3,71E-04	-7,567E-06
4	0,05000	0,07000	0,00	0,00	-432,99	-432,99	-3,60E-04	-1,122E-05
5	0,12000	0,07000	0,00	0,00	-1443,31	-1443,31	-9,42E-05	-2,877E-05
6	0,17350	0,07000	-6187,15	-837,13	-2215,48	-1378,35	3,01E-04	-2,397E-05
7	0,20000	0,07000	0,00	0,00	-1596,87	-1596,87	4,61E-04	-1,393E-05
8	0,22550	0,07000	0,00	0,00	-1807,14	-1807,14	0,000635875	0,000E+00
9	0,30000	0,07000	0,00	0,00	-583,21	-583,21	0,000995631	6,306E-05
10	0,33550	0,07000	16428,57	0,00	0,00	0,00	0,001037457	9,940E-05
11	0,34600	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,001037457	0,00011029
12	0,37550	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,001037457	0,00014089



DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

- Plano Fr sentido de giro antihorario con fuerza sec. 10 negativa



Como podemos observar el caso más desfavorable será cuando el eje gire en sentido antihorario con la fuerza de la sección 10 positiva. Combinando los planos de las fuerzas Ft y Fr obtenemos los siguientes momentos y deformaciones.

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0	0,07	0,000	0,000	3,32E-04	6,63E-06
2	0,02	0,07	0,000	0,000	3,32E-04	0,00E+00
3	0,04	0,075	298,693	298,693	3,21E-04	6,56E-06
4	0,05	0,07	448,040	448,040	3,12E-04	9,73E-06
5	0,12	0,07	1493,467	1493,467	7,87E-05	2,49E-05
6	0,1735	0,07	2292,471	1498,969	2,68E-04	2,04E-05
7	0,2	0,07	1622,792	1622,792	3,94E-04	1,17E-05
8	0,2255	0,07	1807,143	1807,143	5,22E-04	0,00E+00
9	0,3	0,07	583,214	583,214	7,30E-04	4,88E-05
10	0,3355	0,07	0,000	0,000	7,31E-04	5,42E-05
11	0,346	0,07	0,000	0,000	7,31E-04	8,24E-05
12	0,3755	0,07	0,000	0,000	1,42E-04	2,13E-05

5 RODAMIENTOS

5.1 Selección de rodamientos

Vamos a proceder a seleccionar los rodamientos que utilizaremos en nuestro reductor de velocidad. En primer lugar, se realizará una selección previa que después corroboraremos con los cálculos.

En nuestro caso debido a que el reductor está compuesto por engranajes helicoidales los esfuerzos axiales que se transmiten son considerables, vamos a escoger rodamientos cilíndricos cónicos. Exceptuando el rodamiento A del eje de salida que será cilíndrico.

5.2 Cálculo de esfuerzos

En este tipo de rodamientos necesitamos la presencia de carga axial para no desmontarse. Es por eso por lo que la fuerza equivalente la calcularemos de la siguiente forma.

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

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

Ecuación 13

También debemos tener en cuenta que en los rodamientos de una hilera de rodillos cónicos la aplicación de una carga radial genera un empuje axial a causa del ángulo de contacto que se debe tener en cuenta. Dicho empuje axial lo podemos cuantificar de la siguiente forma.

$$F_{a,rod} = \frac{0.5 \cdot F_r}{Y}$$

Ecuación 14

Donde Y viene definida por el fabricante y varía en función del rodamiento escogido.

Es por ello por lo que en este tipo de rodamientos se nos plantean dos casos para calcular la fuerza axial en cada rodamiento que detallamos a continuación:

- Si $F_a + 0,5 \cdot \frac{F_{r,B}}{Y_B} > 0,5 \cdot \frac{F_{r,A}}{Y_A}$ calcularemos los esfuerzos axiales con:
 - $F_{a,A} = F_a + \frac{0,5 \cdot F_{r,B}}{Y_B}$
 - $F_{a,B} = \frac{0,5 \cdot F_{r,B}}{Y_B}$

- Si $F_a + 0,5 \cdot \frac{F_{r,B}}{Y_B} < 0,5 \cdot \frac{F_{r,A}}{Y_A}$ calcularemos los esfuerzos axiales con:
 - $F_{a,A} = \frac{0,5 \cdot F_{r,A}}{Y_A}$
 - $F_{a,B} = \frac{0,5 \cdot F_{r,A}}{Y_A} - F_a$

Por el contrario, tenemos para el caso análogo en el que F_a llevase el mismo sentido que $F_{a,A}$ las siguientes expresiones:

- Si $F_a + 0,5 \cdot \frac{F_{r,A}}{Y_A} > 0,5 \cdot \frac{F_{r,B}}{Y_B}$ calcularemos los esfuerzos axiales con:
 - $F_{a,A} = \frac{0,5 \cdot F_{r,A}}{Y_A}$
 - $F_{a,B} = F_a + \frac{0,5 \cdot F_{r,A}}{Y_A}$

- Si $F_a + 0,5 \cdot \frac{F_{r,A}}{Y_A} < 0,5 \cdot \frac{F_{r,B}}{Y_B}$ calcularemos los esfuerzos axiales con:
 - $F_{a,A} = \frac{0,5 \cdot F_{r,B}}{Y_B} - F_a$
 - $F_{a,B} = \frac{0,5 \cdot F_{r,B}}{Y_B}$

5.3 Cálculo de la vida de los rodamientos

A continuación, procederemos a calcular la vida a fatiga de un rodamiento mediante la norma internacional ISO 281:2007 incluyéndose la influencia de la fiabilidad, el lubricante y la contaminación de este. Para ello vamos a utilizar la siguiente fórmula con la que obtendremos la vida del rodamiento.

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

Ecuación 15

Donde:

- L_{10} es el número de revoluciones u horas a una velocidad constante dada, que el 90% de un grupo de rodamientos completará antes de producirse un fallo

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

- C es la capacidad de carga dinámica y viene dada por el fabricante
- F es la fuerza equivalente calculada anteriormente
- q es una constante en función del contacto de los dientes pudiendo ser de contacto puntual o lineal
- a_1 es el coeficiente de corrección por fiabilidad y como su propio nombre indica depende de la fiabilidad que queramos aplicar. Se calcula mediante la TABLA 9 que tenemos incluida en el anexo de tablas.
- a_{ISO} es el factor que tiene en cuenta las condiciones de trabajo del rodamiento y se calcula de la siguiente manera

- Viscosidad relativa

$$v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm}$$

$$v_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}} \text{ para } n \geq 1000 \text{ rpm}$$

- Factor η_c viene determinado por el nivel de contaminación del lubricante y se obtiene a partir de la TABLA 10 incluida en el anexo de tablas.
- Por ultimo y con los datos anteriormente citados vamos a la TABLA 11 presente en el anexo de tablas y obtenemos el valor de a_{ISO}

5.4 Cálculos de rodamientos

En los cálculos de rodamientos que presentamos a continuación vamos a realizar dos supuestos.

El primer caso será que el eje gire en sentido antihorario, escogiendo los supuestos en los que las reacciones sean más desfavorables.

El segundo caso será que el eje gire en sentido horario, escogiendo los supuestos en que las reacciones sean más desfavorables.

Por último, escogeremos el rodamiento que cumpla con un mínimo de 50.000 horas en el supuesto más desfavorable para cada rodamiento.

5.4.1 Eje de entrada

Sentido de giro antihorario

Rodamiento A (Extremo libre)

Ent A E1				
d	40	mm	Fa	1579,436 N
D	80	mm	Freac	5054,19 N
Dmedio	60	mm	Fain	- N
C	61,6	KN	0,5*Fr/Y	1579,435829 N
Pu	7,65	KN		
q	3,333333333		Feq	5054,19 N
e	0,36		L10(h)	49600,17492
x				
Y	1,6		v1	15,52647509 mm ² /s
rev	1400		v(55°)	20 mm ² /s
Cont lig	0,5		K	1,288122377
a1 99%	0,25		Cont-Carg	0,756797128
aiso	4,5		L(h)	55800,19678

Rodamiento B (Extremo fijo)

Ent B E1

d	40	mm
D	80	mm
Dmedio	60	mm
C	105	kN
Pu	15	kN
q	3,333333333	
e	0,35	
x		
Y	1,7	
rev	1400	
Cont lig	0,5	
a1 99%	0,25	
aiso	5,2	

Fa	3945,040	N
Freac	3126,37	N
Fain	2365,605	N
0,5*Fr/Y	919,5213603	N
Feq	7957,1178	N
L10	64639,66332	
v1	15,52647509	mm ² /s
v(55°)	20	mm ² /s
K	1,288122377	
Cont-Carg	0,94255234	
L(h)	84031,56231	

Sentido de giro horario

Rodamiento A (Extremo fijo)

Ent A E1

d	40	mm
D	80	mm
Dmedio	60	mm
C	61,6	kN
Pu	7,65	kN
q	3,333333333	
e	0,36	
x		
Y	1,6	
rev	1400	
Cont lig	0,5	
a1 99%	0,25	
aiso	12	

Fa	3133,301	N
Freac	4719,39	N
Fain	2365,605	N
0,5*Fr/Y	1474,809314	N
Feq	6901,04	N
L10(h)	17563,3913	
v1	15,52647509	mm ² /s
v(55°)	20	mm ² /s
K	1,288122377	
Cont-Carg	0,554264453	
L(h)	52690,17391	

Rodamiento B (Extremo libre)

Ent B E1

d	40	mm
D	80	mm
Dmedio	60	mm
C	105	kN
Pu	15	kN
q	3,333333333	
e	0,35	
x		
Y	1,7	
rev	1400	
Cont lig	0,5	
a1 99%	0,25	
aiso	2,3	

Fa	767,6966307	N
Freac	2610,17	N
Fain	-	N
0,5*Fr/Y	767,6966307	N
Feq	2610,168544	N
L10	2655358,757	
v1	15,52647509	mm2/s
v(55º)	20	mm2/s
K	1,288122377	
Cont-Carg	2,873377666	
L(h)	1526831,285	

5.4.2 Eje intermedio

Sentido de giro antihorario

Rodamiento A (Extremo libre)

Int A E2

d	50	mm
D	100	mm
Dmedio	75	mm
C	154	KN
Pu	22,4	KN
q	3,333333333	
e	0,35	
x		
Y	1,7	
rev	440	
Cont lig	0,5	
a1 99%	0,25	
aiso	9,5	

Fa	2707,798	N
Freac	9206,51	N
Fain	-	N
0,5*Fr/Y	2707,798298	N
Feq	9206,51	N
L10	453399,5132	
v1	32,53599377	mm2/s
v(55º)	50	mm2/s
K	1,536759576	
Cont-Carg	1,21652992	
L(h)	1076823,844	

Rodamiento B (Extremo fijo)

Int B E2

d	50	mm
D	110	mm
Dmedio	80	mm
C	143	KN
Pu	16,6	KN
q	3,333333333	
e	0,35	
x		
Y	1,7	
rev	440	
Cont lig	0,5	
a1 99%	0,25	
aiso	3,4	

Fa	5861,938	N
Freac	12931,13	N
Fain	3154,139	N
0,5*Fr/Y	3803,274935	N
Feq	15137,75	N
L10	67501,27054	
v1	31,50284051	mm2/s
v(55º)	50	mm2/s
K	1,587158466	
Cont-Carg	0,548298196	
L(h)	57376,07996	

Sentido de giro horario

Rodamiento A (Extremo fijo)

Int A E2

d	50	mm
D	100	mm
Dmedio	75	mm
C	154	KN
Pu	22,4	KN
q	3,333333333	
e	0,35	
x		
Y	1,7	
rev	440	
Cont lig	0,5	
a1 99%	0,25	
aiso	3,8	

Fa	7341,985	N
Freac	9091,49	N
Fain	3154,139	N
0,5*Fr/Y	2673,96682	N
Feq	16117,97	N
L10	70107,4222	
v1	32,53599377	mm2/s
v(55º)	50	mm2/s
K	1,536759576	
Cont-Carg	0,694876588	
L(h)	66602,05109	

Rodamiento B (Extremo libre)

Int B E2

d	50	mm
D	110	mm
Dmedio	80	mm
C	143	KN
Pu	16,6	KN
q	3,333333333	
e	0,35	
x		
Y	1,7	
rev	440	
Cont lig	0,5	
a1 99%	0,25	
aiso	3,5	

Fa	4187,846	N
Freac	14238,68	N
Fain	-	N
0,5*Fr/Y	4187,845887	N
Feq	14238,68	N
L10	82784,84447	
v1	31,50284051	mm2/s
v(55º)	50	mm2/s
K	1,587158466	
Cont-Carg	0,582919366	
L(h)	72436,73891	

5.4.3 Eje de salida

Sentido antihorario

Rodamiento A (Extremo libre)

Sal A E3

d	70	mm
D	125	mm
Dmedio	97,5	mm
C	137	KN
Pu	18	KN
q	3,333333333	
e		
x		
Y		
rev	138,933	
Cont lig	0,5	
a1 99%	0,25	
aiso	5,5	

Fa	-	N
Freac	14934,66	N
Fain	-	N
0,5*Fr/Y	-	N
Feq	14934,66	N
L10	193847,9173	
v1	74,59033556	mm2/s
v(55º)	50	mm2/s
K	0,670328128	
Cont-Carg	0,602624859	
L(h)	266540,8863	

Rodamiento B (Extremo fijo)

Sal B E3

d	70	mm
D	150	mm
Dmedio	110	mm
C	319	KN
Pu	54	KN
q	3,333333333	
e	0,83	
x		
Y	0,81	
rev	138,933	
Cont lig	0,5	
a1 99%	0,25	
aiso	1,6	

Fa	16759,93	N
Freac	27151,09	N
Fain	-	N
0,5*Fr/Y	16759,93	N
Feq	27151,09	N
L10	442305,60	
v1	70,22	mm2/s
v(55º)	50,00	mm2/s
K	0,71	
Cont-Carg	0,99	
L(h)	176922,24	

Sentido horario

Rodamiento A (Extremo libre)

Sal A E3

d	70	mm
D	125	mm
Dmedio	97,5	mm
C	137	KN
Pu	18	KN
q	3,333333333	
e		
x		
Y		
rev	138,933	
Cont lig	0,5	
a1 99%	0,25	
aiso	6	

Fa	-	N
Freac	11935,76	N
Fain	-	N
0,5*Fr/Y	-	N
Feq	11935,76	N
L10	409209,3228	
v1	74,59033556	mm2/s
v(55º)	50	mm2/s
K	0,670328128	
Cont-Carg	0,75403648	
L(h)	613813,9842	

Rodamiento B (Extremo fijo)

Sal B E3				
d	70	mm	Fa	27594,197 N
D	150	mm	Freac	35759,67 N
Dmedio	110	mm	Fain	5520,325 N
C	319	KN	0,5*Fr/Y	22073,87152 N
Pu	54	KN		
q	3,333333333		Feq	36655,16802 N
e	0,83		L10	162640,6238
x				
Y	0,81		v1	70,22447905 mm ² /s
rev	138,933		v(55°)	50 mm ² /s
Cont lig	0,5		K	0,712002434
a1 99%	0,25		Cont-Carg	0,736594632
aiso	1,5		L(h)	60990,23393

Después de comprobar todos los rodamientos cónicos compatibles con el diámetro del eje de salida, ninguno llegaba a cumplir las 50.000 horas que hemos estipulado como tiempo de vida. Es por ello por lo que hemos escogido un rodamiento de rodillos cónicos apareados con una disposición cara cara. Este nuevo montaje nos ha llevado a montar rodamientos de rodillos cilíndricos en el rodamiento A dado que el tándem siempre actuará como extremo fijo.

6 DIMENSIONADO DE CHAVETAS

En el siguiente apartado vamos a dimensionar las chavetas que necesitaremos en cada eje. Esta es la forma de unión de los engranajes al eje mas común que podemos encontrar y aunque añade un factor de concentración de tensiones en el eje, vistos los cálculos no afecta en que el diámetro de eje se haga excesivamente grande.

Para ello vamos a emplear la TABLA 12 incluida en el anexo de tablas, que nos darán las dimensiones de cada chavetero en función del diámetro de cada eje.

6.1 Eje de entrada

Para el eje de entrada vamos a considerar una longitud de chaveta igual al diámetro multiplicado por 1,25.

$$L = 40 \cdot 1,25 = 50 \text{ mm}$$

Con nuestro diámetro de eje, lo introducimos en la tabla y obtenemos una chaveta de 12x8mm.

6.2 Eje intermedio

Siguiendo el procedimiento anteriormente descrito la longitud que vamos a utilizar es el siguiente:

$$L = 50 \cdot 1,25 = 62,5 \text{ mm}$$

Utilizando un diámetro de 50 mm obtenemos una chaveta de tamaño 16x10mm.

6.3 Eje de salida

Por último, en el eje de salida consideraremos una longitud de:

$$L = 70 \cdot 1,25 = 87,5 \text{ mm}$$

Comprobando en la tabla que con un diámetro de 70 mm corresponde con una chaveta de tamaño 20x12mm.

ANEXO DE TABLAS

ÍNDICE

Tabla 1: Coeficiente de aplicación K_A	74
Tabla 2: Coeficiente dinámico K_v	74
Tabla 3: Coeficiente de distribución de carga $K_H\beta$	75
Tabla 4: Factor de superficie K_a	75
Tabla 5: Factor de confiabilidad K_e	75
Tabla 6: Factor de concentración de tensiones K_f	76
Tabla 7: Materiales	77
Tabla 8: Viscosidad cinemática de lubricantes	78
Tabla 9: Factor de fiabilidad a_1	78
Tabla 10: Factor de nivel de contaminación.....	79
Tabla 11: Valor <i>aISO</i>	80
Tabla 12: Dimensiones normalizadas de chavetas.....	80
Tabla 13: Rodamientos A eje de entrada	81
Tabla 14: Rodamiento B eje de entrada	82
Tabla 15: Rodamiento A eje intermedio	83
Tabla 16: Rodamiento B eje intermedio.....	84
Tabla 17: Rodamiento A eje de salida	85
Tabla 18: Rodamiento B eje de salida	86
Tabla 19: Anillo de seguridad eje de entrada.....	87
Tabla 20: Anillo de seguridad eje intermedio	88
Tabla 21: Anillo de seguridad eje de salida	89
Tabla 22: Reten eje de entrada	90
Tabla 23: Reten eje intermedio	91

Tabla 1: 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

Tabla 2: Coeficiente dinámico K_v

Q_{ISO}	10	9	8	7	6	5	4	3
K_v rectos	76,6	52,8	39,1	26,8	14,9	7,5	3,9	2,1
K_v helic.	68,2	47,0	34,8	23,9	13,3	6,7	3,5	1,9

----- Mecanizado basto -----
 Mecanizado medio
 Mecanizado preciso
 ----- Rectificado -----
 --- Velocidad alta ---
 ---- ($V < 7$ m/s) ---- ($V < 10$ m/s) ---- ($V < 20$ m/s) ---- ($V > 30$ m/s) ----
 ---- Automóviles ----
 ----- Camiones -----
 ----- Mecánica general -----
 --- Mecánica de baja precisión ---

Tabla 3: Coeficiente de distribución de carga $K_{H\beta}$

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

Tabla 4: Factor de superficie K_a

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

Tabla 5: Factor de confiabilidad K_e

Confiabilidad	0.5	0.9	0.95	0.99	0.999	0.9999	0.99999	0.999999
Factor de corrección	1.0	0.897	0.868	0.814	0.753	0.702	0.659	0.620

Tabla 6: Factor de concentración de tensiones K_f

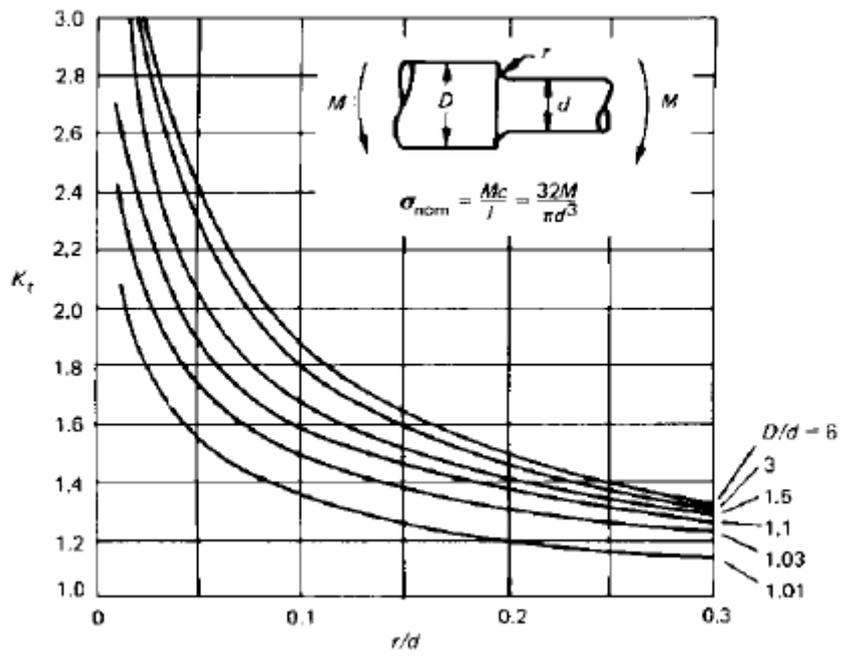


Tabla 7: Materiales

MATERIAL (tabla iso 6336-5)	Denominación	S_u (N/mm ²)		Dureza superficial
		min - max	min - max	
Fundiciones grises (GG) UNE-EN 1561:2012	GJL-200 GJL-250 GJL-350	200 - 300 250 - 350 350 - 450	- - -	HB (150-230) HB (170-250) HB (210-275) HB 150-275
Fundiciones maleables de corazón negro (GTS) UNE-EN 1562:2012	GJMB-500-3 GJMB-550-4 GJMB-600-3 GJMB-650-2	500 - 550 - 600 - 650 -	300 - 340 - 390 - 430 -	HB (165-215) HB (180-230) HB (195-245) HB (210-260) HB 135-250
Fundiciones con grafito esferoidal (nodular o ductil) (GGG) UNE-EN1563:2012	GJS-400-15 GJS-600-3 GJS-800-2	400 - 600 - 800 -	250 - 380 - 480 -	HB (150-180) HB (210-250) HB (260-300) HB 175-300
Acero moldeado no aleado (St cast) UNE-EN10293:2006	GE240 GE300	450 - 600 520 - 670	240 - 300 -	HB 140 - HV 152 HB 175 - HV 200 HB 140-210
Acero no aleado forjado (St)	C25 C35 C45	400 580 680	280 380 430	HB 140 - HV 141 HB 180 - HV 182 HB 207 - HV 210 HB 110-210
Acero no aleado forjado, templado y revenido (V) UNE- EN10083-2:2008	C25 C35	570 600 - 750	430 430 - 520	HB 168 - HV 170 HB 212 - HV 216 HV 135-210 HV 115-215
Aceros aleados templados y revenidos (V) UNE-EN10083-3:2008	20NiCrMoS2-2 20MnCr5 34CrMo4 42CrMo4 34NiCrMo16	850 980 1000 - 1200 1100 - 1300 1230 - 1420	580 735 800 950 1030	HB 255 - HV 267 HB 302 - HV 317 HB 310 - HV 326 HB 321 - HV 337 HB 352 - HV 368 HV 200 - 390
Acero moldeado no aleado templado (V cast)				HV 130-215
Acero moldeado aleado templado (V cast)	G35CrMo4 G42CrMo4	750-980 800-1025	650 700	HB 290 - HV 305 HB 305 - HV 320 HV 200-360
Acero forjado de cementación (Eh) UNE- EN10084:2010	20MnCr5 20NiCrMoS2-2 F1522 15 NiCr13 (F-1540) 14NiCrMo13 F 1560	980 850 950 1300	735 600 750 1100	HV 720 HV 600 HV 700 HV 740 HV 600-800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción (F)	C45 37Cr4 F-1201 42CrMo4	1034 1150 1300	786 1200	HB 325 - HV 360 HV 550 - 610 HB 515 - HV 615 HV 485-615
Acero forjado de nitruación(NT), acero templado de nitruación(NV), acero de nitruación (NT)UNE- EN10085:2001	42CrMo4 24CrMo13-6 F 1711 31CrMoV9 F 1721 41 CrAlMo7-10 F 1741 34CrAlNi7-10	1450 1100 1000 950 - 1150 900-1100	900 800 750 680	HV 700 HV 700 HV 850 - 950 HV 850 - 950 NT HV 650-900 NV HV 450-650
Acero forjado de nitrocarburización (NV)				HV 300-650

Tabla 8: Viscosidad cinemática de lubricantes

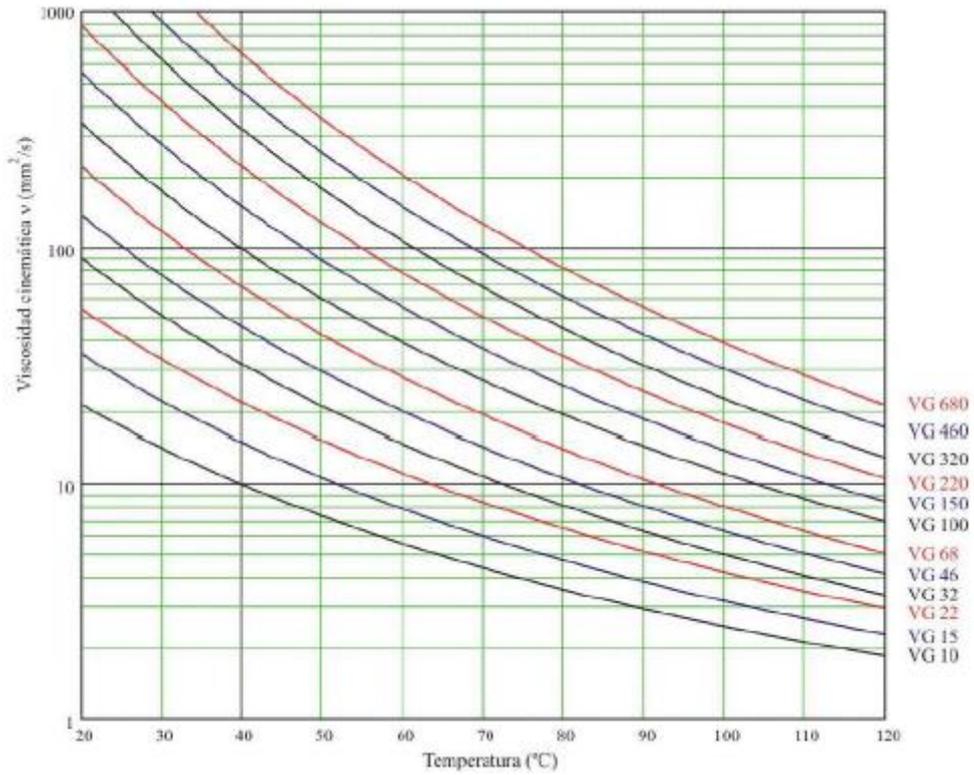


Tabla 9: Factor de fiabilidad a_1

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 10: Factor de nivel de contaminación

Condición	$d_m < 100 \text{ mm}$	$d_m \geq 100 \text{ mm}$
Limpieza extrema Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante Condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza Aceite filtrado a través de un filtro extremadamente fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y obturados	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y con placas de protección	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica Condiciones típicas de los rodamientos sin obturaciones integrales, filtrado grueso, partículas de desgaste y entrada de partículas del exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación alta Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición de rodamientos con obturación inadecuada	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy alta η_e puede estar fuera de la escala produciendo una reducción mayor de la vida útil de lo establecido por la ecuación Ec. 7	0	0

Tabla 6. Factor de contaminación η_e

Tabla 11: Valor a_{ISO}

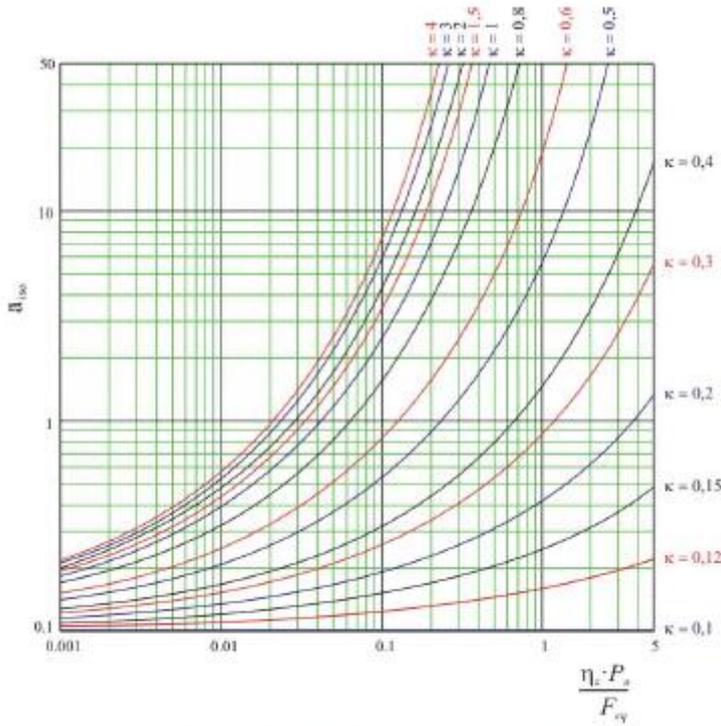
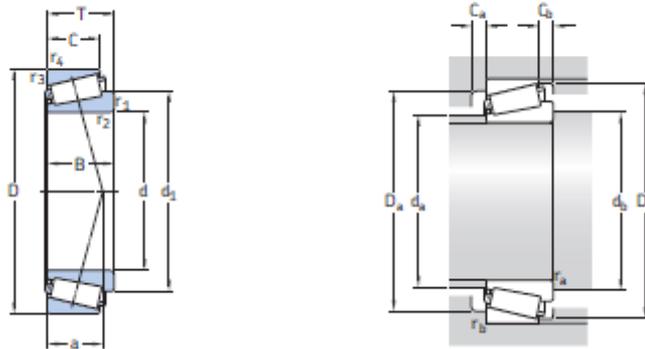


Figura 18. Factor a_{ISO} para rodamientos radiales de bolas

Tabla 12: Dimensiones normalizadas de chavetas

Diámetros del eje d		Sección de la claveta $b \times A$	Clavetero										Clavón f_1	
			Ancho b					Profundidad						
			Tolerancia					Eje A_1		Cubo A_0				
			Clase de ajuste del esbovetado					Normal	Tolerancia	Normal	Tolerancia	Mínimo		
Normal	Libre	Normal	Ajustado	Normal	Tolerancia									
más de	hasta		Eje H9	Cubo D30	Eje N9	Cubo Js9	Eje y cubo P9	Normal	Tolerancia	Normal	Tolerancia			
8	8	2 x 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004	± 0,0125	- 0,006	1,2		1		0,08	0,16
8	10	3 x 3	3	0	+ 0,020	- 0,029		- 0,031	1,8	+ 0,1	1,4	+ 0,1	0,08	0,16
10	12	4 x 4	4	+ 0,030	+ 0,078	0	± 0,015	- 0,012	2,5	0	1,8	0	0,08	0,16
12	17	5 x 5	5	0	+ 0,030	0,030		- 0,042	3		2,2		0,16	0,25
17	22	6 x 6	6	0					3,5		2,8		0,16	0,25
22	30	8 x 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	± 0,018	- 0,015	4		3,1		0,16	0,25
30	38	10 x 8	10	0	+ 0,040	- 0,036		- 0,051	5		3,1		0,25	0,40
38	44	12 x 8	12						5		3,1		0,25	0,40
44	50	14 x 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	± 0,0215	0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16 x 10	16	0	+ 0,050	- 0,043		0,061	6		4,1		0,25	0,40
58	65	18 x 11	18						7	+ 0,2	4,4	+ 0,2	0,25	0,40
65	75	20 x 12	20						7,5	0	4,9	0	0,40	0,80
75	85	22 x 14	22	+ 0,052	- 0,149	0	± 0,026	- 0,022	9		5,4		0,40	0,80
85	95	25 x 14	25	0	+ 0,065	- 0,052		0,074	9		5,4		0,40	0,80
95	110	28 x 16	28						10		6,4		0,40	0,80
110	130	32 x 18	32						11		7,4		0,40	0,80
130	150	36 x 20	36	+ 0,063	+ 0,140	0	± 0,031	- 0,036	12		8,4		0,70	1,00
150	170	40 x 22	40	0	+ 0,080	- 0,062		- 0,088	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 x 25	45						15		10,4		0,70	1,00
200	230	50 x 28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 x 32	56						20	+ 0,3	12,3	+ 0,3	0,70	1,00
260	290	63 x 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	± 0,037	- 0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60
290	330	70 x 36	70	0	- 0,090	- 0,074		- 0,106	22		14,4		1,20	1,60
330	380	80 x 40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 x 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0	± 0,0435	- 0,037	28		17,4		2,00	2,50
400	500	100 x 50	100	0	+ 0,120	- 0,087		- 0,124	31		19,5		2,00	2,50

Tabla 13: Rodamientos A eje de entrada



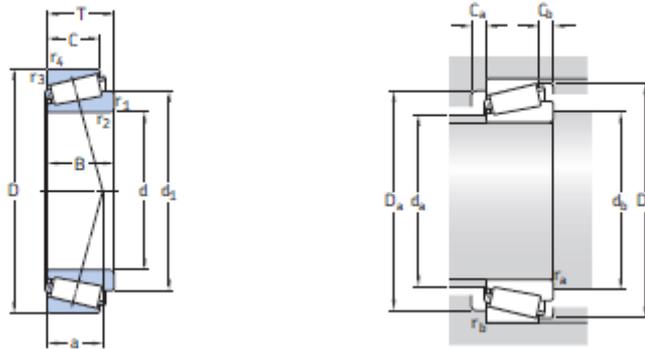
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	-	-
mm			kN		kN	r. p. m.				

40 80 19,75 61,6 68 7,65 6 300 8 500 0,42 30208 J2/Q 3DB

Dimensiones							Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo								Factores de cálculo			
d	d ₁	B	C	r _{1,2} min.	r _{3,4} min.	a	d _a máx.	d _b mín.	D _a mín.	D _a máx.	D _b mín.	C _a mín.	C _b mín.	r _a máx.	r _b máx.	e	Y	Y ₀
mm							mm								-			

40 57,5 18 16 1,5 1,5 16 49 47 69 73 74 3 3,5 1,5 1,5 0,37 1,6 0,9

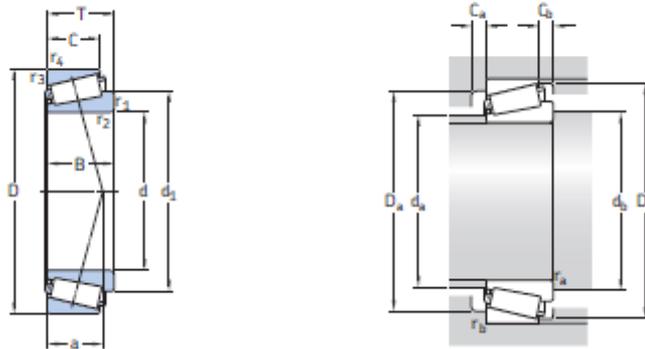
Tabla 14: Rodamiento B eje de entrada



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	-	-
mm			kN		kN	r. p. m.			-	-
40	80	32	105	132	15	5 600	8 500	0,73	33208/QCL7C	2DE

Dimensiones							Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo								Factores de cálculo			
d	d ₁	B	C	r _{1,2} mín.	r _{3,4} mín.	a	d _a máx.	d _b mín.	D _a mín.	D _a máx.	D _b mín.	C _a mín.	C _b mín.	r _a máx.	r _b máx.	e	Y	Y ₀
mm							mm								-			
40	59,7	32	25	1,5	1,5	21	47	47	67	73	76	5	7	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9

Tabla 15: Rodamiento A eje intermedio

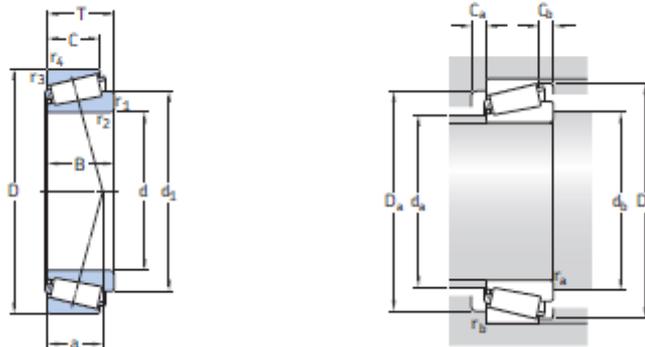


Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	-

50	100	36	154	200	22,4	5 000	7 500	1,3	T2ED 050/Q	2ED
-----------	-----	----	-----	-----	------	-------	-------	-----	------------	-----

Dimensiones							Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo								Factores de cálculo			
d	d ₁	B	C	r _{1,2}	r _{3,4}	a	d _a	d _b	D _a	D _a	D _b	C _a	C _b	r _a	r _b	e	Y	Y ₀
mm							mm								-			
50	73,5	35	30	2,5	2,5	25	59	60	84	88	94	6	6	2,5	2,5	0,35	1,7	0,9

Tabla 16: Rodamiento B eje intermedio



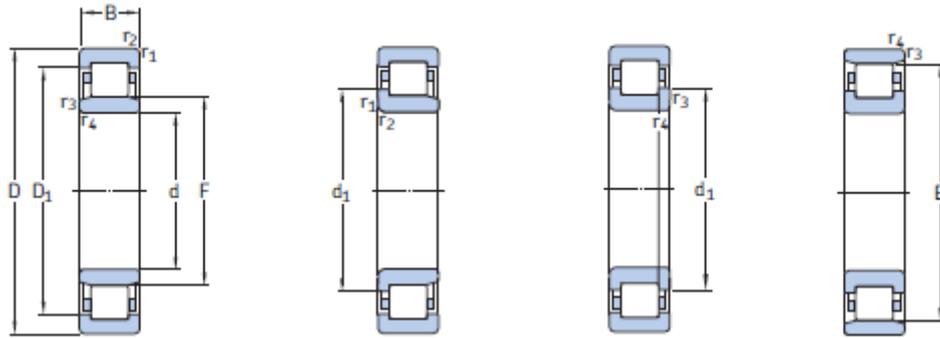
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	-

50 110 29,25 143 140 16,6 5300 6300 1,25 * 30310 J2/Q 2FB

Dimensiones				Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo										Factores de cálculo					
d	d ₁	B	C	r _{1,2} min.	r _{3,4} min.	a	d _a máx.	d _b min.	D _a min.	D _a máx.	D _b min.	C _a min.	C _b min.	r _a máx.	r _b máx.	e	Y	Y ₀	
mm							mm										-		

50 77,2 27 23 2,5 2 23 65 60 95 100 102 4 6 2,5 2 0,35 1,7 0,9

Tabla 17: Rodamiento A eje de salida



NU

NJ

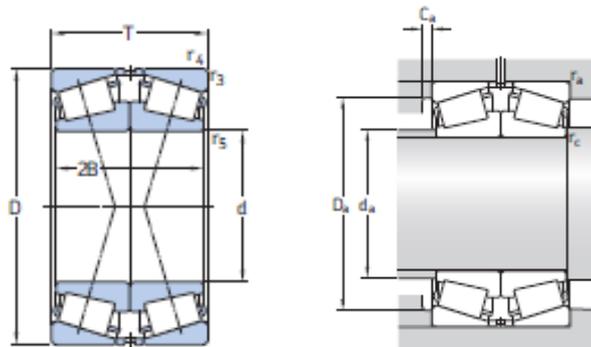
NUP

N

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades nominales		Masa	Designaciones Rodamiento con jaula estándar	Jaula estándar alternativa ¹⁾
d	D	B	C	C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	

70 125 24 137 137 18 6 000 6 300 1,15 * NU 214 ECP J, M, ML, PH

Tabla 18: Rodamiento B eje de salida



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	T	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	–
mm			kN		kN	r. p. m.			–
70	150	76	319	440	54	2 400	4 500	6,15	31314 J2/QCL7CDF

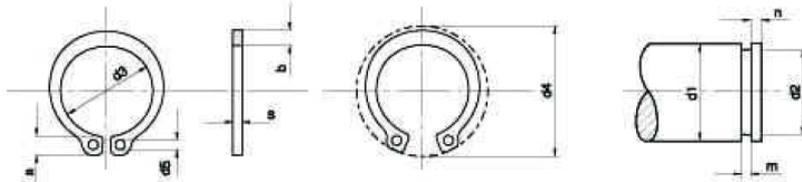
Dimensiones				Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo						Factores de cálculo				
d	2B	r _{3,4} min.	r ₅ min.	d _a máx.	D _a min.	D _a máx.	C _a min.	r _a máx.	r _c máx.	e	Y ₁	Y ₂	Y ₀	
mm				mm										–
70	70	2,5	1	85	118	138	5	2	1	0,83	0,81	1,2	0,8	

Tabla 19: Anillo de seguridad eje de entrada



**ANILLO DE SEGURIDAD
PARA EJES**

**Tipo: A
DIN 471**



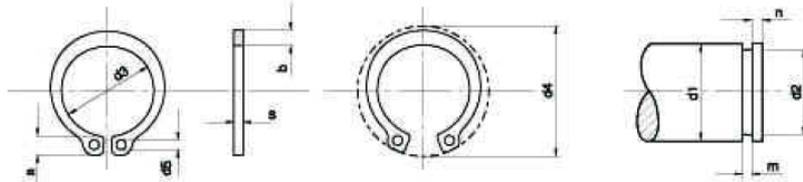
Med. Nom. d1	ANILLO							RANURA				Fuerza Axial KG. ≤
	s h11	a max.	b ≈	d3	Toler.	d4	d5	Peso Kgs. x 1000 Pz.	d2	Toler.	m H 13	
36	1,75	5,6	4	33,2	+0,25 -0,50	47,8	6,030	34	h12 +0 -0,25	1,85	3	2760
37		5,7	4,1	34,2		48,6		35				2835
38		5,8	4,2	35,2		50,2		36				2910
39		5,9	4,3	36	51,5	37		3360				
40		6,0	4,4	36,5	52,6	37,5		3810				
41		6,2	4,5	37,5	54	38,5		3905				
42		6,5	4,6	38,5	55,7	39,5		4000				
44		6,6	4,6	40,5	58	41,5		4200				
45		6,7	4,7	41,5	+0,39 -0,9	59,1		42,5			4300	

Tabla 20: Anillo de seguridad eje intermedio



**ANILLO DE SEGURIDAD
PARA EJES**

**Tipo: A
DIN 471**



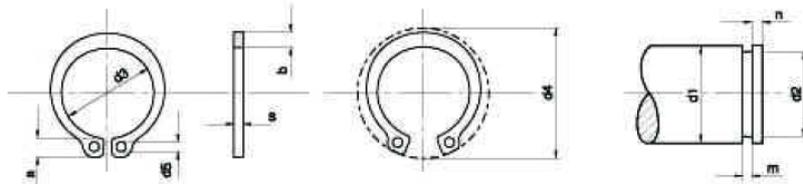
Med. Nom. d1	ANILLO							RANURA				Fuerza Axial KG. ≤	
	s h11	a max.	b ≈	d3	Toler.	d4	d5	Peso Kgs. x 1000 Pz.	d2	Toler.	m H 13		n min.
40	1,75	6,0	4,4	36,5	+0,39 -0,9	52,6	2,5	6,030	37,5	h12 +0 -0,25	1,85	3,8	3810
41		6,2	4,5	37,5		54		6,440	38,5				3905
42		6,5		38,5		55,7		6,500	39,5				4000
44		6,6	4,6	40,5		58		6,910	41,5				4200
45		6,7	4,7	41,5		59,1		7,500	42,5				4300
46			4,8	42,5		60,5		7,650	43,5				4400
47		6,8	4,9	43,5		61		7,840	44,5				4500
48		6,9	5	44,5		62,5		7,900	45,5				4600
50	2,00	5,1	45,8	64,5		10,200	47	5700					
52		7,0	5,2	47,8		66,7	10,360	49	5950				
54		7,1	5,3	49,8		69	10,990	51	6185				
55		7,2	5,4	50,8		70,2	11,400	52	6300				
56		7,3	5,5	51,8		71,6	11,800	53	6400				
57				52,8		72,2	12,060	54	6525				

Tabla 21: Anillo de seguridad eje de salida



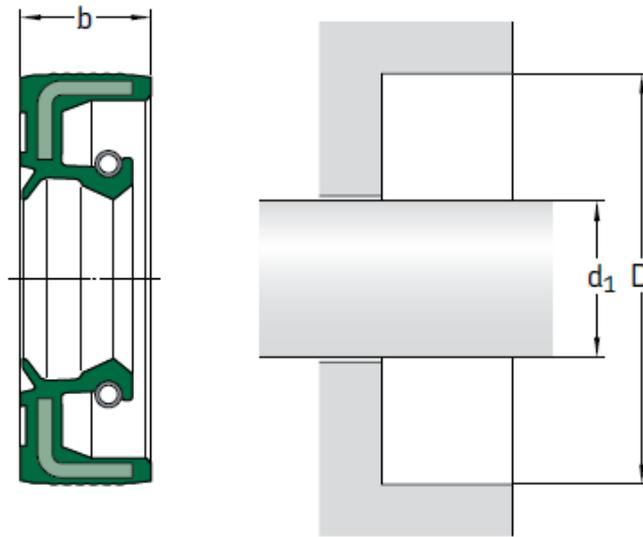
**ANILLO DE SEGURIDAD
PARA EJES**

**Tipo: A
DIN 471**



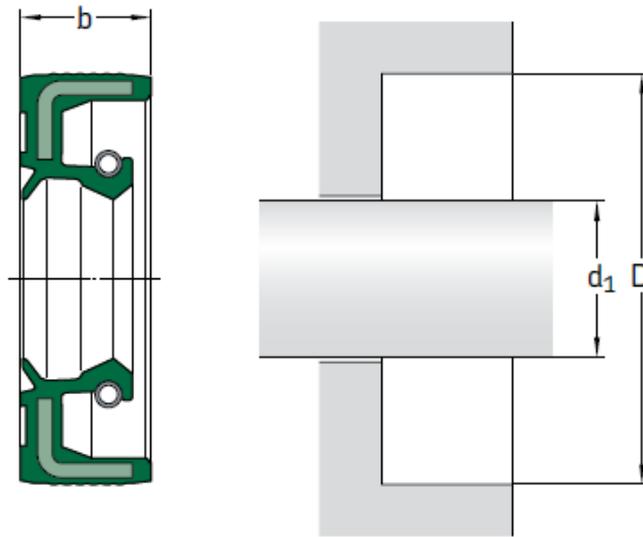
Med. Nom. d1	ANILLO							RANURA				Fuerza Axial KG. ≤	
	s h11	a max.	b ≈	d3	Toler.	d4	d5	Peso Kgs. x 1000 Pz.	d2	Toler.	m H 13		n min.
62		7,5	6	57,8		77,8		14,300	59				7100
63		7,6	6,2	58,8	+0,46	79		15,900	60			4,5	7250
65		7,8	6,3	60,8	-1,1	81,4		18,200	62	h12 +0 -0,3			7500
67		7,9	6,4	62,5		83,5		20,520	64				7670
68		8,0	6,5	63,5		84,8		21,800	65				7840
70		8,1	6,6	65,5		87		22,000	67				8050
72	2,50	8,2	6,8	67,5		89,4	3	22,500	69				8300
75		8,4	7	70,5		92,8		24,600	72		2,65		8600

Tabla 22: Retén eje de entrada



Dimensiones			Designación	ISO/DIN
Eje	Agujero	Anchura del retén		
d_1	D	b		
mm			–	–
40	50	8	40x50x8*	

Tabla 23: Retén eje de salida



Dimensiones			Designación	ISO/DIN
Eje	Agujero	Anchura del retén		
d_1	D	b		
mm			-	-
70	85	8	70x85x8*	

PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN	95
2.	PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS	95
2.1	Obligaciones y facultades de la dirección técnica	95
2.2	Obligaciones y derechos del contratista	96
2.2.1	Representación del contratista.....	96
2.2.2	Presencia del contratista en la fabricación.....	97
2.3	Aclaraciones y modificaciones de los documentos.....	97
2.4	Reclamaciones contra las órdenes de la Dirección Facultativa.....	97
2.5	Preparación de los trabajos	97
2.6	Comienzo y ritmo de los trabajos.....	97
2.6.1	Ritmo.....	98
2.6.2	Plazo y condiciones de la ejecución de los trabajos	98
2.7	Trabajos defectuosos.....	98
2.9	Trabajos no estipulados expresamente	99
2.10	Periodo de prueba y garantía.....	99
3	PLIEGO DE CONDICIONES ECONÓMICAS	99
3.1	Fianza.....	99
3.2	Revisión de precios	100
3.3	Acopio de materiales.....	100
3.4	Abono de los trabajos.....	100
3.5	Penalizaciones	100
3.6	Seguros	101
3.9	Condiciones de pago.....	101
4	PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS.....	101
4.1	Materiales.....	101
4.1.1	Engranajes.....	101
4.1.2	Arboles.....	102
4.1.3	Cárter y tapas del reductor	102
4.2	Condiciones de ejecución	102
4.2.1	Engranajes.....	103
4.2.1.1	Piñón eje de entrada.....	103

4.2.1.2 Rueda eje intermedio	103
4.2.1.3 Piñón eje intermedio	104
4.2.1.4 Rueda eje salida	105
4.2.2 Ejes.....	105
4.2.2.1 Eje de entrada.....	106
4.2.2.2 Eje intermedio	106
4.2.2.3 Eje de salida	107
4.2.3 Carcasa	107
4.3 Comprobaciones finales	108
4.4 Condiciones de transporte y embalaje.....	108

1. INTRODUCCIÓN

En el siguiente documento pretende establecer las especificaciones de índole técnica, facultativa y legal que fijan las normas que se deberán seguir para la realización del proyecto detallado una vez fuere aceptado por las partes contratantes. Obligando a su cumplimiento sin discusión o modificación y con arreglo al mismo han de decidirse y resolverse todas las cuestiones que pudiesen surgir durante la ejecución material.

En el caso de que durante la ejecución del proyecto se encontrasen detalles relevantes que en el presente pliego, documentación gráfica o proyecto no estén suficientemente especificados, se aceptará que a la hora de llevar a cabo su ejecución se sigan las normas de buena praxis considerando la calidad máxima del producto como referencia para resolver el problema.

También definiremos las condiciones en las que se fabricará el reductor de velocidad, así como los materiales, su transformación, el montaje, las pruebas y las condiciones que se registrará todo el proceso.

Si se hallasen contradicciones entre los textos, prevalecerían las condiciones presentes en el pliego de condiciones, así como en la memoria técnica del principio del documento.

2. PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS

2.1 Obligaciones y facultades de la dirección técnica

- Asistir a las distintas fases del proceso de fabricación, como mínimo una vez por proceso para verificar la correcta realización de los trabajos, así como para resolver los problemas que pudieran surgir durante la fabricación.
- Gestionar la aprobación de las certificaciones parciales, la liquidación final y el asesoramiento al promotor si fuese necesario.
- Comprobar la calidad de fabricación de los distintos componentes del reductor mediante el procedimiento que se crea conveniente para certificar que los resultados son los proyectados.
- Redactar las modificaciones o ampliaciones al proyecto que se crea conveniente durante la ejecución de los trabajos.
- Supervisar el acople del reductor con su máquina motriz y la máquina arrastrada para comprobar su correcta ubicación cumpliendo las condiciones de diseño.

- Planificar el control de calidad de la fabricación

2.2 Obligaciones y derechos del contratista

- Debe conocer y aplicar la normativa correspondiente al presente proyecto
- Puede exigir un ejemplar del proyecto
- Tiene derecho a recibir solución técnica a los problemas no previstos que aparezcan durante la ejecución siempre y cuando no sean debidos a negligencias en la ejecución.
- Rechazar a la recepción los materiales y productos que no tengan la calidad proyectada
- La suscripción con el promotor de las actas de recepción provisional y definitiva.
- No iniciar su labor sin la autorización de la dirección, así como una vez comenzado el proceso de fabricación cumplir lo estipulado en este documento.
- Se podrá requerir al contratista su cese en caso de negligencia en el ejercicio de su profesión.

2.2.1 Representación del contratista

El contratista está obligado a comunicar a la parte contratante la identidad de la persona escogida como su representante. Esta persona tendrá el rol de jefe durante el proceso de fabricación y podrá decidir sobre asuntos que incumban al contratista. En el caso en que el proyecto lo requiriese, este representante deberá ser un facultativo superior o de grado medio.

Si se diese la situación en la que no hubiese representante del contratista o se considerase que no está suficientemente cualificado para el desempeño de la labor, la dirección técnica podrá paralizar la fabricación hasta que se subsane dicho percance. Sin derecho a reclamar compensación alguna el contratista.

2.2.2 Presencia del contratista en la fabricación

El contratista o en su defecto el representante deberá estar presente durante la jornada legal de trabajo y tendrá la obligación de acompañar a la dirección técnica durante sus comprobaciones periódicas para ayudar en los reconocimientos, así como para tomar las decisiones que le pudiesen concernir.

2.3 Aclaraciones y modificaciones de los documentos

Siempre y cuando se deba aclarar o modificar preceptos del presente pliego de condiciones o de los planos, las directrices correspondientes se comunicaran por vía escrita al contratista, estando este obligado a devolver los originales o las copias suscribiendo con su firma el enterado, que figurará al pie de cada pagina que hubiese sido modificada.

2.4 Reclamaciones contra las órdenes de la Dirección Facultativa

Las reclamaciones que el contratista quiera hacer contra las órdenes o instrucciones originadas por la dirección facultativa, solo podrá presentarlas, a través del ingeniero técnico director, ante la propiedad, si son de orden económico y de acuerdo con las condiciones estipuladas en el pliego de condiciones económicas.

2.5 Preparación de los trabajos

Previamente al inicio de los trabajos se deberá disponer de las herramientas y máquinas necesarias para el correcto desarrollo de estos. Así como comprobar los correctos ajustes y los utillajes necesarios de las máquinas para cumplir las tolerancias y especificaciones definidas en el proyecto.

2.6 Comienzo y ritmo de los trabajos

El fabricante dará comienzo a la elaboración de los trabajos en el plazo marcado, desarrollándose de forma necesaria para que dentro de los periodos parciales queden ejecutados los trabajos correspondientes y, en consecuencia, la ejecución total se lleve a efecto dentro del plazo exigido en el contrato.

2.6.1 Ritmo

El periodo establecido para la comunicación desde la comunicación al contratista de su selección provisional para la realización del proyecto hasta la finalización de la fabricación y montaje de este en disposición de ser utilizado debe ser como máximo de 1 mes y medio.

2.6.2 Plazo y condiciones de la ejecución de los trabajos

Se establecerán tres puntos a seguir para la realización del siguiente proyecto:

- Periodo de fabricación: el periodo máximo establecido para la fabricación es de máximo 25 días desde la comunicación al contratista de su selección provisional.
- Periodo de puesta a punto: empezará una vez terminado el periodo de fabricación y durará un plazo máximo de 10 días, dándolo por finalizado cuando la dirección técnica considere oportuno.
- Periodo de puesta en marcha: este apartado se basará en realizar las pruebas correspondientes para corroborar el correcto montaje y calidad de fabricación descrita en el presente documento. El periodo máximo será de 10 días.

Cualquier cambio que se deba realizar en los plazos debe ser aprobado por la dirección técnica, debiendo quedar reflejado en el libro de órdenes.

2.7 Trabajos defectuosos

Teniendo en cuenta el lapso existente entre el diseño del reductor y su fabricación, hasta la recepción definitiva del mismo, se exige al Contratista el empleo de, únicamente, aquellos materiales que resulten adecuados, cumpliendo las condiciones exigidas de los mismos, en virtud de lo establecido en el *Pliego de Condiciones Generales y Particulares de Índole Técnica*. Así pues, se entiende que todos y cada uno de los trabajos contratados se deberán realizar de acuerdo a lo especificado en dicho apartado.

Por ello, se entiende que el Contratista será responsable de la ejecución de los servicios contratados y de las faltas y defectos que puedan surgir a raíz de un mal uso o ejecución o por la deficiente calidad de los materiales empleados, sin perjuicio de eximir al Ingeniero Técnico Director de su responsabilidad de control de dichos materiales y aparatos utilizados. Así pues, como consecuencia de lo expuesto anteriormente, cuando el Ingeniero Técnico Director advierta de defectos o desvíos en los materiales utilizados o los trabajos ejecutados, o cuando los aparatos utilizados no reúnan las condiciones necesarias, ya sea en la ejecución de dichos trabajos o una vez éstos hayan finalizado, y antes de verificar la recepción definitiva del reductor en cuestión, podrá establecer que las ya

mencionadas partes defectuosas procedan a ser destruidas y reconstruidas de acuerdo a lo establecido, a expensas del contrato inicial.

Si no se estimase justa dicha decisión, se planteará la cuestión ante el Ingeniero Técnico Director, con el fin de que éste la resuelva.

2.9 Trabajos no estipulados expresamente

Es obligación de la contrata el ejecutar cuando sea necesario para la buena fabricación de los componentes, aun cuando no se halle expresamente determinado en los documentos del proyecto. Estos trabajos siempre deberán ser comunicados a la dirección técnica.

En el caso en que los trabajos no estipulados conlleven una variación importante en el presupuesto superior al 15% se deberá realizar una reforma del proyecto siempre con el consentimiento de la propiedad.

2.10 Periodo de prueba y garantía

El periodo de prueba con el que cuenta la propiedad empezará a contar una vez recepcionado el reductor, este se podrá devolver si en los primeros 30 días se encuentran deficiencias en el funcionamiento o se observa algún tipo de déficit que pudiese afectar a la vida funcional del reductor.

El periodo de garantía del reductor será aplicable en defectos de fabricación o de diseño, no haciéndose responsable de posibles deficiencias en el uso o montaje del reductor, así como si el fallo fuese debido a un mal mantenimiento por no seguir las indicaciones del presente documento. El tiempo establecido para dicho periodo de garantía será conforme la normativa estatal vigente.

3 PLIEGO DE CONDICIONES ECONÓMICAS

3.1 Fianza

El contratista tiene la obligación a la firma del contrato de realizar un primer pago en concepto de fianza del 10% del valor total del presupuesto. En el caso de cancelación de los trabajos de manera unilateral por parte del contratista la fianza no será devuelta.

En el caso en que los trabajos siguiesen adelante con la normalidad estipulada en el presente documento el valor de la fianza se descontara del montante total a abonar por el reductor de velocidad.

3.2 Revisión de precios

No procederá una revisión de precios en el caso en que el aumento de dicho precio no supere el 4% del total del presupuesto. Revisándose en el caso contrario de acuerdo con la fórmula establecida en el BOE art. 311 del 29/12/70 que corresponda.

3.3 Acopio de materiales

El contratista queda obligado a realizar el acopio de materiales correspondiente de acuerdo con el presente documento en cuanto a calidad y composición. Los materiales acopiados serán competencia del contratista, procurando así un almacenaje óptimo de los mismos.

3.4 Abono de los trabajos

El abono de los trabajos se efectuará conforme los acuerdos alcanzados previamente y serán responsabilidad del contratista el cumplir con todos los plazos establecidos y los montantes acordados.

3.5 Penalizaciones

En caso de incumplimiento o demora en algún plazo de pagos, el contratista tendrá el derecho a exigir la remuneración correspondiente incrementada un 5% en concepto de intereses de demora. Incluso si el incumplimiento de los pagos se prolongara en el tiempo el contratista podría paralizar la fabricación del reductor hasta subsanar los inconvenientes.

En caso de incumplimiento de contrato flagrante por cualquiera de las partes se procederá a la rescisión de este, negociando un nuevo contrato si fuese necesario.

3.6 Seguros

La contrata tiene la obligación de asegurarse para garantizar los posibles daños del personal, maquinaria e instalaciones durante el proceso de ejecución del proyecto.

Se exige a la contrata estar en posesión de un seguro de responsabilidad civil. Asimismo, la contrata deberá establecer los precintos y sistemas de vigilancia necesarios para evitar cualquier tipo de inconveniente.

3.9 Condiciones de pago

Se abonará un 10% en cuestión de fianza a la firma del contrato, posteriormente un 35% al inicio de los trabajos, un 25% a la mitad de los trabajos y el 30% restante a la entrega del reductor de velocidad.

4 PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

A continuación, definiremos cada elemento que forma el reductor de velocidad, detallaremos los materiales con los que construiremos cada pieza y definiremos los procesos de fabricación junto con las tolerancias.

4.1 Materiales

Los materiales con los que construiremos cada uno de los componentes se definirán en las siguientes líneas.

4.1.1 Engranajes

Para la fabricación de todos los engranajes que componen nuestro reductor hemos seleccionado un acero aleado templado y revenido 34NiCrMo16 con valor en la tabla ISO 6336-5 para engranajes de V. Posee las siguientes características según la norma UNE-EN 10083-3:2008:

- Resistencia a fluencia (S_y): 1030 N/mm²
- Resistencia a rotura (S_u): 1420 N/mm²
- Dureza superficial: 360 HB

Para verificar que las características del material que se suministra cumplen con las exigencias anteriormente especificadas, se demandará al suministrador del material los certificados correspondientes.

4.1.2 Árboles

Para la fabricación de todos los árboles que componen nuestro reductor hemos seleccionado un acero aleado templado y revenido 34NiCrMo16 con valor en la tabla ISO 6336-5 para engranajes de V. Posee las siguientes características según la norma UNE-EN 10083-3:2008:

- Resistencia a fluencia (S_y): 1030 N/mm²
- Resistencia a rotura (S_u): 1420 N/mm²
- Dureza superficial: 360 HB

Para verificar que las características del material que se suministra cumplen con las exigencias anteriormente especificadas, se demandará al suministrador del material los certificados correspondientes.

4.1.3 Cáster y tapas del reductor

Para la fabricación del cáster y la tapa del reductor se realizará mediante material de fundición gris con denominación EN-GJL-250 según norma EN 1561:2011 con las siguientes características:

- Resistencia a tracción (S_u): 250-350 Mpa
- Resistencia a compresión (S_{uc}): 900 N/mm²
- Dureza superficial: 180-250 HB

Igual que con los engranajes y árboles, para verificar que las características del material que se suministra cumplen con las exigencias anteriormente especificadas, se demandará al suministrador del material los certificados correspondientes.

4.2 Condiciones de ejecución

A continuación, detallaremos los procesos de fabricación que emplearemos en cada uno de los elementos que componen el reductor, siendo imperativo el cumplirlos tal y como se detalla a continuación.

4.2.1 Engranajes

Para la fabricación del engranaje, partiremos de un cilindro en bruto del material anteriormente especificado con unas dimensiones superiores a las necesarias en cada pieza. Esto será debido a que en los procesos de fabricación que se van a realizar, se quitará material.

4.2.1.1 Piñón eje de entrada

Para proceder a la fabricación del piñón de entrada, vamos a partir de un cilindro en bruto de 34NiCrMo16 con unas dimensiones de 75x55mm que son superiores a las indicadas por el motivo descrito en el apartado anterior.

Se comenzará ubicando el cilindro en bruto en el taladro y se procederá a realizar:

- Taladrado en el centro de la pieza

Continuaremos ubicando la pieza en el torno y se procederá a realizar:

- Refrentado de ambas caras hasta obtener el ancho del piñón
- Torneado hasta alcanzar el diámetro del piñón
- Cilindrado hasta alcanzar el diámetro interior deseado, debiendo conseguir un ajuste para el agujero de H7

En ambos procesos se realizarán las pasadas necesarias en desbaste siendo la última de acabado.

Por último, ubicaremos el cilindro en la fresadora para proceder a realizar:

- Tallado de dentado helicoidal
- Ranurado para alojar la chaveta

Dando por concluido así la fabricación del piñón de la primera etapa.

4.2.1.2 Rueda eje intermedio

Para proceder a la fabricación de la rueda ubicada en el eje intermedio, vamos a partir de un cilindro en bruto de 34NiCrMo16 con unas dimensiones de 230x55mm que son superiores a las indicadas por el motivo descrito en el apartado 4.2.1.

Se comenzará ubicando el cilindro en bruto en el taladro y se procederá a realizar:

- Taladrado en el centro de la pieza

Continuaremos ubicando el cilindro en bruto en el torno y se procederá a realizar:

- Refrentado de ambas caras hasta obtener el ancho de la rueda
- Torneado hasta alcanzar el diámetro de la rueda
- Cilindrado hasta alcanzar el diámetro interior deseado, debiendo conseguir un ajuste para el agujero de H7

En ambos procesos se realizarán las pasadas necesarias en desbaste siendo la última de acabado.

Por último, ubicaremos el cilindro en la fresadora para proceder a realizar:

- Tallado de dentado helicoidal
- Ranurado para alojar la chaveta

Dando por concluido así la fabricación de la rueda perteneciente a la primera etapa.

4.2.1.3 Piñón eje intermedio

Para proceder a la fabricación del piñón del eje intermedio, vamos a partir de un cilindro en bruto de 34NiCrMo16 con unas dimensiones de 105x100mm que son superiores a las indicadas por el motivo descrito en el apartado anterior.

Se comenzará ubicando el cilindro en bruto en el taladro y se procederá a realizar:

- Taladrado en el centro de la pieza

Continuaremos ubicando la pieza en el torno y se procederá a realizar:

- Refrentado de ambas caras hasta obtener el ancho del piñón
- Torneado hasta alcanzar el diámetro del piñón
- Cilindrado hasta alcanzar el diámetro interior deseado, debiendo conseguir un ajuste para el agujero de H7

En ambos procesos se realizarán las pasadas necesarias en desbaste siendo la última de acabado.

Por último, ubicaremos el cilindro en la fresadora para proceder a realizar:

- Tallado de dentado helicoidal
- Ranurado para alojar la chaveta

Dando por concluido así la fabricación del piñón de la segunda etapa.

4.2.1.4 Rueda eje salida

Para proceder a la fabricación de la rueda ubicada en el eje intermedio, vamos a partir de un cilindro en bruto de 34NiCrMo16 con unas dimensiones de 310x100mm que son superiores a las indicadas por el motivo descrito en el apartado 4.2.1.

Se comenzará ubicando el cilindro en bruto en el taladro y se procederá a realizar:

- Taladrado en el centro de la pieza

Continuaremos ubicando el cilindro en bruto en el torno y se procederá a realizar:

- Refrentado de ambas caras hasta obtener el ancho de la rueda
- Torneado hasta alcanzar el diámetro de la rueda
- Cilindrado hasta alcanzar el diámetro interior deseado, debiendo conseguir un ajuste para el agujero de H7

En ambos procesos se realizarán las pasadas necesarias en desbaste siendo la última de acabado.

Por último, ubicaremos el cilindro en la fresadora para proceder a realizar:

- Tallado de dentado helicoidal
- Ranurado para alojar la chaveta

Dando por concluido así la fabricación de la rueda perteneciente a la segunda etapa.

4.2.2 Ejes

Como en el caso de los engranajes, en los ejes también vamos a partir de un cilindro con unas dimensiones superiores para así evitar cualquier imperfección que pudiese traer la pieza en bruto.

4.2.2.1 Eje de entrada

Para proceder a la fabricación del eje de entrada, vamos a partir de un cilindro en bruto de 34NiCrMo16 con unas dimensiones de 385x50mm que son superiores a las indicadas por el motivo descrito anteriormente.

Comenzaremos ubicando el cilindro en bruto en el torno y se procederá a realizar:

- Refrentado de ambas caras hasta obtener el ancho del eje
- Torneado hasta alcanzar el diámetro del eje con un ajuste h6 con el que obtendremos un ajuste en apriete al montar el engranaje
- Ranurado con un diámetro, ancho y tolerancia descrita por las tablas de los anillos de seguridad presentes en el anexo de cálculos

En ambos procesos se realizarán las pasadas necesarias en desbaste siendo la última de acabado.

Seguidamente, colocaremos el cilindro en la fresadora para realizar:

- Ranurado de las chavetas, según los tamaños indicados en el anexo de cálculos

Dando así por terminada la fabricación del eje de entrada

4.2.2.2 Eje intermedio

Para proceder a la fabricación del eje intermedio, vamos a partir de un cilindro en bruto de 34NiCrMo16 con unas dimensiones de 285x60mm que son superiores a las indicadas por el motivo descrito anteriormente en el apartado 4.2.2.

Comenzaremos ubicando el cilindro en bruto en el torno y se procederá a realizar:

- Refrentado de ambas caras hasta obtener el ancho del eje.
- Torneado hasta alcanzar el diámetro del eje con un ajuste h6 con el que obtendremos un ajuste en apriete al montar el engranaje.
- Ranurado con un diámetro, ancho y tolerancia descrita por las tablas de los anillos de seguridad presentes en el anexo de cálculos.

En ambos procesos se realizarán las pasadas necesarias en desbaste siendo la última de acabado.

Seguidamente, colocaremos el cilindro en la fresadora para realizar:

- Ranurado de las chavetas, según los tamaños indicados en el anexo de cálculos.

Dando así por terminada la fabricación del eje intermedio.

4.2.2.3 Eje de salida

Para proceder a la fabricación del eje de salida, vamos a partir de un cilindro en bruto de 34NiCrMo16 con unas dimensiones de 385x80mm que son superiores a las indicadas por el motivo descrito anteriormente.

Comenzaremos ubicando el cilindro en bruto en el torno y se procederá a realizar:

- Refrentado de ambas caras hasta obtener el ancho del eje
- Torneado hasta alcanzar el diámetro del eje con un ajuste h6 con el que obtendremos un ajuste en apriete al montar el engranaje
- Ranurado con un diámetro, ancho y tolerancia descrita por las tablas de los anillos de seguridad presentes en el anexo de cálculos

En ambos procesos se realizarán las pasadas necesarias en desbaste siendo la última de acabado.

Seguidamente, colocaremos el cilindro en la fresadora para realizar:

- Ranurado de las chavetas, según los tamaños indicados en el anexo de cálculos

Dando así por terminada la fabricación del eje de salida del reductor.

4.2.3 Carcasa

Para fabricar la carcasa, primero debemos clarificar que esta se va a realizar en dos piezas, para facilitar así el montaje de los ejes y engranajes dentro del reductor. Esta disposición también facilitará el acceso a los engranajes y rodamientos en las revisiones programadas y sustituciones.

El procedimiento que vamos a emplear para fabricar la carcasa, debido a que vamos a utilizar un material de fundición gris con denominación EN-GJL-250 será de moldeo en arena.

El moldeo en arena se trata de un procedimiento de molde perdido y vertido por gravedad, que utiliza arena como elemento principal para la construcción del molde. Obteniendo como ventaja principal respecto a otros procedimientos el abaratamiento a la hora de fabricar el molde.

Una vez sacadas las piezas de los moldes, realizaremos un planeado de las superficies que estarán en contacto entre si al cerrar el reductor. Así como también realizaremos

operaciones de taladrado para instalar posteriormente los tapones de vaciado y llenado del lubricante.

Por último, mecanizaremos los asientos de los rodamientos para conseguir un ajuste H7. Posteriormente realizaremos los roscados en los agujeros que tenemos para los tapones de vaciado y llenado del lubricante.

4.3 Comprobaciones finales

Una vez realizados los procedimientos detallados anteriormente, se procederá a verificar que se han hecho tal y como se han demandado. Se comprobarán los ajustes entre piezas y verificarán los acabados de cada una de las piezas.

En el caso que alguna pieza no cumpla lo estipulado en los puntos anteriores, salvo justificación de error en el proyecto, se deberá repetir para conseguir los resultados deseados.

4.4 Condiciones de transporte y embalaje

Las piezas deberán embalarse por separado para evitar golpes entre ellas durante la manipulación. El transporte de todas y cada una de las piezas debe realizarse en condiciones de seguridad tales que lleguen al destino en perfectas condiciones para el montaje.

PRESUPUESTO

ÍNDICE

1.	GUÍA DE PRECIOS	111
1.1	Materiales	111
1.2	Piezas	111
1.3	Maquinaria.....	112
2.	PRECIOS DESCOMPUESTOS.....	112
2.1	Engranajes.....	112
2.1.1Piñón eje de entrada	112
2.1.2Rueda primera etapa	113
2.1.3 Piñón segunda etapa	113
2.1.4 Rueda segunda etapa	114
2.2	Ejes.....	114
2.2.1Eje de entrada	114
2.2.2 Eje intermedio	115
2.2.3 Eje de salida	115
2.3	Carcasa.....	116
2.4	Componentes.....	117
3.	COSTE NETO.....	118
4.	COSTE FINAL	118

1. GUÍA DE PRECIOS

1.1 Materiales

- Acero 34NiCrMo16 4.25 €/Kg
- Fundición gris EN-GJL-250 0.87 €/Kg
- Molde carcasa 645 €/Ud.

1.2 Piezas

- Rodamiento SKF 33208/QCL7C 76.82 €/Ud.
- Rodamiento SKF 30208 J2/Q 58.31 €/Ud.
- Rodamiento SKF T2ED 050/Q 79.46 €/Ud.
- Rodamiento SKF 30310 J2/Q 42.71 €/Ud.
- Rodamiento SKF NU 214 ECP 58.42 €/Ud.
- Rodamiento SKF 31314 J2/Q CL7CDF 94.63 €/Ud.
- Chaveta 12x8mm longitud 50mm 1.58 €/Ud.
- Chaveta 16x10mm longitud 62,5mm 2.31 €/Ud.
- Chaveta 20x12mm longitud 87,5mm 2.98 €/Ud.
- Anillo de seguridad DIN471 TIPO A 40 0.12 €/Ud.
- Anillo de seguridad DIN471 TIPO A 50 0.36 €/Ud.
- Anillo de seguridad DIN471 TIPO A 70 0.59 €/Ud.
- Reten HMS5 RG 40x50x8mm 4.95 €/Ud.
- Reten HMS5 RG 70x85x8mm 12.36 €/Ud.
- Lubricante ISO VG 460 3.44 €/Ud.
- Tapón aceite 2.38 €/Ud.
- Tapón aceite 3.64 €/Ud.
- Junta estanca aceite 0.29 €/Ud.
- Casquillo D40 L41 0.95 €/Ud.
- Casquillo D40 L111 1.68 €/Ud.
- Casquillo D50 L18..... 1.35 €/Ud.
- Casquillo D50 L13.5..... 1.28 €/Ud.
- Casquillo D70 L6..... 0.75 €/Ud.
- Arandela elástica D50 0.56 €/Ud.
- Arandela elástica D70 0.89 €/Ud.
- Tapón llenado aceite..... 2.5 €/Ud.
- Tapón vaciado aceite 2.5 €/Ud.
- Visor aceite 3.8 €/Ud.

1.3 Maquinaria

- Taladradora..... 21.85 €/h
- Torno..... 25.5 €/h
- Fresadora 25.5 €/h

2. PRECIOS DESCOMPUESTOS

2.1 Engranajes

2.1.1 Piñón eje de entrada

Material	Coste (€/Kg)	Cantidad (Kg)	Total (€)
Acero 34NiCrMo16	4,25	1,9	8,075
Total		1,9	8,08 €

Maquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Taladro	21,85	0,25	5,4625
Torno	25,5	1,2	30,6
Fresadora	25,5	0,85	21,675
Total		2,3	57,74 €

Coste	65,81 €
-------	---------

2.1.2 Rueda primera etapa

Material	Coste (€/Kg)	Cantidad (Kg)	Total (€)
Acero 34NiCrMo16	4,25	17,938	76,2365
Total		17,938	76,24 €

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Taladro	21,85	0,25	5,4625
Torno	25,5	2,4	61,2
Fresadora	25,5	1,9	48,45
Total		4,55	115,11 €

Coste	191,35 €
--------------	-----------------

2.1.3 Piñón segunda etapa

Material	Coste (€/Kg)	Cantidad (Kg)	Total (€)
Acero 34NiCrMo16	4,25	6,797	28,88725
Total		6,797	28,89 €

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Taladro	21,85	0,35	7,6475
Torno	25,5	1,9	48,45
Fresadora	25,5	1,2	30,6
Total		3,45	86,70 €

Coste	115,58 €
--------------	-----------------

2.1.4 Rueda segunda etapa

Material	Coste (€/Kg)	Cantidad (Kg)	Total (€)
Acero 34NiCrMo16	4,25	59,24	251,77
Total		59,24	251,77

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Taladro	21,85	0,35	7,6475
Torno	25,5	3,1	79,05
Fresadora	25,5	2,2	56,1
Total		5,65	142,7975

Coste	394,57 €
--------------	-----------------

2.2 Ejes

2.2.1 Eje de entrada

Material	Coste (€/Kg)	Cantidad (Kg)	Total (€)
Acero 34NiCrMo16	4,25	5,93	25,2025
Total		5,93	25,20 €

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	2,2	56,1
Fresadora	25,5	0,6	15,3
Total		2,8	71,40 €

Coste	96,60 €
--------------	----------------

2.2.2 Eje intermedio

Material	Coste (€/Kg)	Cantidad (Kg)	Total (€)
Acero 34NiCrMo16	4,25	6,32	26,86
Total		6,32	26,86 €

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	2,4	61,2
Fresadora	25,5	0,8	20,4
Total		3,2	81,60 €

Coste	108,46 €
--------------	-----------------

2.2.3 Eje de salida

Material	Coste (€/Kg)	Cantidad (Kg)	Total (€)
Acero 34NiCrMo16	4,25	15,19	64,5575
Total		15,19	64,5575

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	2,8	71,4
Fresadora	25,5	1	25,5
Total		3,8	96,9

Coste	161,46 €
--------------	-----------------

2.3 Carcasa

Material	Coste (€/Kg)	Cantidad (Kg)	Total (€)
Fundición gris EN-GJL-250	0,87	108	93,96
Molde carcasa	645	1	645
Total		109	738,96 €

Proceso	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Vertido	16	0,5	8
Desmolde	16	1,2	19,2
Desbarbado	18,5	1,6	29,6
Total		3,3	56,80 €

Máquina	Coste (€/h)	Tiempo (h)	Total (€)
Torno	25,5	3,2	81,6
Taladro	21,85	1,9	41,515
Total		5,1	123,12 €

Coste	918,88 €
--------------	-----------------

2.4 Componentes

COMPONENTE	PRECIO	CANTIDAD	TOTAL (€)
Rodamiento SKF 33208/QCL7C	76,82	1	76,82
Rodamiento SKF 30208 J2/Q	58,31	1	58,31
Rodamiento SKF T2ED 050/Q	79,46	1	79,46
Rodamiento SKF 30310 J2/Q	42,71	1	42,71
Rodamiento SKF UN 214 ECP	58,42	1	58,42
Rodamiento SKF 31314 J2/Q CL7CDF	94,63	1	94,63
Chaveta 12x8mm longitud 50mm	1,58	1	1,58
Chaveta 16x10mm longitud 62,5mm	2,31	1	2,31
Chaveta 20x12mm longitud 87,5mm	2,98	1	2,98
Anillo de seguridad DIN471 TIPO A 40	0,12	1	0,12
Anillo de seguridad DIN471 TIPO A 50	0,36	1	0,36
Anillo de seguridad DIN471 TIPO A 70	0,59	1	0,59
Reten HMS5 RG 40x50x8mm	4,95	1	4,95
Reten HMS5 RG 70x85x8mm	12,36	1	12,36
Lubricante ISO VG 460	3,44	25	86
Tapón aceite	2,38	1	2,38
Tapón aceite	3,64	1	3,64
Junta estanca aceite	0,29	1	0,29
Casquillo D40 L41	0,95	1	0,95
Casquillo D40 L111	1,68	1	1,68
Casquillo D50 L18	1,35	1	1,35
Casquillo D50 L13.5	1,28	1	1,28
Casquillo D70 L6	0,75	1	0,75
Arandela elástica D50	0,56	1	0,56
Arandela elástica D70	0,89	1	0,89
Tapon llenado aceite	2,5	1	2,5
Tapon vaciado aceite	2,5	1	2,5
Visor aceite	3,8	1	3,8
Total			544,17

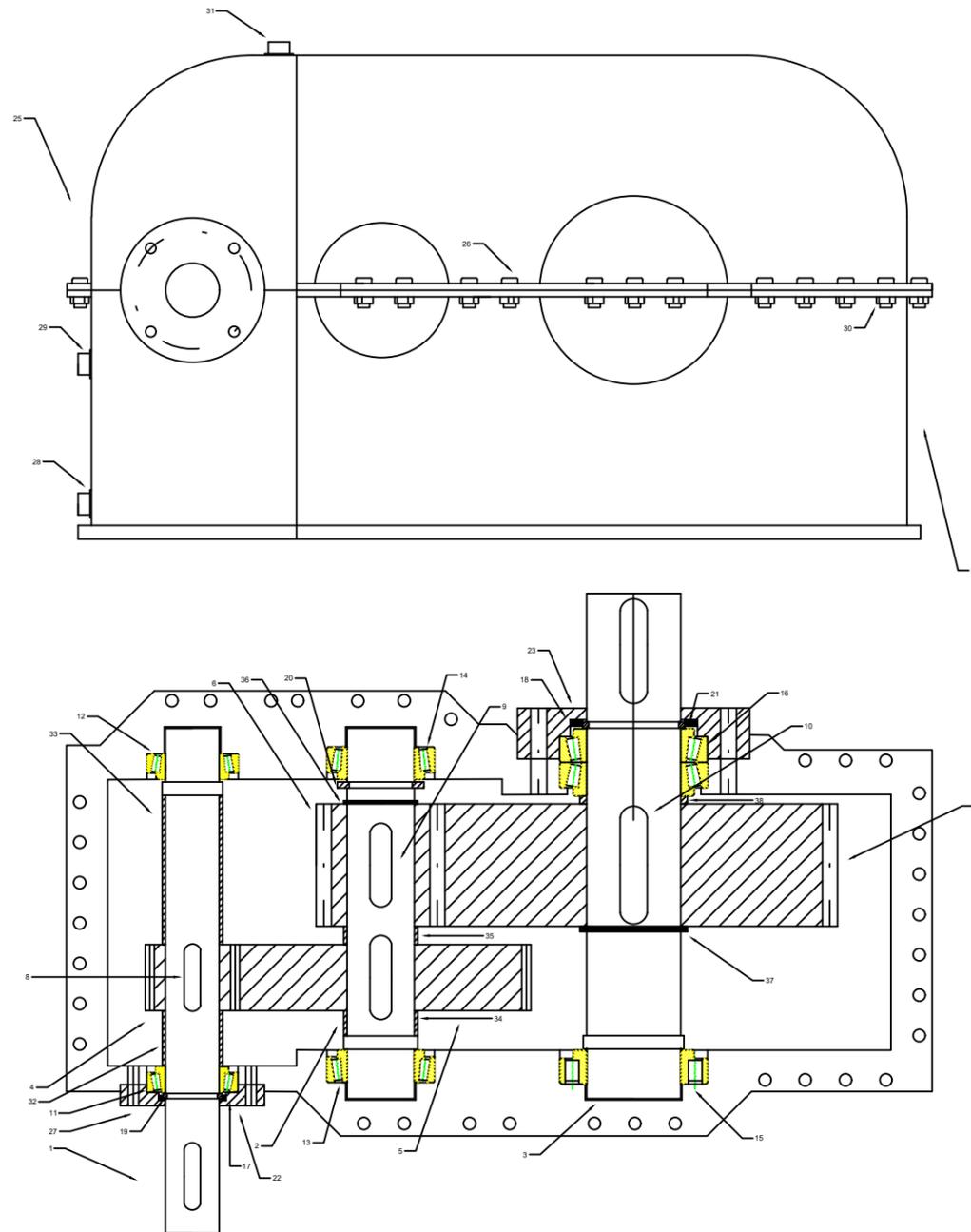
3. COSTE NETO

CONCEPTO	PRECIO
Piñón primera etapa	65,81 €
Rueda primera etapa	191,35 €
Piñón segunda etapa	115,58 €
Rueda segunda etapa	394,57 €
Eje de entrada	96,60 €
Eje intermedio	108,46 €
Eje de salida	161,46 €
Carcasa	918,88 €
Componentes	544,17 €
Montaje	125,56 €
Total	2.722,44 €

4. COSTE FINAL

CONCEPTO	%	PRECIO
Coste neto producto		2.722,44 €
Beneficio industrial	18%	490,04 €
Honorario proyectista	6%	163,35 €
Gastos generales	14%	381,14 €
Subtotal		3.756,97 €
I.V.A.	21%	788,96 €
PRECIO DE VENTA		4.545,93 €

PLANOS



Elemento	Ud.	Descripción
1	1	Eje de entrada
2	1	Eje intermedio
3	1	Eje de salida
4	1	Piñón primera etapa
5	1	Rueda primera etapa
6	1	Piñón segunda etapa
7	1	Rueda segunda etapa
8	1	Chaveta 50x12x8
9	2	Chaveta 62.5x16x10
10	1	Chaveta 87.5x20x12
11	1	Rodamiento SKF 30208 J2/Q
12	1	Rodamiento SKF 33208/QCL7C
13	1	Rodamiento SKF T2ED 050/Q
14	1	Rodamiento SKF 30310 J2/Q
15	1	Rodamiento SKF NU 214 ECP
16	1	Rodamiento SKF 31314 J2/Q CL7CDF
17	1	Retén HMS5 RG 40x50x8
18	1	Retén HMS5 RG 70x85x8
19	1	Anillo de seguridad DIN471 TIPO A 40
20	1	Anillo de seguridad DIN471 TIPO A 50
21	1	Anillo de seguridad DIN471 TIPO A 70
22	1	Tapa eje de entrada
23	1	Tapa eje de salida
24	1	Tapa inferior carcasa
25	1	Tapa superior carcasa
26	35	Tornillo M9
27	4	Tornillo M8
28	1	Tapón vaciado
29	1	Visor
30	35	Tuerca M9
31	1	Tapón llenado
32	1	Casquillo Ø40 L41
33	1	Casquillo Ø40 L111
34	1	Casquillo Ø50 L18
35	1	Casquillo Ø50 L13.5
36	1	Arandela elástica Ø50
37	1	Arandela elástica Ø70
38	1	Casquillo Ø70 L6

Diseño:
Vicente Benito Garrido

Comprobado:
José Enrique Tarancón Caro

Escala:

1/5

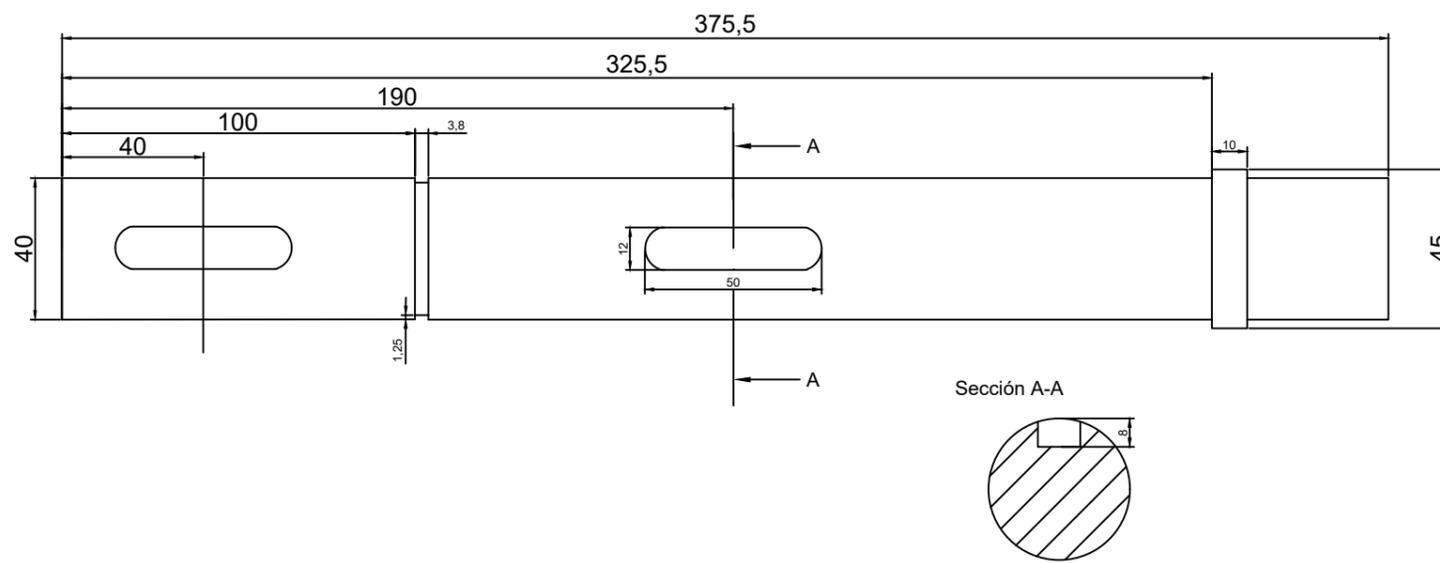
Plano:

Conjunto reductor

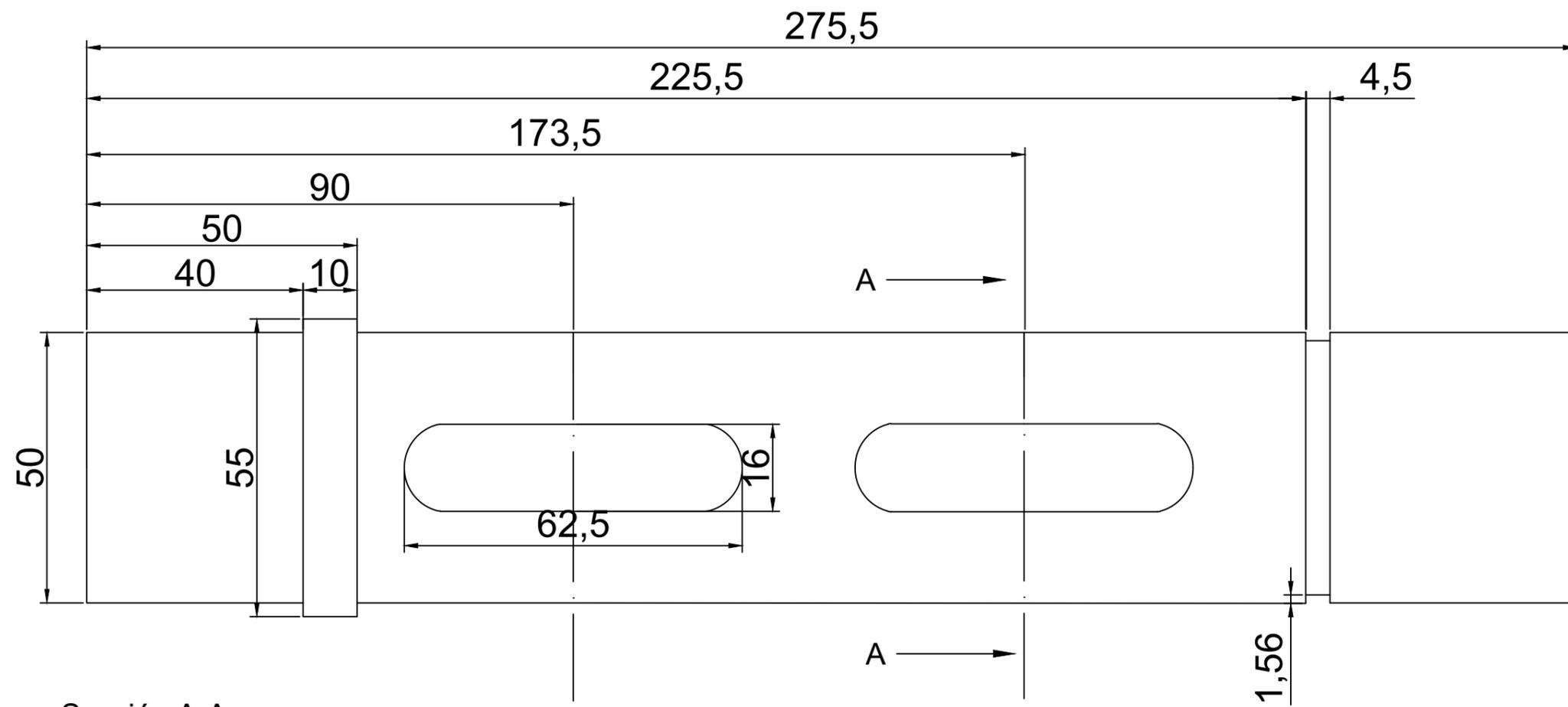
ETSID - UPV
Diseño y cálculo de un reductor de
velocidad

Fecha:
23/08/2018

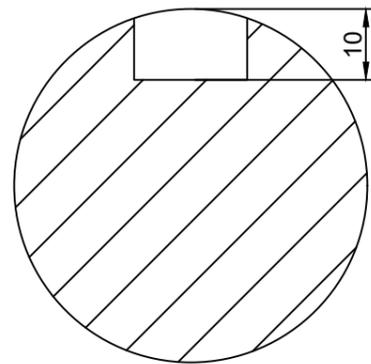
Nº Plano:
1



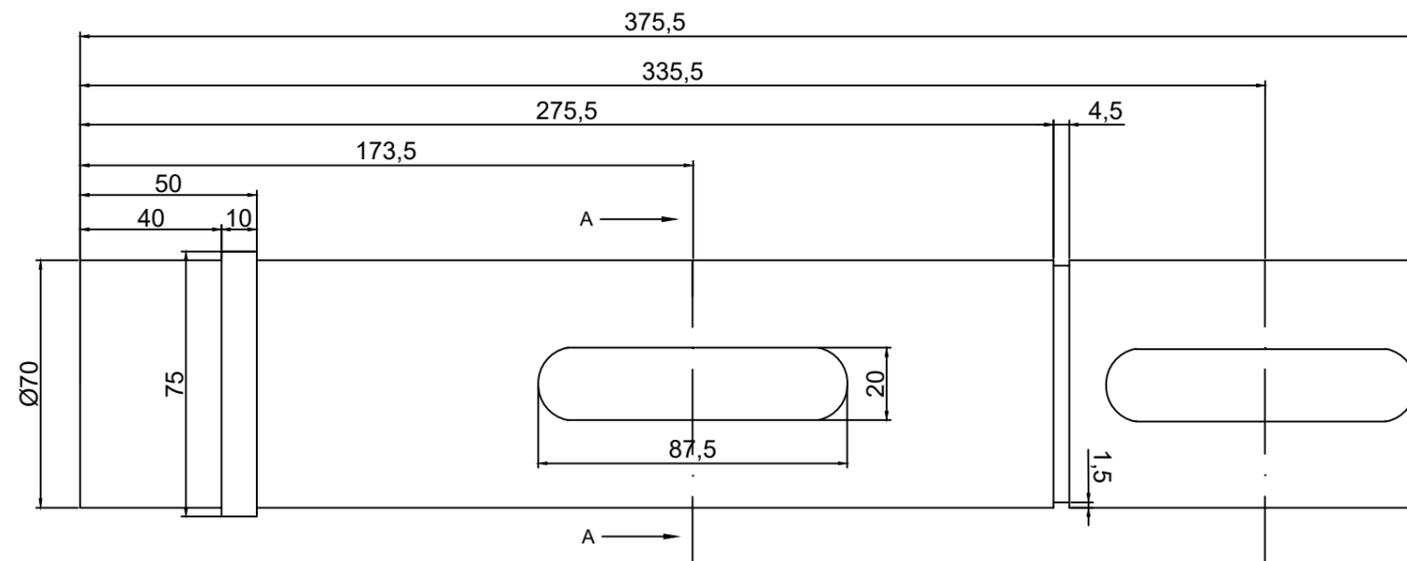
Diseño: Vicente Benito Garrido		ETSID - UPV Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Comprobado: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1/2	Plano: Eje de entrada	Fecha: 23/08/2018
		Nº Plano: 4



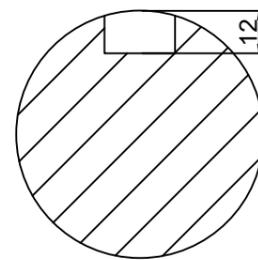
Sección A-A



Diseño: Vicente Benito Garrido		ETSID - UPV Diseño y cálculo de un reductor de velocidad	
Comprobado: José Enrique Tarancón Caro			
Escala: 1/1	Plano: Eje intermedio	Fecha: 23/08/2018	
		N° Plano: 5	



Sección A-A



Diseño: Vicente Benito Garrido		ETSID - UPV Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Comprobado: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1/2	Plano: Eje de salida	Fecha: 23/08/2018
		Nº Plano: 6

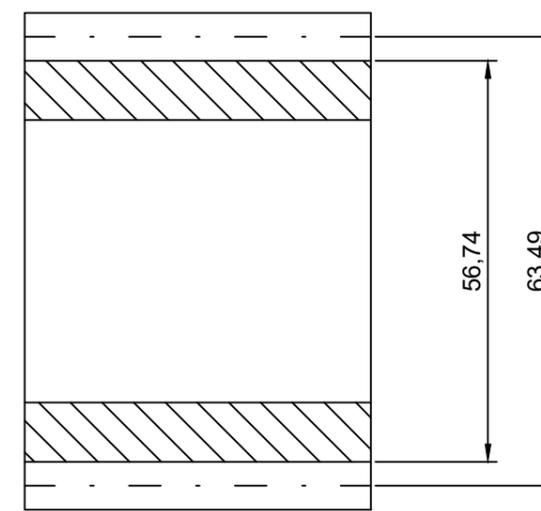
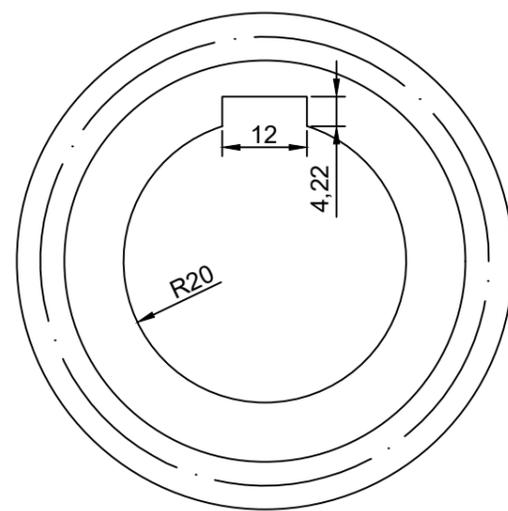
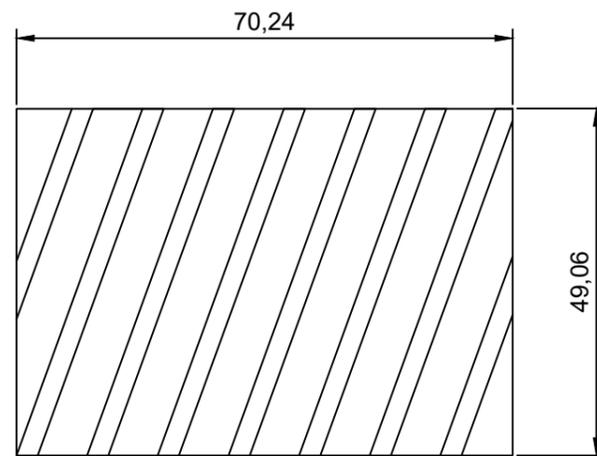


TABLA DATOS ENGRANAJES

Módulo	3
Número de dientes	22
Ángulo de presión	20°
Ángulo de helice	20°

Diseño: Vicente Benito Garrido		ETSID - UPV Diseño y cálculo de un reductor de velocidad	
Comprobado: José Enrique Tarancón Caro			
Escala: 1/1	Plano: Piñón etapa 1	Fecha: 23/08/2018	
		N° Plano: 7	

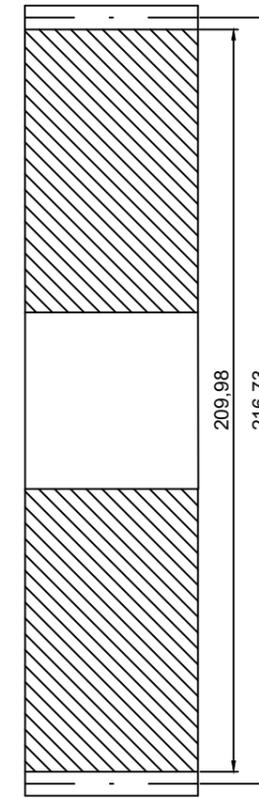
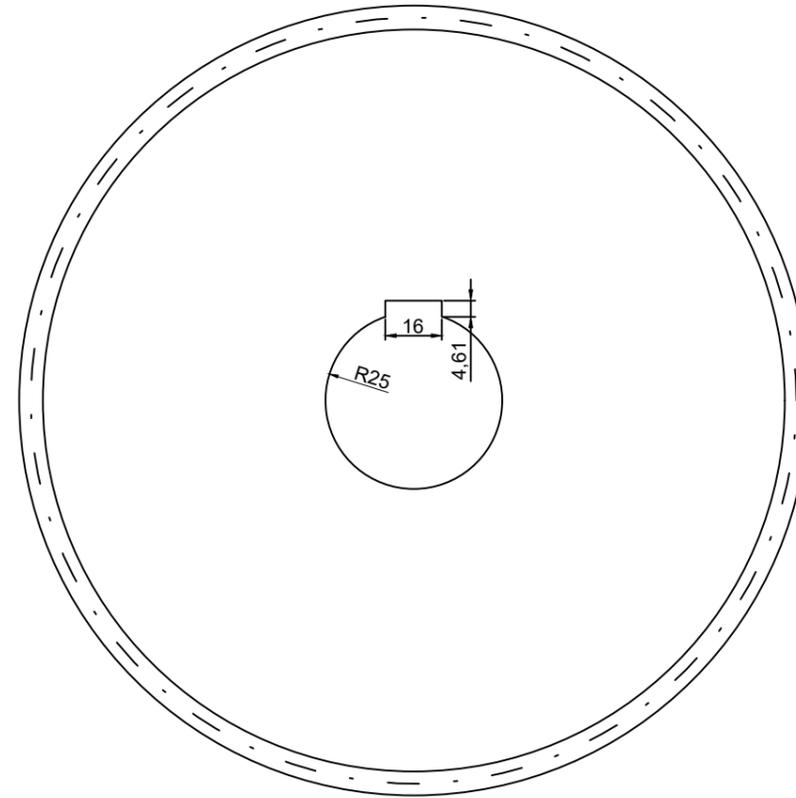
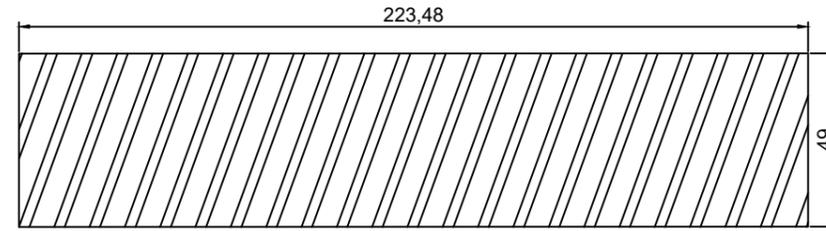


TABLA DATOS ENGRANAJES

Módulo	3
Número de dientes	70
Ángulo de presión	20°
Ángulo de helice	20°

Diseño: Vicente Benito Garrido		ETSID - UPV Diseño y cálculo de un reductor de velocidad	
Comprobado: José Enrique Tarancón Caro			
Escala: 1/2	Plano: Rueda etapa 1	Fecha: 23/08/2018	
		N° Plano: 8	

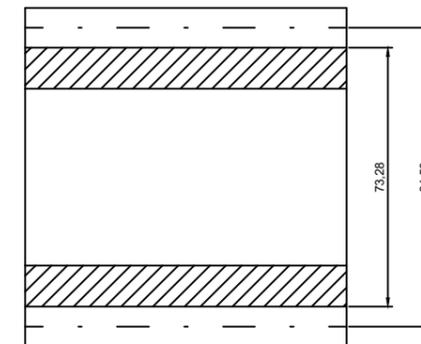
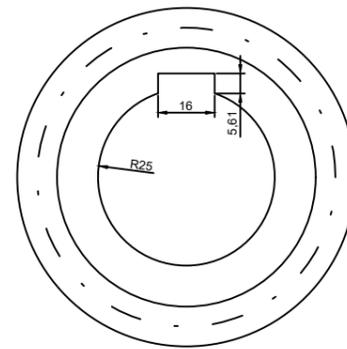
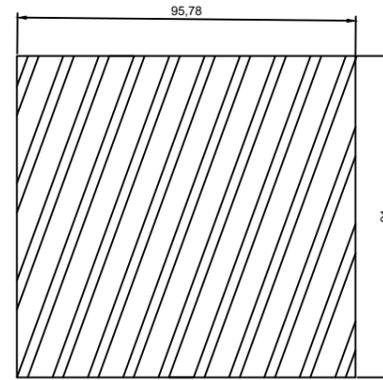


TABLA DATOS ENGRANAJES

Módulo	5
Número de dientes	18
Ángulo de presión	20°
Ángulo de helice	20°

Diseño: Vicente Benito Garrido		ETSID - UPV Diseño y cálculo de un reductor de velocidad	
Comprobado: José Enrique Tarancón Caro			
Escala: 1/2	Plano: Piñón etapa 2	Fecha: 23/08/2018	
		N° Plano: 9	

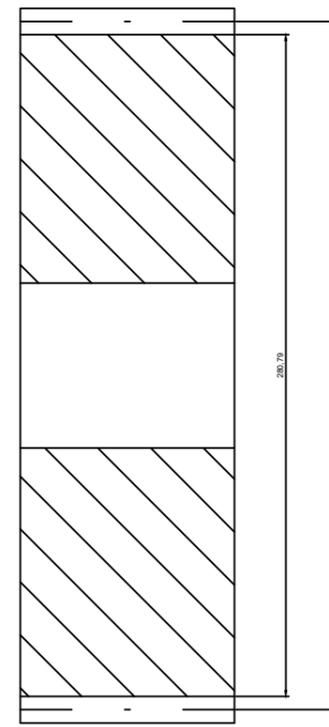
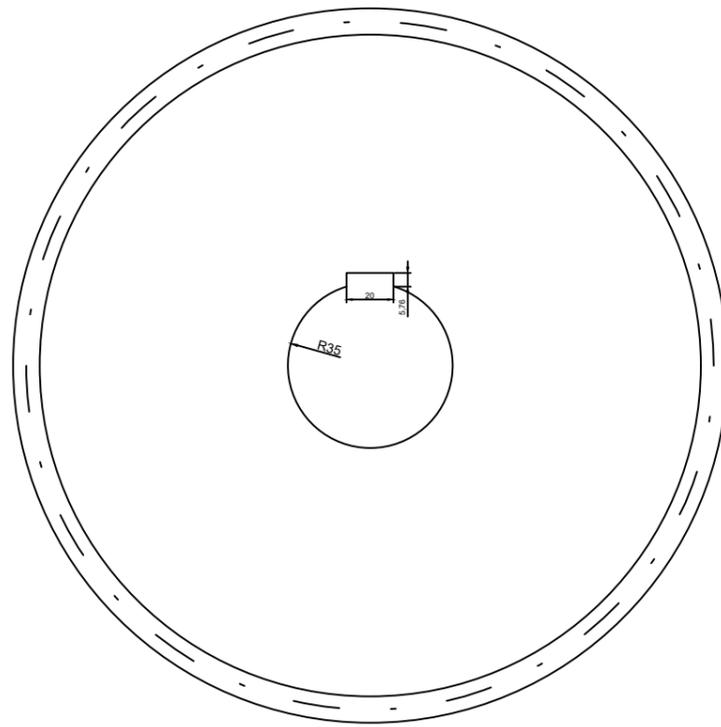
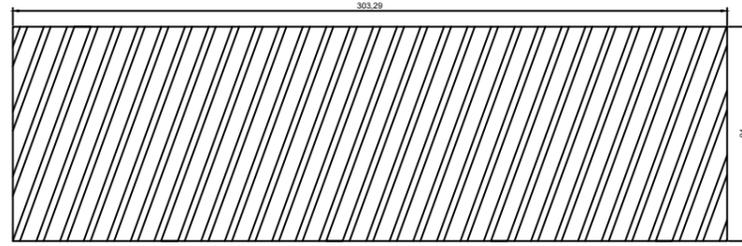
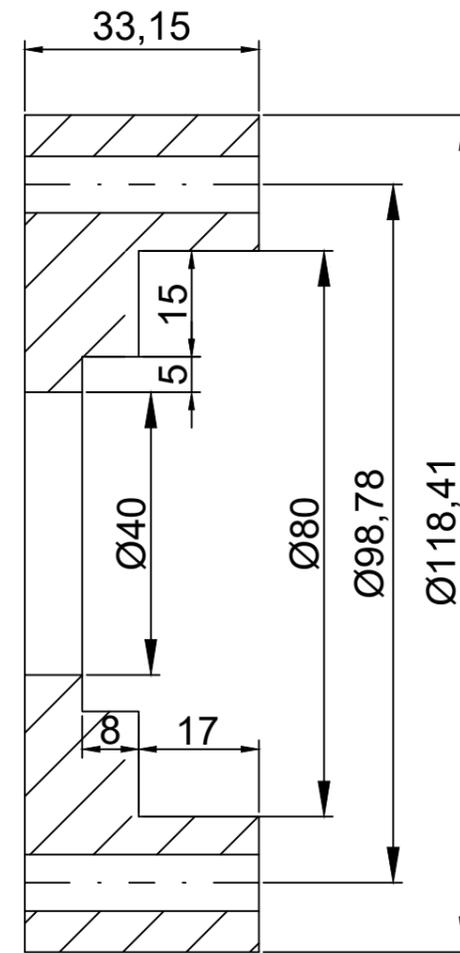
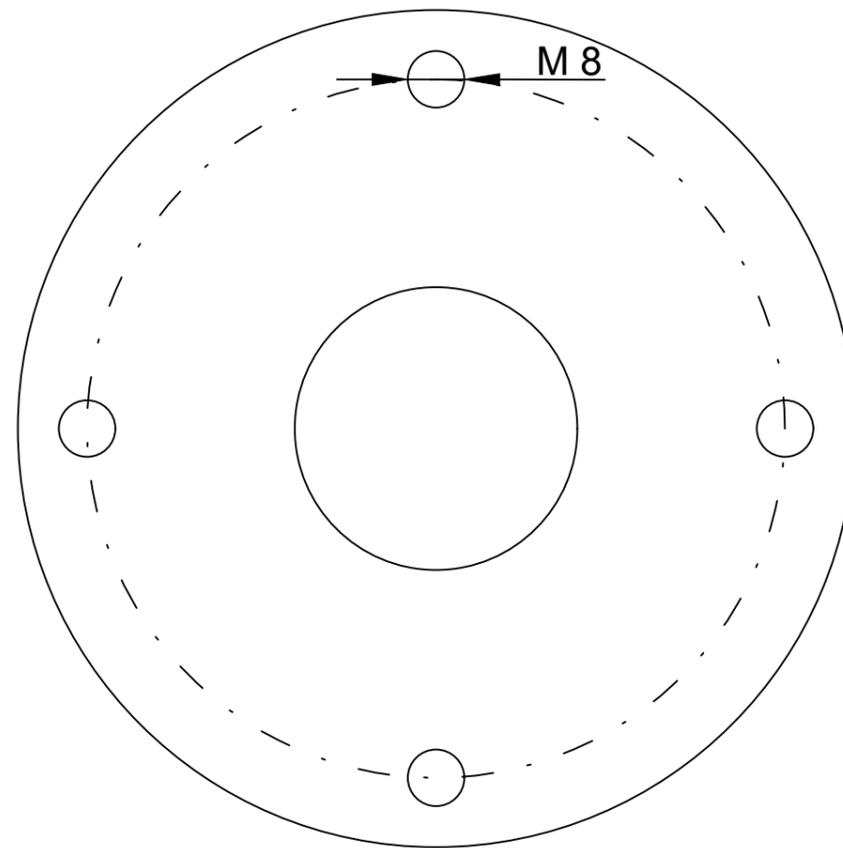


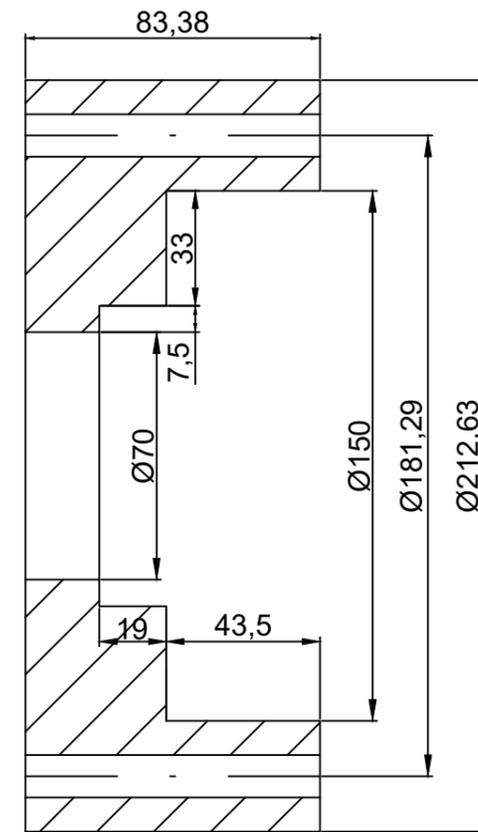
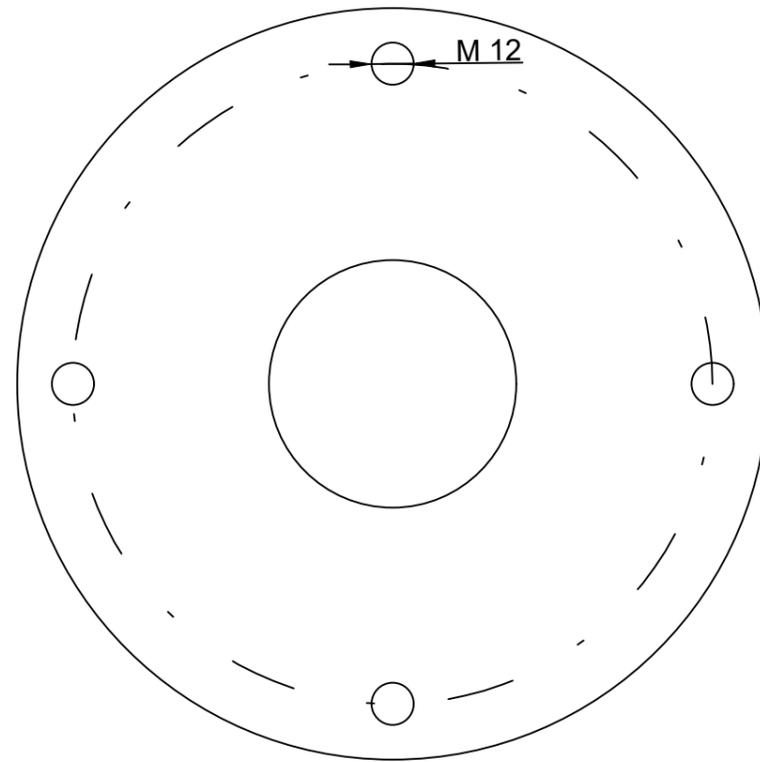
TABLA DATOS ENGRANAJES

Módulo	5
Número de dientes	57
Ángulo de presión	20°
Ángulo de helice	20°

Diseño: Vicente Benito Garrido		ETSID - UPV Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Comprobado: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1/3	Plano: Rueda etapa 2	Fecha: 23/08/2018
		N° Plano: 10



Diseño: Vicente Benito Garrido		ETSID - UPV Diseño y cálculo de un reductor de velocidad
Comprobado: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1/1	Plano: Tapa eje de entrada	Fecha: 23/08/2018
		Nº Plano: 11



Diseño:
Vicente Benito Garrido

Comprobado:
José Enrique Tarancón Caro

Escala:

1/2

Plano:

Tapa eje de salida

ETSID - UPV
Diseño y cálculo de un reductor de
velocidad

Fecha:
23/08/2018

N° Plano:
12