



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA


ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Aeroespacial
y Diseño Industrial

Reductor de velocidad para una máquina extrusora de
fibras de hilo con relación de transmisión de $i=62.833$

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Martínez Barón, Pablo

Tutor/a: Llopis Albert, Carlos

CURSO ACADÉMICO: 2023/2024



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA UNA MÁQUINA EXTRUSORA
DE FIBRAS DE HILO CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DE
 $i=62.833$**

TRABAJO FINAL DE GRADO DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTOR: PABLO MARTÍNEZ BARÓN

TUTOR: CARLOS LLOPIS ALBERT

Valencia, Julio de 2024



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA
UNA MÁQUINA EXTRUSORA DE FIBRAS DE HILO CON RELACIÓN
DE TRANSMISIÓN DE $i=62.833$**

***DOCUMENTO Nº 1:
MEMORIA***

ÍNDICE MEMORIA

1. OBJETO DEL PROYECTO	7
2. ESTUDIO DE NECESIDADES Y CONDICIONES DE TRABAJO	7
2.1 NECESIDADES DE VELOCIDAD Y PAR	7
2.2 CONDICIONES DE TRABAJO	7
2.3 CONDICIONES DE DISEÑO	8
2.4 CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y SUSTITUCIÓN	8
3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS	8
3.1 TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO	9
3.1.1 CORREAS PLANAS	9
3.1.2 CORREAS TRAPEZOIDALES	9
3.1.3 RUEDAS DE FRICCIÓN	10
3.2. TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE	10
3.2.1 CADENAS	10
3.2.2 CORREAS DENTADAS	10
3.3 TRANSMISIONES POR ENGRANAJES DE CONTACTO DIRECTO	11
3.3.1 TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES CILÍNDRICOS	11
3.3.2 TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES CÓNICOS Y CÓNICOS DESPLAZADOS	12
3.3.3 TRANSMISIÓN POR TORNILLOS SIN FÍN	12
4. SOLUCIÓN ADOPTADA	12
5. DESCRIPCIÓN DEL REDUCTOR	12
5.1 DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES	14
5.1.1 MATERIAL DE LOS ENGRANAJES	15
5.2 DESCRIPCIÓN DE LOS EJES	15
5.2.1 MATERIAL DE LOS EJES	15
5.2.2 EJE DE ENTRADA	16
5.2.3 EJE INTERMEDIO	16
5.2.4 EJE DE SALIDA	16
5.3 DESCRIPCIÓN DE LAS CHAVETAS	16
5.4 DESCRIPCIÓN DE LOS RODAMIENTOS	17
5.5 RETENES	17
5.6 ANILLOS DE SEGURIDAD	17
5.7 DESCRIPCIÓN DE LA CARCASA	18
5.7.1 MATERIAL DE LA CARCASA	18
5.7.2 DESCRIPCIÓN DE LAS TAPAS	19
5.7.3 DESCRIPCIÓN DE LOS TAPONES Y VISORES DE LA CARCASA	19
5.8 DESCRIPCIÓN DEL LUBRICANTE	19
6. BIBLIOGRAFÍA	21
6.1 APUNTES	21
6.2 AENORmas	21
6.3 ENLACES	21

1. OBJETO DEL PROYECTO

El principal objetivo del proyecto es el cálculo y diseño de un reductor de velocidad para uso industrial. Más concretamente, el reductor diseñado se acoplará a un motor eléctrico con la finalidad de accionar el husillo que introducirá diferentes materiales a una máquina extrusora para conformar monofilamentos de fibras de hilo.

La función principal de los reductores de velocidad usados en este tipo de ámbitos es la de transmitir la velocidad de giro y par que ofrece el motor eléctrico a una máquina arrastrada, a través de una serie de elementos como ejes y engranajes, modificando estos valores mencionados según se requiera.

Los requerimientos y datos iniciales de los que disponemos para el diseño del grupo reductor son los siguientes:

- El motor eléctrico ofrecerá una potencia de 3700W a lo largo del proceso, con una velocidad de entrada de 1410 revoluciones por minuto.
- El par de salida máximo para mover la máquina arrastrada deberá estar comprendido en un rango de entre 1500 y 1575 newtons por metro.
- La reducción total vendrá definida por una relación de transmisión total de 62,833, repartida en dos etapas.

2. ESTUDIO DE NECESIDADES Y CONDICIONES DE TRABAJO

2.1 NECESIDADES DE VELOCIDAD Y PAR

Como ya hemos comentado, se ha diseñado el reductor para entregar el máximo par para una velocidad angular inicial de 1410 rpm. Esto se consigue mediante un motor eléctrico que ofrece 3700W de potencia y un par de entrada de 25,06 newtons por metro. Es evidente que mediante este par no conseguiremos el movimiento de la máquina arrastrada. Debido a esto, se instalará el reductor diseñado, ofreciendo 1515 newtons por metro aproximadamente girando a 23,32 revoluciones por minuto a la salida.

2.2 CONDICIONES DE TRABAJO

El reductor diseñado trabajará en una planta industrial donde las condiciones de ambiente serán normales y bajo una temperatura media a lo largo del año de 25°C. para asegurar el correcto funcionamiento del grupo y garantizar su vida útil deberá mantenerse, en la medida de lo posible, una velocidad de trabajo constante y minimizar las vibraciones.

Sin embargo, con respecto a la última recomendación, se ha diseñado el grupo suponiendo que la máquina arrastrada estará sometida a choques ligeros para garantizar la vida útil mencionada.

Se ha supuesto, tanto para el diseño de ciertos elementos como para el mantenimiento que se deberá realizar, que el grupo estará sometido a una contaminación típica en este tipo de plantas y un ambiente corrosivo ligero.

2.3 CONDICIONES DE DISEÑO

Con respecto al proceso de diseño del reductor, se han seguido una serie de criterios que se expondrán en este apartado. En primer lugar, el aspecto económico, ya que el precio del conjunto debe ser competitivo en el mercado, garantizando siempre el correcto funcionamiento y durabilidad del mismo. Seguidamente, y que condicionará de forma directa al primer criterio mencionado, el dimensionado. El grupo deberá ser lo más compacto posible, facilitando las labores de instalación y mantenimiento, y facilitando a reducir los costes. Otro criterio seguido en el proceso de diseño es el garantizar la vida útil del grupo, asegurando unas condiciones de transmisión uniforme y vibraciones mínimas, como ya hemos mencionado anteriormente.

2.4 CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y SUSTITUCIÓN

Para garantizar que el grupo reductor alcanza la vida útil para la que está diseñado será necesario realizar un mantenimiento periódico del mismo.

El lubricante utilizado en el grupo deberá sustituirse cada 3.000 horas de trabajo, con revisiones periódicas cada dos meses. Este cambio de aceite deberá realizarse cuando el reductor esté caliente, por recomendación del distribuidor.

Con respecto a los rodamientos, teniendo en cuenta el tipo de trabajo y carga a la que estará sometida la máquina, se han diseñado para una vida mínima de 30.000 horas. Aunque según los cálculos, podríamos alargarlos hasta las 60.000 horas, dependiendo siempre de la carga a la que estén sometidos y el mantenimiento que se les de. Con respecto al engrase:

- Para los rodamientos rápidos (entre la salida del motor eléctrico y la entrada del reductor): rellenar con grasa aproximadamente un tercio de los huecos entre los rodamientos.
- Para los rodamientos lentos (entre el reductor y la salida de este): rellenar con grasa aproximadamente dos tercios de los huecos entre los rodamientos.

Con respecto a los retenes, igual que sucede con los rodamientos, la vida útil de estos dependerá de las condiciones de funcionamiento. En caso de fuga, cambiar los retenes para evitar posibles daños derivados de ello.

3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Teniendo en cuenta las condiciones de salida necesarias para garantizar el correcto funcionamiento de la máquina arrastrada, deberemos estudiar las diferentes posibilidades de las que disponemos para llevar a cabo la transmisión de la energía mecánica transformada por el motor eléctrico a través de energía eléctrica.

A continuación, a partir de los “Apuntes de Diseño de Máquinas II: Transmisiones” proporcionado por el D.I.M.M., podemos exponer las diferentes posibilidades de transmisión mencionadas:

3.1 TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO

El rendimiento que ofrecen este tipo de transmisiones está comprendido entre un 85 y un 98%, pero con el principal inconveniente de que la relación de velocidades no es exacta y dependerá de la potencia transmitida, como consecuencia del deslizamiento generado entre correa y poleas. Las principales ventajas que ofrece este tipo de transmisión son:

- Requerimientos mínimos con respecto al posicionamiento de los ejes.
- Alta viabilidad económica, costes reducidos.
- Funcionamiento silencioso debido a una alta capacidad de absorción elástica de choques y protección contra sobrecargas.

Por otra parte, las principales desventajas que podemos encontrar son:

- Como hemos comentado, relación de velocidades poco exacta y dependiente de la carga, con coeficientes de deslizamiento de entre el 1 y el 3%.
- Alta dependencia del ambiente de trabajo.
- Duración limitada debido, entre otros factores, a altas sobrecargas de los rodamientos de los ejes debido a la necesidad de pretensado de las correas.

3.1.1 CORREAS PLANAS

Pueden trabajar tanto con ejes paralelos como con ejes cruzados. Dependiendo de si se trata con accionamientos abiertos, se podrá emplear para etapas con relación de transmisión menor o igual a 6. Mientras que se trata de accionamientos con rodillos tensores, se podrá utilizar en etapas con relación de transmisión menor o igual a 15. Mediante este tipo de transmisión solo podremos alcanzar un rendimiento de aproximadamente el 85%, principalmente debido a los deslizamientos generados entre correa y poleas.

3.1.2 CORREAS TRAPEZOIDALES

La disposición de los ejes empleada para este tipo de transmisiones es la de ejes paralelos. Comparándola con la transmisión por correas planas, para el mismo pretensado conseguiremos una capacidad de transmisión de hasta tres veces mayor, consiguiendo así una sobrecarga menor en los rodamientos. Este tipo de transmisión se podrá utilizar en etapas cuya relación sea menor o igual a 10. El rendimiento que alcanzará este tipo de transmisión será alrededor del 98%, aunque se verá altamente afectado sin un tensado correcto.

3.1.3 RUEDAS DE FRICCIÓN

En este tipo de transmisiones los ejes podrán trabajar tanto en paralelo como perpendicularmente, transmitiendo el movimiento entre sí. El reductor estará formado por dos ruedas solidarias a sus ejes, cuyo perímetro estará en contacto directo. El principal inconveniente es que son altamente sensibles al ambiente de trabajo, afectando en gran medida la humedad. Además, no serán capaces de transmitir grandes esfuerzos.

3.2. TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE

3.2.1 CADENAS

El rendimiento en este tipo de transmisiones se sitúa entre el 97 y el 98%. En comparación con las correas, se consigue transmitir mayores fuerzas. Con respecto a su disposición, se puede utilizar en ejes paralelos cuando existe una gran distancia entre los piñones. Se puede hacer uso de este tipo de transmisión cuando la relación por etapa necesaria es menor o igual a 7, aunque podría ser de hasta 10 cuando se trabaja a bajas velocidades.

Las principales ventajas que presentan son:

- La transmisión se mantiene constante a lo largo de las etapas.
- En comparación con los engranajes, suelen tener un coste económico menor.
- Es resistente trabajando en ambientes agresivos.

Por otra parte, los principales inconvenientes a tener en cuenta son:

- Su aplicación queda limitada debido a las limitaciones de potencia y velocidad máxima.
- Vida útil limitada.
- En comparación con las correas, son menos económicas y su capacidad de absorción elástica de choques y protección contra sobrecargas es menor, ya que no hay trabajo elástico.
- Indispensable una lubricación continua.

3.2.2 CORREAS DENTADAS

Este tipo de transmisión presenta unas características similares a la anterior, pero eliminando el problema de la lubricación y las limitaciones de velocidad máxima. Por otra parte, se necesita disponer de mayor espacio para su instalación y son más ruidosas. Se alcanzan rendimientos alrededor del 98% y no es necesario un mantenimiento continuo, aunque debemos garantizar un correcto pretensado y alineamiento de las correas para un desgaste de los dientes uniforme.

3.3 TRANSMISIONES POR ENGRANAJES DE CONTACTO DIRECTO

Es el tipo de transmisión más utilizada debido a que permite trabajar con un rango amplio de velocidades, potencias y relaciones de transmisión. Además, permite trabajar con diferentes posicionamientos de los ejes, ya sea con los ejes paralelos, perpendiculares o cruzados.

Las principales ventajas que presenta este tipo de transmisión son:

- Es muy fiable debido a la larga vida útil que presentan sus componentes.
- La relación de transmisión permanece constante a lo largo de las etapas.
- Se alcanzan grandes rendimientos.
- Mantenimiento reducido.

Por otra parte, los principales inconvenientes a tener en cuenta son:

- Costes de fabricación elevados.
- Se generan ruidos constantes durante su funcionamiento.
- Requiere de acoples externos para absorber los choques y transmitir las vibraciones debido a su baja absorción elástica.

3.3.1 TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES CILÍNDRICOS

La relación de transmisión por etapa para este tipo de transmisiones deberá ser menor o igual a 8, y se alcanzan rendimientos de entre el 96 y 99%. Surgen dos tipos de configuraciones según el tipo de diente:

- **Engranaje cilíndrico de dentado recto.** Resultan más interesantes desde el punto de vista económico y son más sencillos de fabricar en comparación con los de dentado helicoidal. Por otra parte, generan más ruido y vibraciones ya que la transmisión se produce de forma más agresiva.
- **Engranaje cilíndrico de dentado helicoidal.** El problema de los ruidos y las vibraciones que se producen durante su funcionamiento se reduce, ya que la transmisión entre los dientes se produce de forma más progresiva. Al contrario que en el anterior caso. Su fabricación resulta más compleja.

3.3.2 TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES CÓNICOS Y CÓNICOS DESPLAZADOS

Este tipo de transmisión puede ser una solución cuando la disposición de los ejes es cruzada y la relación de transmisión por etapa no sea mayor a 6. Por otra parte, los engranajes cónicos y desplazados pueden utilizarse cuando los ejes sean cruzados y la distancia entre estos sea reducida, siempre y cuando la relación de transmisión por etapa no sea superior a 5. En este caso, el rendimiento será menor que en el anterior debido a los deslizamientos que se generan entre los dientes.

3.3.3 TRANSMISIÓN POR TORNILLOS SINFIN

La disposición de los ejes para este tipo de transmisión será cruzada. Este tipo de transmisión permite trabajar con un rango muy amplio de relaciones por etapa, podrá tomar valores entre 1 y 100. El gran inconveniente será el rendimiento alcanzado, ya que este es proporcionalmente inverso a la relación de transmisión, situándose entre el 45 y el 97%.

4. SOLUCIÓN ADOPTADA

De las alternativas comentadas, la que mejor se adapta a las características de nuestro grupo y por la que se ha optado finalmente es la de transmisión por engranajes cilíndricos con dentado helicoidal. Debido a, principalmente, el rendimiento que se consigue trabajando con pares elevados por etapa (entorno al 96 y 99%). Además, las labores de mantenimiento requeridas no son complejas y no generan tanto ruido como los engranajes de dientes rectos. Por último, la relación por etapa que admite este tipo de transmisión es de hasta 8, valor cercano al que tendrán nuestras etapas.

5. DESCRIPCIÓN DEL REDUCTOR

Lo primero que debemos tener en cuenta a la hora de diseñar el grupo reductor es el número de etapas necesarias de transmisión. Del apartado “1. OBJETO DEL PROYECTO”, vemos que la relación de transmisión total es elevada, por lo que será necesario repartirla en dos etapas. El valor de relación por etapa se calculará como:

$$i_T = i_1 \cdot i_2$$

Para una primera estimación y poder comenzar con los primeros cálculos se estima que la relación de las dos etapas será idéntica, por lo que estimamos un valor inicial para ambas etapas de 7,93 aproximadamente.

Conocido el número de etapas necesario para que se lleve a cabo la reducción total, procedemos a definir la disposición que adoptarán los ejes. Del anexo de cálculos se adjunta “*Imagen 3. Disposición de los ejes del reductor.*” Mediante esta distribución y teniendo en cuenta la longitud de nuestros ejes se garantiza una resistencia suficiente a los esfuerzos bajo los que estarán sometidos durante el funcionamiento del reductor.

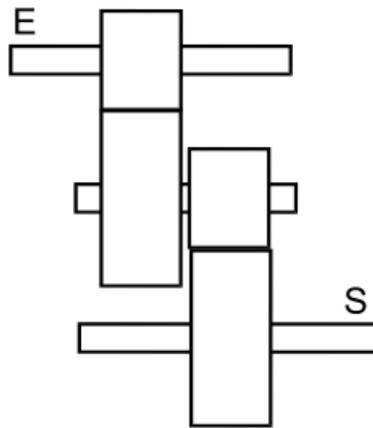


Imagen 3 Anexo Cálculos. Disposición de los ejes del reductor

Con respecto al diseño y dimensionado de los ejes se han seguido los siguientes criterios:

- **Rigidez torsional.** En este apartado expuesto en el anexo de cálculos se calcula el diámetro mínimo necesario para que la potencia a lo largo de los ejes se transmita de forma uniforme. Los ejes diseñados con una baja rigidez torsional presentarán problemas de vibraciones, lo que dará lugar a fallo prematuro de los componentes. El límite impuesto para llevar a cabo estos cálculos es de 1° en una longitud de 20 veces su diámetro, con un máximo de $1,5^\circ/m$.
- **Deflexión lateral.** Una rigidez que no llegase al mínimo necesario sumada a grandes flexiones debidas a las cargas podría ocasionar deformaciones laterales excesivas. Todo esto daría lugar como consecuencia a la reducción de la vida de los ejes y a un mal funcionamiento de estos, los engranajes y del grupo en general. Es necesario añadir que un mal análisis de las diferentes secciones de los ejes podría generar un juego entre eje y engranaje, derivando en un mal contacto entre dientes y, por tanto, aumentando las cargas por impacto. Para ejes que trabajen con engranajes cilíndricos con dentado helicoidal, el límite establecido será de 0,005 veces el módulo medido en milímetros. Además de una pendiente máxima de 0,0005 radianes.
- **Diseño a fatiga.** Se estudiará cada sección propensa a fallo, en las que haya un cambio de geometría (entallas, cambios de diámetro, etc.), o donde los esfuerzos sean mayores.

Se hará uso de chavetas para lograr la unión entre engranajes y ejes y que se de a cabo la transmisión de los esfuerzos. Los chaveteros entran dentro del grupo de cambios de geometría mencionados como secciones interesantes de los ejes a estudiar en el apartado de diseño a fatiga.

Con la finalidad de fijar los ejes a la carcasa se hará uso de rodamientos. Un rodamiento está formado por elementos rodantes (bolas o rodillos) confinados entre un diámetro exterior y uno interior provistos de surcos de rodadura que permiten su giro. El uso de estos elementos reducen en gran medida las pérdidas por fricción.

La lubricación de los engranajes se realizará mediante barboteo, con el fin de reducir la cantidad de componentes necesarios y, por tanto, costes y labores de mantenimiento. Requerirá de una netrada en la carcasa para su introducción y un visor para poder comprobar que el nivel es el correcto.

La carcasa estará fabricada en fundición a través de unos moldes específicos para poder conformarla. Se hará uso de elementos normalizados como retenes, juntas y siliconas con el fin de evitar fugas de lubricante en las uniones.

5.1 DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES

Un engranaje es el mecanismo utilizado para transmitir movimiento (potencia mecánica) de un componente al otro. Los elementos que conforman el engranaje son la rueda motriz, comúnmente denominado piñón, y una rueda conducida, denominada rueda.

A la hora de llevar a cabo el dimensionado de los ejes, se aplicarán diferentes coeficientes según las características de funcionamiento del equipo. Se exigirá que se cumpla un coeficiente de seguridad mínimo, que enfatizará en la importancia del fallo a flexión, ya que es un tipo de fallo catastrófico difícil de detectar previo a que finalmente suceda.

Con respecto a la primera etapa, quedará definida por las siguientes características:

Primera Etapa				
Parámetro	Nomenclatura	Piñón	Rueda	Unidades
Relación de Transmisión	i	7,9444		-
Velocidad	ω	1410	177,483	rpm
Par	T	25,06	199,08	Nm
Módulo normal	m_n	2,5		-
Diámetro primitivo	d	47,89	380,44	mm
Ancho	b	15		mm
Dientes	z	18	143	-
Material	-	Ac. No aleado templado y revenido		-

Tabla 3.4.4.2.3 Anexo Cálculos. Cuadro resumen características primera etapa.

Parámetros a tener en cuenta que condicionarán los cálculos además de los expuestos en la tabla son: el ángulo de presión y de inclinación, con valor de 20° para ambos.

De igual manera, la segunda etapa quedará definida por las siguientes características:

Segunda Etapa				
Parámetro	Nomenclatura	Piñón	Rueda	Unidades
Relación de Transmisión	i	7,6111		-
Velocidad	ω	177,483	23,319	rpm
Par	T	199,08	1515,218	Nm
Módulo normal	m_n	4		-
Diámetro primitivo	d	76,62	583,17	mm
Ancho	b	42		mm
Dientes	z	18	137	-
Material	-	Ac. No aleado templado y revenido		-

Tabla 3.4.4.2.4 Anexo Cálculos. Cuadro resumen características primera etapa.

5.1.1 MATERIAL DE LOS ENGRANAJES

Con la finalidad de facilitar las labores de fabricación y de mantenimiento, se fabricará los engranajes de ambas etapas con el mismo material, con las siguientes características:

MATERIAL	DENOMINACIÓN	RESISTENCIA A TRACCIÓN S_u (MPa)	TENSIÓN A FLUENCIA S_y (MPa)	DUREZA SUPERFICIAL (HB)
Acero no aleado forjado, templado y revenido	C35	600	430	212

Tabla 3.4.4.2.2 Anexo Cálculos. Material y características engranajes.

5.2 DESCRIPCIÓN DE LOS EJES

El grupo reductor estará formado por tres ejes para poder llevar a cabo la reducción en dos etapas: eje de entrada, eje intermedio y eje de salida. Estos serán los encargados de transmitir el par de entrada proporcionado por el motor eléctrico hasta la máquina arrastrada, a través de uniones solidarias entre chavetas y chaveteros.

Como ya se ha expuesto anteriormente, los ejes han sido diseñados bajo el criterio de evitar fallo a fatiga y resistir las deformaciones mínimas establecidas, tanto bajo el criterio de rigidez torsional como el de deflexión lateral. A continuación se expondrá el material de fabricación y sus características, así como una pequeña explicación de la función de cada uno y sus características.

5.2.1 MATERIAL DE LOS EJES

Se fabricarán los tres ejes a partir del mismo material, el cual deberá tener una mayor resistencia que el material de fabricación de los engranajes, ya que soportará mayores esfuerzos. El material elegido será un acero de cementación con denominación 20MnCr5, de características según norma "UNE 36011-12":

Acero 20MnCr5			
Módulo elástico	E	2,10E+11	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	ν	0,28	-
Densidad	ρ	7800	kg/m ³
Límite elástico	S_y	1100	MPa
Límite de rotura	S_u	750	MPa
Dureza Brinell	HB _r	800	-
Límite de resistencia normal	S_{FL}	461	MPa
Tensión de contacto	S_{HL}	1500	MPa

Tabla 4.1. Anexo Cálculos. Características mecánicas material fabricación ejes.

5.2.2 EJE DE ENTRADA

Es el encargado de recibir la energía que proporciona el motor eléctrico y de introducir la a la caja de reducción. Gira a una velocidad de 1410 revoluciones por minuto y recibe un par torsor de 25,06 newtons por metro. Se establece un diámetro de 20 milímetros para este eje bajo el criterio de rigidez torsional y comprobado mediante el criterio de fallo a fatiga y deflexión lateral.

5.2.3 EJE INTERMEDIO

Este eje recibe la velocidad y el par a través de la rueda de la primera etapa y deberá transmitirla a través del piñón de la segunda etapa, con dirección al eje de salida. Este eje girará a una velocidad próxima a las 177,5 revoluciones por minuto y deberá transmitir un par torsor de 199,1 newtons por metro. Se establece un diámetro de 35 milímetros para este eje bajo el criterio de rigidez torsional y comprobado mediante el criterio de fallo a fatiga y deflexión lateral.

5.2.4 EJE DE SALIDA

Este eje recibe la velocidad y el par a través de la rueda de la segunda etapa y deberá transmitirla a la máquina arrastrada. Este eje girará a una velocidad próxima a las 23,5 revoluciones por minuto y deberá transmitir un par torsor de 1515,3 newtons por metro. Se establece un diámetro de 65 milímetros para este eje bajo el criterio de rigidez torsional, aunque mediante el criterio de fallo a fatiga y posteriormente el de deflexión lateral se establece que el diámetro necesario será de 70 milímetros.

5.3 DESCRIPCIÓN DE LAS CHAVETAS

La solución escogida para conseguir que engranajes y ejes giren de manera solidaria es el uso de chavetas y chaveteros, cuyas dimensiones dependerán del diámetro del eje al que vayan acopladas. El dimensionado completo de estas lo encontramos en el apartado "3.6 DISEÑO CHAVETAS Y CHAVETEROS" del anexo de cálculos. Las dimensiones finales serán:

Chavetas		Cantidad
Eje de Entrada	Chaveta paralela tipo B 6x6x25	2
Eje Intermedio	Chaveta paralela tipo B 10x8x45	2
Eje de Salida	Chaveta paralela tipo B 20x12x90	2

Tabla 5 Anexo Cálculos. Cuadro-resumen redimensionado chavetas.

El material elegido para la fabricación de las chavetas es el acero al carbono normalizado F-112, con límite de fluencia 160 MPa, límite a rotura de 250 MPa y dureza Brinell 180.

5.4 DESCRIPCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Los rodamientos son elementos que sirven de apoyo a los ejes, con los que además se consigue reducir en gran medida las pérdidas debido a la fricción de los ejes. Otra ventaja que presenta el uso de rodamientos es la de transmitir los esfuerzos generados por el eje en el que va acoplado hacia la carcasa.

Los rodamientos elegidos en la instalación de los tres ejes serán de tipo rodillo cónico de una sola hilera. Según el tipo de funcionamiento de la máquina arrastrada, se ha estimado una vida mínima de 30.000 horas, con una fiabilidad del 99% y una contaminación típica del entorno.

Se han escogido los rodamientos a través del catálogo del fabricante SKF (<http://www.skf.com>). Los rodamientos de cada eje son los siguientes:

- Rodamientos montados en el eje de entrada.
 - Rodamiento 1: 32304
 - Rodamiento 2: 32304

- Rodamientos montados en el eje intermedio.
 - Rodamiento 1: 32307
 - Rodamiento 2: 32307B

- Rodamientos montados en el eje de salida.
 - Rodamiento 1: 33214
 - Rodamiento 2: 33214

En el anexo de tablas encontraremos información específica de cada uno de los rodamientos.

5.5 RETENES

Son elementos utilizados a modo de selladores con el fin de evitar fugas de aceite o intercambios no deseados de fluidos o gases con el ambiente. Normalmente fabricados en caucho sintético, presentando así gran resistencia a los aceites. De igual modo que sucede con los rodamientos, se ha escogido los retenes del catálogo del fabricante SKF. Son los siguientes:

- Eje de entrada: 20x30x5 HMS5 RG.

- Eje de salida: 70x100x10 HMS RG.

5.6 ANILLOS DE SEGURIDAD

Los anillos de seguridad son elementos montados sobre los ejes con el fin de limitar el desplazamiento del resto de elementos, tales como engranajes, rodamientos, etc.

Solamente se montarán anillos de seguridad en el eje intermedio, uno acoplado al rodamiento y otro al engranaje. Se han escogido los anillos de seguridad de entre los ofrecidos en el catálogo del fabricante ROTORCLIP, serán los siguientes:

- Rodamiento 3: DSH-35.
- Engranaje: DSH-37.

La información adicional tanto de retenes como de anillos de seguridad se recogerá en el anexo de tablas.

5.7 DESCRIPCIÓN DE LA CARCASA

La geometría de la carcasa del reductor vendrá definida por el dimensionado y disposición de los ejes y los engranajes. Estará formada por dos semicarcasas, conformadas mediante fundición en moldes de arena y agregando nervios con el fin de rigidizarla. Una vez conformada la carcasa, será necesario mecanizar ciertas zonas, como son: taladros y roscas, alojamientos de los rodamientos, chaflanes para evitar cantos vivos, etc.

El diseño de la carcasa deberá llevarse a cabo teniendo en cuenta que debe cumplir una serie de funciones:

- De igual manera que sucede con el diseño de los ejes, debe ser capaz de resistir los esfuerzos que transmitirá el equipo sin sufrir deformaciones que daría lugar a holguras, mal funcionamiento del equipo y la reducción de la vida útil del mismo.
- Debe garantizar un cierto nivel de aislamiento de los elementos internos del reductor, impidiendo intercambios de materia con el exterior con el fin de garantizar la vida de estos. Además, servirá para aislar acústicamente con el exterior el ruido generado durante el funcionamiento de los elementos.

Las paredes del reductor tendrán un espesor de unos 8 milímetros, con el fin de reducir cuanto sea posible el peso del conjunto pero sin dejar de lado esa resistencia a los esfuerzos transmitidos mencionados, a excepción de ciertas zonas como en los apoyos de los rodamientos donde el espesor mencionado será mayor.

Para otorgar de un acabado estético al grupo, este se impregnará con una capa de entre unos 60-80 micras de pintura en polvo termoendurecible a base de resinas poliésteres modificadas con resinas epoxídicas, debido a su estabilidad térmica y alta resistencia a la corrosión.

5.7.1 MATERIAL DE LA CARCASA

El material utilizado para la fabricación de la carcasa será el comúnmente utilizado para este tipo de elementos según norma EN 1561:2011, fundición gris EN-GJL-250 (nomenclatura española, fundición gris FG-25), con las siguientes características propias:

Fundición Gris FG-25			
Módulo elástico	E	1,10E+11	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	ν	0,26	-
Densidad	ρ	7200	kg/m ³
Límite elástico	S_y	160	MPa
Límite de rotura	S_u	250-350	MPa
Dureza Brinell	HB _r	180-250	-
Resistencia a compresión	S_{uc}	900	MPa
Resistencia a tracción	S_{ut}	250	MPa

Tabla 1 Memoria. Características mecánicas acero fundición gris FG-25.

5.7.2 DESCRIPCIÓN DE LAS TAPAS

El conjunto dispondrá de tapas laterales con el fin de transmitir el esfuerzo axial de los rodamientos a la carcasa y, además, facilitar el mantenimiento del propio. El material elegido para la fabricación de las tapas será el mismo que el de la carcasa, de características ya expuestas.

5.7.3 DESCRIPCIÓN DE LOS TAPONES Y VISORES DE LA CARCASA

A lo largo de la carcasa se podrá encontrar tres tipos de tapones según su función, los cuáles se han escogido de entre los disponibles del catálogo del fabricante TECNODIN, son:

- **Tapón de llenado.** Se situará en la semicarcasa superior, con el fin de introducir el lubricante con el que trabajarán los elementos del reductor. El producto elegido con filtro de código 48007022000, de métrica M 22x1,5.
- **Visor de nivel.** Se ubicará a media altura de la carcasa y con fácil acceso para poder realizar la inspección visual y comprobar si el nivel de aceite es el correcto, se dispondrá de un reflector en mitad del tapón para facilitar dicha inspección. El producto escogido con reflector de código 48002116000, de métrica M 16x1,5.
- **Tapón de vaciado.** Situado en la parte inferior de la carcasa con el fin de facilitar el drenaje del aceite durante las labores de mantenimiento. Se ha escogido un producto con imán incorporado con el fin de impedir que partículas metálicas que podrían dañar y acortar la vida útil de los elementos del reductor circulen libremente. El producto escogido de código 48004109000 es un tornillo de cabeza hexagonal G 3/8" con una longitud de rosca de 10 milímetros.

En el anexo de tablas encontraremos información adicional de los elementos mencionados.

5.8 DESCRIPCIÓN DEL LUBRICANTE

Será el encargado de crear una película de protección contra el desgaste entre los distintos elementos de nuestro grupo. Además, actuará como refrigerante de las piezas y evacuará las partículas que se desprendan por desgaste de estas.

La principal característica del lubricante a tener en cuenta es la viscosidad, ya que será la condicionante de formar la película entre los componentes mencionada. La viscosidad de un aceite depende de la temperatura de trabajo, de manera que a mayor temperatura menor variación de la viscosidad.

Con respecto a nuestro grupo reductor, teniendo en cuenta la velocidad tangencial alcanzada en ambas etapas y la temperatura de trabajo, mediante el método United, obtenemos información sobre el lubricante necesario a utilizar. Finalmente, se ha escogido el VG-680 Súper Tauro de Repsol, de uso habitual para este tipo de mecanismos.

El lubricante se introducirá por el tapón de llenado durante la primera puesta en marcha del grupo y cuando sean necesarias labores de mantenimiento. Se distribuirá en todos los componentes mediante el sistema de barboteo, el cuál salpicará en los componentes en movimiento hasta llegar a todos los elementos. Mediante este sistema, a la vez que se cumple con los requisitos de lubricación, se reducen los elementos necesarios susceptibles de fallo y se simplifica el diseño del grupo.

6. BIBLIOGRAFÍA

6.1 APUNTES

- Tur Valiente, Manuel; Pedrosa Sánchez, Ana. Grado en Ingeniería Mecánica: *Diseño de Máquinas I*. Valencia: Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.
- Grado en Ingeniería Mecánica: *Diseño de Máquinas II*. Valencia: Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.

6.2 AENORmas

- UNE 18066:1961. Engranajes: Rectos y helicoidales.
- UNE 18012:1962. Engranajes: Tipos de dentado.
- UNE 18068:1978. Engranajes cilíndricos.
- UNE 17102:1967. Chavetas paralelas: Serie normal.
- UNE 18113:1983. Rodamientos: Capacidad de carga dinámica y vida útil. Métodos de cálculo.
- BS EN 1561:2011. Founding: Grey Cast Irons.

6.3 ENLACES

- Rodamientos y Retenes. Catálogo del fabricante SKF. <http://www.skf.com>
- Anillos de seguridad. Catálogo del fabricante Rotorclip. <https://rotorclip.com>
- Tapones y Visor de nivel. Catálogo del fabricante Tecnodin. <http://tecnodin.com>



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA UNA MÁQUINA EXTRUSORA
DE FIBRAS DE HILO CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DE
 $i=62.833$**

***Anexo del documento nº 1:
CÁLCULOS***

ÍNDICE ANEXO CÁLCULOS

1 INTRODUCCIÓN	5
2 DATOS INICIALES.....	5
3 DIMENSIONADO ENGRANAJES	5
3.1 CÁLCULOS GENERALES	5
3.2 DISEÑO TAMAÑO MÍNIMO DE LOS EJES MEDIANTE EL MÉTODO DE RIGIDEZ TORSIONAL	6
3.3 CHAVETERO	7
3.4 DISEÑO ENGRANAJES	8
3.4.1 RESTRICCIONES NÚMEROS DE DIENTES.....	8
3.4.2 DIÁMETRO ENGRANAJES SEGÚN MÓDULO	8
3.4.3 SELECCIÓN LUBRICACIÓN DE TRABAJO.....	10
3.4.4 CÁLCULO ANCHO ENGRANAJES	10
3.5 COMPROBACIÓN LUBRICANTE SELECCIONADO MEDIANTE EL MÉTODO UNITED	20
3.6 DISEÑO CHAVETAS Y CHAVETEROS	21
3.6.1 CHAVETAS EN EL EJE DE ENTRADA.....	21
3.6.2 CHAVETAS EN EL EJE INTERMEDIO.....	21
3.6.3 CHAVETAS EN EL EJE DE SALIDA.....	22
4. DISEÑO Y CÁLCULO DE LOS EJES	22
4.1 SELECCIÓN MATERIAL EJES	23
4.2 DISEÑO A FATIGA.....	23
4.3 DISEÑO A DEFLEXIÓN LATERAL	27
4.4 CONSIDERACIONES PREVIAS A LOS CÁLCULOS	28
4.5 EJE DE ENTRADA	29
4.5.1 FUERZAS ACTUANTES.....	29
4.5.2 DEFLEXIÓN LATERAL EJE DE ENTRADA.....	30
4.5.3 DISEÑO A FATIGA EJE DE ENTRADA	36
4.6 EJE INTERMEDIO	38
4.6.1 FUERZAS ACTUANTES.....	38
4.6.2 DEFLEXIÓN LATERAL EJE INTERMEDIO.....	39
4.6.3 DISEÑO A FATIGA EJE INTERMEDIO	42
4.7 EJE DE SALIDA	44
4.7.1 FUERZAS ACTUANTES.....	44
4.7.2 DEFLEXIÓN LATERAL EJE DE SALIDA.....	45
4.7.3 DISEÑO A FATIGA EJE DE SALIDA	51
5. DIMENSIONADO RODAMIENTOS.....	54
5.1 CÁLCULO DE LAS FUERZAS EN LOS RODAMIENTOS.....	55
5.2 CÁLCULO DE LA VIDA DE LOS RODAMIENTOS A FATIGA.....	56

1 INTRODUCCIÓN

En este anexo quedan reflejados los cálculos que se han realizado para el diseño de nuestro reductor de velocidad, los criterios seguidos y decisiones tomadas según las condiciones de uso, explicado en el apartado “objeto del proyecto”.

2 DATOS INICIALES

A continuación, se adjunta un cuadro-resumen de las condiciones de servicio, explicadas anteriormente en mayor profundidad:

Datos iniciales			
Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Velocidad de entrada	ω_e	1410	Rpm
Potencia de entrada	P_e	3700	W
Relación de transmisión total	i_T	62,833	-
Par máximo de salida	T_{max}	1575	Nm

Tabla 2. Datos iniciales del proyecto

Debido al uso de nuestro motorreductor y el régimen de funcionamiento del mismo, consideraremos: un factor de seguridad $X = 1,25$; ángulo de presión normal $\alpha_n = 20^\circ$ y ángulo de inclinación del dentado $\beta = 20^\circ$.

3 DIMENSIONADO ENGRANAJES

3.1 CÁLCULOS GENERALES

Habiendo optado por diseñar el reductor en dos etapas, conociendo la relación de transmisión general y haciendo uso de la Ec. 1 expuesta a continuación, hallaremos la relación de transmisión de cada etapa por separado:

$$i_{Total} = i_1 \times i_2 \text{ Ec. 1}$$

$$i_1 = i_2 = \sqrt{i_{total}} = \sqrt{62,833} = 7,9267 \text{ Ec. 2}$$

Suponiendo para una primera aproximación que, tanto para la primera etapa como para la segunda la relación tiene el mismo valor, la relación de cada etapa sera la raíz cuadrada de la relación total (Ec.2) quedando:

i_1	i_2
7,9267	7,9267

Tabla 3.1.1. Relación de transmisión por etapa

A partir de los datos iniciales de velocidad y potencia, hallaremos los datos de par necesario que deberá transmitir cada eje a la entrada y a la salida, comenzaremos con la siguiente ecuación:

$$i = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}} \text{ Ec. 3}$$

Con los datos obtenidos en “Ec. 2” y la velocidad de entrada de 1410 rpm recogida en la “Tabla 2”, obtendríamos:

Datos	i	$\omega_{entrada}$ (rpm)	ω_{salida} (rpm)
Etapas 1	7,9267	1410	177,88
Etapas 2	7,9267	177,88	22,44

Tabla 3.1.2. Datos de velocidad de cada etapa

Con la velocidad de cada etapa conocida, procederemos a calcular el par:

P = Potencia del motor eléctrico [W]

T = Par torsor [Nm]

ω = Velocidad angular [rad/s]

$$T[Nm] = \frac{P [W]}{\omega [rpm] \times \frac{2\pi}{60}} \text{ Ec. 4}$$

Siendo la potencia del motor un dato conocido, la situación del par a la entrada y salida de cada eje quedaría de la siguiente manera:

Eje Entrada		Eje Intermedio		Eje Salida	
T (Nm)	25,058	T (Nm)	191,638	T (Nm)	1574,5
ω (rpm)	1410	ω (rpm)	177,88	ω (rpm)	22,44

Tabla 3.1.3. Velocidad y Par torsor de entrada y salida en cada eje

A partir de los datos expuestos conocidos podemos calcular el tamaño/diámetro de los ejes, como haremos en el siguiente apartado.

3.2 DISEÑO TAMAÑO MÍNIMO DE LOS EJES MEDIANTE EL MÉTODO DE RIGIDEZ TORSIONAL

Un factor importante a tener en cuenta a la hora de diseñar los ejes es que sean capaces de transmitir la potencia de manera uniforme, y alcancen una rigidez torsional suficiente para evitar vibraciones torsionales, garantizando así el correcto funcionamiento de los engranajes.

Procederemos, en primer lugar, a establecer un diámetro mínimo siguiendo una serie de restricciones y ecuaciones:

- $(\theta/L)_{max} = 1,5^\circ/m$
- Deformación menor a 1° para $L=20D$
- θ = Giro en el eje [rad]
- D = Diámetro del eje
- G = Módulo de rigidez torsional (en primera aproximación la del acero $G = (8,1 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2)$)
- T = Par torsor [Nm]

Considerando una sección circular:

$$\frac{\theta}{L} = \frac{32 \cdot T}{\pi \cdot D^4 \cdot G} \leq 1,5^\circ \text{ Ec. 5}$$

$$\frac{\theta}{20 \cdot D} = \frac{32 \cdot T}{\pi \cdot D^4 \cdot G} \leq 1^\circ \text{ Ec. 6}$$

Sustituyendo los valores conocidos en “Ec. 5” y “Ec. 6”, obtendremos diferentes valores de diámetro mínimo siguiendo el criterio de rigidez torsional para cada uno de nuestros ejes:

CRITERIO DEFLEXIÓN TORSIONAL	$(\theta / L) = 1,5^\circ/m$	$(\theta / L) = 20D$	UDS
	0,02617	0,01745	rad/m
Eje de Entrada	0,018626237	0,015341715	m
Eje Intermedio	0,031253495	0,030589464	m
Eje de salida	0,052441133	0,060991573	m

Tabla 3.2 Diámetro mínimo ejes según criterio rigidez torsional

De la tabla anterior, escogemos los valores siguiendo el criterio más restrictivo (marcados en rojo), quedando los diámetros normalizados de nuestros ejes de la siguiente manera:

	Diámetros Normalizados [mm]
Eje de entrada	20
Eje Intermedio	35
Eje de Salida	65

Tabla 3.2.1 Diámetros normalizados ejes

3.3 CHAVETERO

En este apartado, mediante la norma de chavetas estandarizadas “UNE 17102-1:1967” (se adjuntará la siguiente tabla también en el “Anexo Tablas”), hallaremos la sección de las chavetas y chaveteros que utilizaremos más adelante para dimensionar los mismos:

Diámetro del eje d		Sección de la chaveta b x h	Chavetero										Chafán P ₁		
más de	hasta		Ancho b							Profundidad				Mínimo	Máximo
			Nominal	Tolerancia			Eje y cubo p 9	Eje h ₁	Cubo h ₂		Mínimo	Máximo			
				Clase de ajuste del enchavetado					Nominal	Tolerancia			Nominal		
			Libre	Normul		Ajustado									
			Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo Js 9			Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia			
6	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		2,3		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		3,3		0,16	0,25	
30	38	10 x 8	10	0	+ 0,040	- 0,036		- 0,051	5		3,3		0,25	0,40	
38	44	12 x 8	12						5		3,3		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		4,3		0,25	0,40	
58	65	18 x 11	18	0					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	0,60	
75	85	22 x 14	22	+ 0,052	+ 0,149	0	± 0,026	- 0,022	9		5,4		0,40	0,60	
85	95	25 x 14	25	0	+ 0,065	- 0,052		- 0,074	9		5,4		0,40	0,60	
95	110	28 x 16	28						10		6,4		0,40	0,60	
110	130	32 x 18	32						11		7,4		0,40	0,60	
130	150	36 x 20	36												
150	170	40 x 22	40	+ 0,062	+ 0,180	0	± 0,031	- 0,026	12		8,4		0,70	1,00	
170	200	45 x 25	45	0	+ 0,080	- 0,062		- 0,088	13		9,4		0,70	1,00	
200	230	50 x 28	50						15		10,4		0,70	1,00	
230	260	56 x 32	56						17		11,4		0,70	1,00	
260	290	63 x 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	± 0,037	- 0,032	20	+ 0,3	12,4	+ 0,3	0,70	1,00	
290	330	70 x 36	70	0	+ 0,100	- 0,074		- 0,106	20	0	12,4	0	1,20	1,60	
330	380	80 x 40	80						22		14,4		1,20	1,60	
									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 3.3.1 Chavetas estandarizadas por UNE 17102-1:1967

Según los diámetros de nuestros ejes y, teniendo en cuenta que el dimensionado final lo calcularemos más adelante, de la “Tabla 3.3” sacamos por un lado h_1 (profundidad del eje) y, por otro lado, h_2 (profundidad del cubo):

	D_{eje} (mm)	h_1	h_2	Tolerancia
Eje de Entrada	20	3,5	2,8	$\pm 0,10$
Eje Intermedio	35	5	3,3	$\pm 0,20$
Eje de Salida	65	7	4,4	

Tabla 3.3.2 Chavetas seleccionadas

En el siguiente apartado procederemos con el cálculo y diseño de los engranajes de nuestro reductor de velocidad.

3.4 DISEÑO ENGRANAJES

En este apartado dimensionaremos el tamaño de nuestros engranajes, diámetro de piñones y ruedas, así como el número de dientes que conforman las dos etapas de nuestro reductor. Antes de comenzar con el cálculo debemos conocer los ángulos de presión y de inclinación de los dientes de nuestros engranajes cilíndricos con dentado helicoidal, ya que estos determinarán la cantidad de dientes necesaria. Del apartado “2. DATOS INICIALES” averiguamos que se trata de un ángulo de 20° para ambos casos.

3.4.1 RESTRICCIONES NÚMEROS DE DIENTES

Con respecto al número máximo de dientes Z_{max} , para optimizar recursos y hacer que el reductor sea lo más compacto posible, lo limitaremos a 150 dientes máximo. Cabe destacar la necesidad de establecer también un número mínimo de dientes, el cual nos ayudará a evitar que aparezca el fenómeno denominado como “interferencia”. Este fenómeno sucede cuando el número de dientes del piñón es inferior al calculado mediante la siguiente ecuación:

$$Z_{min} = \frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t} \quad \text{Ec. 7}$$

Conociendo el valor de nuestros ángulos y que el ángulo de presión tangencial se calcula como:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \rightarrow \alpha_t = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \right) \quad \text{Ec. 8}$$

Sustituyendo “Ec. 8” en “Ec. 7”, obtenemos:

$$Z_{min} = \frac{2 \cdot \cos(20)}{\sin^2 \left(\operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg}(20)}{\cos(20)} \right) \right)} = 14,4066 \text{ dientes}$$

3.4.2 DIÁMETRO ENGRANAJES SEGÚN MÓDULO

Tras hallar el diámetro mínimo de las secciones que estarán sometidas a mayor torsión (ejes), procederemos a calcular el tamaño de los engranajes, utilizando:

$$d_1 = d_{eje} + 2 \cdot h_2 + 7,9 \cdot m_n \quad \text{Ec. 9}$$

Siendo “ m_n ” el módulo que debemos elegir entre los módulos normalizados según la norma “UNE 18185:1989”:

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

Tabla 3.4.2.1 Serie de módulos estandarizados (tamaños en mm)

A partir del diámetro obtenido en “Ec. 9” y el módulo elegido podremos hallar una aproximación del número de dientes necesario para cada piñón:

$$d_1 = m_t \cdot z_1 \text{ Ec. 10}$$

Como vamos a trabajar con engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, deberemos diferenciar entre el módulo normal (m_n) y el módulo aparente m_t (perpendicular al eje de rotación), el cual calcularemos de la siguiente manera:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta} \text{ Ec. 11}$$

Con los datos y fórmulas conocidas, calcularemos el número de dientes y diámetros. Redondearemos el número de dientes a un número exacto y recalcularemos los diámetros de nuestros engranajes, obteniendo la siguiente tabla resumen para la primera etapa:

1 etapa													
m_n	m_t	d_1' [mm]	Z_1'	Z_1	d_1 [mm]	Z_2'	Z_2	d_2 [mm]	i 1-2	error			
0.5	0.53	29.55	55.54	56.00	29.80	440.22	441.00	234.65	7.88	1%			
0.6	0.64	30.34	47.52	48.00	30.65	376.66	377.00	240.72	7.85	1%			
0.8	0.85	31.92	37.49	38.00	32.35	297.20	298.00	253.70	7.84	1%			
1	1.06	33.50	31.48	32.00	34.05	249.53	250.00	266.04	7.81	1%			
1.25	1.33	35.48	26.67	27.00	35.92	211.39	212.00	282.01	7.85	1%			
1.5	1.60	37.45	23.46	24.00	38.31	185.97	186.00	296.91	7.75	2%			
2	2.13	41.40	19.45	20.00	42.57	154.19	155.00	329.90	7.75	2%			
2.5	2.66	45.35	17.05	18.00	47.89	142.68	143.00	380.44	7.94	0%			
3	3.19	49.30	15.44	16.00	51.08	122.41	123.00	392.68	7.69	3%			
4	4.26	57.20	13.44	14.00	59.59	106.52	107.00	455.47	7.64	4%			
5	5.32	65.10	12.23	13.00	69.17	96.98	97.00	516.13	7.46	6%			
6	6.39	73.00	11.43	12.00	76.62	90.63	91.00	581.04	7.58	4%			
8	8.51	88.80	10.43	11.00	93.65	82.68	83.00	706.61	7.55	5%			
10	10.64	104.60	9.83	10.00	106.42	77.91	78.00	830.06	7.80	2%			

Tabla 3.4.2.2 Cuadro-resumen módulos 1ª etapa

De igual manera para la segunda etapa:

2 etapa													
m_n	m_t	d_3' [mm]	Z_3'	Z_3	d_3 [mm]	Z_4'	Z_4	d_4 [mm]	i 1-2	error			
0.5	0.53	45.55	85.61	86.00	45.76	678.58	679.00	361.29	7.90	0%			
0.6	0.64	46.34	72.58	73.00	46.61	575.29	576.00	367.78	7.89	0%			
0.8	0.85	47.92	56.29	57.00	48.53	446.18	447.00	380.55	7.84	1%			
1	1.06	49.50	46.51	47.00	50.02	368.71	369.00	392.68	7.85	1%			
1.25	1.33	51.48	38.70	39.00	51.88	306.74	307.00	408.38	7.87	1%			
1.5	1.60	53.45	33.48	34.00	54.27	265.42	266.00	424.61	7.82	1%			
2	2.13	57.40	26.97	27.00	57.47	213.78	214.00	455.47	7.93	0%			
2.5	2.66	61.35	23.06	24.00	63.85	182.79	183.00	486.86	7.63	4%			
3	3.19	65.30	20.45	21.00	67.04	162.13	163.00	520.38	7.76	2%			
4	4.26	73.20	17.20	18.00	76.62	136.31	137.00	583.17	7.61	4%			
5	5.32	81.10	15.24	16.00	85.13	120.82	121.00	643.83	7.56	5%			
6	6.39	89.00	13.94	14.00	89.39	110.49	111.00	708.74	7.93	0%			
8	8.51	104.80	12.31	13.00	110.67	97.58	98.00	834.32	7.54	5%			
10	10.64	120.60	11.33	12.00	127.70	89.83	90.00	957.76	7.50	5%			

Tabla 3.4.2.3 Cuadro-resumen módulos 2ª etapa

Como observamos en las tablas resumen de cada etapa, se han resaltado de color rojo los valores de módulo que no cumplen con los siguientes criterios que hemos establecido anteriormente:

- Z_{max} supera el valor máximo de 150 dientes establecido.

- Z_{min} no alcanza el valor de 15 dientes calculado anteriormente.

3.4.3 SELECCIÓN LUBRICACIÓN DE TRABAJO

Para poder dimensionar los engranajes, resulta fundamental conocer el lubricante con el que se va a trabajar. Sin embargo, para poder evaluar la viscosidad del lubricante resulta indispensable conocer las dimensiones de los engranajes, por lo que en primera instancia supondremos un lubricante normalizado. Más adelante, teniendo los engranajes dimensionados, comprobaremos mediante el “método United” si hemos supuesto el correcto o si, por el contrario, debemos escoger otro.

Para comenzar con el dimensionado, suponiendo unas condiciones de trabajo de entre 20°C y 50°C, elegimos el aceite ISO VG 680: viscosidad cinemática de 680 mm²/s a 40°C.

3.4.4 CÁLCULO ANCHO ENGRANAJES

Según los módulos establecidos como válidos de las tablas “Tabla 3.4.2.2” y “Tabla 3.4.2.3”, calcularemos los posibles anchos de los engranajes. Se probarán distintos materiales de fabricación con el objetivo de optimizar los anchos. En cuanto a estos cálculos, debido a que el método de cálculo es bastante conservador, podemos emplear un coeficiente de seguridad relativamente bajo (en nuestro caso $X=1,25$).

3.4.4.1 CÁLCULO A FLEXIÓN

Para hallar el esfuerzo a flexión nos guiaremos por el criterio de Lewis, haciendo uso de las ecuaciones pertinentes y aplicando factores de corrección, ambos conceptos sacados de los apuntes de “Diseño de Máquinas II: Transmisiones”.

Definiendo el coeficiente de seguridad a flexión como:

- S_{FP} : tensión de contacto máxima que admite el material.
- σ_F : tensión máxima producida en el dentado del engranaje.

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F} \quad \text{Ec. 12}$$

Y calculando σ_F como:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot Y_A \cdot Y_V \cdot Y_{F\beta} \cdot Y_{F\alpha} \quad \text{Ec. 13}$$

Y finalmente, sustituyendo “Ec. 13” en “Ec. 12” y definiendo todos los coeficientes, podremos hallar el factor de seguridad a flexión:

$$X_F = \frac{S_{FP} \cdot b \cdot m_n}{Y_{Fa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot Y_A \cdot Y_V \cdot Y_{F\beta} \cdot Y_{F\alpha} \cdot F_t} \quad \text{Ec. 14}$$

- Donde el coeficiente de forma para carga aplicada Y_{Fa} , al ser el número de dientes $Z_v \leq 400$, se calculará como:

$$Y_{Fa} = 38,18 \cdot Z_v^{-1,29} + 2,11 \quad \text{Ec. 14.1}$$

- Coeficiente de conducción Y_ε :

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \left(\frac{0,75}{\varepsilon_\alpha}\right) \text{ Ec. 14.2}$$

- Para el coeficiente de concentración de tensiones, al ser $Z_v \leq 200$:

$$Y_{S\alpha} = 0,96 + 0,54 \cdot \log(Z_v) \text{ Ec. 14.3}$$

- El factor de inclinación Y_β , como en nuestro caso $\beta = 20^\circ < 30^\circ$:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \left(\frac{\beta}{120^\circ}\right) \text{ Ec. 14.4}$$

- El factor de espesor de aro Y_B :

$$S_R = d_1 - 2,5 \cdot m_n - d_{eje} \text{ Ec. 14.5}$$

$$h_t = 2,25 \cdot m_n \text{ Ec. 14.6}$$

$$Y_B = 1 \text{ si } S_R/h_t \geq 1,2 \text{ Ec. 14.7}$$

$$Y_B = 1,6 \cdot \ln\left(2,242 \cdot \frac{h_t}{S_R}\right) \text{ si } 0,5 < S_R/h_t < 1,2 \text{ Ec. 14.8}$$

- El coeficiente de aplicación K_A , sabiendo que la máquina motriz trabaja uniformemente y la máquina arrastrada está expuesta a choques ligeros, de la siguiente tabla hallamos el valor:

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

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

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

Tabla 3.4.4.1.1 Obtención coeficiente de aplicación

- Para calcular el coeficiente dinámico K_v :

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} \quad \text{Ec. 14.8}$$

Donde $K_2 = 0,0087$ al tratarse de dientes helicoidales. Con respecto al coeficiente K_3 , lo hallaremos de la siguiente manera:

- Si $\frac{V \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} \leq 0,2 \frac{m}{s}$ Ec. 14.9 $K_3 = 2$
- Si $\frac{V \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} > 0,2 \frac{m}{s}$ Ec. 14.10 $K_3 = -0,357 \cdot \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} + 2,071$

Por último, conociendo el coeficiente de calidad ($Q_{iso} = 5$) y el tipo de dentado calcularemos el coeficiente K_1 con la siguiente relación:

Q_{ISO}	10	9	8	7	6	5	4	3
K_1 rectos	76,6	52,8	39,1	26,8	14,9	7,5	3,9	2,1
K_1 helicoidales	68,2	47,0	34,8	23,9	13,3	6,7	3,5	1,9

Tabla 3.4.4.1.2 Obtención coeficiente K_1

- Para calcular el coeficiente de distribución de cara longitudinal $K_{F\beta}$:

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F} \quad \text{Ec. 14.11}$$

- Siendo $N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2}$ Ec. 14.12
- Siendo $K_{H\beta} = H_1 + H_2 \cdot b + H_3 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$ Ec. 14.13, sacando las constantes de la siguiente tabla:

Q_{ISO}	Ajuste	Dentados no endurecidos superficialmente			Aceros endurecidos superficialmente / rectific.		
		H_1	H_2	H_3	H_1	H_2	H_3
5	a	1.135	$2.3 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.09	$1.99 \cdot 10^{-4}$	0.26
5	b, c	1.10	$1.15 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.05	$1.0 \cdot 10^{-4}$	0.26
6	a	1.15	$3.0 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.09	$3.3 \cdot 10^{-4}$	0.26
6	b, c	1.11	$1.5 \cdot 10^{-4}$	0.18	1.05	$1.6 \cdot 10^{-4}$	0.26
7	a	1.17	$4.7 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-
7	b, c	1.12	$2.3 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-
8	a	1.23	$6.1 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-
8	b, c	1.15	$3.1 \cdot 10^{-4}$	0.18	-	-	-

Tabla 3.4.4.1.3 Obtención coeficientes H_x

- El coeficiente de distribución de carga transversal $K_{F\alpha}$, al trabajar con un índice de calidad ISO 6 o mejor (5 en nuestro caso), será $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$.
- Por último, calcularemos la tensión normal máxima admisible por el material, S_{FP} :

$$S_{FP} = S_{FL} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rT} \cdot Y_{RrT} \cdot Y_X \quad \text{Ec. 14.14}$$

- Donde S_{FL} es el valor límite a flexión del engranaje para $3 \cdot 10^6$ ciclos, calculándose de la siguiente manera:

$$S_{FL} = A \cdot x + B \text{ Ec. 14.15}$$

Donde “ x ” es la dureza en Brinell HB del material escogido y “ A ” – “ B ” son constantes de dicho material, los cuales sacaremos de la siguiente tabla (estará recogida también en “Anexo Tablas”):

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

Tabla 3.4.4.1.4 Datos normalizados según material engranajes

- El concentrador de tensiones Y_{ST} tomará un valor de 2,1.

- El coeficiente de duración por flexión Y_{NT} toma valores según las condiciones de trabajo. Para situaciones críticas $Y_{NT} = 0,85$. Mientras que para situaciones no críticas como es nuestro caso, $Y_{NT} = 1$.
- Para calcular el coeficiente de sensibilidad de entalla relativo $Y_{\delta rT}$, haremos uso de la siguiente ecuación:

$$Y_{\delta rT} = \frac{1+0,82 \cdot (Y_{Sa}-1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}}{1+0,82 \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}} \quad \text{Ec. 14.16}$$

- Con respecto al coeficiente de rugosidad relativa Y_{RrT} , sabiendo que para aceros templados y revenidos $R_z = 1,4 \mu m$ y conociendo la siguiente fórmula:

$$Y_{RrT} = 1,674 - 0,529 \cdot (R_z + 0,1)^{0,1} \quad \text{Ec. 14.16}$$

- Y por último, para el coeficiente de forma Y_X , sabiendo que los módulos de nuestras etapas será menor a 5, $Y_X = 1$.

Una vez establecidos los coeficientes y realizados los cálculos, verificaremos que el coeficiente de seguridad a flexión sea superior al coeficiente de seguridad por fallo superficial. Esto se debe ya que el fallo por flexión es catastrófico y no da indicios antes de producirse, mientras que antes de producirse el fallo superficial, las vibraciones y ruidos extraños en los engranajes nos avisan de que algo no funciona correctamente.

Por último, se comprobará que el material (y su resistencia) escogido para la fabricación de los engranajes, así como el coeficiente de seguridad son los correctos de manera que:

$$0,25 \cdot d_1 < b \leq 2 \cdot d_1 \quad \text{Ec. 14.17}$$

3.4.4.2 CÁLCULO A PRESIÓN SUPERFICIAL

De igual manera que en el apartado "3.4.4.1", partiremos de una expresión (en este caso la de Hertz), y calcularemos una serie de factores de cálculo a partir de los apuntes de Diseño de Máquinas II: Transmisiones:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad \text{Ec. 15.1}$$

Conocida la expresión para el cálculo del coeficiente de seguridad a fallo superficial:

$$X_H = \left(\frac{S_{HP}}{\sigma_H} \right)^2 \quad \text{Ec. 15.2}$$

Donde S_{HP} es la tensión de contacto máxima admisible por el material, y se calcula como:

$$S_{HP} = S_{HL} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X \quad \text{Ec. 15.2}$$

- Conocida S_{HL} como la tensión de contacto límite del material para $5 \cdot 10^7$ ciclos, la cual dependerá del material seleccionado, y se calculará como:

$$S_{HL} = A \cdot x + B \text{ Ec. 15.3}$$

Donde “ x ” es la dureza en Brinell HB del material escogido y “ A ” – “ B ” son constantes de dicho material, los cuales sacaremos de la siguiente tabla (estará recogida también en “Anexo Tablas – Tabla Tensión Límite Para $5 \cdot 10^7$ Ciclos”):

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

Tabla 3.4.4.2.1 Tabla Tensión Límite Para $5 \cdot 10^7$ Ciclos

- El coeficiente de duración Z_N , como consideramos duración a vida infinita $Z_N = 1$.
- Z_L corresponde al coeficiente de viscosidad del lubricante (que conformará una película de aceite). Tendrá en cuenta la viscosidad a 40°C y se calculará como:

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2} \text{ Ec. 15.4}$$

- El coeficiente de rugosidad Z_R , el cual depende de la rugosidad superficial, se hallará mediante la siguiente ecuación:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z_{10}}}\right)^{C_{ZR}} \text{ Ec. 15.5}$$

$$C_{ZR} = 0,15$$

$$R_{Z_{10}} = R_Z \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_r}} \text{ Ec. 15.5.1}$$

$$\rho_r = \frac{r_1 \cdot r_2 \sin(\alpha_t)}{r_1 + r_2} \text{ Ec. 15.5.2}$$

$$R_Z = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2} \text{ Ec. 15.5.3}$$

- El coeficiente de velocidad Z_V nos permite estudiar el comportamiento de la película de aceite y la velocidad tangencial. Se calculará como:

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{V}}} \text{ Ec. 15.6}$$

- Debido a que hemos decidido que tanto piñón como rueda se fabriquen del mismo material para facilitar trabajos de mantenimiento y optimizar recursos, el coeficiente de dureza $Z_W = 1$.
- Como resultado de emplear la norma ISO 6336, el coeficiente de tamaño $Z_X = 1$.

De la ecuación de Hetz “Ec. 15.1” y el coeficiente a fallo superficial “Ec. 15.2”, despejamos el ancho necesario de los engranajes por presión superficial b_H .

$$b_H = \frac{F_t}{d_1} \cdot \frac{1+i}{i} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot \left(\frac{Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot X_H}{S_{HP}}\right)^2 \text{ Ec. 15.7}$$

- Donde F_t es la fuerza tangencial que aparece en un punto, calculándose como:

$$F_t = \frac{T_{ent}}{\frac{d_1}{2}} \text{ Ec. 15.8}$$

- El coeficiente de geometría Z_H , lo hallaremos mediante la ecuación:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos(\beta)}{\sin(\alpha_t) \cdot \cos(\alpha_t)}} \text{ Ec. 15.9}$$

- El coeficiente de elasticidad Z_E se calculará como:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \text{ Ec. 15.10}$$

- Mediante el coeficiente de conducción Z_ε , podremos estudiar cómo se comportan los dientes y como se distribuye la carga a lo largo de la superficie de contacto (dientes helicoidales). Se calculará de la siguiente manera:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3} \cdot (1-\varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \text{ si } \varepsilon_\beta < 1 \text{ Ec. 15.11}$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \text{ si } \varepsilon_\beta \geq 1 \text{ Ec. 15.12}$$

- El coeficiente de ángulo de hélice Z_β , como su nombre indica, vendrá condicionado por el ángulo de inclinación del diente β . Lo hallaremos mediante la siguiente ecuación:

$$Z_\beta = \frac{1}{\sqrt{\cos(\beta)}} \text{ Ec. 15.12}$$

El resto de los coeficientes han sido calculados en el apartado “3.4.4.1 CÁLCULO A FLEXIÓN”. Una vez hallada la anchura necesaria se comprobará, como ya hemos indicado anteriormente, que el coeficiente de seguridad a flexión es superior al de fallo superficial y este, a su vez, superior al nuestro impuesto. De manera que:

$$X_F \geq X_H \geq X \text{ Ec. 15.13}$$

Del apartado “3.4.2 DIÁMETRO ENGRANAJES SEGÚN MÓDULO” y de las tablas explicadas en éste, “Tabla 3.4.2.2 Cuadro-resumen módulos 1º” y “Tabla 3.4.2.3 Cuadro-resumen módulos 2º etapa”, seleccionaremos los módulos disponibles. Cabe destacar que a medida que aumentamos el módulo, la resistencia del engranaje será mayor, pero de igual manera el tamaño de la rueda también aumentará, por lo que los costes de fabricación serán mayores.

Con los datos, fórmulas y coeficientes expuestos en apartados anteriores y, con ayuda de la hoja Excel proporcionada por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (D.I.M.M.), podremos estimar el ancho de los engranajes.

Se han probado diferentes materiales de fabricación para realizar los cálculos y estimar el ancho de engranaje necesario para cada etapa. En concreto, aceros no aleados templados y revenidos (de tipo C25 y C35) y aceros aleados templados y revenidos (de tipo 20MnCr5 y 34CrMo4). Finalmente, los aceros aleados templados y revenidos se han descartado ya que, debido a sus elevados valores de dureza superficial, el ancho de engranaje para la primera etapa queda muy al límite del valor mínimo. Por lo que el material escogido para las dos etapas de nuestro reductor será:

MATERIAL	DENOMINACIÓN	RESISTENCIA A TRACCIÓN Su (MPa)	TENSIÓN A FLUENCIA Sy (MPa)	DUREZA SUPERFICIAL (HB)
Acero no aleado forjado, templado y revenido	C35	600	430	212

Tabla 3.4.4.2.2 Material y características engranajes.

Para la primera etapa obtendremos:

Datos generales X 1.25 Pot 3700 W l 7,9444444 $\omega_{\text{piñón}}$ 1410 rpm 147,65 rad/s m_n 2,5 mm β 20° 0,3491 rad α_n 20° 0,3491 rad d_1 47,888 mm $d(n)$ d_1		Geometría dentado α_1 21,17° 0,3695 rad β 18,75° 0,3272 rad m_2 2,66 b_{2d} 47,888 mm h_1 5,625 mm altura diente h_2 2,8 mm h chavetero cubo S_R 8,02 mm S_R/h_1 1,43		Resultados eje por Torsión G 8,20E+10 N/m ² T 25,06 N·m 1,5 18,6 mm 1° en 20-d 15,3 mm d 18,6 mm d_1 45,4 mm estimado			
Datos eje E eje 2,10E+11 N/m ² ν eje 0,28 θ/L_{max} 1,5 °/m 0,0262 rad/m d eje 20 mm		Datos generales Z ₁ 18 dientes d_1 real 47,89 mm Z ₂ 143 dientes d_2 real 380,44 mm Z _{1v} 21,69 dientes Dc 214,17 mm Z _{2v} 172,34 dientes Par (T) 25,06 N/m F _{ang} 1046,54 N Vz _{1/100R} 0,631 m/s V _{ang} 3,54 m/s i real= 7,9444		Interferencia dentado helicoidal Z _{1min} 14,41			
Datos Engranajes N° Material piñón = 5 Ac. no aleado templado y revenido E1 2,06E+05 N/mm ² ν_1 0,3 N° Material rueda = 5 Ac. no aleado templado y revenido E2 2,06E+05 N/mm ² ν_2 0,3 min max HB _{r1} 212 O.K. 115 215 HB _{r2} 212 O.K. 115 215 S _{HL1} 556,1 N/mm ² S _{HL2} 556,1 N/mm ² S _{FL1} 213,9 N/mm ² S _{FL2} 213,9 N/mm ² Sy1 4,30E+02 N/mm ² Sy2 4,30E+02 N/mm ² ν_{40} 680 mm ² /s Qiso 5 K _f r 7,5 K _f h 6,7 Rz1 1,4 μm Rz2 1,4 μm Rz 1,4 μm K _a 1,25		Coef. a fallo superficial Z ₁ 2,37 Z _r 189,81 (N/mm ²) ^{0,25} Z _r 1,03 15		Coefficientes de tensión a flexión Y _{Fa1} 2,83 Y _{Fa2} 2,16 Y _{Sa} 1,65 Y _{Sa2} 2,16 Y _{Sr} 0,70 Y _{Sr2} 2,17 Y _{Sa1} 1,88 Y _{Sa2} 2,17 Y _a 1,00		Coef. de funcionamiento K _{F1} 0,0193 K _{Fh} 0,0087 K _S 1,85 K _{H1} 1,00 K _{H2} 1,00	
Datos para K_{ip} Ajuste b,c H1 1,100 H2 1,15E-04 H3 0,180		Cálculos previos material p _F 7,7 Rz ₁₁ 3,00 1,31 Ca ₁ 0,83 Ca ₂ 0,83 Cz _{v1} 0,85 Cz _{v2} 0,85 Ca _{r1} 0,15 Ca _{r2} 0,15 R ₁₀ 1,53		Material a fallo superficial Z ₁ 1,000 Z _{1v} 1,178 Z _{2v} 1,178 Z _{1r} 0,946 Z _{2r} 0,946 Z _{1v} 1,106 Z _{2v} 1,106 Z _{1r} 1,152 Z _{2r} 1,152 S _{H1} 685,59 S _{H2} 685,59 N/mm ² S _{RP1} 425,36 N/mm ² S _{RP2} 527,91 N/mm ² b ₁ = 17,6340 Z _r ² K _{ip} ν_1 mm PÍÑÓN		Material a flexión Y _{WT} 1,000 Y _{ST} 2,100 Y _{RT1} 0,000 0,864 Y _{RT2} 0,000 1,072 Y _{RT1} 1,097 Y _{RT2} 1,097 Y _{X1} 1,000 Y _{X2} 1,000 S _{RP1} 425,36 N/mm ² S _{RP2} 527,91 N/mm ² b ₁ = 14,50 O.K. PÍÑÓN	
Otros coeficientes Coef Y _{AT} A1 0 A2 0 B1 0 B2 0 Coef Y _{AT} Ref1 1,12 Ref2 1,12 A1 1,674 A2 1,674 B1 -0,529 B2 -0,529 exp1 0,1 exp2 0,1 Coef Y _X A1 1,03 A2 1,03 B1 -0,006 B2 -0,006 Cte1 0,85 Cte2 0,85		Anchura a fallo superficial b ₁ b_p Z _r K _{ip} K _a F ₁ /b K _{va} K _{vβ} K _v b ₁ 47,89 2,09 0,78 1,296 27,32 1,110 1,088 1,088 14,93 14,93 0,65 0,82 1,119 87,59 1,110 1,088 1,096 14,43 14,43 0,63 0,82 1,118 90,63 1,110 1,088 1,096 14,51 14,51 0,63 0,82 1,118 90,17 1,110 1,088 1,096 14,50 14,50 0,63 0,82 1,118 90,23 1,110 1,088 1,096 14,50 14,50 0,63 0,82 1,118 90,22 1,110 1,088 1,096 14,50 14,50 0,63 0,82 1,118 90,23 1,110 1,088 1,096 14,50 14,50 0,63 0,82 1,118 90,23 1,110 1,088 1,096 14,50 14,50 0,63 0,82 1,118 90,23 1,110 1,088 1,096 14,50		Coefficiente de seguridad a flexión X _{OVERALL} = 1,25 N _e K _{ip} Y _p σ_p piñón σ_r rueda X _F 0,6500 1,075 0,89 127,59 N/mm ² 125,47 N/mm ² 3,33 O.K. X _F 3,33 X _F 4,21 d ₁ 47,9 mm b _{min} 12,0 mm b _{max} 95,8 mm b ₁ = 15 mm			

Imagen 1. Dimensionado engranajes 1º etapa.

Segunda Etapa				
Parámetro	Nomenclatura	Piñón	Rueda	Unidades
Relación de Transmisión	i	7,6111		-
Velocidad	ω	177,483	23,319	rpm
Par	T	199,08	1515,218	Nm
Módulo normal	m_n	4		-
Diámetro primitivo	d	76,62	583,17	mm
Ancho	b	42		mm
Dientes	z	18	137	-
Material	-	Ac. No aleado templado y revenido		-

Tabla 3.4.4.2.4 Cuadro resumen características primera etapa.

3.5 COMPROBACIÓN LUBRICANTE SELECCIONADO MEDIANTE EL MÉTODO UNITED

Mediante el método United comprobaremos si el lubricante elegido previo al cálculo del ancho es correcto. Nos ayudará a estudiar la viscosidad de lubricante adecuada para una pareja de engranajes y una temperatura de trabajo de 38°C. Si la viscosidad calculada por este método es inferior a la escogida previamente, el lubricante propuesto será correcto. Se calculará como:

$$\log(v_{38}) = -0,028 \cdot \left(\log \frac{K}{V_t} \cdot K_A\right)^3 - 0,025 \cdot \left(\log \frac{K}{V_t} \cdot K_A\right)^2 + 0,460 \cdot \left(\log \frac{K}{V_t} \cdot K_A\right) + 2,593 \quad \text{Ec. 16.1}$$

Donde V_t es la velocidad tangencial obtenida de las etapas y K se calculará como:

$$K = \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i} \quad \text{Ec. 16.2}$$

Conociendo los datos necesarios de cada etapa para realizar los cálculos:

	V_t (m/s)	F_t (N)	b (mm)	d_1 (mm)	i	K_A
Etapa 1	3,54	1046,54	15	47,888	7,9444	1,25
Etapa 2	0,71	5196,38	42	76,6208	7,6111	1,25

Tabla 3.5.1 Datos de cálculo – Método United.

Haciendo uso de las ecuaciones “Ec. 16.1” y “Ec. 16.2” y los datos expuestos, obtenemos:

	K	v_{38} (mm/s ²)
Etapa 1	1,640	303,998
Etapa 2	1,827	655,080

Tabla 3.5.2 Resultados cálculo – Método United.

Observando los resultados, obtenemos que la segunda etapa es la más restrictiva en cuanto a la viscosidad necesaria del lubricante, necesitando un aceite de 655 cSt (mm/s²) a 38 °C. Según los resultados obtenidos, el aceite elegido ISO – VG 680 es el correcto.

3.6 DISEÑO CHAVETAS Y CHAVETEROS

Una chaveta es un elemento mecánico que sirve para unir un eje con otro elemento de máquina (en nuestro caso engranajes), siendo solidarios entre sí para transmitir potencia y evitar que se produzcan deslizamientos. Además, puede considerarse un elemento de “seguridad”, ya que en caso de fallo deberá fallar antes que el eje o el engranaje, siendo un fallo en estos elementos fatal para nuestro reductor.

Usaremos las siguientes ecuaciones para dimensionar chavetas y chaveteros, teniendo en cuenta que un incorrecto dimensionado podría dificultar el correcto funcionamiento de los engranajes o que incluso sean incapaces de soportar las sollicitaciones a las que estarán expuestos:

$$L_{chavetero} = L_{chaveta} + b_{chaveta} \quad \text{Ec. 17.1}$$

$$L_{chaveta} = 1,25 \cdot d_{eje} \quad \text{Ec. 17.2}$$

El material elegido para la fabricación de las chavetas es acero CK-25, con límite de fluencia 230 MPa, límite a rotura de 440 MPa y dureza Brinell 340-440.

3.6.1 CHAVETAS EN EL EJE DE ENTRADA

El eje de entrada estará formado por dos chavetas y dos chaveteros. La primera chaveta será la encargada de recibir y transmitir a lo largo del eje la fuerza recibida por el motor eléctrico. Por otra parte, la segunda chaveta será la encargada de transmitir la fuerza a la primera etapa.

En el eje de entrada, $d_{eje} = 20 \text{ mm}$, por lo que:

$$L_{chaveta} = 1,25 \cdot 20 = 25 \text{ mm}$$

Y según la “Tabla 3.3.1 Chavetas estandarizadas por UNE 17102-1:1967”, una sección de 6x6 mm.

Para dimensionar el chavetero, conociendo “Ec. 17.1” y los datos pertinentes:

$$L_{chavetero} = 25 + 6 = 31 \text{ mm}$$

De igual manera que con las chavetas, de la tabla se obtiene una profundidad en el eje de 3,5 mm y 2,8 mm de profundidad en el cubo.

3.6.2 CHAVETAS EN EL EJE INTERMEDIO

El eje intermedio estará formado por dos chavetas y dos chaveteros. La primera chaveta será la encargada de recibir y transmitir a lo largo del eje la fuerza recibida por la primera etapa. Por otra parte, la segunda chaveta será la encargada de transmitir la fuerza a la segunda etapa.

En el eje intermedio, $d_{eje} = 35 \text{ mm}$, por lo que:

$$L_{chaveta} = 1,25 \cdot 35 = 43,75 \text{ mm, normalizado } 45 \text{ mm}$$

Y según la “Tabla 3.3.1 Chavetas estandarizadas por UNE 17102-1:1967”, una sección de 10x8 mm.

Para dimensionar el chavetero, conociendo “Ec. 17.1” y los datos pertinentes:

$$L_{chavetero} = 45 + 10 = 55 \text{ mm}$$

De igual manera que con las chavetas, de la tabla se obtiene una profundidad en el eje de 5 mm y 3,3 mm de profundidad en el cubo.

3.6.3 CHAVETAS EN EL EJE DE SALIDA

El eje de salida estará formado por dos chavetas y dos chaveteros. La primera chaveta será la encargada de recibir y transmitir a lo largo del eje la fuerza recibida por la segunda etapa. Por otra parte, la segunda chaveta será la encargada de transmitir la fuerza a la salida.

En el eje de salida, $d_{eje} = 65 \text{ mm}$, por lo que:

$$L_{chaveta} = 1,25 \cdot 65 = 81,25 \text{ mm, normalizado } 85 \text{ mm}$$

Y según la “Tabla 3.3.1 Chavetas estandarizadas por UNE 17102-1:1967”, una sección de 18x11 mm.

Para dimensionar el chavetero, conociendo “Ec. 17.1” y los datos pertinentes:

$$L_{chavetero} = 85 + 18 = 103 \text{ mm}$$

De igual manera que con las chavetas, de la tabla se obtiene una profundidad en el eje de 7 mm y 4,4 mm de profundidad en el cubo.

Como resumen del dimensionado de las chavetas obtenemos:

Chavetas		Cantidad
Eje de Entrada	Chaveta paralela tipo B 6x6x25	2
Eje Intermedio	Chaveta paralela tipo B 10x8x45	2
Eje de Salida	Chaveta paralela tipo B 18x11x85	2

Tabla 3.6. Cuadro-resumen dimensionado chavetas.

4. DISEÑO Y CÁLCULO DE LOS EJES

En el siguiente apartado se estudiará las dimensiones y secciones más críticas de los ejes que conforman nuestro reductor. Serán tres los métodos de estudio: Diseño a deflexión lateral, Diseño a fatiga y Diseño a rigidez torsional. El tercer método ha sido analizado previamente en el apartado “3.2 DISEÑO TAMAÑO MÍNIMO DE LOS EJES MEDIANTE EL MÉTODO DE RIGIDEZ TORSIONAL”, por lo que estudiaremos los métodos restantes.

4.1 SELECCIÓN MATERIAL EJES

Para elegir el material de fabricación de los ejes deberemos tener en cuenta, en primer lugar, que estos estarán sometidos a esfuerzos mayores que los engranajes. Como consecuencia, elegiremos un material con mayor resistencia. En este caso, se ha elegido acero de cementación con denominación 20MnCr5 de características según norma "UNE 36011-12":

Acero 20MnCr5			
Módulo elástico	E	2,10E+11	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	ν	0,28	-
Densidad	ρ	7800	kg/m ³
Límite elástico	S_y	1100	MPa
Límite de rotura	S_u	750	MPa
Dureza Brinell	HB _r	800	-
Límite de resistencia normal	S_{FL}	461	MPa
Tensión de contacto	S_{HL}	1500	MPa

Tabla 4.1. Características mecánicas material fabricación ejes.

4.2 DISEÑO A FATIGA

En este apartado estudiaremos las reacciones y sollicitaciones en las diferentes secciones de los ejes. Tras hallar las secciones más desfavorables, estudiaremos si el diámetro mínimo cumple con el establecido anteriormente mediante el método de rigidez torsional, y si cumple con el coeficiente de seguridad. Este diámetro mínimo se hallará mediante la ecuación de Soderberg:

$$d^3 = \frac{32 \cdot X}{\pi \cdot S_y} \cdot \sqrt{\left(M_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot M_a\right)^2 + \left(\tau_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot \tau_a\right)^2} \quad \text{Ec. 18}$$

Cabe destacar que el momento flector medio y el momento torsor alternante son nulos debido a que el eje está sometido a tensión rotativa, por lo que podremos simplificar la ecuación, quedando:

$$d^3 = \frac{32 \cdot X}{\pi \cdot S_y} \cdot \sqrt{\left(\frac{S_y}{S_e} \cdot M_a\right)^2 + (\tau_m)^2} \quad \text{Ec. 19}$$

Los términos que conforman la ecuación son:

- d: diámetro mínimo de la sección a fatiga.
- X: coeficiente de seguridad a fallo por fatiga.
- S_y : límite elástico (fluencia).
- S_e : límite de fatiga. Se calculará con la ecuación "Ec. 20", expuesta a continuación.
- M_a : momento flector alternante.
- τ_m : momento torsor medio.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot \frac{S_{te}}{K_f} \quad \text{Ec. 20}$$

- Donde K_a se conoce como factor de superficie. Vendrá definida por el límite de rotura del material de fabricación y unos coeficientes que dependerán del acabado superficial de la pieza. Ecuación y coeficientes a continuación:

$$K_a = a \cdot S_u^b \quad \text{Ec. 20.1}$$

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 4.2.1. Coeficientes $a - b$ según acabado superficial para aceros.

En nuestro caso, los ejes se mecanizarán a partir de un tocho del material elegido, por lo que los coeficientes $a - b$ serán los correspondientes al acabado superficial de "Mecanizado o laminado en frío".

- El factor de tamaño K_b , dependerá del tamaño de los ejes y se estimará de la siguiente manera:

- Si $2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$ entonces $K_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107}$ Ec. 20.2

- Si $51 < d \leq 254 \text{ mm}$ entonces $K_b = 0,859 - 0,000837 \cdot d$ Ec. 20.3

En nuestro caso, teniendo en cuenta los diámetros calculados por rigidez torsional, quedaría como:

	Diámetro inicial (mm)	$2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$	$51 < d \leq 254 \text{ mm}$
Eje de Entrada	20	0,901901216	-
Eje Intermedio	35	0,849481453	-
Eje de Salida	65	-	0,804595

Tabla 4.2.2. Coeficiente de tamaño K_b según diámetro.

- El factor de carga K_c , nuestro elemento estará sometido a una carga a flexión por lo que $K_c = 1$.
- Es importante tener en cuenta el factor de temperatura K_d , ya que dependiendo de la temperatura de funcionamiento los ejes estarán expuestos a diferentes fallos. En caso de que la temperatura sea baja, la fractura frágil es una posibilidad. Mientras que, si la temperatura de funcionamiento es elevada, la probabilidad de fallo por fluencia es elevada:

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

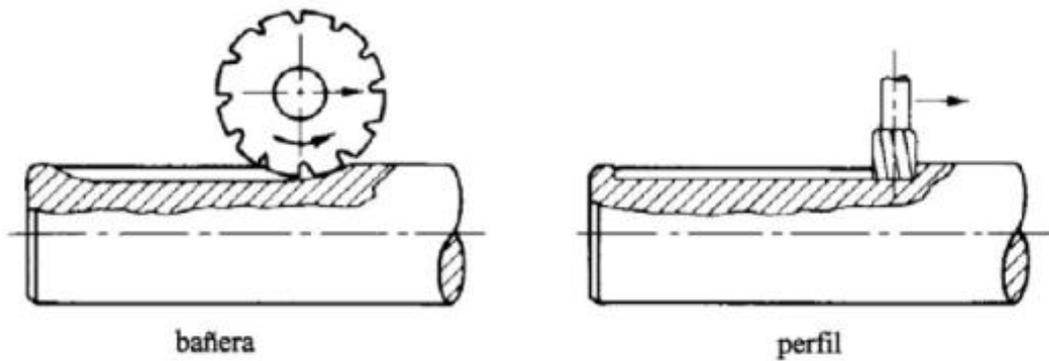
Tabla 4.2.3. Factor de temperatura K_d para aceros.

- El factor de confiabilidad K_e es necesario destacarlo cuando el componente a diseñar es crítico y para una vida superior a 10^6 ciclos. Se recomienda que no esté por debajo del 95%. Según ensayos de fatiga sobre aceros, el factor de corrección se puede distribuir como:

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

Tabla 4.2.4. Factor de confiabilidad K_e para aceros.

- El concentrador de tensiones K_f , se aplicará en los cambios de secciones y chaveteros. Según el tipo de sección:
 - Para las entallas/ranuras a lo largo del eje $K_f = 2,2$.
 - Para los chaveteros, teniendo en cuenta la dureza superficial del material de los ejes y el tipo de chavetero, se tiene:



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

Tabla 4.2.5. Concentrador de tensiones K_f según material y sección chavetero.

- En los cambios de sección aparece el término de factor de sensibilidad a la entalla estudiada "q", que se define como:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}} \text{ Ec. 20.4}$$

Donde ρ es el radio de la entalla, y α depende del material de fabricación de los ejes y se calculará, para aceros con $S_u \geq 550$ MPa, como:

$$\alpha = 0,025 \cdot \left(\frac{2070}{S_u}\right)^{1,8} = 0,025 \cdot \left(\frac{2070}{1100}\right)^{1,8} = 0,078 \text{ mm Ec. 20.5}$$

Y el concentrador de tensiones se calculará en estos casos como:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \text{ Ec. 20.6}$$

Otros concentradores que no está de más destacar, aunque en nuestro caso no vayan a cobrar importancia, son:

- Concentradores de tensión introducidos por cambios de geometría en el elemento a estudiar debido a soldadura, que puede generar microestructuras no tenidas en cuenta como poros y demás. Usualmente queda reducida la resistencia a fatiga, por lo que no es recomendable.
- La resistencia a fatiga también puede verse reducida debido a la aparición de grietas por un ambiente químico hostil y corrosión. En nuestro caso, los ejes trabajarán en un ambiente controlado y lubricados correctamente.

- Otro efecto que puede disminuir la vida de nuestros elementos es el conocido como efecto Creep, que está asociado a altas temperaturas y cargas cíclicas. En nuestro caso, no se contempla la aparición de este efecto debido a que las condiciones de trabajo no alcanzarán esas elevadas temperaturas.
 - Se montarán rodamientos (expuesto más adelante) mediante ajuste sobre los ejes, lo que podría favorecer el fenómeno de Fretting-fatiga (movimiento ocasionado por pequeños movimientos de los elementos unidos mediante ajuste). Aunque en nuestro caso no se tendrá en cuenta debido a que en los puntos donde se montarán estos rodamientos no existen solicitaciones debidas a momentos flectores.
- El último elemento de la “Ec. 20” es el límite a fatiga S'_e , que se calculará como:

$$\text{Si } S_u \leq 1400 \text{ MPa, entonces } S'_e = 0,5 \cdot S_u \text{ Ec. 20.7}$$

$$\text{Si } S_u > 1400 \text{ MPa, entonces } S'_e = 700 \text{ MPa Ec. 20.8}$$

4.3 DISEÑO A DEFLEXIÓN LATERAL

La rigidez lateral es una característica de los ejes muy a tener en cuenta ya que, una rigidez que no llegase al mínimo necesario sumada a grandes flexiones debidas a las cargas podría ocasionar deformaciones laterales excesivas. Todo esto daría lugar como consecuencia a la reducción de la vida de los ejes y a un mal funcionamiento de estos, los engranajes y del grupo en general.

Es necesario añadir que un mal análisis de las diferentes secciones de los ejes podría generar un juego entre eje y engranaje, derivando en un mal contacto entre dientes y, por tanto, aumentando las cargas por impacto.

Para el análisis se tomará para criterio y valores de referencia los siguientes proporcionados por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales:

- En ejes que trabajen con engranajes cilíndricos de dientes rectos se recomienda que la separación no supere en 0,01 veces el módulo medido en milímetros. Mientras que, para ejes que trabajen con engranajes cilíndricos con dentado helicoidal, dicha separación no supere en 0,005 veces el módulo medido en milímetros.
- Para árboles de transmisión, la deflexión lateral sufrida deberá ser menor a 1 mm/m.
- Según el tipo de rodamiento utilizado, la pendiente deberá ser menor de:

- Rodamientos de rodillos cilíndricos $\rightarrow 0,001 \text{ rad.}$
- Rodamientos rígidos de bolas $\rightarrow 0,002 \text{ rad.}$
- Rodamientos de rodillos cónicos $\rightarrow 0,0008 \text{ rad.}$

Al tratarse los engranajes de dentado helicoidal, se transmitirán cargas en dos planos diferentes. Debido a esto, para obtener las deformaciones en valor absoluto, se realizará la suma cuadrática de los valores obtenidos de los planos yx e yz .

Con ayuda de la hoja Excel proporcionada por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (D.I.M.M.), se introducirá las características del material utilizado en los ejes, los valores geométricos de las diferentes secciones de estos y los esfuerzos a los que se encuentran sometidos.

4.4 CONSIDERACIONES PREVIAS A LOS CÁLCULOS

Previo a comenzar con el cálculo de los esfuerzos y los coeficientes de seguridad es necesario escoger la disposición que adoptarán nuestros ejes, así como las dimensiones de estos. A partir de tener estos conceptos definidos, realizaremos los cálculos siguiendo dos hipótesis dependientes del sentido de giro, horario/antihorario. Se adoptará la siguiente disposición para los ejes:

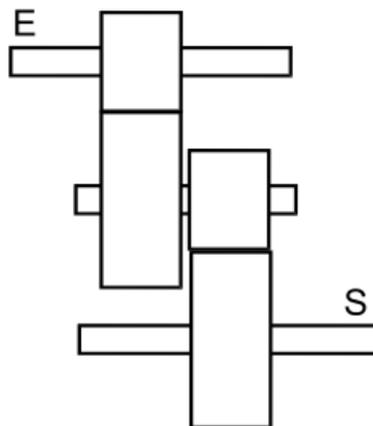


Imagen 3. Disposición de los ejes del reductor.

Al no tratarse nuestros ejes de sección constante, la sección más crítica de estos no siempre coincidirá con la sección donde el momento flector sea mayor. Esto es debido a diversos factores, como los cambios de diámetro o los concentradores de tensiones dependiendo de la geometría. Otro criterio importante de mencionar con respecto al diseño de los ejes es que se diseñarán con un extremo libre y otro fijo, con el fin de evitar un sobredimensionado.

Con respecto a las fuerzas que se generan en los engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, resultará necesario conocer ciertas características de éstos para poder realizar los cálculos. Estos son:

- Ángulo de inclinación de la hélice.
- Ángulo de presión en el plano.
- Diámetro primitivo de las ruedas.

Al trabajar los engranajes bajo un par torsor, la fuerza generada estará compuesta por tres componentes, que quedan representados como:

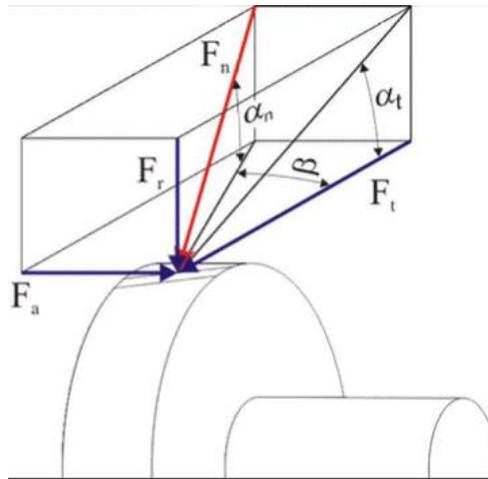


Imagen 4. Fuerzas generadas en el engranaje debido al par de entrada.

Las fuerzas mencionadas se calcularán mediante las siguientes ecuaciones:

- Fuerza tangencial: $F_t = \frac{T}{d/2}$ Ec. 21.1
- Fuerza radial: $F_r = F_t \cdot \tan \alpha_t$ Ec. 21.2
- Fuerza axial: $F_a = F_t \cdot \tan \beta$ Ec. 21.3

A estas fuerzas que aparecen en los engranajes hay que sumarles las fuerzas radiales que generan las máquinas arrastrada y motriz, y deberemos analizar el escenario más desfavorable de sentido de giro. Estas fuerzas radiales se calcularán como:

$$F_r = \frac{T}{2 \cdot d} \text{ Ec. 21.4}$$

4.5 EJE DE ENTRADA

4.5.1 FUERZAS ACTUANTES

Con respecto al eje de entrada, aparecen diferentes fuerzas que actuará en diferentes secciones a lo largo del mismo. En primer lugar, aparece la fuerza radial, introducida por la máquina motriz y transmitida al eje a través de la primera chaveta (la cual está definida en la sección 2 de la propuesta inicial de dimensionado del eje, que expondremos a continuación). Hallaremos el valor de esta fuerza a partir de la ecuación "Ec. 21.4":

$$F_r = \frac{T}{2 \cdot d} = \frac{25,06}{2 \cdot (20 \cdot 10^{-3})} = \pm 626,5 \text{ N}$$

En segundo lugar, deberemos calcular las fuerzas (y sus componentes) que aparecen en el primer engranaje, el piñón de la primera etapa, siguiente sección crítica. Cabe añadir

que se trata de un engranaje conductor. Haremos uso de las ecuaciones “Ec. 21.1”, “Ec. 21.2” y “Ec. 21.3”:

- $F_{tp1} = \frac{T}{d_{\text{piñón1}}/2} = \frac{25,06}{(47,89 \cdot 10^{-3})/2} = 1046,565 \text{ N}$
- $F_{rp1} = F_t \cdot \tan \alpha_t = 1046,565 \cdot \tan 21,17 = 405,306 \text{ N}$
- $F_{ap1} = F_t \cdot \tan \beta = 1046,565 \cdot \tan 20 = 380,919 \text{ N}$

Por último, deberemos calcular los esfuerzos soportados por el eje en la sección de la segunda chaveta, siguiendo la siguiente ecuación:

$$M_{Fa} = \frac{d_{p1}}{2} \cdot F_{ap1} \text{ Ec. 21.5}$$

$$M_{Fa} = \frac{47,89 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (-380,919) = 9,121 \text{ Nm}$$

Finalmente, la disposición inicial propuesta para el eje de entrada sería la siguiente:

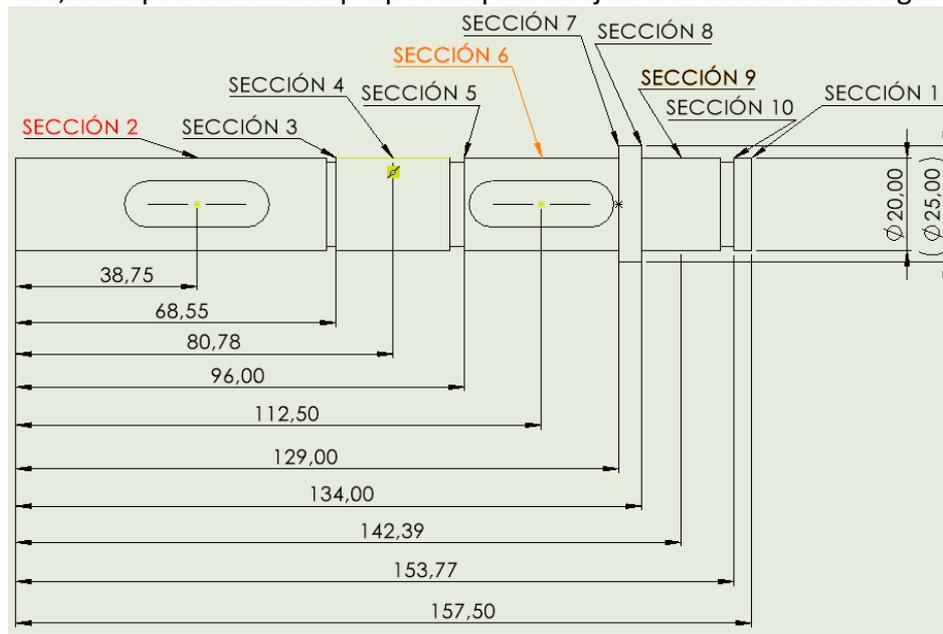


Imagen 5. Disposición y dimensionado del eje de entrada.

4.5.2 DEFLEXIÓN LATERAL EJE DE ENTRADA

En este apartado deberemos analizar cuatro escenarios, con el fin de averiguar el más desfavorable. De estos cuatro escenarios, dos dependerán del sentido de la fuerza externa introducida por el motor eléctrico. Los otros dos escenarios de estudio serán debidos al sentido de giro. Como hemos mencionado anteriormente, con el fin de agilizar los cálculos, el resultado de las deformaciones y momentos en los ejes utilizaremos un archivo Excel proporcionado por el D.I.M.M.

Calcularemos, en primer lugar, la deflexión lateral ocasionada por las fuerzas de plano horizontal (la fuerza radial y momento flector que ocasiona la fuerza axial) y la

ocasionada por las fuerzas del plano vertical (fuerza tangencial). Esto con el fin de hallar el caso más crítico y saber dónde incluir la fuerza exterior.

● PLANO HORIZONTAL, SENTIDO DE GIRO HORARIO:

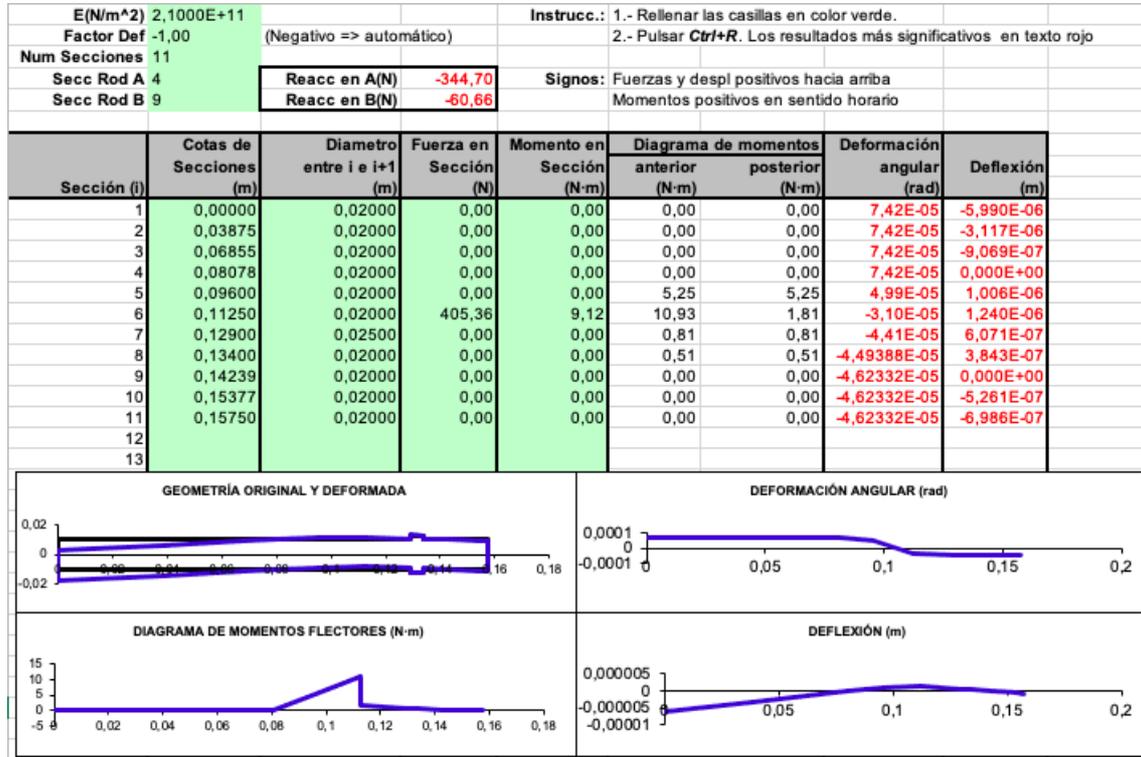


Imagen 6. Solicitaciones en el eje de entrada para plano horizontal y sentido de giro horario.

● PLANO VERTICAL, SENTIDO DE GIRO HORARIO:

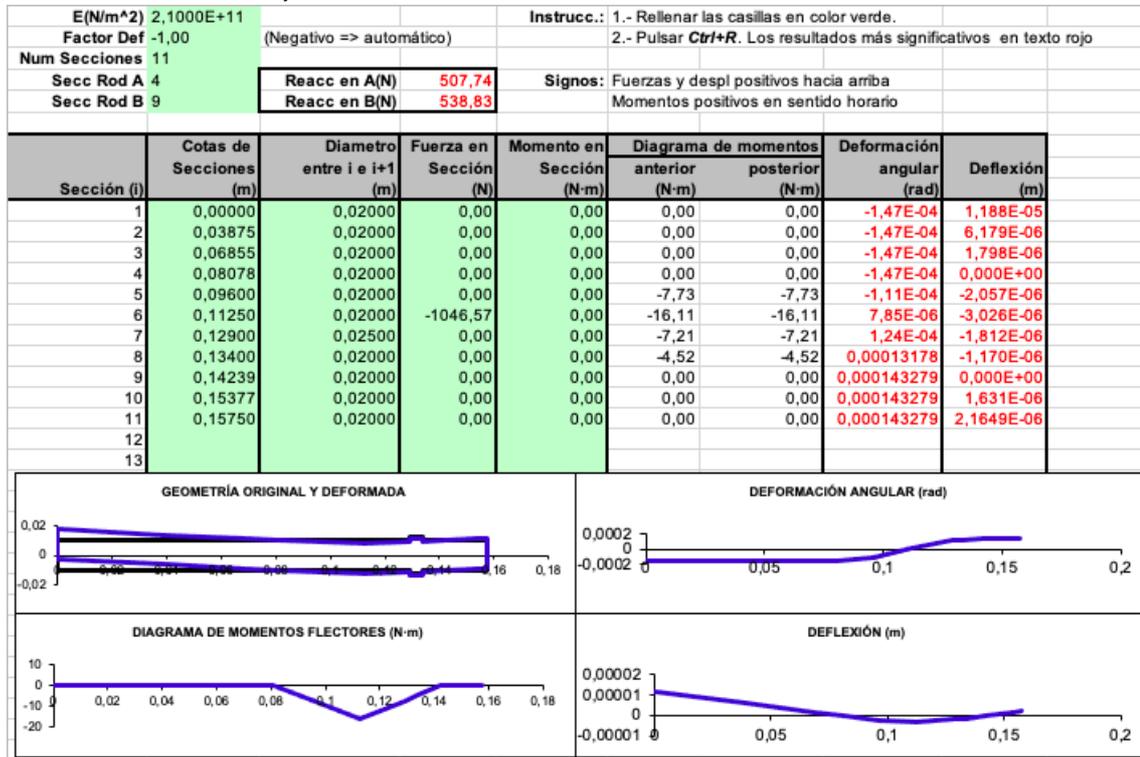


Imagen 7. Solicitaciones en el eje de entrada para plano vertical y sentido de giro horario.

Analizando los dos escenarios y observando los valores que adoptan los momentos flectores, podemos afirmar que el escenario más crítico es el plano vertical. Por esta razón, estudiaremos este plano añadiendo el valor de la fuerza exterior.

● PLANO VERTICAL, SENTIDO DE GIRO HORARIO Y F_{EXT} POSITIVA:

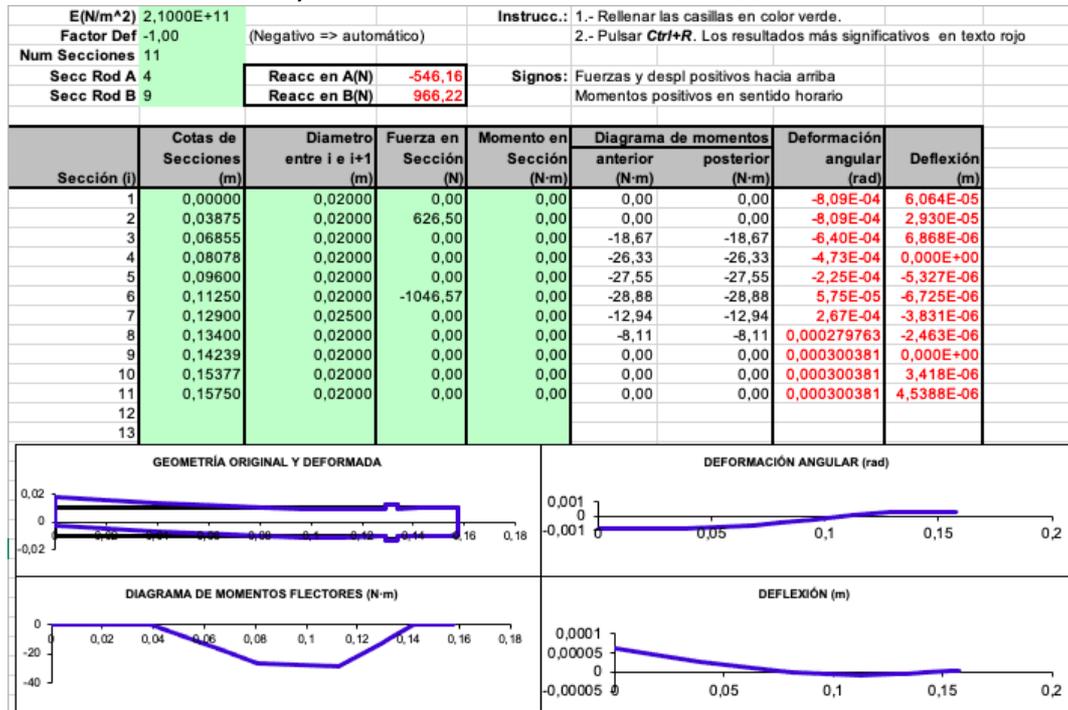


Imagen 8. Solicitaciones en el eje de entrada para plano vertical, sentido de giro horario-fuerza exterior positiva.

● PLANO VERTICAL, SENTIDO DE GIRO HORARIO Y F_{EXT} NEGATIVA:

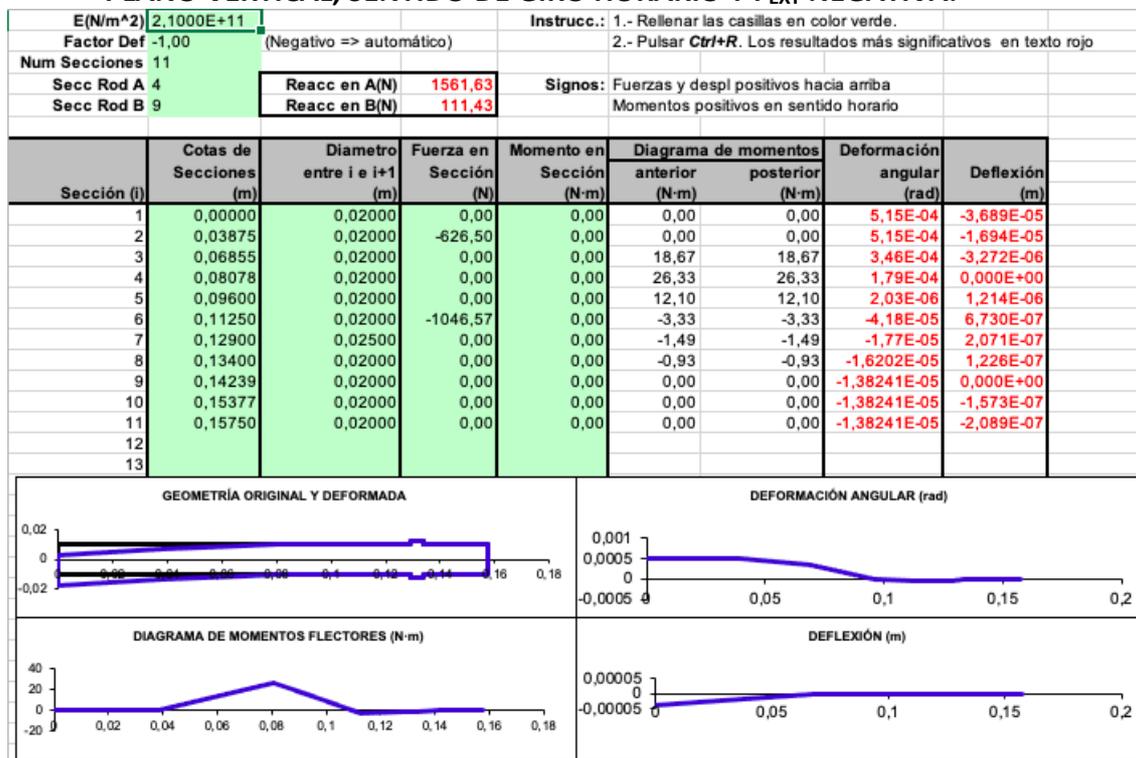


Imagen 9. Solicitaciones en el eje de entrada para plano vertical, sentido de giro horario-fuerza exterior negativa.

Combinando ambos planos, con fuerza exterior en sentido negativo y sentido de giro horario, obtenemos el siguiente conjunto de esfuerzos en el eje de entrada:

Reacc en A(N)		1599,22	Reacc en B(N)		126,88
Cotas de Secciones		Diagrama de momentos		Deformación	
		anterior	posterior	angular	Deflexión
Sección (l)	(m)	(N·m)	(N·m)	(rad)	(m)
1	0,00000	0,00	0,00	5,20E-04	3,74E-05
(F ext) 2	0,03875	0,00	0,00	5,20E-04	1,72E-05
3	0,06855	18,67	18,67	3,54E-04	3,39E-06
(Rod A) 4	0,08078	26,85	26,85	1,94E-04	0,00E+00
5	0,09600	16,31	12,23	5,00E-05	1,58E-06
(Piñon 1) 6	0,11250	3,43	3,43	5,21E-05	1,41E-06
7	0,12900	1,58	1,58	4,75E-05	6,41E-07
8	0,13400	0,93	0,93	4,78E-05	4,03E-07
(Rod B) 9	0,14239	0,00	0,00	4,83E-05	0,00E+00
10	0,15377	0,00	0,00	4,83E-05	5,49E-07
11	0,15750	0,00	0,00	4,83E-05	7,29E-07

Imagen 10. Combinación horizontal-vertical sentido de giro horario-fuerza exterior negativa.

Combinando ambos planos, con fuerza exterior en sentido positivo y sentido de giro horario, obtenemos el siguiente conjunto de esfuerzos en el eje de entrada:

Reacc en A(N)		645,83	Reacc en B(N)		968,12
Cotas de Secciones		Diagrama de momentos		Deformación	
		anterior	posterior	angular	Deflexión
Sección (l)	(m)	(N·m)	(N·m)	(rad)	(m)
1	0,00000	0,00	0,00	8,12E-04	6,09E-05
(F ext) 2	0,03875	0,00	0,00	8,12E-04	2,95E-05
3	0,06855	18,67	18,67	6,45E-04	6,93E-06
(Rod A) 4	0,08078	26,33	26,33	4,79E-04	0,00E+00
5	0,09600	28,05	28,05	2,30E-04	5,42E-06
(Piñon 1) 6	0,11250	30,88	28,94	6,53E-05	6,84E-06
7	0,12900	12,96	12,96	2,70E-04	3,88E-06
8	0,13400	8,12	8,12	2,83E-04	2,49E-06
(Rod B) 9	0,14239	0,00	0,00	3,04E-04	0,00E+00
10	0,15377	0,00	0,00	3,04E-04	3,46E-06
11	0,15750	0,00	0,00	3,04E-04	4,59E-06

Imagen 11. Combinación horizontal-vertical sentido de giro horario-fuerza exterior positiva.

A continuación, se repetirá el mismo proceso de cálculo pero, en este caso, variando el sentido de giro:

● PLANO HORIZONTAL, SENTIDO DE GIRO ANTIHORARIO:

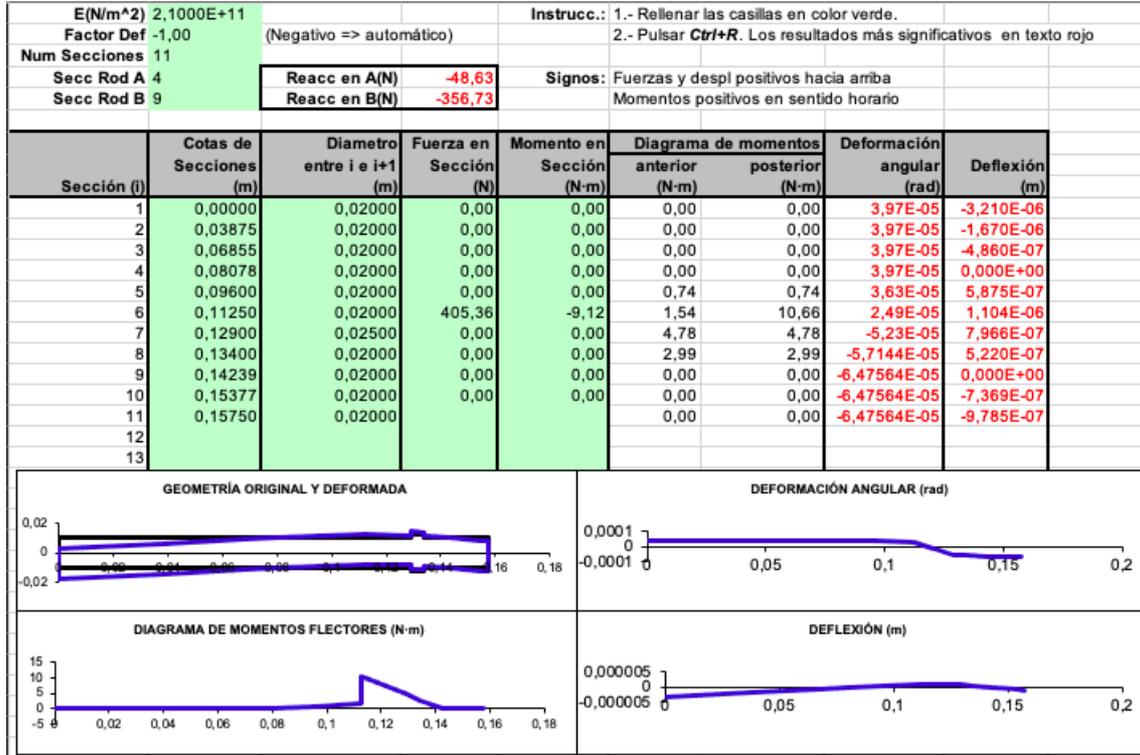


Imagen 12. Solicitaciones en el eje de entrada para plano horizontal y sentido de giro antihorario.

● PLANO VERTICAL, SENTIDO DE GIRO ANTIHORARIO Y FEXT NEGATIVA:

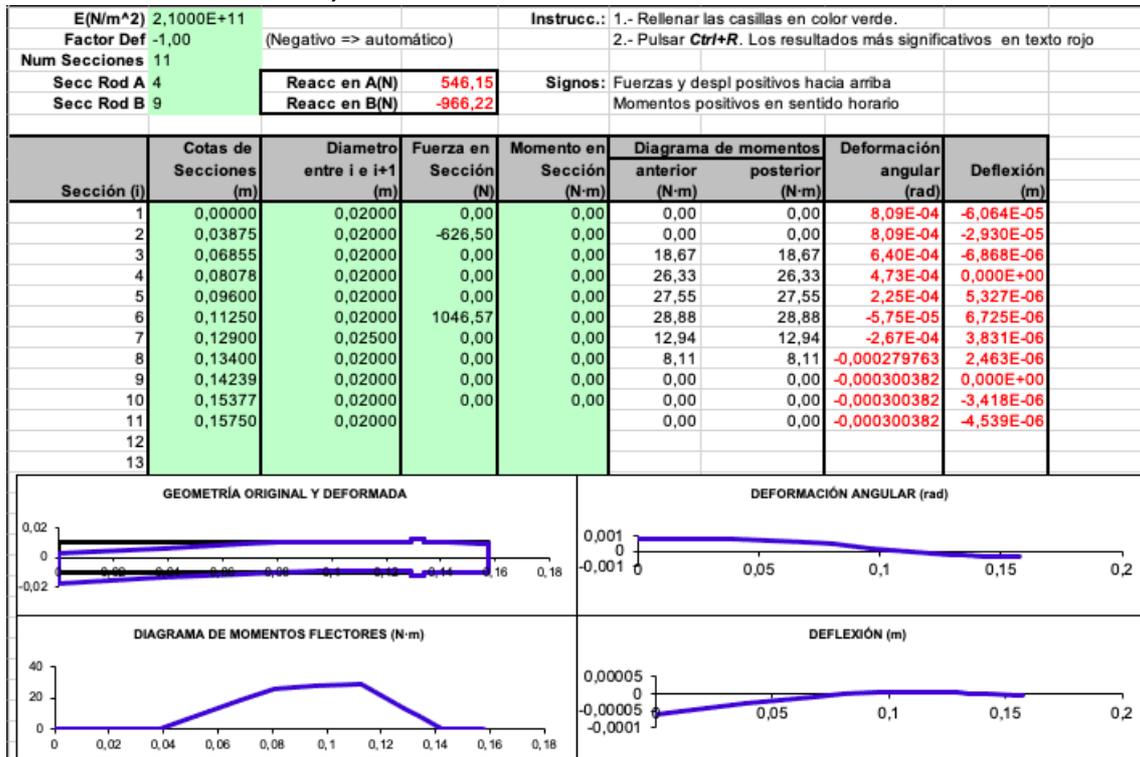


Imagen 13. Solicitaciones en el eje de entrada para plano vertical, sentido de giro antihorario-fuerza exterior negativa.

● PLANO VERTICAL, SENTIDO DE GIRO ANTIHORARIO Y F_{EXT} POSITIVA:

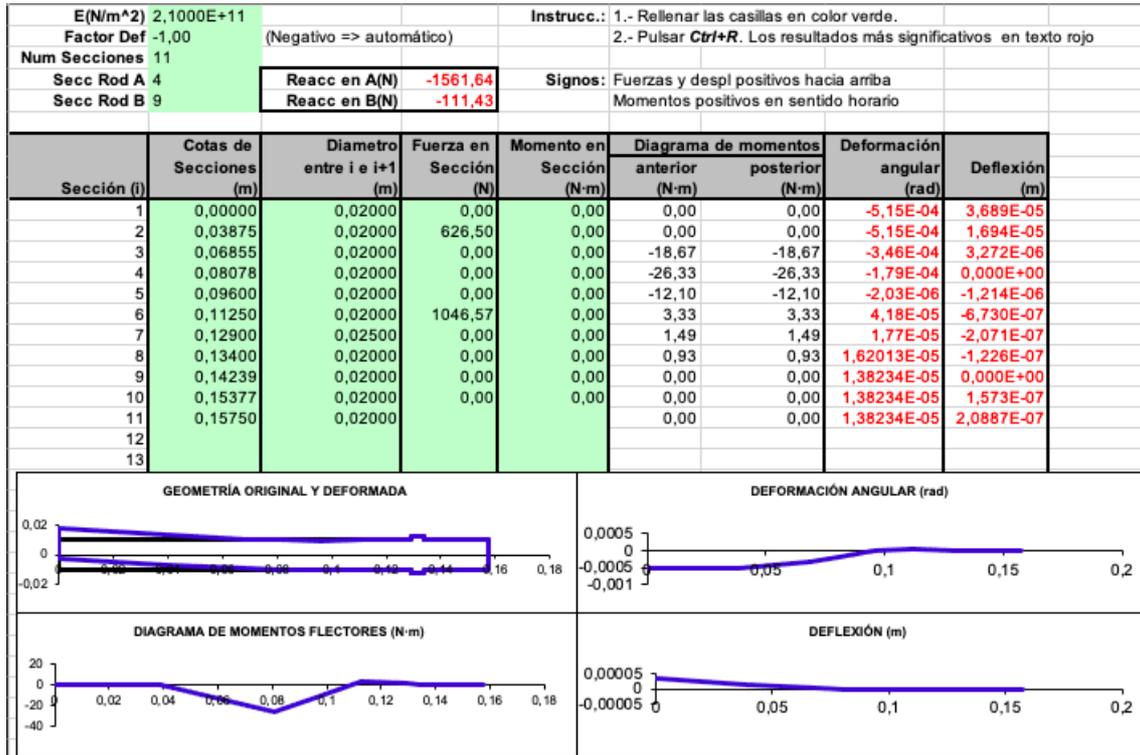


Imagen 13. Solicitaciones en el eje de entrada para plano vertical, sentido de giro antihorario-fuerza exterior positiva.

Combinando ambos planos, con fuerza exterior en sentido negativo y sentido de giro antihorario, obtenemos el siguiente conjunto de esfuerzos en el eje de entrada:

Reacc en A(N)	548,31	Reacc en B(N)	1029,97		
Cotas de Secciones	Diagrama de momentos		Deformación		
Sección (l)	(m)	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,00	0,00	8,10E-04	6,07E-05
(F ext) 2	0,03875	0,00	0,00	8,10E-04	2,93E-05
3	0,06855	18,67	18,67	6,41E-04	6,88E-06
(Rod A) 4	0,08078	26,33	26,33	4,75E-04	0,00E+00
5	0,09600	27,56	27,56	2,28E-04	5,36E-06
(Piñon 1) 6	0,11250	28,92	30,79	6,27E-05	6,82E-06
7	0,12900	13,79	13,79	2,72E-04	3,91E-06
8	0,13400	8,64	8,64	2,86E-04	2,52E-06
(Rod B) 9	0,14239	0,00	0,00	3,07E-04	0,00E+00
10	0,15377	0,00	0,00	3,07E-04	3,50E-06
11	0,15750	0,00	0,00	3,07E-04	4,64E-06

Imagen 14. Combinación horizontal-vertical sentido de giro anti horario-fuerza exterior negativa.

Combinando ambos planos, con fuerza exterior en sentido positivo y sentido de giro antihorario, obtenemos el siguiente conjunto de esfuerzos en el eje de entrada:

Reacc en A(N)		1562,39	Reacc en B(N)		373,73
Cotas de Secciones		Diagrama de momentos		Deformación	
		anterior	posterior	angular	Deflexión
Sección (l)	(m)	(N·m)	(N·m)	(rad)	(m)
1	0,00000	0,00	0,00	5,16E-04	3,70E-05
(F ext) 2	0,03875	0,00	0,00	5,16E-04	1,70E-05
3	0,06855	18,67	18,67	3,48E-04	3,31E-06
(Rod A) 4	0,08078	26,33	26,33	1,84E-04	0,00E+00
5	0,09600	12,12	12,12	3,64E-05	1,35E-06
(Piñon 1) 6	0,11250	3,67	11,17	4,87E-05	1,29E-06
7	0,12900	5,00	5,00	5,52E-05	8,23E-07
8	0,13400	3,14	3,14	5,94E-05	5,36E-07
(Rod B) 9	0,14239	0,00	0,00	6,62E-05	0,00E+00
10	0,15377	0,00	0,00	6,62E-05	7,54E-07
11	0,15750	0,00	0,00	6,62E-05	1,00E-06

Imagen 15. Combinación horizontal-vertical sentido de giro antihorario-fuerza exterior positiva.

4.5.3 DISEÑO A FATIGA EJE DE ENTRADA

Según los resultados obtenidos de los diferentes posibles escenarios, se estudiarán las diferentes secciones del eje para el escenario con sentido de giro antihorario y fuerza exterior negativa, por ser el más desfavorable (resultados "Imagen 14"). Las secciones interesantes de estudio serán: 2, 3, 4, 5, 6, 7 y 8, según "Imagen 5".

SECCIÓN 2:

En esta sección es donde se produce la conexión entre la caja reductora y el motor eléctrico, por lo que este engrane generará un momento torsor de 25,058 Nm. Como esta conexión comentada se produce a través de un chavetero, ejerce de concentrador de tensiones, tomando un valor de K_f de 2,0. Se obtienen los siguientes resultados:

Eje de entrada Sección 2		Chaveta							
Comprobacion		válido							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
flector [Nm]	torsor [Nm]	d eje [mm]	Kf	se	Kb	d necesario	Ka	7,05E-01	
0	25,0584378	20	2	1,53E+02	0,90190122	16,08634611	a	4,51	
0	25,0584378	16,0863461	2	156,906577	0,92316268	15,96189022	b	-0,265	
0	25,0584378	15,9618902	2	157,037029	0,92393019	15,95746912	Kc	1	
0	25,0584378	15,9574691	2	157,041684	0,92395758	15,95731146	Kd	1,01	
0	25,0584378	15,9573115	2	157,04185	0,92395856	15,95730584	Ke	0,868	

Imagen 16. Resultados estudio a fatiga Sección 2 – Eje de Entrada.

A la vista de los resultados obtenidos a fatiga, el diámetro inicial propuesto a partir de los cálculos a rigidez torsional sería válido. No se producirá fallo debido a fatiga en esta sección.

SECCIÓN 3:

En esta sección aparece una entalla, que generará un concentrador de tensiones con valor K_f de 2,2. Además, estará sometida a un momento flector y torsor, de 18,67 Nm y 25,058 Nm, respectivamente:

Eje de entrada Sección 3		Ranura							
Comprobacion		válido							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
flector [Nm]	torsor [Nm]	d eje [mm]	Kf	se	Kb	d necesario	Ka	7,05E-01	
18,67	25,0584378	20	2,2	1,39E+02	0,90190122	15,20614467	a	4,51	
18,67	25,0584378	15,2061447	2,2	143,503787	0,92873783	15,06710864	b	-0,265	
18,67	25,0584378	15,0671086	2,2	143,644898	0,92965109	15,06247883	Kc	1	
18,67	25,0584378	15,0624788	2,2	143,649622	0,92968166	15,06232396	Kd	1,01	
18,67	25,0584378	15,0623224	2,2	143,64978	0,92968268	15,06231877	Ke	0,868	

Imagen 17. Resultados estudio a fatiga Sección 3 – Eje de Entrada.

A la vista de los resultados obtenidos a fatiga, el diámetro inicial propuesto a partir de los cálculos a rigidez torsional sería válido. No se producirá fallo debido a fatiga en esta sección.

SECCIÓN 4:

En este punto no varía el diámetro, por lo que resistirá a los esfuerzos, ya que como hemos indicado en la anterior sección, el diámetro propuesto por rigidez torsional sería válido.

SECCIÓN 5:

En esta sección aparece una entalla, que generará un concentrador de tensiones con valor K_f de 2,2. Además, estará sometida a un momento flector y torsor, de 27,56 Nm y 25,058 Nm, respectivamente:

Eje de entrada Sección 5		Entalla							
Comprobacion		valido							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
flector [Nm]	torsor [Nm]	D eje [mm]	Kf	sn	Kb	d necesario	Ka	7,05E-01	
27,56	25,0584378	20	2,2	139,357131	0,90190122	17,22134445	a	4,51	
27,56	25,0584378	17,2213445	2,2	141,605536	0,9164526	17,13228733	b	-0,265	
27,56	25,0584378	17,1322873	2,2	141,684116	0,91696116	17,12921021	Kc	1	
27,56	25,0584378	17,1292102	2,2	141,686839	0,91697878	17,12910361	Kd	1,01	
27,56	25,0584378	17,1291036	2,2	141,686933	0,91697939	17,12909992	Ke	0,868	

Imagen 18. Resultados estudio a fatiga Sección 5 – Eje de Entrada.

A la vista de los resultados obtenidos a fatiga, el diámetro inicial propuesto a partir de los cálculos a rigidez torsional sería válido. No se producirá fallo debido a fatiga en esta sección.

SECCIÓN 6:

Esta es la sección más crítica del eje de entrada ya que, aunque es otro chavetero como en la sección 2, al ser el alojamiento del piñón de la primera etapa habrá momento flector además de torsor, de 30,79 Nm y 25,058 Nm. El chavetero mencionado ejerce de concentrador de tensiones, tomando un valor de K_f de 2,0. Se obtienen los siguientes resultados:

Eje de entrada punto E									
Comprobación		valido							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
flector [Nm]	torsor [Nm]	D eje [mm]	Kf	sn	Kb	d necesario	Ka	7,05E-01	
30,79	25,0584378	20		2	153,292844	0,90190122	17,30818744	a	4,51
30,79	25,0584378	17,3081874		2	155,682276	0,91595948	17,22160792	b	-0,265
30,79	25,0584378	17,2216079		2	155,765834	0,9164511	17,21861342	Kc	1
30,79	25,0584378	17,2186134		2	155,768733	0,91646815	17,2185096	Kd	1,01
30,79	25,0584378	17,2185096		2	155,768833	0,91646874	17,218506	Ke	0,868

Imagen 19. Resultados estudio a fatiga Sección 6 – Eje de Entrada.

A la vista de los resultados obtenidos a fatiga, el diámetro inicial propuesto a partir de los cálculos a rigidez torsional sería válido. No se producirá fallo debido a fatiga en esta sección.

SECCIÓN 7:

Debido a que en esta sección del eje el momento flector, de 13,79 Nm, es menor al que está sometida la sección anterior y, además se aumenta el diámetro del eje, podemos afirmar que resistirá a los esfuerzos.

SECCIÓN 8:

En este punto no varía el diámetro, por lo que resistirá a los esfuerzos, ya que como hemos indicado en la anterior sección, el diámetro propuesto por rigidez torsional sería válido.

Llegados a este punto, podemos afirmar que el valor supuesto en el apartado de cálculo por rigidez torsional es válido para todo el eje y, por tanto, no será necesario redimensionar ninguna sección.

4.6 EJE INTERMEDIO

4.6.1 FUERZAS ACTUANTES

Al igual que sucedía con el eje de entrada, el eje intermedio se divide en diferentes secciones donde aparecen distintas fuerzas. La primera sección de alta importancia que aparece es la sección 6, donde el piñón de la primera etapa entra en contacto con la rueda del eje intermedio.

La siguiente sección interesante que aparece es la sección 7, la cuál estará sometida a las fuerzas generadas por el piñón de la segunda etapa. Cabe añadir que el engranaje en la sección 6 es conducido, mientras que el de la sección 7 es conductor.

Para la sección 6, y haciendo uso de las ecuaciones “Ec 21.1”, “Ec. 21.2”, “Ec. 21.3” y “Ec. 21.5”, obtenemos:

- $F_{tr1} = \frac{T}{d_{rueda1}/2} = \frac{199,08}{(380,44 \cdot 10^{-3})/2} = 1046,578 \text{ N}$
- $F_{rr1} = F_t \cdot \tan \alpha_t = -1046,578 \cdot \tan 21,17 = 405,310 \text{ N}$
- $F_{ar1} = F_t \cdot \tan \beta = -1046,578 \cdot \tan 20 = 380,923 \text{ N}$

- $M_{Fa} = \frac{d_{r1}}{2} \cdot F_{ar1} = \frac{380,44 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 380,923 = 72,459 \text{ Nm}$

Y de igual manera para la sección 7:

- $F_{tp2} = \frac{T}{d_{piñón2}/2} = \frac{199,08}{(76,62 \cdot 10^{-3})/2} = 5196,554 \text{ N}$
- $F_{rp2} = F_t \cdot \tan \alpha_t = -5196,554 \cdot \tan 21,17 = 2012,481 \text{ N}$
- $F_{ap2} = F_t \cdot \tan \beta = -5196,554 \cdot \tan 20 = 1891,391 \text{ N}$
- $M_{Fa} = \frac{d_{p2}}{2} \cdot F_{ap2} = \frac{76,62 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 1891,391 = 72,296 \text{ Nm}$

Finalmente, la disposición inicial propuesta para el eje de entrada sería la siguiente:

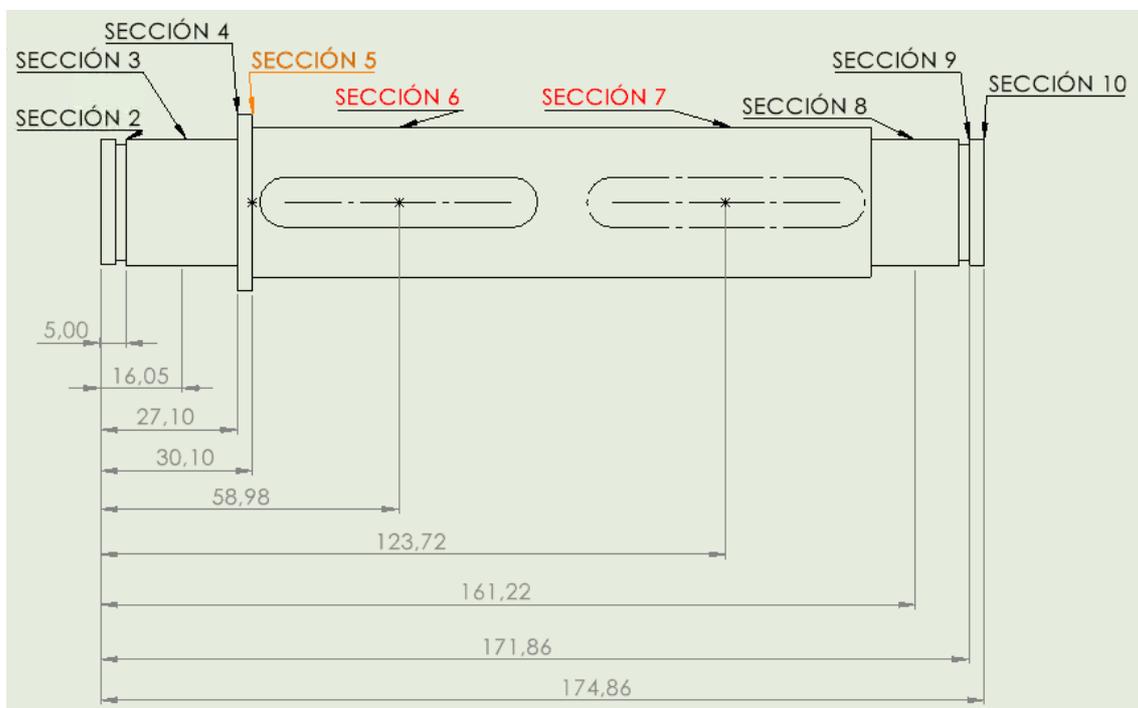


Imagen 20. Disposición y dimensionado del eje intermedio.

4.6.2 DEFLEXIÓN LATERAL EJE INTERMEDIO

En este apartado estudiaremos los esfuerzos a los que estará sometido el eje intermedio en sus diferentes secciones. Se dividirá en diez secciones. Las más interesantes: sección 3 (sección del rodamiento A), sección 6 (sección rueda primera etapa), sección 7 (sección piñón segunda etapa) y sección 8 (sección rodamiento B).

● PLANO VERTICAL, SENTIDO DE GIRO ANTIHORARIO:

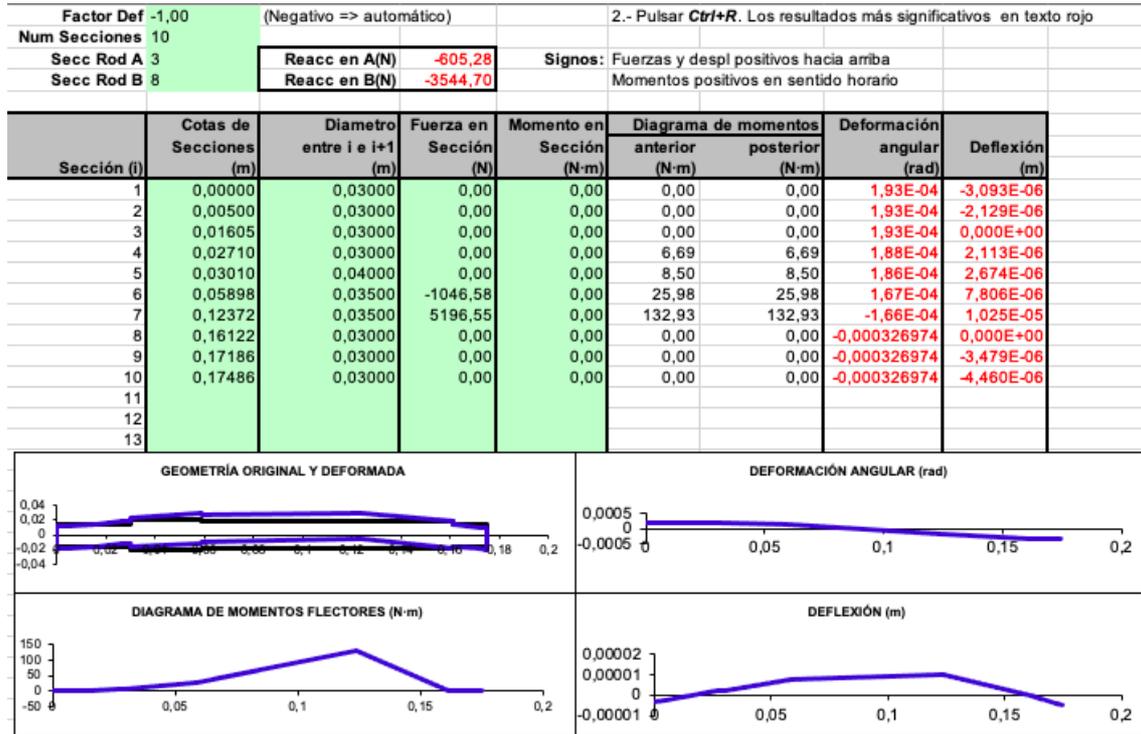


Imagen 21. Solicitaciones en el eje intermedio para plano vertical, sentido de giro antihorario.

● PLANO HORIZONTAL, SENTIDO DE GIRO ANTIHORARIO:

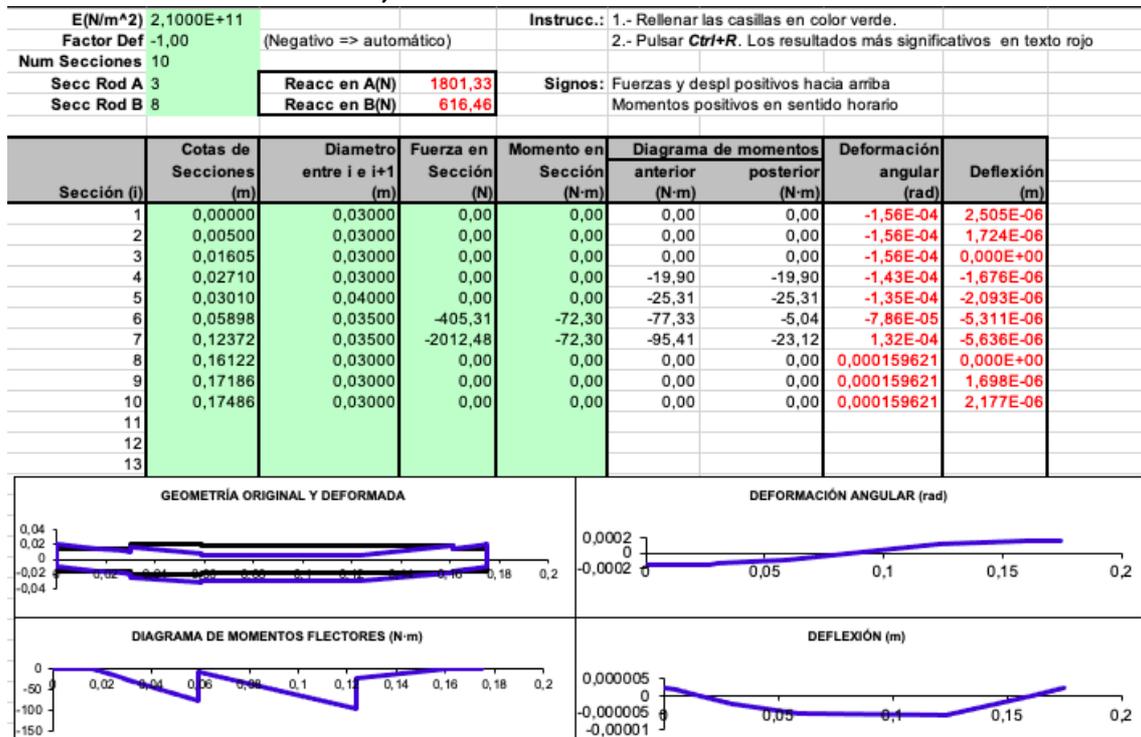


Imagen 22. Solicitaciones en el eje intermedio para plano horizontal, sentido de giro antihorario.

A continuación, se adjunta la combinación resultante de los esfuerzos a los que está sometido el eje intermedio, para los planos horizontal y vertical en sentido de giro antihorario:

Reacc en A(N)		1900,30	Reacc en B(N)		3597,90
Cotas de Secciones		Diagrama de momentos		Deformación	
Sección (i)	(m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,03000	0,00	0,00	2,48E-04	3,98E-06
2	0,03000	0,00	0,00	2,48E-04	2,74E-06
(Rod A) 3	0,03000	0,00	0,00	2,48E-04	0,00E+00
4	0,03000	21,00	21,00	2,36E-04	2,70E-06
5	0,04000	26,70	26,70	2,29E-04	3,40E-06
(Rueda 1) 6	0,03500	81,58	26,47	1,84E-04	9,44E-06
(Piñon 2) 7	0,03500	163,62	134,92	2,12E-04	1,17E-05
(Rod B) 8	0,03000	0,00	0,00	3,64E-04	0,00E+00
9	0,03000	0,00	0,00	3,64E-04	3,87E-06
10	0,03000	0,00	0,00	3,64E-04	4,96E-06

Imagen 23. Combinación horizontal-vertical sentido de giro antihorario.

Procedemos a estudiar los mismos escenarios, pero en el caso de sentido de giro horario:

• PLANO VERTICAL, SENTIDO DE GIRO HORARIO:

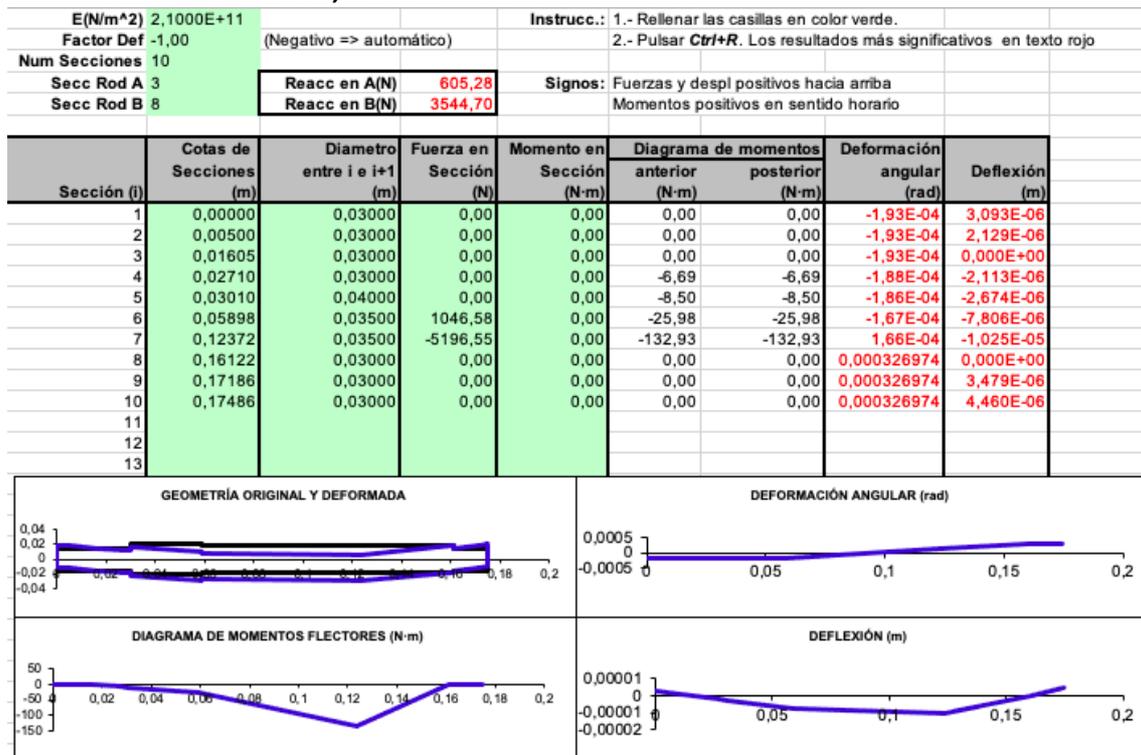


Imagen 24. Solicitaciones en el eje intermedio para plano vertical, sentido de giro horario.

● PLANO HORIZONTAL, SENTIDO DE GIRO HORARIO:

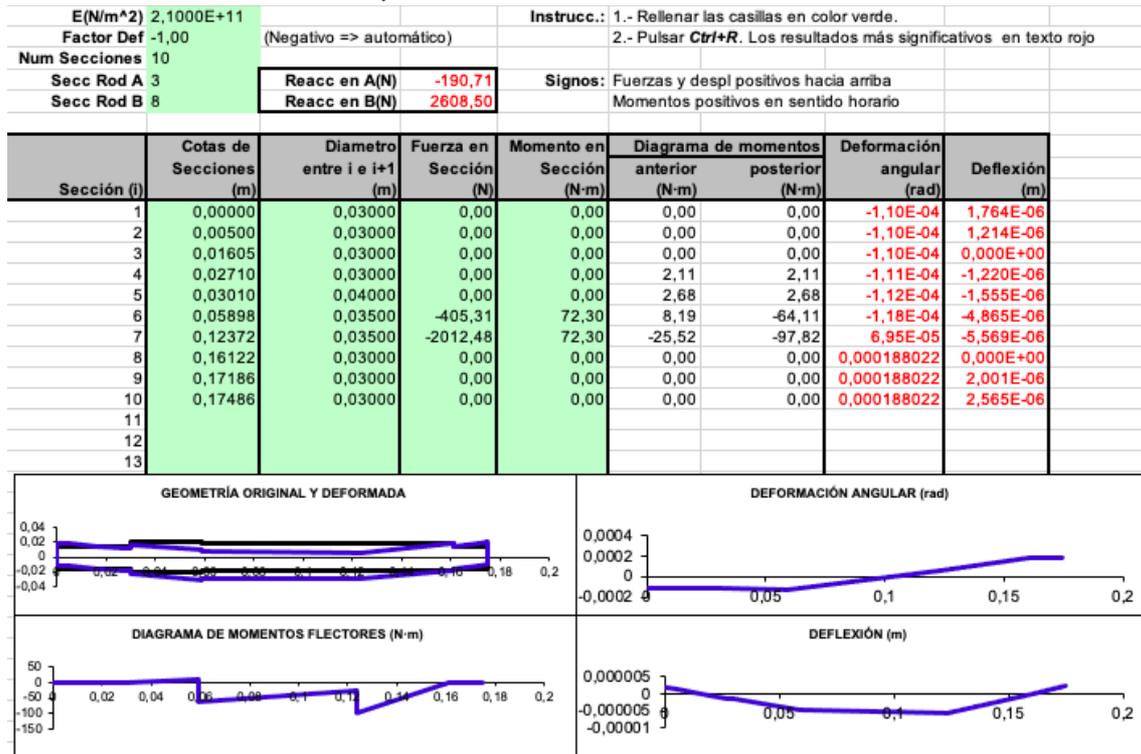


Imagen 25. Solicitaciones en el eje intermedio para plano horizontal, sentido de giro horario.

A continuación, se adjunta la combinación resultante de los esfuerzos a los que está sometido el eje intermedio, para los planos horizontal y vertical en sentido de giro horario:

Reacc en A(N)	634,61	Reacc en B(N)	4401,04		
Cotas de Secciones	Diagrama de momentos anterior	Diagrama de momentos posterior	Deformación angular		
Sección (i)	(m)	(N·m)	(rad)		
Deflexión			(m)		
1	0,03000	0,00	0,00	2,22E-04	3,56E-06
2	0,03000	0,00	0,00	2,22E-04	2,45E-06
(Rod A) 3	0,03000	0,00	0,00	2,22E-04	0,00E+00
4	0,03000	7,01	7,01	2,19E-04	2,44E-06
5	0,04000	8,92	8,92	2,17E-04	3,09E-06
(Rueda 1) 6	0,03500	27,24	69,17	2,04E-04	9,20E-06
(Piñon 2) 7	0,03500	135,35	165,04	1,80E-04	1,17E-05
(Rod B) 8	0,03000	0,00	0,00	3,77E-04	0,00E+00
9	0,03000	0,00	0,00	3,77E-04	4,01E-06
10	0,03000	0,00	0,00	3,77E-04	5,14E-06

Imagen 26. Combinación horizontal-vertical sentido de giro horario.

4.6.3 DISEÑO A FATIGA EJE INTERMEDIO

Según los resultados obtenidos de los diferentes posibles escenarios, se estudiarán las diferentes secciones del eje para el escenario con sentido de giro horario, por ser el más desfavorable (resultados "Imagen 26"). Las secciones interesantes de estudio serán: 4, 6, y 7, según "Imagen 20".

SECCIÓN 4:

En esta sección se produce un cambio de diámetro, aumentando de 30 a 40 mm, por lo que aparecerá un concentrador de tensiones. En esta sección se desprecia el momento torsor, pero se tiene en cuenta el flector que aparece, de 7,01 Nm.

Eje Intermedio Sección 4				Ka	7,05E-01	alfa	0,078015303
Comprobacion		valido		a	4,51	rad. Acuerdo	1,5
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550	b	0,950561124
x	2,5	Sy[Mpa]	750	Kc	1	D original	30
				Kd	1,01	Ke	0,868
flector [Nm]	torsor [Nm]	D reduc [mm]	r/D redu	D orig/D reduc	Kt	Kf	sn
7,01	0	40	0,0375	1,333333333	2,2	2,140673349	126,0488174
7,01	0	11,22982837	0,133572834	3,561942238	2,1	2,045617237	151,51E+02
7,01	0	10,57111858	0,141896053	3,78389474	2,1	2,045617237	152,0912682
7,01	0	10,54835208	0,142202307	3,792061519	2,1	2,045617237	152,1263581
7,01	0	10,54754098	0,142213242	3,792353126	2,1	2,045617237	152,1276098
							0,793772908
							0,909340989
							0,915241597
							0,915452758
							0,91546029
							11,22982837
							1,06E+01
							10,54835208
							10,54754098
							10,54751205

Imagen 27. Resultados estudio a fatiga Sección 4 – Eje Intermedio.

A la vista de los resultados, podemos afirmar que el diámetro establecido por rigidez torsional es correcto, ya que es superior al mínimo establecido por fatiga.

SECCIÓN 6:

En esta sección actúa el chavetero de la primera etapa, por lo que aparece un concentrador de tensiones de valor K_f 2,0. El chavetero mencionado estará sometido a un momento torsor y un momento flector, de 199,08 Nm y 69,17 Nm, respectivamente.

Eje Intermedio Sección 6									
Comprobacion		valido							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
comb	flector [Nm]	torsor [Nm]	D eje [mm]	Kf	sn	Kb	d necesario	Ka	7,05E-01
210,7542059	69,17	199,08	35	2,2	131,2574993	0,849481453	24,67616703	a	4,51
210,7542059	69,17	199,08	24,67616703	2,2	136,2591554	0,88185152	24,43389008	b	-0,265
210,7542059	69,17	199,08	24,43389008	2,2	136,4030862	0,882783022	24,42714013	Kc	1
210,7542059	69,17	199,08	24,42714013	2,2	136,4071188	0,88280912	24,42695119	Kd	1,01
210,7542059	69,17	199,08	24,42695119	2,2	136,4072317	0,882809851	24,4269459	Ke	0,868

Imagen 28. Resultados estudio a fatiga Sección 6 – Eje Intermedio.

A la vista de los resultados, podemos afirmar que el diámetro establecido por rigidez torsional es correcto, ya que es superior al mínimo establecido por fatiga.

SECCIÓN 7:

Esta es la sección más crítica del eje, ya que además de recibir un momento torsor de 199,08 Nm, recibe el momento flector más agresivo, que toma valor de 165,04 Nm. Esta sección se encuentra en el chavetero encargado de transmitir las solicitaciones a la segunda etapa, por lo que al igual que en la anterior sección, aparece un concentrador de tensiones de valor K_f 2,0.

Eje Intermedio Sección 7									
Comprobacion		valido							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
comb	flector [Nm]	torsor [Nm]	D eje [mm]	Kf	sn	Kb	d necesario	Ka	7,05E-01
258,5943696	165,04	199,08	35	2,2	131,2574993	0,849481453	31,98583611	a	4,51
258,5943696	165,04	199,08	31,98583611	2,2	132,528393	0,857706512	31,8876738	b	-0,265
258,5943696	165,04	199,08	31,8876738	2,2	132,5719862	0,857988641	31,8843302	Kc	1
258,5943696	165,04	199,08	31,8843302	2,2	132,5734736	0,857998268	31,88421614	Kd	1,01
258,5943696	165,04	199,08	31,88421614	2,2	132,5735244	0,857998596	31,88421225	Ke	0,868

Imagen 29. Resultados estudio a fatiga Sección 7 – Eje Intermedio.

A la vista de los resultados, podemos afirmar que el diámetro establecido por rigidez torsional es correcto, ya que es superior al mínimo establecido por fatiga.

4.7 EJE DE SALIDA

4.7.1 FUERZAS ACTUANTES

El eje de salida se comportará de forma similar al eje de entrada, ya que estará sometido a las sollicitaciones que generarán los engranajes de la segunda etapa, y a una fuerza exterior generada por la máquina arrastrada acoplada al eje.

La principal sección crítica del eje de salida es el chavetero que aparece en la sección 5. En esta sección se acopla la rueda de la segunda etapa, y aparecen todas las fuerzas que esta genera, calculadas de igual manera que en los dos ejes anteriores:

- $F_{tr2} = \frac{T}{d_{rueda2}/2} = \frac{1515,218}{(583,17 \cdot 10^{-3})/2} = 5196,488 \text{ N}$
- $F_{rr2} = F_t \cdot \tan \alpha_t = 5196,488 \cdot \tan 21,17 = 2012,455 \text{ N}$
- $F_{ar2} = F_t \cdot \tan \beta = 5196,488 \cdot \tan 20 = 1891,367 \text{ N}$
- $M_{Fa} = \frac{d_{r2}}{2} \cdot F_{ar2} = \frac{583,17 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 1891,367 = 551,494 \text{ Nm}$

La siguiente sección interesante por estudiar es la sección 9. En esta sección se encuentra el chavetero a través del cual se produce el acople con la máquina arrastrada, el cual dará lugar a la siguiente fuerza:

$$F_r = \frac{T}{2 \cdot d} = \frac{1515,218}{2 \cdot (65 \cdot 10^{-3})} = \pm 11655,523 \text{ N}$$

Finalmente, el dimensionado inicial propuesto para el eje de salida sería el siguiente:

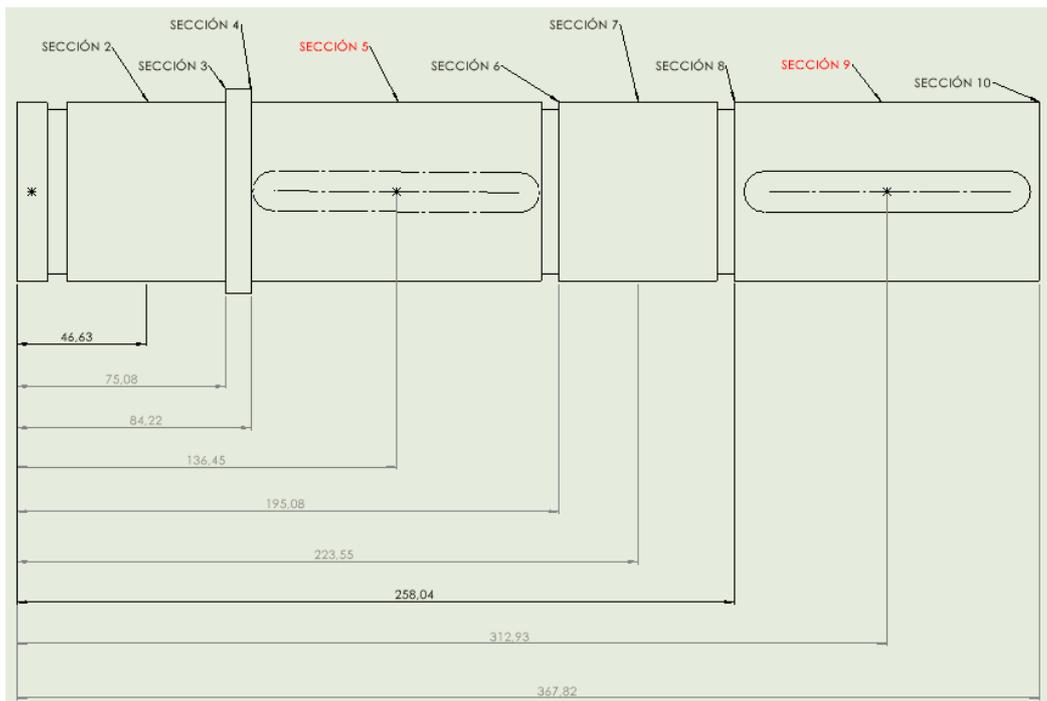


Imagen 30. Disposición y dimensionado del eje de salida.

4.7.2 DEFLEXIÓN LATERAL EJE DE SALIDA

En este apartado estudiaremos los esfuerzos a los que estará sometido el eje de salida en sus diferentes secciones. Se dividirá en diez secciones. Las más interesantes: sección 2 (sección del rodamiento A), sección 5 (sección rueda segunda etapa), sección 7 (sección del rodamiento B) y sección 9 (sección de acople con la máquina arrastrada, fuerza exterior).

● PLANO HORIZONTAL, SENTIDO DE GIRO ANTIHORARIO:

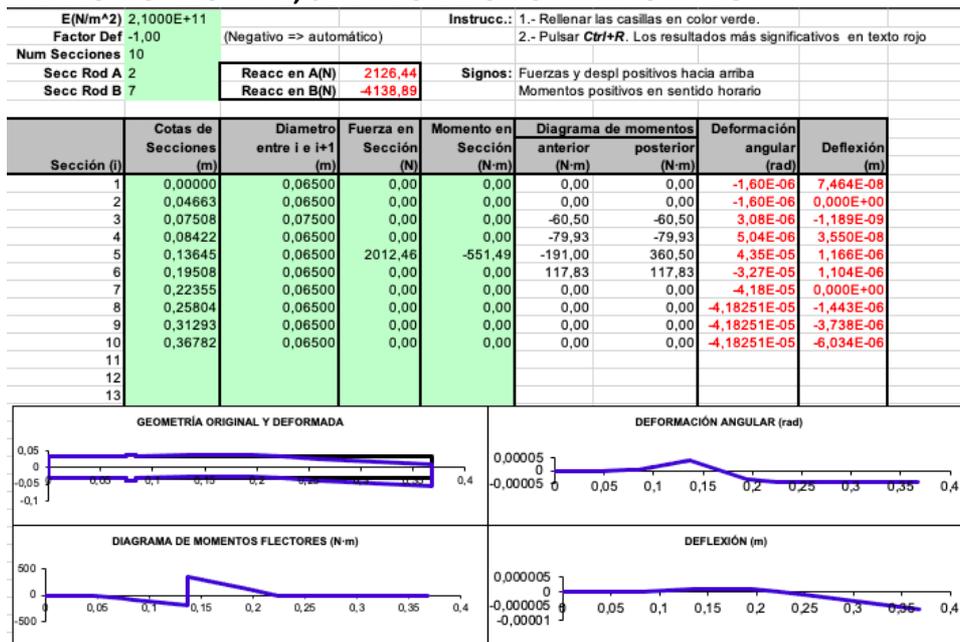


Imagen 31. Solicitaciones en el eje de salida para plano horizontal y sentido de giro antihorario.

● PLANO VERTICAL, SENTIDO DE GIRO ANTIHORARIO:

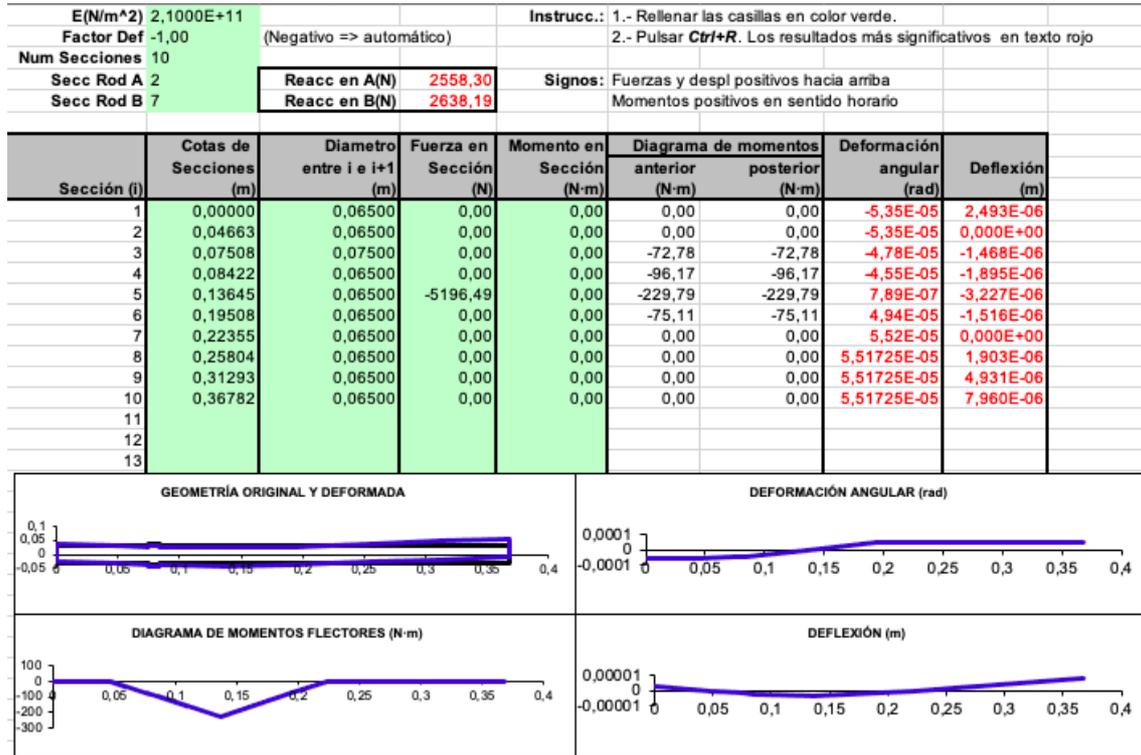


Imagen 32. Solicitaciones en el eje de salida para plano vertical y sentido de giro antihorario.

A la vista de los resultados y con respecto a los valores de los momentos flectores obtenidos, el plano horizontal es el más crítico. Debido a esto estudiaremos este plano añadiendo el valor de la fuerza exterior:

● PLANO HORIZONTAL, SENTIDO DE GIRO ANTIHORARIO Y F_{EXT} NEGATIVA:

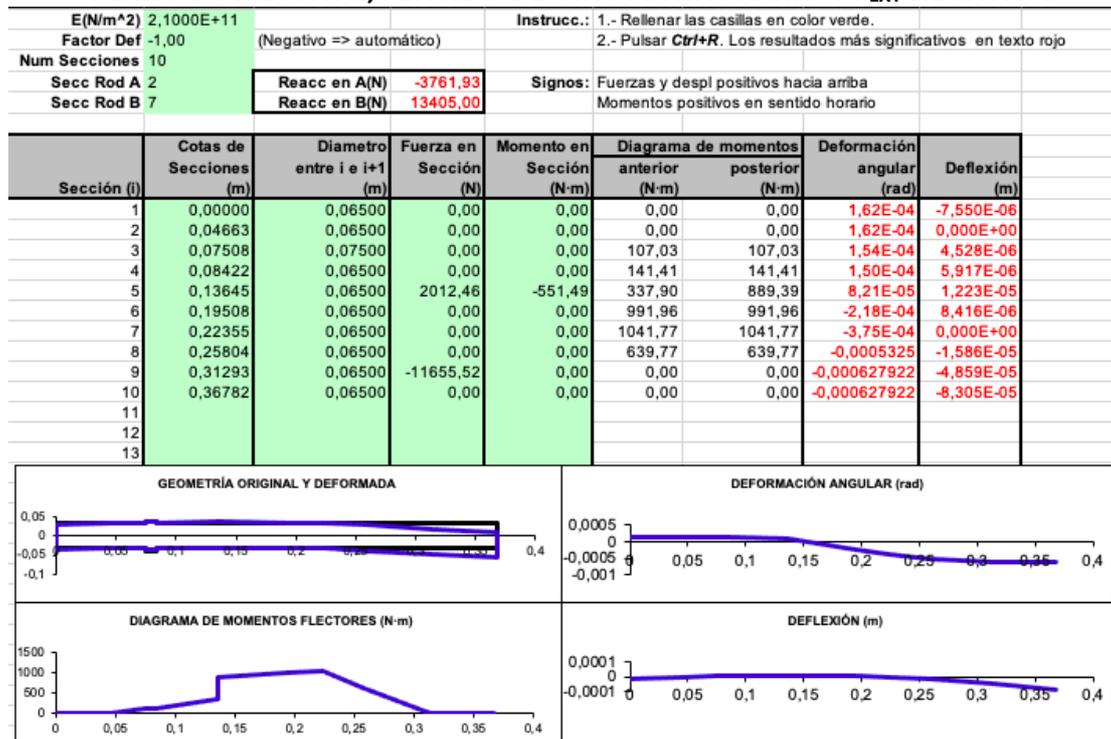


Imagen 33. Solicitaciones en el eje de salida para plano horizontal, sentido de giro antihorario-fuerza exterior negativa.

● PLANO HORIZONTAL, SENTIDO DE GIRO ANTIHORARIO Y F_{EXT} POSITIVA:

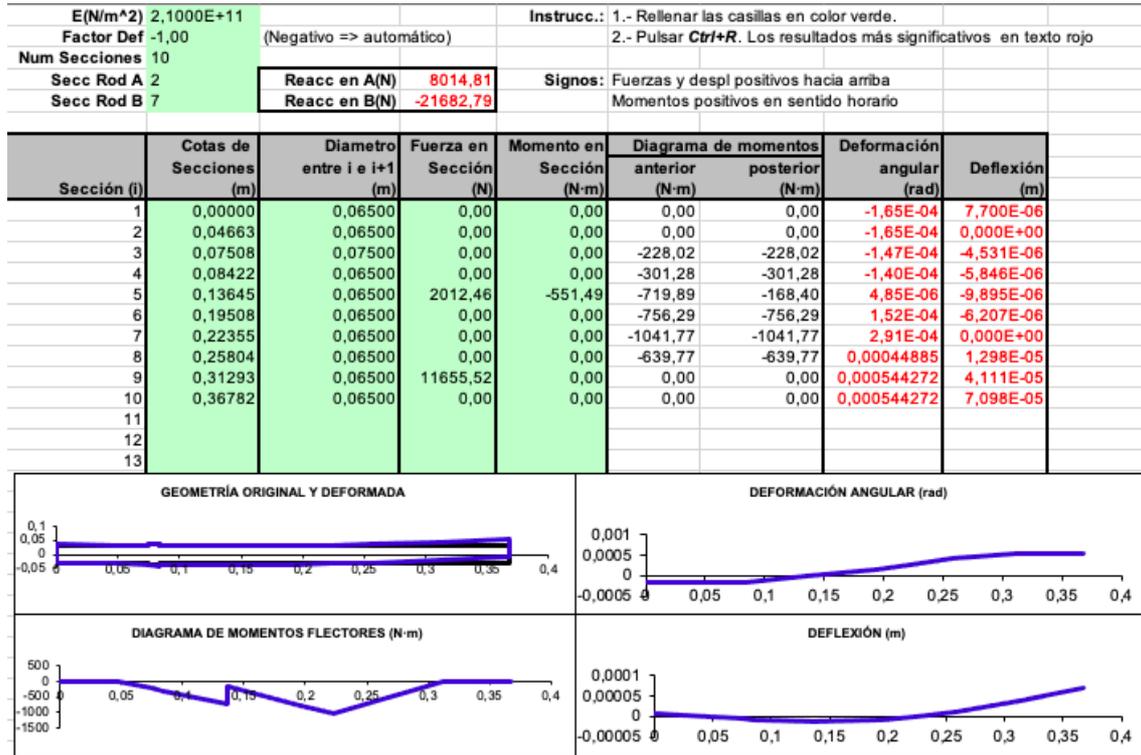


Imagen 34. Solicitaciones en el eje de salida para plano horizontal, sentido de giro antihorario-fuerza exterior positiva.

Como combinación del plano horizontal con fuerza exterior negativa con el plano vertical, con sentido de giro antihorario, obtenemos:

Reacc en A(N)	4549,40	Reacc en B(N)	13662,14	
Cotas de Secciones	Diagrama de momentos		Deformación	
Sección (i)	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	
(m)			Deflexión (m)	
1	0,00	0,00	2,31E-04	1,08E-05
(Rod A) 2	0,00	0,00	2,31E-04	0,00E+00
3	251,89	251,89	2,13E-04	6,41E-06
4	332,81	332,81	2,05E-04	8,32E-06
(Rueda 2) 5	795,25	905,19	8,23E-05	1,57E-05
6	1247,39	1247,39	2,66E-04	1,05E-05
(Rod B) 7	1473,29	1473,29	4,75E-04	0,00E+00
8	904,77	904,77	6,96E-04	2,05E-05
(F ext) 9	0,00	0,00	8,31E-04	6,36E-05
10	0,00	0,00	8,31E-04	1,09E-04

Imagen 35. Combinación horizontal-vertical sentido de giro antihorario y fuerza exterior negativa.

Como combinación del plano horizontal con fuerza exterior positiva con el plano vertical, con sentido de giro antihorario, obtenemos:

Reacc en A(N)		8413,21	Reacc en B(N)		21842,69
Cotas de Secciones		Diagrama de momentos		Deformación	
Sección (l)	(m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,00	0,00	1,74E-04	8,09E-06
(Rod A) 2	0,04663	0,00	0,00	1,74E-04	0,00E+00
3	0,07508	239,36	239,36	1,55E-04	4,76E-06
4	0,08422	316,25	316,25	1,47E-04	6,15E-06
(Rueda 2) 5	0,13645	755,67	284,88	4,91E-06	1,04E-05
6	0,19508	760,01	760,01	1,60E-04	6,39E-06
(Rod B) 7	0,22355	1041,77	1041,77	2,96E-04	0,00E+00
8	0,25804	639,77	639,77	4,52E-04	1,31E-05
(F ext) 9	0,31293	0,00	0,00	5,47E-04	4,14E-05
10	0,36782	0,00	0,00	5,47E-04	7,14E-05

Imagen 36. Combinación horizontal-vertical sentido de giro antihorario y fuerza exterior positiva.

Procedemos a estudiar los mismos escenarios, pero en el caso de sentido de giro horario:

• PLANO HORIZONTAL, SENTIDO DE GIRO HORARIO:

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	10	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod A	2		Momentos positivos en sentido horario
Secc Rod B	7		
		Reacc en A(N)	-4107,95
		Reacc en B(N)	2095,50

Sección (l)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos		Deformación	
					anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	4,30E-05	-2,006E-06
2	0,04663	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	4,30E-05	0,000E+00
3	0,07508	0,07500	0,00	0,00	116,87	116,87	3,40E-05	1,138E-06
4	0,08422	0,06500	0,00	0,00	154,42	154,42	3,02E-05	1,432E-06
5	0,13645	0,06500	2012,46	551,49	368,98	-182,52	-4,41E-05	1,333E-06
6	0,19508	0,06500	0,00	0,00	-59,66	-59,66	-5,52E-06	6,966E-08
7	0,22355	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,08E-07	0,000E+00
8	0,25804	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,08473E-07	-3,133E-08
9	0,31293	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,08473E-07	-8,120E-08
10	0,36782	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-9,08473E-07	-1,311E-07

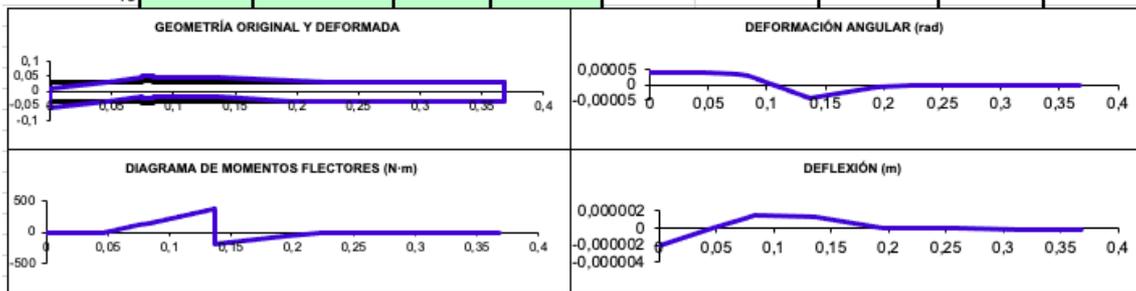


Imagen 37. Solicitaciones en el eje de salida para plano horizontal y sentido de giro horario.

● PLANO VERTICAL, SENTIDO DE GIRO HORARIO:

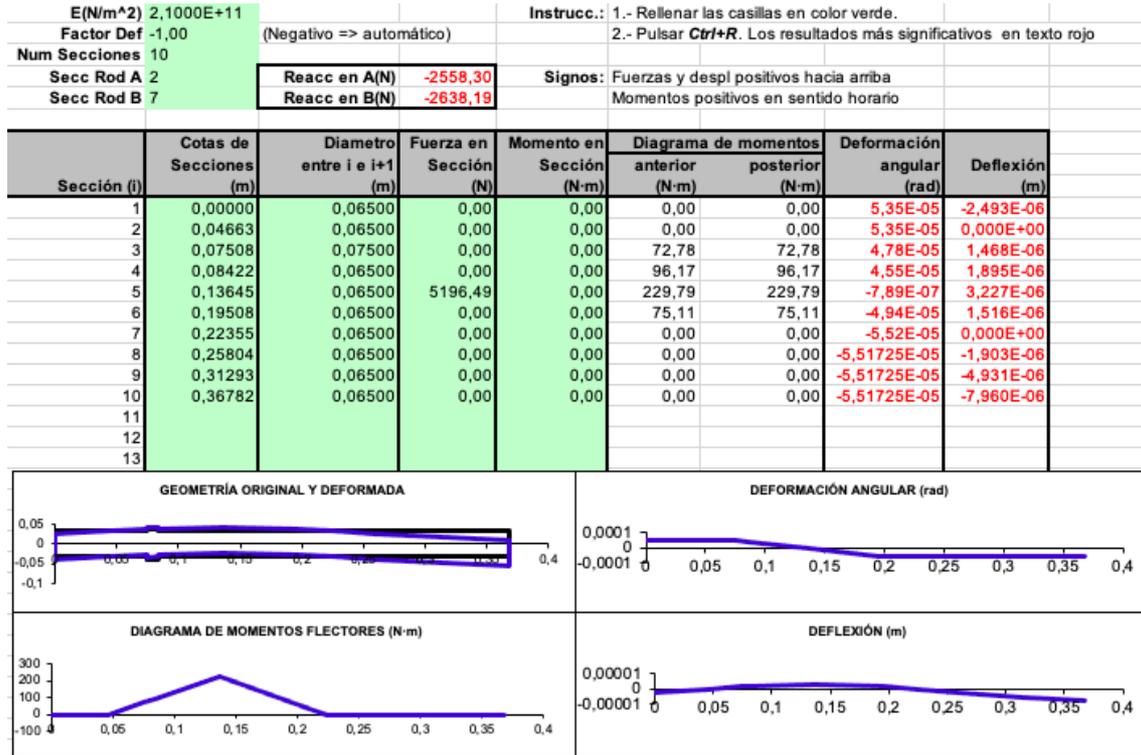


Imagen 38. Solicitaciones en el eje de salida para plano vertical y sentido de giro horario.

A la vista de los resultados y con respecto a los valores de los momentos flectores obtenidos, el plano horizontal es el más crítico. Debido a esto estudiaremos este plano añadiendo el valor de la fuerza exterior:

● PLANO HORIZONTAL, SENTIDO DE GIRO HORARIO Y F_{EXT} NEGATIVA:

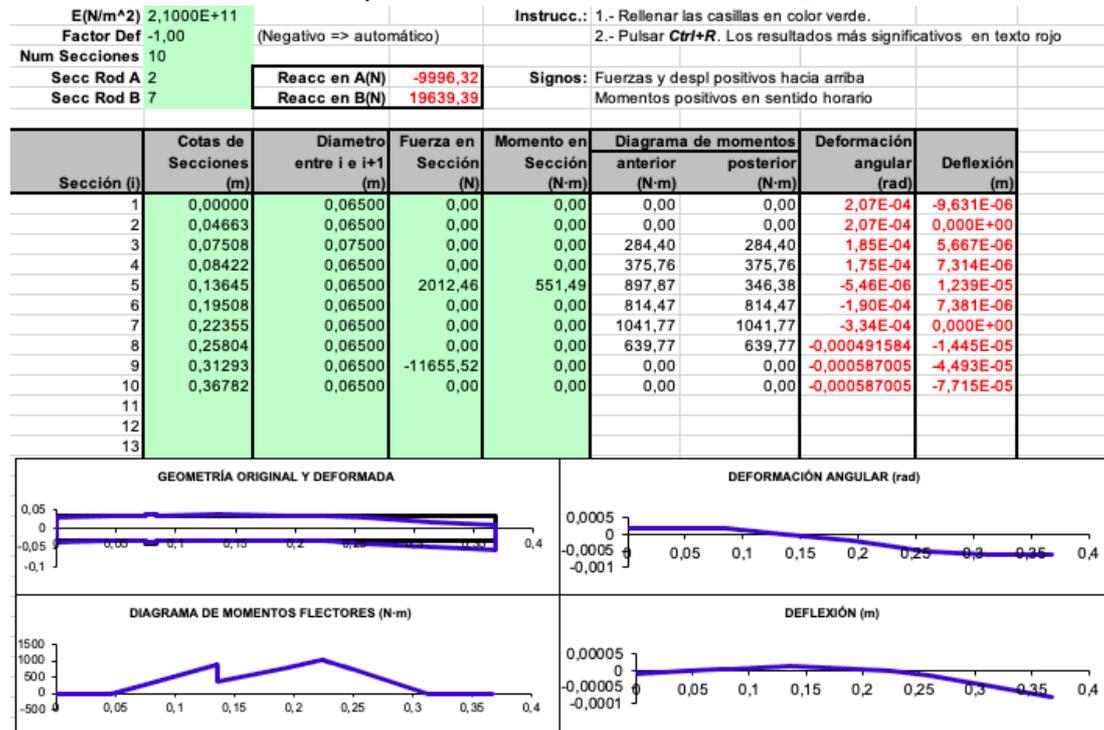


Imagen 39. Solicitaciones en el eje de salida para plano horizontal, sentido de giro horario-fuerza exterior negativa.

● PLANO HORIZONTAL, SENTIDO DE GIRO HORARIO Y F_{EXT} POSITIVA:

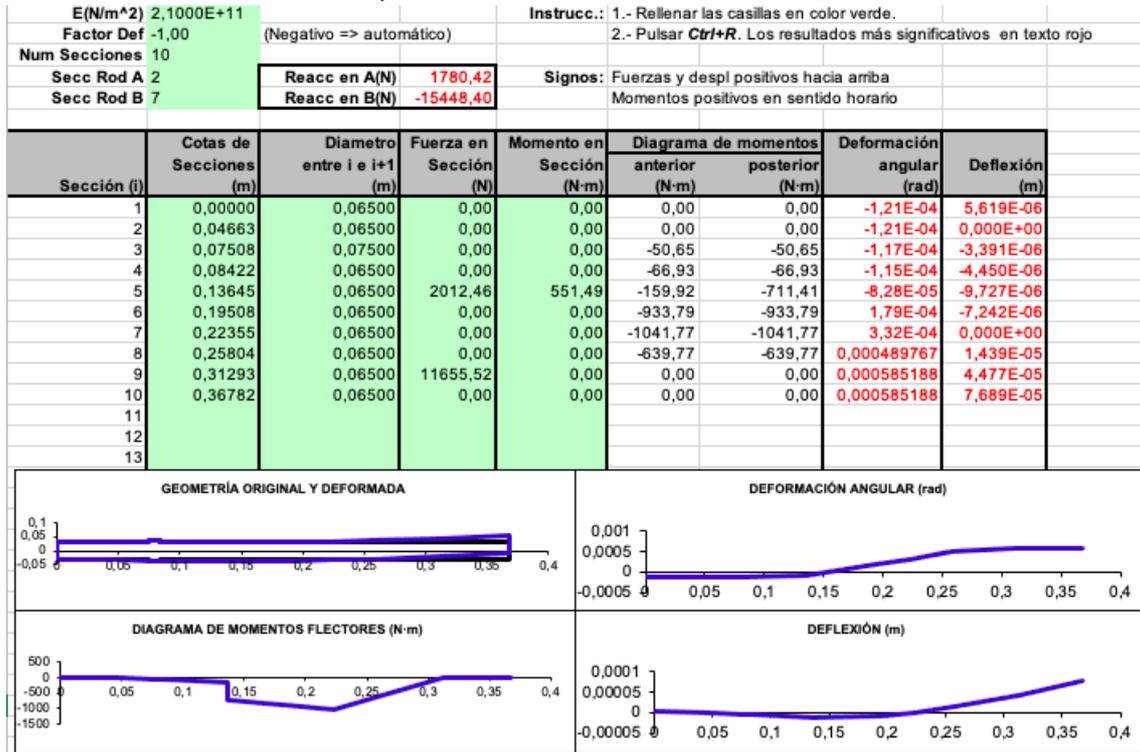


Imagen 40. Solicitaciones en el eje de salida para plano horizontal, sentido de giro horario-fuerza exterior positiva.

Como combinación del plano horizontal con fuerza exterior negativa con el plano vertical, con sentido de giro horario, obtenemos:

Reacc en A(N)		10318,50	Reacc en B(N)		19815,79
Cotas de Secciones		Diagrama de momentos		Deformación	
Sección (i)	(m)	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,00	0,00	2,13E-04	9,95E-06
(Rod A) 2	0,04663	0,00	0,00	2,13E-04	0,00E+00
3	0,07508	293,56	293,56	1,91E-04	5,85E-06
4	0,08422	387,87	387,87	1,81E-04	7,56E-06
(Rueda 2) 5	0,13645	926,81	415,67	5,52E-06	1,28E-05
6	0,19508	817,93	817,93	1,97E-04	7,54E-06
(Rod B) 7	0,22355	1041,77	1041,77	3,39E-04	0,00E+00
8	0,25804	639,77	639,77	4,95E-04	1,46E-05
(F ext) 9	0,31293	0,00	0,00	5,90E-04	4,52E-05
10	0,36782	0,00	0,00	5,90E-04	7,76E-05

Imagen 41. Combinación horizontal-vertical sentido de giro horario y fuerza exterior negativa.

Como combinación del plano horizontal con fuerza exterior positiva con el plano vertical, con sentido de giro horario, obtenemos:

Reacc en A(N)		3116,85	Reacc en B(N)		15672,05
Cotas de Secciones		Diagrama de momentos		Deformación	
		anterior	posterior	angular	Deflexión
Sección (l)	(m)	(N·m)	(N·m)	(rad)	(m)
1	0,00000	0,00	0,00	2,39E-04	1,12E-05
(Rod A) 2	0,04663	0,00	0,00	2,39E-04	0,00E+00
3	0,07508	288,87	288,87	2,18E-04	6,60E-06
4	0,08422	381,68	381,68	2,10E-04	8,56E-06
(Rueda 2) 5	0,13645	912,00	791,25	8,29E-05	1,58E-05
6	0,19508	1239,08	1239,08	2,62E-04	1,03E-05
(Rod B) 7	0,22355	1473,29	1473,29	4,71E-04	0,00E+00
8	0,25804	904,77	904,77	6,94E-04	2,04E-05
(F ext) 9	0,31293	0,00	0,00	8,29E-04	6,34E-05
10	0,36782	0,00	0,00	8,29E-04	1,09E-04

Imagen 42. Combinación horizontal-vertical sentido de giro horario y fuerza exterior positiva.

4.7.3 DISEÑO A FATIGA EJE DE SALIDA

Según los resultados obtenidos de los diferentes posibles escenarios, se estudiarán las diferentes secciones del eje para el escenario con sentido de giro horario y fuerza exterior positiva, por ser el más desfavorable desde el punto de vista de los momentos flectores (resultados “Imagen 42”). Las secciones interesantes de estudio serán: 3, 5, 6, 8 y 9 según “Imagen 30”.

SECCIÓN 3

En esta primera sección de estudio hay un cambio de diámetro, de 65 a 75 mm, por lo que aparecerá un concentrador de tensiones K_t de valor final 2,6. En este punto se despreciará el momento torsor, pero se tiene en cuenta el momento flector al que está sometida la sección.

Eje de Salida Sección 3				Ka	7,05E-01	alfa	0,0780153		
Comprobación	valido			a	4,51	rad. Acuerdo	1,5		
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550	b	-0,265	q	0,95056112
x	2,5	Sy[Mpa]	750			Kc	1	D original	65
						Kd	1,01	Ke	0,868
flector [Nm]	torsor [Nm]	D reduc [mm]	r/D redu	D orig/D redu	Kt	Kf	sn	Kb	d necesario
288,87	0	75	0,02	0,86666667	1,9	1,855505012	1,36E+02	0,7421388	3,78E+01
288,87	0	37,8218019	0,039659665	1,71858549	2,6	2,520897799	107,680222	0,79854294	40,8791828
288,87	0	40,8791828	0,036693493	1,59005136	2,6	2,520897799	106,788287	0,79192847	40,9926799
288,87	0	40,9926799	0,036591899	1,58564895	2,6	2,520897799	106,756612	0,79169357	40,9967338
288,87	0	40,9967338	0,036588281	1,58549216	2,6	2,520897799	106,755482	0,79168519	40,9968784

Imagen 43. Resultados estudio a fatiga Sección 3 – Eje de Salida.

A la vista de los resultados, podemos afirmar que el diámetro establecido por rigidez torsional es correcto, ya que es superior al mínimo establecido por fatiga.

SECCIÓN 5

En esta sección se acopla al eje mediante un chavetero la rueda de la segunda etapa, por lo que dará lugar a un concentrador de tensiones K_f de valor 2,0. Además, estará sometida a un momento flector y torsor, de valores 912 y 1515,218, respectivamente.

Eje de Salida Sección 5									
Comprobación		valido							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
flector [Nm]	torsor [Nm]	D eje [mm]	Kf	sn	Kb	d necesario	Ka	7,05E-01	
912	1515,218	65	2	136,754063	0,804595	56,1936204	a	4,51	
912	1515,218	56,1936204	2	138,006875	0,81196594	56,0375005	b	-0,265	
912	1515,218	56,0375005	2	138,029085	0,81209661	56,0347517	Kc	1	
912	1515,218	56,0347517	2	138,029476	0,81209891	56,0347033	Kd	1,01	
912	1515,218	56,0347033	2	138,029483	0,81209895	56,0347024	Ke	0,868	

Imagen 44. Resultados estudio a fatiga Sección 5 – Eje de Salida.

A la vista de los resultados, podemos afirmar que el diámetro establecido por rigidez torsional es correcto, ya que es superior al mínimo establecido por fatiga.

SECCIÓN 6

Esta sección se trata de una entalla, por lo que aparecerá un concentrador de tensiones K_f de valor 2,2. Además, estará sometida a un momento torsor y flector de 1515,218 y 1239,08 Nm, respectivamente.

Eje de Salida Sección 6									
Comprobación		valido							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
flector [Nm]	torsor [Nm]	D eje [mm]	Kf	sn	Kb	d necesario	Ka	7,05E-01	
1239,08	1515,218	65	2,2	124,321876	0,804595	63,7399819	a	4,51	
1239,08	1515,218	63,7399819	2,2	124,484833	0,80564964	63,7132562	b	-0,265	
1239,08	1515,218	63,7132562	2,2	124,488289	0,805672	63,7126898	Kc	1	
1239,08	1515,218	63,7126898	2,2	124,488362	0,80567248	63,7126778	Kd	1,01	
1239,08	1515,218	63,7126778	2,2	124,488364	0,80567249	63,7126776	Ke	0,868	

Imagen 45. Resultados estudio a fatiga Sección 6 – Eje de Salida.

A la vista de los resultados, podemos afirmar que el diámetro establecido por rigidez torsional es correcto, ya que es superior al mínimo establecido por fatiga.

SECCIÓN 8

Esta sección se trata de una entalla, por lo que aparecerá un concentrador de tensiones K_f de valor 2,2. Además, estará sometida a un momento torsor y flector de 1515,218 y 904,77 Nm, respectivamente.

Eje de Salida Sección 8									
Comprobación		valido							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
flector [Nm]	torsor [Nm]	D eje [mm]	Kf	sn	Kb	d necesario	Ka	7,05E-01	
904,77	1515,218	65	2,2	124,321876	0,804595	57,7232056	a	4,51	
904,77	1515,218	57,7232056	2,2	125,262976	0,81068568	57,5887138	b	-0,265	
904,77	1515,218	57,5887138	2,2	125,280369	0,81079825	57,586242	Kc	1	
904,77	1515,218	57,586242	2,2	125,280689	0,81080032	57,5861965	Kd	1,01	
904,77	1515,218	57,5861965	2,2	125,280695	0,81080035	57,5861957	Ke	0,868	

Imagen 46. Resultados estudio a fatiga Sección 8 – Eje de Salida.

A la vista de los resultados, podemos afirmar que el diámetro establecido por rigidez torsional es correcto, ya que es superior al mínimo establecido por fatiga.

SECCIÓN 9

En esta sección se encuentra el chavetero a través del cual se realiza el acople con la máquina arrastrada, por lo que dará lugar a un concentrador de tensiones K_f de valor 2,0. Además, estará sometida a un momento torsor de 1515,218 Nm.

Eje de Salida Sección 9									
Comprobacion		sustituir							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn'[Mpa]	550				
x	2,5	Sy[Mpa]	750						
flector [Nm]	torsor [Nm]	D eje [mm]	Kf	sn	Kb	d necesario	Ka	7,05E-01	
0	1515,218	65	2	1,37E+02	0,804595	6,56E+01	a	4,51	
0	1515,218	65,5880922	2	136,6704	0,80410277	65,6014728	b	-0,265	
0	1515,218	65,6014728	2	136,668497	0,80409157	65,6017774	Kc	1	
0	1515,218	65,6017774	2	136,668453	0,80409131	65,6017843	Kd	1,01	
0	1515,218	65,6017843	2	136,668452	0,80409131	65,6017844	Ke	0,868	

Imagen 47. Resultados estudio a fatiga Sección 9 – Eje de Salida.

Para esta sección el diámetro mínimo para asegurar el coeficiente de seguridad a fatiga deseado es inferior al estimado por el criterio de rigidez torsional. Debido a esto, aumentaremos el diámetro del eje hasta los 70 mm. El nuevo valor de la fuerza exterior quedaría:

$$F_r = \frac{T}{2 \cdot d} = \frac{1515,218}{2 \cdot (70 \cdot 10^{-3})} = \pm 10822,986 \text{ N}$$

Estudiaremos la combinación más desfavorable mencionada anteriormente con estos nuevos valores, aunque al tener el eje mayor rigidez y ser la fuerza exterior menor, no deberíamos tener mayores complicaciones. La nueva combinación horizontal-vertical con sentido de giro horario y fuerza exterior con el cambio de diámetro y nuevo valor de fuerza externa quedaría como:

Reacc en A(N)		2897,24	Reacc en B(N)		14438,34
Cotas de Secciones		Diagrama de momentos		Deformación	
		anterior	posterior	angular	Deflexión
Sección (i)	(m)	(N·m)	(N·m)	(rad)	(m)
1	0,00000	0,00	0,00	1,66E-04	7,75E-06
(Rod A) 2	0,04663	0,00	0,00	1,66E-04	0,00E+00
3	0,07508	275,16	275,16	1,51E-04	4,59E-06
4	0,08422	363,56	363,56	1,45E-04	5,94E-06
(Rueda 2) 5	0,13645	868,72	740,95	5,98E-05	1,09E-05
6	0,19508	1151,00	1151,00	1,81E-04	7,14E-06
(Rod B) 7	0,22355	1368,05	1368,05	3,25E-04	0,00E+00
8	0,25804	840,15	840,15	4,79E-04	1,41E-05
(F ext) 9	0,31293	0,00	0,00	5,72E-04	4,38E-05
10	0,36782	0,00	0,00	5,72E-04	7,52E-05

Imagen 48. Nueva combinación horizontal-vertical sentido de giro horario y fuerza exterior positiva.

El resto de las secciones están bajo momentos menores, por lo que cumplen. Por tanto, para la sección 9:

SECCIÓN 9:

En esta sección se encuentra el chavetero a través del cual se realiza el acople con la máquina arrastrada, por lo que dará lugar a un concentrador de tensiones K_f de valor 2,0. Además, estará sometida a un momento torsor de 1515,218 Nm.

Eje de Salida Sección 9									
Comprobación		valido							
Material	20MnCr5	Su[Mpa]	1100	Sn[Mpa]	550				
x		2,5	Sy[Mpa]	750					
flector [Nm]	torsor [Nm]	D eje [mm]	Kf	sn	Kb	d necesario	Ka		7,05E-01
0	1515,218	70	2	1,36E+02	0,80041	6,57E+01	a		4,51
0	1515,218	65,7022042	2	136,654166	0,80400726	65,6040704	b		-0,265
0	1515,218	65,6040704	2	136,668127	0,80408939	65,6018365	Kc		1
0	1515,218	65,6018365	2	136,668445	0,80409126	65,6017856	Kd		1,01
0	1515,218	65,6017856	2	136,668452	0,80409131	65,6017845	Ke		0,868

Imagen 49. Nuevos resultados estudio a fatiga Sección 9 – Eje de Salida.

En esta ocasión, el diámetro mínimo para que con el coeficiente de seguridad establecido no se produzca fallo a fatiga es menor que el designado para el eje, por lo que no fallará. El diámetro final elegido para el eje de salida será de 70 mm.

REDIMENSIONADO CHAVETAS EJE DE SALIDA:

En el eje de salida, $d_{eje} = 70 \text{ mm}$, por lo que:

$$L_{chaveta} = 1,25 \cdot 70 = 87,5 \text{ mm, normalizado } 90 \text{ mm}$$

Y según la "Tabla 3.3.1 Chavetas estandarizadas por UNE 17102-1:1967", una sección de 20x12 mm.

Para dimensionar el chavetero, conociendo "Ec. 17.1" y los datos pertinentes:

$$L_{chavetero} = 90 + 20 = 110 \text{ mm}$$

De igual manera que con las chavetas, de la tabla se obtiene una profundidad en el eje de 7,5 mm y 4,9 mm de profundidad en el cubo.

Como resumen del redimensionado de las chavetas obtenemos:

Chavetas		Cantidad
Eje de Entrada	Chaveta paralela tipo B 6x6x25	2
Eje Intermedio	Chaveta paralela tipo B 10x8x45	2
Eje de Salida	Chaveta paralela tipo B 20x12x90	2

Tabla 5. Cuadro-resumen redimensionado chavetas.

5. DIMENSIONADO RODAMIENTOS

Llegados a este punto donde disponemos de los ejes que conforman el reductor ya dimensionados en cuanto a secciones y diámetros, procederemos a dimensionar los rodamientos. La principal finalidad de acoplar rodamientos a los ejes es la de minimizar todo lo posible las pérdidas por fricción.

En primer lugar, debemos estimar la vida de funcionamiento de los rodamientos, que dependerá del tipo de trabajo a la que estará sometida la máquina arrastrada y, por tanto, el equipo reductor. Lo haremos a partir de la siguiente tabla:

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

Tabla 6. Tiempos de vida recomendados para rodamientos según funcionamiento.

La máquina a la cual estará conectada nuestro grupo reductor tendrá servicios de 8h a plena carga, por lo que la vida recomendada de los rodamientos será de 20.000 a 30.000h. Estos rodamientos se elegirán del catálogo de SKF, y deberemos tener en cuenta:

- El diámetro del eje al que estén acoplados.
- Las cargas transmitidas. Al tratarse de engranajes cilíndricos con dentado helicoidal aparecerán cargas axiales y radiales.

5.1 CÁLCULO DE LAS FUERZAS EN LOS RODAMIENTOS

El tipo de rodamiento elegido es el de tipo rodillo cónico de una hilera. Deberemos realizar los cálculos necesarios para garantizar que los rodamientos elegidos cumplan con las horas de vida establecidas. Para estos cálculos tendremos en cuenta:

- Si el cociente entre la fuerza axial y radial es menor que “e”, la influencia de la fuerza axial será desestimado, por lo que $F_{eq} = F_r$ Ec. 22
- Si el cociente mencionado es superior a “e”, entonces $F_{eq} = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a$ Ec. 23

Los valores mencionados de “e” e “Y” serán proporcionados por el fabricante. Cabe añadir que en este tipo de rodamientos se genera un empuje axial debido a la carga radial que se genera por el ángulo de contacto. Este empuje será calculado como:

$$F_{a,rod} = \frac{0,5 \cdot F_r}{Y} \text{ Ec. 24}$$

Al haber dos rodamientos montados en cada eje, tendremos dos casos de estudio:

- El primer caso, donde el rodamiento A se opone a la fuerza axial:

$$F_{axial} + \frac{0,5 \cdot F_{radial B}}{Y_B} > \frac{0,5 \cdot F_{radial A}}{Y_A} \text{ Ec. 25}$$

Por lo que:

$$F_{axial A} = \frac{0,5 \cdot F_{radial B}}{Y_B} + F_{axial} \text{ Ec. 26}$$

$$F_{axial B} = \frac{0,5 \cdot F_{radial B}}{Y_B} \text{ Ec. 27}$$

- El segundo caso, donde el rodamiento B se opone al rodamiento A:

$$F_{axial} + \frac{0,5 \cdot F_{radial B}}{Y_B} < \frac{0,5 \cdot F_{radial A}}{Y_A} \text{ Ec. 28}$$

Por lo que:

$$F_{axial A} = \frac{0,5 \cdot F_{radial A}}{Y_A} \text{ Ec. 29}$$

$$F_{axial B} = \frac{0,5 \cdot F_{radial A}}{Y_A} - F_{axial} \text{ Ec. 30}$$

5.2 CÁLCULO DE LA VIDA DE LOS RODAMIENTOS A FATIGA

En este apartado se calculará la vida nominal de los rodamientos. La vida nominal es la vida útil que se espera que alcance el 90% de un grupo de rodamientos idénticos antes de que aparezca fatiga en el material. Se calculará de la siguiente manera:

$$L_{10} = 10^6 \cdot \left(\frac{C}{F_{eq}} \right)^q \text{ Ec. 31}$$

Definimos los elementos que conforman la ecuación como:

- C: resistencia del rodamiento a carga dinámica. Equivale a la fuerza que generará el 10% de los fallos para 10^6 ciclos. Obtendremos el valor del catálogo del fabricante.
- F_{eq} : fuerza equivalente calculada.
- q: al tratarse de rodamientos cónicos adoptará el valor de $q = 10/3$.

Debido a que la ecuación "Ec. 31" la usaremos para calcular la fiabilidad de los rodamientos en un 90%, deberemos aplicar una serie de correctores. Esto será mediante la siguiente ecuación:

$$L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10} \text{ Ec. 31.1}$$

De donde:

- a_1 : conocido como factor de fiabilidad. Al ser los rodamientos elementos de alta importancia para garantizar el correcto funcionamiento y tiempo de vida útil de nuestro grupo reductor, elegiremos una fiabilidad del 99%, por lo que el factor tomará valor de 0,25. Hallamos estos valores de la siguiente tabla:

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 6.2. Factor de fiabilidad a_1 .

- a_{iso} : es un factor de corrección que depende de las condiciones de trabajo. Es decir, se verá condicionado por la contaminación del entorno y, por ende, del lubricante. Consideraremos un valor de 0,25 para el factor de contaminación η_c , este valor será seleccionado de la siguiente tabla:

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

Tabla 6.3. Factor de contaminación η_c .

El otro factor que condicionará es el factor de viscosidad del lubricante, k , obteniéndose como:

$$k = \frac{v}{v_1} \text{ Ec. 31.1}$$

Donde ν es la viscosidad del lubricante a temperatura de trabajo. Por otra parte, ν_1 vendrá condicionada por el diámetro medio de los rodamientos (en mm) y el régimen de giro (en rpm), se calculará como:

- Si $n < 1000 \text{ rpm}$, entonces $\nu_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1,667}}} \text{ Ec. 31.2}$
- Si $n \geq 1000 \text{ rpm}$, entonces $\nu_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}} \text{ Ec. 31.3}$

Con el factor de contaminación η_c podremos calcular el valor de la expresión $\frac{P_u \cdot \eta_c}{F_{eq}}$, que junto con el valor calculado de k , nos ayudará a finalmente hallar el valor de a_{iso} a partir de la siguiente imagen:

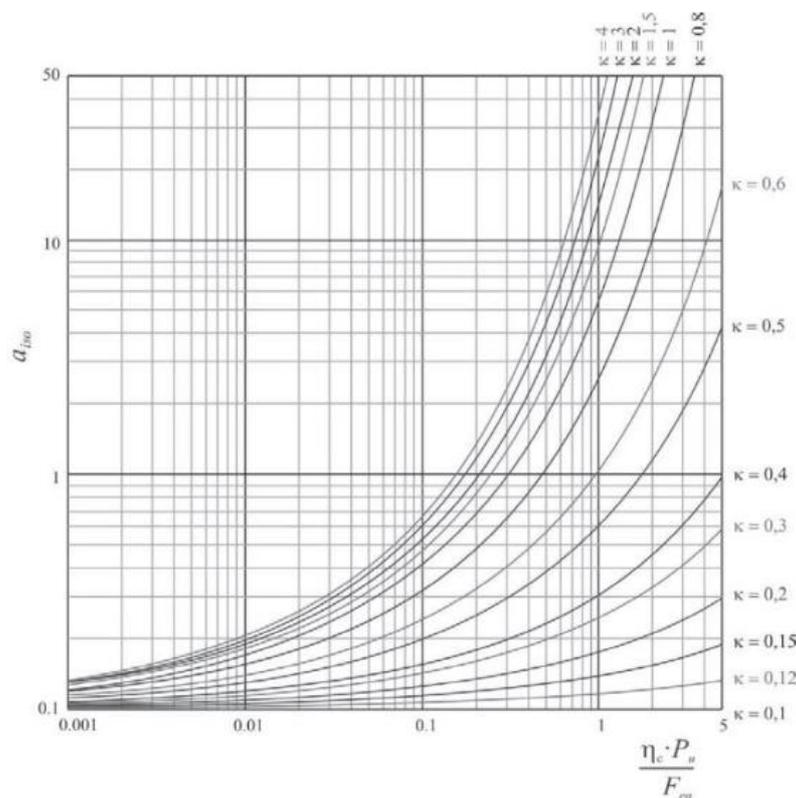


Imagen 50. Obtención de a_{iso} para rodamientos radiales de rodillos.

El dato de partida para comenzar los cálculos será el diámetro mínimo de los rodamientos. Teniendo en cuenta las características de los rodamientos según catálogo, obtenemos la siguiente ecuación:

$$L = a_1 \cdot a_{iso} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F_{eq}} \right)^q \text{ Ec. 31.4}$$

De la cuál despejaremos para hallar el valor a resistencia a carga dinámica necesario y estudiar la viabilidad del rodamiento seleccionado. Si el calculado es inferior al ofrecido por catálogo, será viable su uso. Quedando la ecuación:

$$C_{necesario} = F_{eq} \cdot \left(\frac{60 \cdot n \cdot L}{10^6 \cdot a_1 \cdot a_{iso}} \right)^{\frac{1}{q}} \quad \text{Ec. 31.5}$$

Finalmente, el lubricante escogido para garantizar el correcto funcionamiento de los rodamientos será el ISO-VG-860, de características:

LUBRICANTE	v_{100} (mm ² /s)	v_{40} (mm ² /s)	A	B	$T_{trabajo}$ (°C)	v (mm ² /s)
ISO VG 860	51	860	8,129	3,070	50	461,559

Tabla 6.4. Viscosidad del lubricante a temperatura de trabajo.

Se ha hecho uso de una hoja Excel en la que se han definido todas las ecuaciones necesarias y anteriormente mencionadas para agilizar el proceso de cálculo.

RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS DE LA FUERZA EQUIVALENTE:

	Fr N	Fa N	e	y	Feq	nc	a1	(nc*Pu/Feq)	Posicion
Rodamiento 1	1562,39	390,5984394	0,3	2	1562,393758	0,25	0,25	0,8000544	Libre
Rodamiento 2	373,7276121	771,5174394	0,3	2	1692,525924	0,25	0,25	0,738541125	Fijo
Rodamiento 3	634,6137229	440,7039742	0,31	0,72	571,1523506	0,25	0,25	5,471394798	libre
Rodamiento 4	4401,037305	2713,013974	0,54	1,1	4744,730293	0,25	0,25	0,922075593	fijo
Rodamiento 5	8013,545843	8757,820539	0,4	1,5	16342,14915	0,25	0,25	0,49718063	fijo
Rodamiento 6	20599,29	6866,429539	0,4	1,5	20599,28862	0,25	0,25	0,394431097	libre

Tabla 6.5. Resultados fuerza equivalente.

RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS DE LA "a_{iso}":

	Referencia	Pu[Kn]	F eq N	v	v1	k=v/v1	(nc*Pu/Feq)	a iso
Rodamiento 1	32304	5	1562,393758	461,5588653	17,79045817	25,94418091	0,8000544	19
Rodamiento 2	32304	5	1692,525924	461,5588653	17,79045817	25,94418091	0,738541125	14
Rodamiento 3	32307	12,5	571,1523506	461,5588653	44,54512797	10,36160151	5,471394798	50
Rodamiento 4	32307 B	17,5	4744,730293	461,5588653	44,54512797	10,36160151	0,922075593	25
Rodamiento 5	33214	32,5	16342,14915	461,5588653	94,37462625	4,890709332	0,49718063	8
Rodamiento 6	33214	32,5	20599,28862	461,5588653	94,37462625	4,890709332	0,394431097	3,5

Tabla 6.6. Resultados a_{iso}.

RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS DE LA RESISTENCIA A CARGA DINÁMICA "C":

	Referencia	c	F eq N	l10 h	a iso	l	n	c calculada
Rodamiento 1	32304	54,3	1562,393758	1619300,383	19	7691676,819	1410	9,735886981
Rodamiento 2	32304	54,3	1692,525924	1240255,908	14	4340895,679	1410	11,55867433
Rodamiento 3	32307	117	571,1523506	4758517084	50	59481463551	177,483	1,429727829
Rodamiento 4	32307 B	115	4744,730293	3869424,295	25	24183901,84	177,483	14,62251015
Rodamiento 5	33214	247	16342,14915	6101427,271	8	12202854,54	23,319	38,56031078
Rodamiento 6	33214	247	20599,28862	2820252,089	3,5	2467720,577	23,319	62,2859598

Tabla 6.7. Resultados cálculos resistencia a carga dinámica.

VIABILIDAD RODAMIENTOS SELECCIONADOS:

	Referencia	C > Ccalculada	l > 25000h
Rodamiento 1	32304	valido	valido
Rodamiento 2	32304	valido	valido
Rodamiento 3	32307	valido	valido
Rodamiento 4	32307 B	valido	valido
Rodamiento 5	33214	valido	valido
Rodamiento 6	33214	valido	valido

Tabla 6.8. Comprobación viabilidad rodamientos seleccionados.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA UNA MÁQUINA EXTRUSORA
DE FIBRAS DE HILO CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DE
 $i=62.833$**

***Anexo del documento nº 1:
TABLAS***

Tabla de contenido

TABLA Nº 1: DIMENSIONES NORMALIZADAS PARA CHAVETAS.....	5
TABLA Nº 2: COEFICIENTE DE APLICACIÓN K_A.....	5
TABLA Nº 3: MATERIALES DE FABRICACIÓN PARA ENGRANAJES	6
TABLA Nº 4: COEFICIENTES H_1, H_2 Y H_3	7
GRÁFICA Nº 1: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CON LA TEMPERATURA	7
TABLA Nº 5: COEFICIENTES $\alpha - b$ SEGÚN ACABADO SUPERFICIAL EN ACEROS	7
TABLA Nº 6: FACTOR DE TEMPERATURA K_d PARA ACEROS.....	8
TABLA Nº 7: FACTOR DE CONFIABILIDAD K_e PARA ACEROS	8
TABLA Nº 8: CONCENTRADOR DE TENSIONES K_f	9
GRÁFICA Nº 2: CONCENTRADOR DE TENSIONES K_t.....	9
TABLA Nº 9: TIEMPOS DE VIDA RECOMENDADOS PARA RODAMIENTOS SEGÚN FUNCIONAMIENTO	10
TABLA Nº 10: FACTOR DE FIABILIDAD α_1.....	10
TABLA Nº 11: FACTOR DE CONTAMINACIÓN.....	11
GRÁFICA Nº 3: FACTOR α_{iso} PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS	11
TABLA Nº 12: RODAMIENTOS EJE DE ENTRADA	12
TABLA Nº 13: RODAMIENTO 1 EJE INTERMEDIO	13
TABLA Nº 14: RODAMIENTO 2 EJE INTERMEDIO	14
TABLA Nº 15: RODAMIENTOS EJE DE SALIDA	15
TABLA Nº 16: CATÁLOGO ANILLOS DE SEGURIDAD	16
TABLA Nº 17: RETÉN EJE DE ENTRADA	18
TABLA Nº 18: RETÉN EJE DE SALIDA.....	19
TABLA Nº 19: TAPÓN DE LLENADO	20
TABLA Nº 20: VISOR DE NIVEL	20
TABLA Nº 21: TAPÓN DE VACIADO	21

TABLA Nº 1: DIMENSIONES NORMALIZADAS PARA CHAVETAS

Diámetro del eje <i>d</i>		Sección de la chaveta <i>b × h</i>	Chavetero											
			Ancho <i>b</i>						Profundidad				Chafán <i>F₁</i>	
			Tolerancia						Eje <i>h₁</i>		Cubo <i>h₂</i>			
			Clase de ajuste del enchavetado						Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia	Mínimo	Máximo
más de	hasta	Nominal	Libre		Normal		Ajustado							
			Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo Js 9	Eje y cubo p 9	Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia	Mínimo	Máximo	
6	8	2 × 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004	± 0,0125	- 0,006	1,2	+ 0,1 0	1	+ 0,1 0	0,08	0,16
	8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- 0,029	- 0,031	1,8		1,4		0,08	0,16
10	12	4 × 4	4	+ 0,030 0	+ 0,078 + 0,030	0 - 0,030	± 0,015	- 0,012 - 0,042	2,5 3 3,5		1,8 2,3 2,8		0,08 0,16 0,16	0,16 0,25 0,25
	12	17	5 × 5											
17	22	6 × 6	6											
22	30	8 × 7	8	+ 0,036 0	+ 0,098 + 0,040	0 - 0,036	± 0,018	- 0,015 - 0,051	4 5		3,3 3,3		0,16 0,25	0,25 0,40
	30	38	10 × 8											
38	44	12 × 8	12	+ 0,043 0	+ 0,120 + 0,050	0 - 0,043	± 0,0215	- 0,018 - 0,061	5 5,5 6 7	+ 0,2 0	3,3 3,8 4,3 4,4	+ 0,2 0	0,25 0,25 0,25 0,25	0,40 0,40 0,40 0,40
	44	50	14 × 9											
50	58	16 × 10	16											
58	65	18 × 11	18											
65	75	20 × 12	20	+ 0,052 0	+ 0,149 + 0,065	0 - 0,052	± 0,026	- 0,022 - 0,074	7,5 9 9 10		4,9 5,4 5,4 6,4		0,40 0,40 0,40 0,40	0,60 0,60 0,60 0,60
	75	85	22 × 14											
85	95	25 × 14	25											
95	110	28 × 16	28											
110	130	32 × 18	32	+ 0,062 0	+ 0,180 + 0,080	0 - 0,062	± 0,031	- 0,026 - 0,088	11 12 13 15 17		7,4 8,4 9,4 10,4 11,4		0,40 0,70 0,70 0,70 0,70	0,60 1,00 1,00 1,00 1,00
	130	150	36 × 20											
150	170	40 × 22	40											
170	200	45 × 25	45											
200	230	50 × 28	50											
230	260	56 × 32	56	+ 0,074 0	+ 0,220 + 0,100	0 - 0,074	± 0,037	- 0,032 - 0,106	20 20 22 25	+ 0,3 0	12,4 12,4 14,4 15,4	+ 0,3 0	0,70 1,20 1,20 2,00	1,00 1,60 1,60 2,50
	260	290	63 × 32											
290	330	70 × 36	70											
330	380	80 × 40	80											
380	440	90 × 45	90	+ 0,087 0	+ 0,260 + 0,120	0 - 0,087	± 0,0435	- 0,037 - 0,124	28 31		17,4 19,5		2,00 2,00	2,50 2,50
	400	500	100 × 50											

TABLA Nº 2: COEFICIENTE DE APLICACIÓN *K_A*

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

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

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

TABLA Nº 3: MATERIALES DE FABRICACIÓN PARA ENGRANAJES

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

TABLA Nº 4: COEFICIENTES H1, H2 Y H3

Q _{ISO}	Ajuste	Dentados no endurecidos superficialmente			Aceros endurecidos superficialmente / rectific.		
		H ₁	H ₂	H ₃	H ₁	H ₂	H ₃
5	a	1.135	2.3·10 ⁻⁴	0.18	1.09	1.99·10 ⁻⁴	0.26
5	b, c	1.10	1.15·10 ⁻⁴	0.18	1.05	1.0·10 ⁻⁴	0.26
6	a	1.15	3.0·10 ⁻⁴	0.18	1.09	3.3·10 ⁻⁴	0.26
6	b, c	1.11	1.5·10 ⁻⁴	0.18	1.05	1.6·10 ⁻⁴	0.26
7	a	1.17	4.7·10 ⁻⁴	0.18	-	-	-
7	b, c	1.12	2.3·10 ⁻⁴	0.18	-	-	-
8	a	1.23	6.1·10 ⁻⁴	0.18	-	-	-
8	b, c	1.15	3.1·10 ⁻⁴	0.18	-	-	-

GRÁFICA Nº 1: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CON LA TEMPERATURA

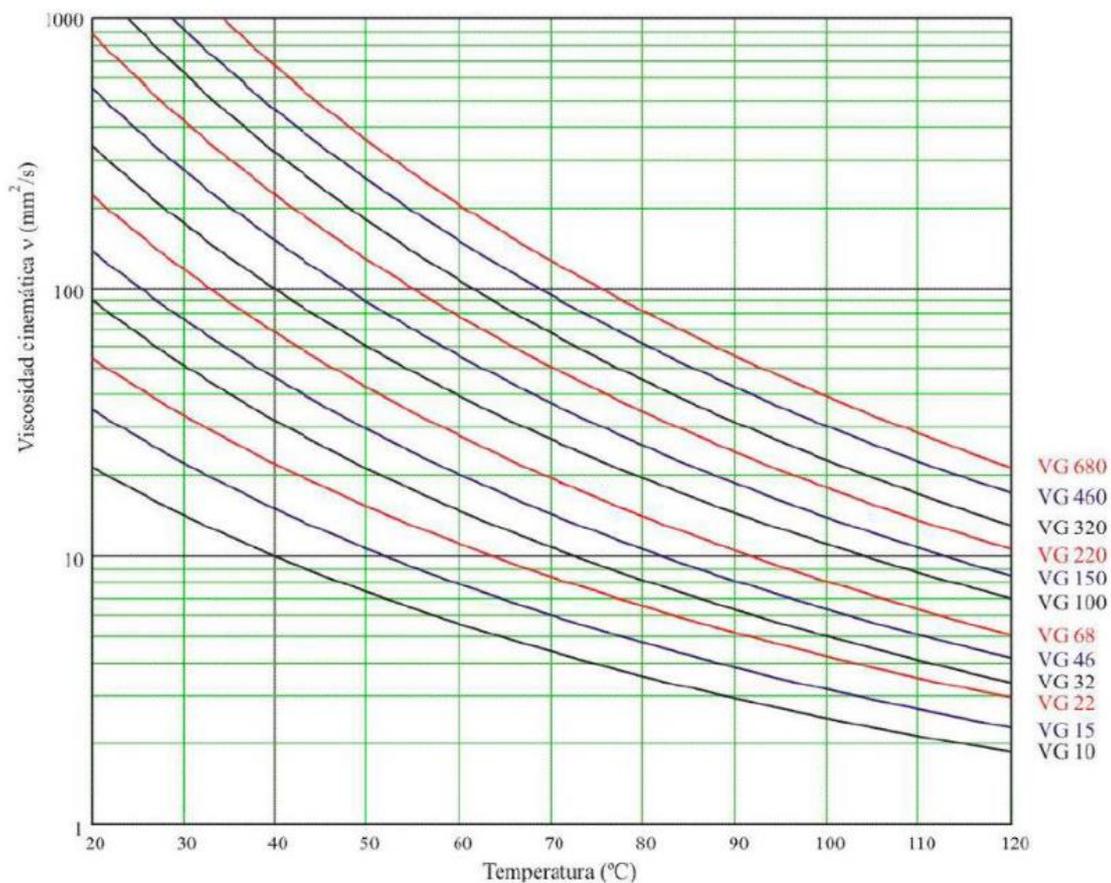


TABLA Nº 5: COEFICIENTES a – b SEGÚN ACABADO SUPERFICIAL EN ACEROS

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

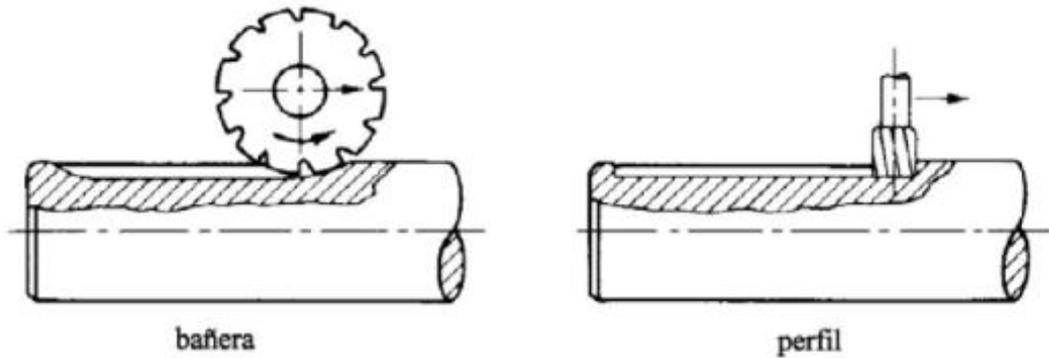
TABLA Nº 6: FACTOR DE TEMPERATURA K_d PARA ACEROS

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

TABLA Nº 7: FACTOR DE CONFIABILIDAD K_e PARA ACEROS

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

TABLA Nº 8: CONCENTRADOR DE TENSIONES K_f



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

GRÁFICA Nº 2: CONCENTRADOR DE TENSIONES K_t

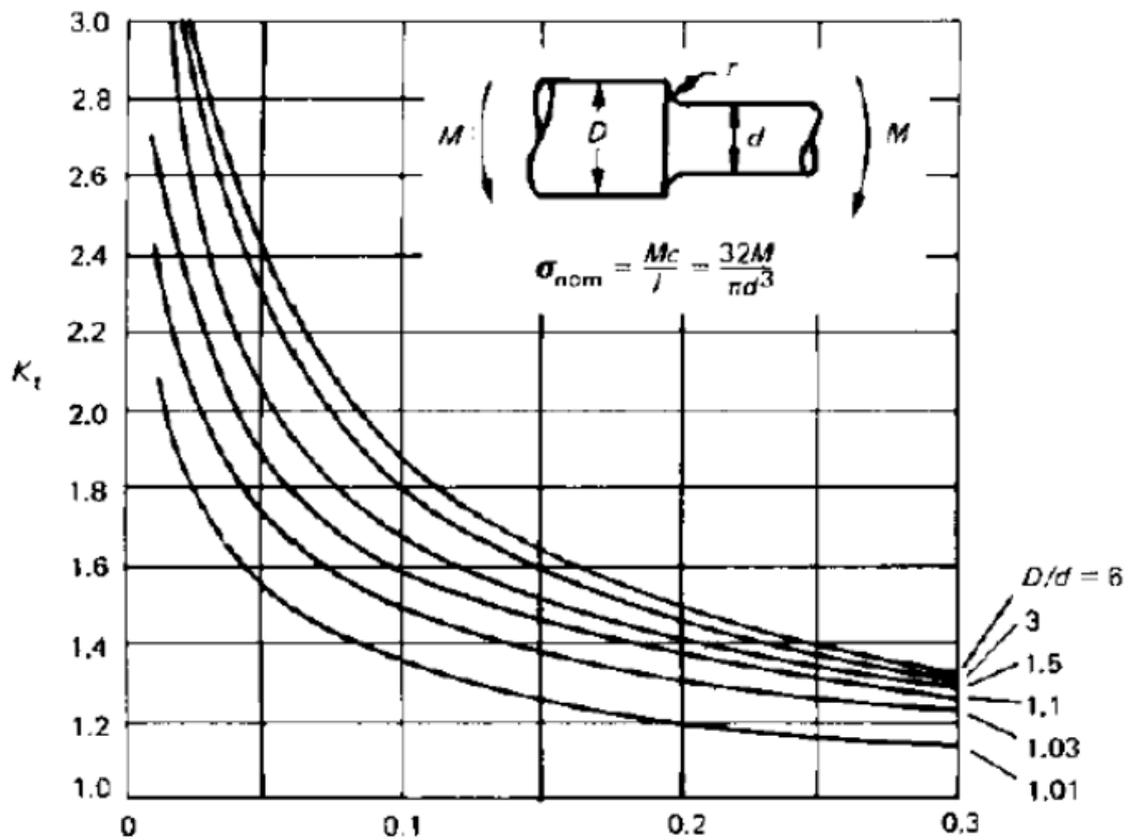


TABLA Nº 9: TIEMPOS DE VIDA RECOMENDADOS PARA RODAMIENTOS SEGÚN FUNCIONAMIENTO

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

TABLA Nº 10: FACTOR DE FIABILIDAD a_1

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

TABLA Nº 11: FACTOR DE CONTAMINACIÓN

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

GRÁFICA Nº 3: FACTOR a_{iso} PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS

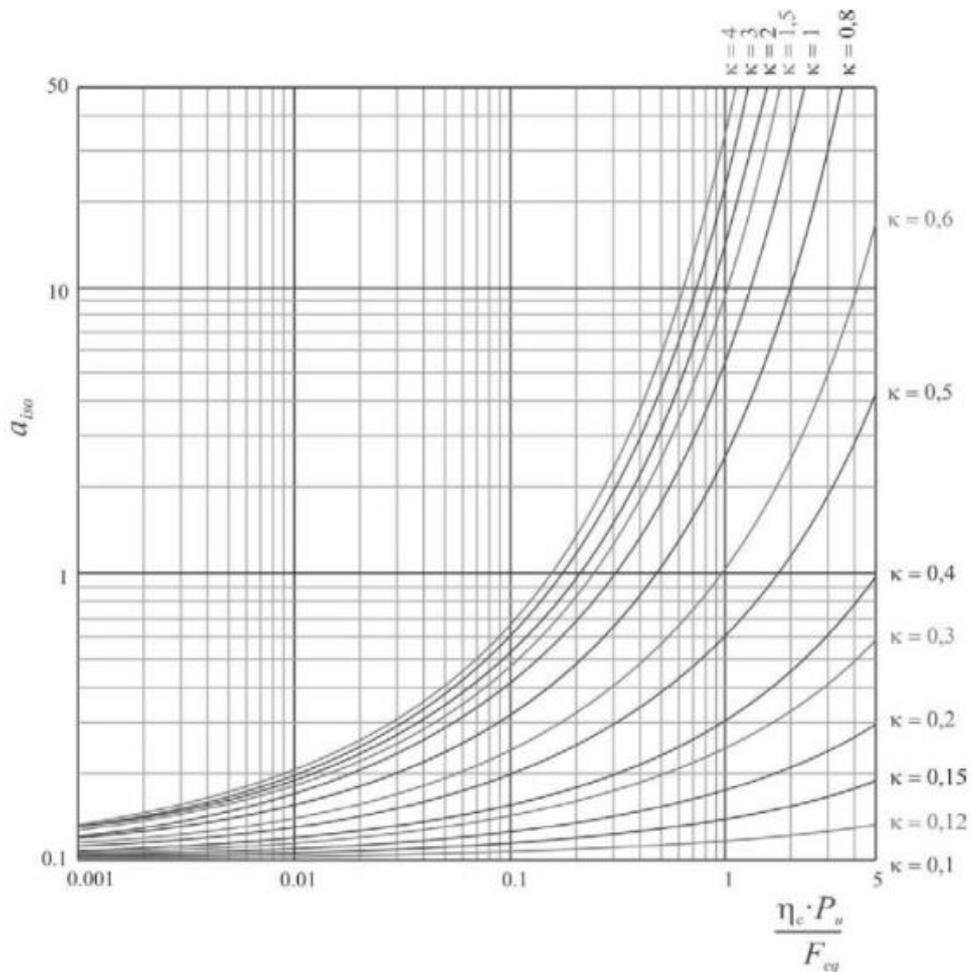
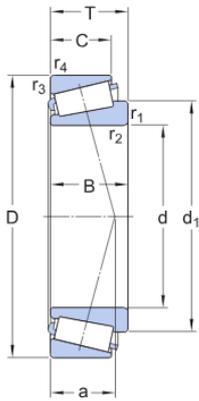
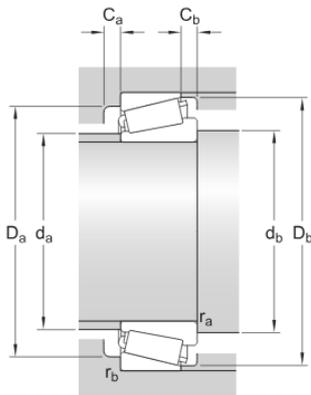


TABLA Nº 12: RODAMIENTOS EJE DE ENTRADA



Dimensiones

d	20 mm	Diámetro del agujero
D	52 mm	Diámetro exterior
T	22.25 mm	Ancho total
d ₁	≈ 34.6 mm	Diámetro del resalte del aro interior
B	21 mm	Ancho del aro interior
C	18 mm	Ancho del aro exterior
r _{1,2}	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán del aro interior
r _{3,4}	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior
a	13.7 mm	Distancia de la cara lateral al punto de presión



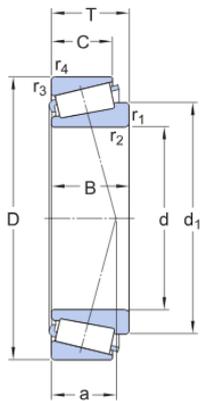
Dimensiones de los resaltes

d _a	max. 27 mm	Diámetro del resalte del eje
d _b	min. 27.5 mm	Diámetro del resalte del eje
D _a	min. 43 mm	Diámetro del resalte del soporte
D _a	max. 45 mm	Diámetro del resalte del soporte
D _b	min. 47 mm	Diámetro del resalte del soporte
C _a	min. 3 mm	Ancho mínimo de espacio requerido en el soporte en cara lateral grande
C _b	min. 4 mm	Ancho mínimo del espacio requerido en el soporte en la cara lateral pequeña
r _a	max. 1.5 mm	Radio de acuerdo del eje
r _b	max. 1.5 mm	Radio de acuerdo del soporte

Datos del cálculo

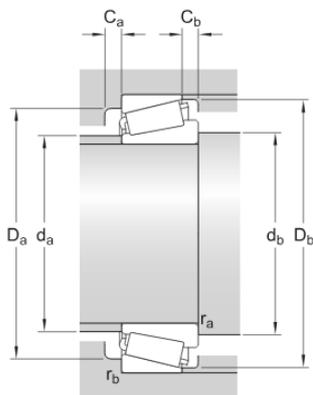
Clase de rendimiento SKF		SKF Explorer
Capacidad de carga dinámica básica	C	54.3 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	45.5 kN
Carga límite de fatiga	P _u	5 kN
Velocidad de referencia		11 000 r/min
Velocidad límite		14 000 r/min
Valor límite	e	0.3
Factor de cálculo	Y	2
Factor de cálculo	Y ₀	1.1

TABLA Nº 13: RODAMIENTO 1 EJE INTERMEDIO



Dimensiones

d	35 mm	Diámetro del agujero
D	80 mm	Diámetro exterior
T	32.75 mm	Ancho total
d ₁	≈ 59.35 mm	Diámetro del resalte del aro interior
B	31 mm	Ancho del aro interior
C	25 mm	Ancho del aro exterior
r _{1,2}	min. 2 mm	Dimensión del chaflán del aro interior
r _{3,4}	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior
a	24.322 mm	Distancia de la cara lateral al punto de presión



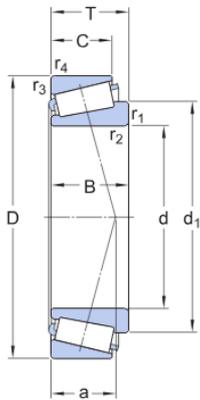
Dimensiones de los resaltes

d _a	max. 43 mm	Diámetro del resalte del eje
d _b	min. 44.5 mm	Diámetro del resalte del eje
D _a	min. 61 mm	Diámetro del resalte del soporte
D _a	max. 72.5 mm	Diámetro del resalte del soporte
D _b	min. 76 mm	Diámetro del resalte del soporte
C _a	min. 4 mm	Ancho mínimo de espacio requerido en el soporte en cara lateral grande
C _b	min. 7.5 mm	Ancho mínimo del espacio requerido en el soporte en la cara lateral pequeña
r _a	max. 2 mm	Radio de acuerdo del eje
r _b	max. 1.5 mm	Radio de acuerdo del soporte

Datos del cálculo

Clase de rendimiento SKF		SKF Explorer
Capacidad de carga dinámica básica	C	115 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	114 kN
Carga límite de fatiga	P _u	12.9 kN
Velocidad de referencia		6 300 r/min
Velocidad límite		8 500 r/min
Valor límite	e	0.54
Factor de cálculo	Y	1.1
Factor de cálculo	Y ₀	0.6

TABLA Nº 14: RODAMIENTO 2 EJE INTERMEDIO

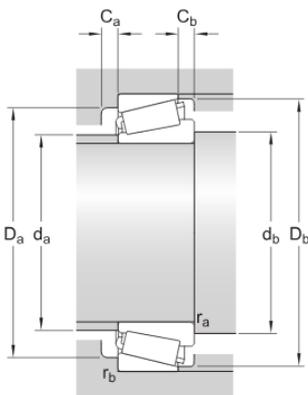


Dimensiones

d	35 mm	Diámetro del agujero
D	80 mm	Diámetro exterior
T	32.75 mm	Ancho total
d ₁	≈ 54.85 mm	Diámetro del resalte del aro interior
B	31 mm	Ancho del aro interior
C	25 mm	Ancho del aro exterior
r _{1,2}	min. 2 mm	Dimensión del chaflán del aro interior
r _{3,4}	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior
a	20.15 mm	Distancia de la cara lateral al punto de presión

Dimensiones de los resaltes

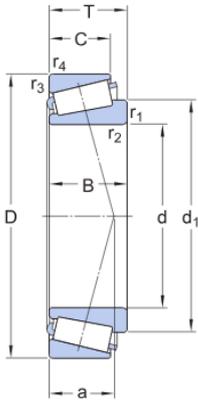
d _a	max. 44 mm	Diámetro del resalte del eje
d _b	min. 44.5 mm	Diámetro del resalte del eje
D _a	min. 66 mm	Diámetro del resalte del soporte
D _a	max. 72.5 mm	Diámetro del resalte del soporte
D _b	min. 74 mm	Diámetro del resalte del soporte
C _a	min. 4 mm	Ancho mínimo de espacio requerido en el soporte en cara lateral grande
C _b	min. 7.5 mm	Ancho mínimo del espacio requerido en el soporte en la cara lateral pequeña
r _a	max. 2 mm	Radio de acuerdo del eje
r _b	max. 1.5 mm	Radio de acuerdo del soporte



Datos del cálculo

Clase de rendimiento SKF		SKF Explorer
Capacidad de carga dinámica básica	C	117 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	106 kN
Carga límite de fatiga	P _u	12.2 kN
Velocidad de referencia		6 700 r/min
Velocidad límite		9 000 r/min
Valor límite	e	0.31
Factor de cálculo	Y	1.9
Factor de cálculo	Y ₀	1.1

TABLA Nº 15: RODAMIENTOS EJE DE SALIDA

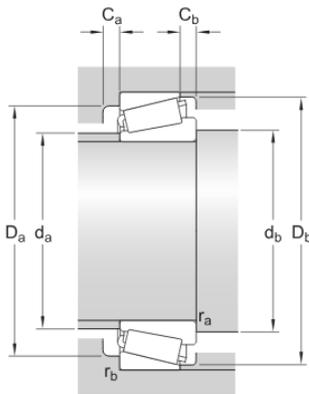


Dimensiones

d	70 mm	Diámetro del agujero
D	125 mm	Diámetro exterior
T	41 mm	Ancho total
d ₁	≈ 97.4 mm	Diámetro del resalte del aro interior
B	41 mm	Ancho del aro interior
C	32 mm	Ancho del aro exterior
r _{1,2}	min. 2 mm	Dimensión del chaflán del aro interior
r _{3,4}	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior
a	30.421 mm	Distancia de la cara lateral al punto de presión

Dimensiones de los resaltes

d _a	max. 80 mm	Diámetro del resalte del eje
d _b	min. 80.5 mm	Diámetro del resalte del eje
D _a	min. 107 mm	Diámetro del resalte del soporte
D _a	max. 116.5 mm	Diámetro del resalte del soporte
D _b	min. 120 mm	Diámetro del resalte del soporte
C _a	min. 6 mm	Ancho mínimo de espacio requerido en el soporte en cara lateral grande
C _b	min. 9 mm	Ancho mínimo del espacio requerido en el soporte en la cara lateral pequeña
r _a	max. 2 mm	Radio de acuerdo del eje
r _b	max. 1.5 mm	Radio de acuerdo del soporte



Datos del cálculo

Clase de rendimiento SKF		SKF Explorer
Capacidad de carga dinámica básica	C	247 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	285 kN
Carga límite de fatiga	P _u	32.5 kN
Velocidad de referencia		3 800 r/min
Velocidad límite		5 000 r/min
Valor límite	e	0.4
Factor de cálculo	Y	1.5
Factor de cálculo	Y ₀	0.8

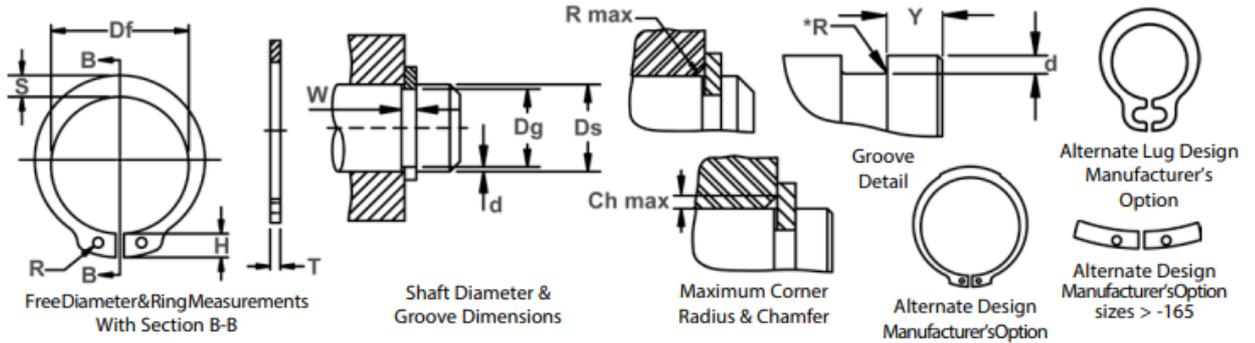
TABLA Nº 16: CATÁLOGO ANILLOS DE SEGURIDAD



DSH Shaft Rings

(DIN 471)

Axially Assembled, External, Metric
Once installed in the groove of a shaft, the portion of the ring protruding from the groove (also called a "shoulder") holds an assembly in place.



RING NO.	SHAFT DIA. (mm)	GROOVE SIZE					RING SIZE & WEIGHT						SUPPLEMENTARY DATA							
		DIAMETER		WIDTH	DEPTH		THICKNESS ***		FREE DIAMETER		LUG HT.	MAX. SEC.	HOLE DIA.	WEIGHT	EDGE MARGIN	THRUST LOAD Ring	THRUST LOAD Groove	Allowable Rad/ Cham.	Max. Load w/Ch Max.	RPM Limits
		Ds	Dg	TOL.	W Min.	d	T	Tol.	Df	Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	kg/ 1000	Y Min.	Pr kN	Pg kN	R/Ch Max.	Pr kN	
DSH-3	3	2,8		0,50	0,10	0,40		2,7		1,9	0,8	1,0	0,017	0,3	0,47	0,1	0,5	0,27	360000	
DSH-4	4	3,8	-0,04	0,50	0,10	0,40		3,7	+0,04	2,2	0,9	1,0	0,022	0,3	0,50	0,2	0,5	0,30	211000	
DSH-5	5	4,8		0,70	0,10	0,60	-0,05	4,7	-0,15	2,5	1,1	1,0	0,066	0,3	1,00	0,2	0,5	0,80	154000	
DSH-6	6	5,7		0,80	0,15	0,70		5,6		2,7	1,3	1,2	0,084	0,5	1,45	0,4	0,5	0,90	114000	
DSH-7	7	6,7		0,90	0,15	0,80		6,5	+0,06	3,1	1,4	1,2	0,121	0,5	2,60	0,5	0,5	1,40	121000	
DSH-8	8	7,6	-0,06	0,90	0,20	0,80		7,4	-0,18	3,2	1,5	1,2	0,158	0,6	3,00	0,8	0,5	2,00	96000	
DSH-9	9	8,6		1,10	0,20	1,00		8,4		3,3	1,7	1,2	0,300	0,6	3,50	0,9	0,5	2,40	85000	
DSH-10	10	9,6		1,10	0,20	1,00		9,3		3,3	1,8	1,5	0,340	0,6	4,00	1,0	1,0	2,40	84000	
DSH-11	11	10,5		1,10	0,25	1,00		10,2		3,3	1,8	1,5	0,410	0,8	4,50	1,4	1,0	2,40	70000	
DSH-12	12	11,5		1,10	0,25	1,00		11,0		3,3	1,8	1,7	0,500	0,8	5,00	1,5	1,0	2,40	75000	
DSH-13	13	12,4		1,10	0,30	1,00		11,9	+0,10	3,4	2,0	1,7	0,530	0,9	5,80	2,0	1,0	2,40	66000	
DSH-14	14	13,4	-0,11	1,10	0,30	1,00		12,9	-0,36	3,5	2,1	1,7	0,640	0,9	6,40	2,1	1,0	2,40	58000	
DSH-15	15	14,3		1,10	0,35	1,00		13,8		3,6	2,2	1,7	0,670	1,1	6,90	2,6	1,0	2,40	50000	
DSH-16	16	15,2		1,10	0,40	1,00		14,7		3,7	2,2	1,7	0,700	1,2	7,40	3,2	1,0	2,40	45000	
DSH-17	17	16,2		1,10	0,40	1,00		15,7		3,8	2,3	1,7	0,820	1,2	8,00	3,4	1,0	2,40	41000	
DSH-18	18	17,0		1,30	0,50	1,20		16,5		3,9	2,4	2,0	1,110	1,5	17,00	4,5	1,5	3,75	39000	
DSH-19	19	18,0		1,30	0,50	1,20		17,5		3,9	2,5	2,0	1,220	1,5	17,00	4,8	1,5	3,80	35000	
DSH-20	20	19,0		1,30	0,50	1,20	-0,06	18,5		4,0	2,6	2,0	1,300	1,5	17,10	5,0	1,5	3,85	32000	
DSH-21	21	20,0	-0,13	1,30	0,50	1,20		19,5	+0,13	4,1	2,7	2,0	1,420	1,5	16,80	5,3	1,5	3,75	29000	
DSH-22	22	21,0		1,30	0,50	1,20		20,5	-0,42	4,2	2,8	2,0	1,500	1,5	16,90	5,6	1,5	3,80	27000	
DSH-23	23	22,0	-0,15	1,30	0,50	1,20		21,5		4,3	2,9	2,0	1,630	1,5	16,60	5,9	1,5	3,80	25000	
DSH-24	24	22,9		1,30	0,55	1,20		22,2		4,4	3,0	2,0	1,770	1,7	16,10	6,7	1,5	3,65	27000	
DSH-25	25	23,9		1,30	0,55	1,20		23,2		4,4	3,0	2,0	1,900	1,7	16,20	7,0	1,5	3,70	25000	
DSH-26	26	24,9		1,30	0,55	1,20		24,2		4,5	3,1	2,0	1,960	1,7	16,10	7,3	1,5	3,70	24000	
DSH-27	27	25,6	-0,21	1,30	0,70	1,20		24,9	+0,21	4,6	3,1	2,0	2,080	2,1	16,40	9,6	1,5	3,80	22500	
DSH-28	28	26,6		1,60	0,70	1,50		25,9	-0,42	4,7	3,2	2,0	2,920	2,1	32,10	10,0	1,5	7,50	21200	
DSH-29	29	27,6		1,60	0,70	1,50		26,9		4,8	3,4	2,0	3,200	2,1	31,80	10,3	1,5	7,45	20000	
DSH-30	30	28,6		1,60	0,70	1,50		27,9		5,0	3,5	2,0	3,320	2,1	32,10	10,7	1,5	7,65	18900	
DSH-31	31	29,3		1,60	0,85	1,50		28,6		5,1	3,5	2,5	3,450	2,6	31,50	13,4	2,0	5,60	17900	
DSH-32	32	30,3		1,60	0,85	1,50		29,6		5,2	3,6	2,5	3,540	2,6	31,20	13,8	2,0	5,55	16900	
DSH-33	33	31,3	-0,25	1,60	0,85	1,50		30,5	+0,25	5,2	3,7	2,5	3,690	2,6	31,60	14,3	2,0	5,65	17400	
DSH-34	34	32,3		1,60	0,85	1,50		31,5	-0,50	5,4	3,8	2,5	3,800	2,6	31,30	14,7	2,0	5,60	16100	
DSH-35	35	33,0		1,60	1,00	1,50		32,2		5,6	3,9	2,5	4,000	3,0	30,80	17,8	2,0	5,55	15500	

ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS.

*The radius "R" on the load side must not exceed 0.1t.

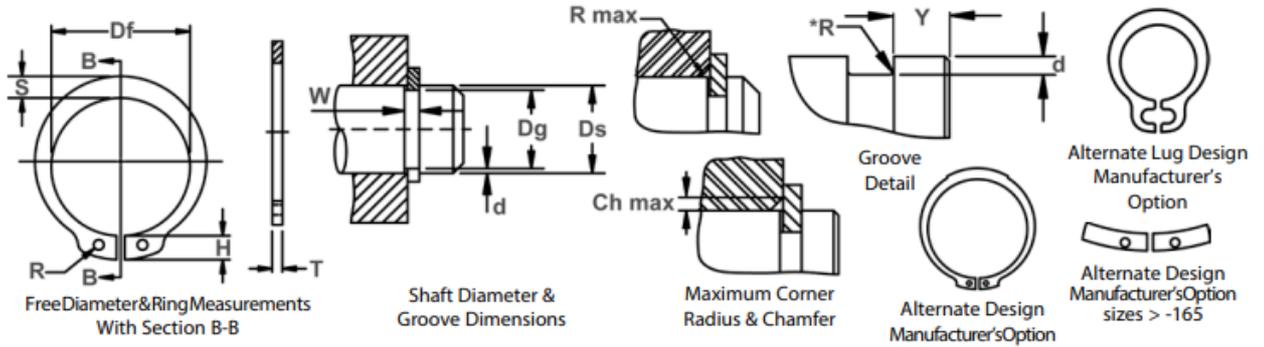
*** FOR PLATED RINGS, ADD 0.05 TO THE LISTED MAXIMUM THICKNESS. MAXIMUM RING THICKNESS WILL BE A MINIMUM OF 0.005

LESS THAN THE LISTED GROOVE WIDTH (W) MINIMUM.

FOR HARDNESS SPECIFICATIONS, SEE END OF SECTION.

www.rotorclip.com

+1 732.469.7333 • sales@rotorclip.com



RING NO.	SHAFT DIA. (mm)		GROOVE SIZE			RING SIZE & WEIGHT										SUPPLEMENTARY DATA				
	Ds	Dg	TOL.	W Min.	d	T	Tol.	Df	Tol.	H Max.	S Ref.	R Min.	kg/1000	Y Min.	Pr kN	Pg kN	Allowable Rad/Cham.	Max. Load W/Ch Max. Pr kN	RPM Limits	
																				Dg
DSH-36	36	34.0		1.85	1.00	1.75		33.2		5.6	4.0	2.5	5.000	3.0	49.40	18.3	2.0	9.00	14500	
DSH-37	37	35.0		1.85	1.00	1.75		34.2	+0,25	5.7	4.1	2.5	5.370	3.0	50.00	18.8	2.0	9.15	14100	
DSH-38	38	36.0		1.85	1.00	1.75		35.2	-0,50	5.8	4.2	2.5	5.620	3.0	49.50	19.3	2.0	9.10	13600	
DSH-39	39	37.0		1.85	1.00	1.75		36.0		5.9	4.3	2.5	5.850	3.0	49.80	19.9	2.0	9.25	14500	
DSH-40	40	37.5		1.85	1.25	1.75		36.5		6.0	4.4	2.5	6.030	3.8	51.00	25.3	2.0	9.50	14300	
DSH-41	41	38.5		1.85	1.25	1.75		37.5		6.2	4.5	2.5	6.215	3.8	50.10	26.0	2.0	9.40	13500	
DSH-42	42	39.5	-0,25	1.85	1.25	1.75	-0,06	38.5	+0,39	6.5	4.5	2.5	6.500	3.8	50.00	26.7	2.0	9.45	13000	
DSH-44	44	41.5		1.85	1.25	1.75		40.5	-0,90	6.6	4.6	2.5	7.000	3.8	48.50	28.0	2.0	9.20	11800	
DSH-45	45	42.5		1.85	1.25	1.75		41.5		6.7	4.7	2.5	7.500	3.8	49.0	28.6	2.0	9.35	11400	
DSH-46	46	43.5		1.85	1.25	1.75		42.5		6.7	4.8	2.5	7.600	3.8	48.9	29.4	2.0	9.40	10900	
DSH-47	47	44.5		1.85	1.25	1.75		43.5		6.8	4.9	2.5	7.500	3.8	49.5	30.0	2.0	9.55	11000	
DSH-48	48	45.5		1.85	1.25	1.75		44.5		6.9	5.0	2.5	7.900	3.8	49.4	30.7	2.0	9.55	10000	
DSH-50	50	47.0		2.15	1.50	2.00		45.8		6.9	5.1	2.5	10.20	4.5	73.3	38.0	2.0	14.40	11000	
DSH-52	52	49.0		2.15	1.50	2.00		47.8		7.0	5.2	2.5	11.10	4.5	73.1	39.7	2.5	11.50	10000	
DSH-54	54	51.0		2.15	1.50	2.00		49.8		7.1	5.3	2.5	11.30	4.5	71.2	41.2	2.5	11.30	9000	
DSH-55	55	52.0		2.15	1.50	2.00		50.8		7.2	5.4	2.5	11.40	4.5	71.4	42.0	2.5	11.40	9000	
DSH-56	56	53.0		2.15	1.50	2.00		51.8		7.3	5.5	2.5	11.80	4.5	70.8	42.8	2.5	11.30	9000	
DSH-57	57	54.0		2.15	1.50	2.00		52.8		7.3	5.5	2.5	12.20	4.5	70.9	43.7	2.5	11.40	8000	
DSH-58	58	55.0		2.15	1.50	2.00		53.8		7.3	5.6	2.5	12.60	4.5	71.1	44.3	2.5	11.50	8000	
DSH-60	60	57.0		2.15	1.50	2.00		55.8		7.4	5.8	2.5	12.90	4.5	69.2	46.0	2.5	11.30	8000	
DSH-62	62	59.0		2.15	1.50	2.00	-0,07	57.8		7.5	6.0	2.5	14.30	4.5	69.3	47.5	2.5	11.40	7000	
DSH-63	63	60.0	-0,30	2.15	1.50	2.00		58.8		7.6	6.2	2.5	15.90	4.5	70.2	48.3	2.5	11.60	7000	
DSH-65	65	62.0		2.65	1.50	2.50		60.8		7.8	6.3	3.0	18.20	4.5	135.0	49.8	2.5	22.70	7000	
DSH-67	67	64.0		2.65	1.50	2.50		62.5	+0,46	7.9	6.4	3.0	20.30	4.5	136.0	51.3	2.5	23.00	7000	
DSH-68	68	65.0		2.65	1.50	2.50		63.5	-1,10	8.0	6.5	3.0	21.80	4.5	135.0	52.2	2.5	23.10	7000	
DSH-70	70	67.0		2.65	1.50	2.50		65.5		8.1	6.6	3.0	22.00	4.5	134.0	53.8	2.5	23.00	7000	
DSH-72	72	69.0		2.65	1.50	2.50		67.5		8.2	6.8	3.0	22.50	4.5	131.0	55.3	2.5	22.80	6000	
DSH-75	75	72.0		2.65	1.50	2.50		70.5		8.4	7.0	3.0	24.60	4.5	130.0	57.6	2.5	22.80	6000	
DSH-77	77	74.0		2.65	1.50	2.50		72.5		8.5	7.2	3.0	25.70	4.5	131.0	59.3	3.0	19.70	6000	
DSH-78	78	75.0		2.65	1.50	2.50		73.5		8.6	7.3	3.0	26.20	4.5	131.0	60.0	3.0	19.70	5000	
DSH-80	80	76.5		2.65	1.75	2.50		74.5		8.6	7.4	3.0	27.30	5.3	128.0	71.6	3.0	19.50	6000	
DSH-82	82	78.5		2.65	1.75	2.50		76.5		8.7	7.6	3.0	31.20	5.3	128.0	73.5	3.0	19.60	6000	
DSH-85	85	81.5	-0,35	3.15	1.75	3.00	-0,08	79.5		8.7	7.8	3.5	36.40	5.3	215.0	76.2	3.0	33.40	6000	

ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS.

*The radius "R" on the load side must not exceed 0.1T.

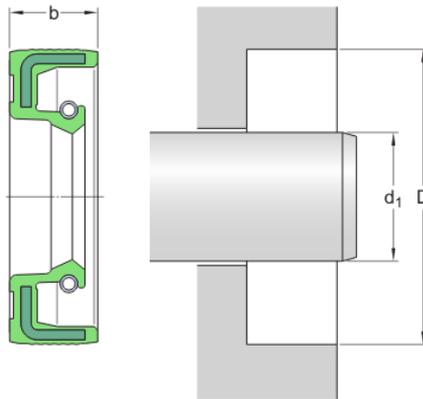
*** FOR PLATED RINGS, ADD 0.05 TO THE LISTED MAXIMUM THICKNESS. MAXIMUM RING THICKNESS WILL BE A MINIMUM OF 0.005

LESS THAN THE LISTED GROOVE WIDTH (W) MINIMUM.

FOR HARDNESS SPECIFICATIONS, SEE END OF SECTION.

TABLA Nº 17: RETÉN EJE DE ENTRADA

Tipo de diámetro exterior	Reforzado con metal y caucho
Material del labio	Caucho de nitrilo (NBR)
Diseño de los sellos	HMS5
Cumplimiento con el estándar	ISO 6194, DIN 3760



Dimensiones

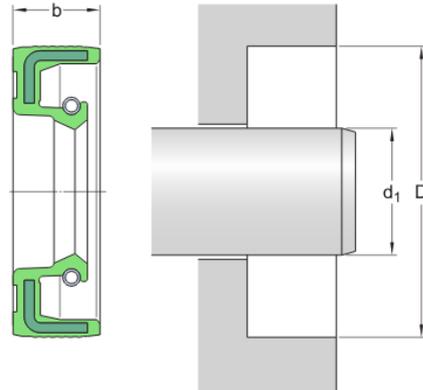
d_1	20 mm	Diámetro del eje
D	30 mm	Diámetro del agujero del soporte
b	5 mm	Ancho del sello

Aplicación y condiciones de funcionamiento

Temperatura de funcionamiento	min. -40 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 100 °C
Temperatura de funcionamiento, períodos breves	max. 120 °C
Velocidad periférica	max. 4.12 m/s
Velocidad de giro	max. 3 960 r/min
Diferencial de presión	0.05 N/mm ²

TABLA Nº 18: RETÉN EJE DE SALIDA

Tipo de diámetro exterior	Reforzado con metal y caucho
Material del labio	Caucho de nitrilo (NBR)
Diseño de los sellos	HMS5
Cumplimiento con el estándar	ISO 6194, DIN 3760



Dimensiones

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

Aplicación y condiciones de funcionamiento

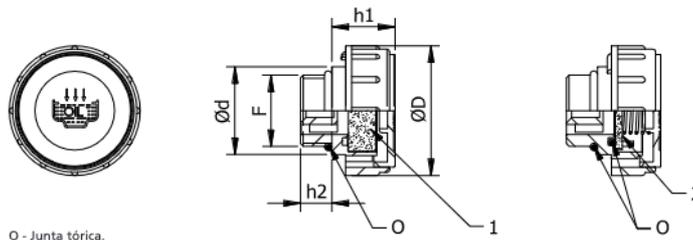
Temperatura de funcionamiento	min. -40 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 100 °C
Temperatura de funcionamiento, períodos breves	max. 120 °C
Velocidad periférica	max. 9.2 m/s
Velocidad de giro	max. 2 520 r/min
Diferencial de presión	0.05 N/mm ²

TABLA Nº 19: TAPÓN DE LLENADO

480053-480070 TAPÓN DESVAPORIZADOR TMD CON FILTRO



Código sin filtro	Código con filtro	Código con filtro BR	F	D	d	h1	h2
48005309000	48007003038	48007038101	G 3/8"	36	23	21	11
48005312000	48007004012	48007012101	G 1/2"	41	28	21	12
48005319000	48007006034	48007034101	G 3/4"	47	33	22	12
48005325000	48007008001	48007001101	G 1"	52	38	25	12
48005331000	48007010014	48007011401	G 1 1/4"	63	49	29	13
48005338000	48007010112	48007011201	G 1 1/2"	63	55	29	13,5
48005314000	48007014000	48007014101	M14x1,5	41	28	21,5	12
48005316000	48007016000	48007016101	M 16x1,5	36	23	21	11
48005318000	48007018000	48007018101	M 18x1,5	41	28	21	12
48005320000	48007020000	48007020101	M 20x1,5	41	28	21	12
48005322000	48007022000	48007022101	M 22x1,5	41	28	21	12



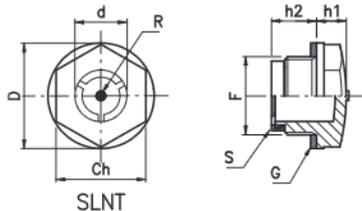
O - Junta tórica.
 1 - Filtro de aire de poliuretano.
 2 - Filtro de aire de bronce sinterizado.

TABLA Nº 20: VISOR DE NIVEL

TECNODIN

FICHA TÉCNICA PRODUCTO

480021-480023 VISOR SIMPLEX SLN CON REFLECTOR Y SIN REFLECTOR



Código sin reflector	Código con reflector	Ch	F	D	d	h1	h2	P (Nm)	Ch1	s
48002301014	-	17	G 1/4"	20,5	12	8	8,5	8	-	-
48002303038	48002103038	18	G 3/8"	22	12	6,5	12	12	19	5
48002304012	48002104012	24	G 1/2"	28	16	8	12	16	27	5
48002305034	48002105034	30	G 3/4"	36	21	8,5	13,5	21	32	6
48002307001	48002107001	36	G 1"	42	30	9	14	24	36	6
48002309114	48002109114	42	G 1 1/4"	51	32	10	17	-	46	6
48002310112	48002110112	50	G 1 1/2"	58	39	10	21	-	-	-
48002311002	48002111002	64	G 2"	74	48	12	20	-	-	-
48002301415	-	17	M14x1,5	20	12	7,5	8	8	-	-
48002301615	48002116000	18	M16x1,5	22	12	6,5	12,5	12	-	-
48002301815	48002118000	21	M18x1,5	25,5	14	6	12,5	12	-	-
48002302015	48002120000	24	M20x1,5	28	16	7,5	12	16	-	-
48002322000	48002122000	24	M22x1,5	28	16	7,5	12,5	16	-	-
48002326000	48002126000	30	M26x1,5	36	21	8,5	13,5	21	-	-
48002327000	48002127000	30	M27x1,5	36	21	8,5	13,5	21	-	-
48002340000	48002140000	42	M40x1,5	51	32	10	17	-	-	-

TABLA Nº 21: TAPÓN DE VACIADO

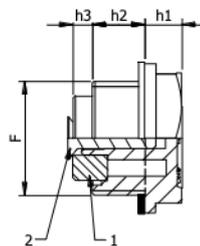
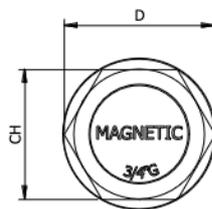
TECNODIN

FICHA TÉCNICA PRODUCTO

480041 TAPÓN DE VACIADO TM CON IMÁN



Código	F	Ch	D	h1	h2	h3
48004106000	G 1/4"	17	20	7	9	5
48004109000	G 3/8"	18	22	7,5	10	10
48004112000	G 1/2"	24	27	8	11	9
48004134000	G 3/4"	30	34	9	11	6,5
48004125000	G 1"	35	42	10,5	12	14





UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA UNA MÁQUINA EXTRUSORA
DE FIBRAS DE HILO CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DE
 $i=62.833$**

***DOCUMENTO Nº 2:
PLIEGO DE CONDICIONES***

ÍNDICE PLIEGO DE CONDICIONES

1. INTRODUCCIÓN	6
2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS.....	6
2.1 MATERIALES	6
2.1.1 ENGRANAJES	6
2.1.2 EJES.....	7
2.1.3 TAPAS Y CARCASA	7
2.2 PROCESOS DE FABRICACIÓN DE LOS COMPONENTES	7
2.2.1 MECANIZADO PIÑÓN PRIMERA ETAPA	8
2.2.2 MECANIZADO RUEDA PRIMERA ETAPA	8
2.2.3 MECANIZADO PIÑÓN SEGUNDA ETAPA.....	9
2.2.4 MECANIZADO RUEDA SEGUNDA ETAPA	10
2.2.5 MECANIZADO EJE DE ENTRADA	10
2.2.6 MECANIZADO EJE INTERMEDIO	11
2.2.7 MECANIZADO EJE DE SALIDA	12
2.2.8 MECANIZADO DE LA CARCASA	13
2.2.9 MECANIZADO DE LAS TAPAS LATERALES	13
2.3 CONTROLES DE CALIDAD	14
2.3.1 CONTROL CALIDAD ENGRANAJES	14
2.3.2 CONTROL CALIDAD EJES.....	14
2.3.3 CONTROL CALIDAD CARCASA.....	14
2.3.4 CONTROL CALIDAD COMPONENTES NORMALIZADOS	15
2.4 ORDEN DE MONTAJE.....	15
3. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES.....	16
3.1 CONDICIONES FACULTATIVAS.....	16
3.1.1 DIRECCIÓN TÉCNICA.....	16
3.1.2 CONTRATISTA	17
3.1.3 GESTIÓN DEL MATERIAL.....	17
3.1.4 PLAZOS Y CONDICIONES DE FABRICACIÓN	18
3.1.5 GARANTÍA Y TRABAJOS DEFECTUOSOS.....	18
3.1.6 RECEPCIÓN PROVISIONAL	18
3.1.7 RECEPCIÓN DEFINITIVA	19
4. PLIEGO DE CONDICIONES ECONÓMICAS	19
4.1 FIANZA	19
4.2 PRECIO DE LA CONTRATA	19
4.3 PRECIOS CONTRADICTORIOS	19
4.4 REVISIÓN PRESUPUESTARIA	19
4.5 ABONO DE LOS TRABAJOS.....	19
4.6 PENALIZACIONES	20
4.7 SEGUROS	20
5. PLIEGO DE CONDICIONES LEGALES	20
5.1 RESPONSABILIDAD LEGAL DEL CONTRATISTA.....	20
5.2 CONTRATO	20
5.3 SUBCONTRATAS.....	21

1. INTRODUCCIÓN

La principal misión de este documento es recoger las exigencias técnicas, facultativas, legales y económicas para poder llevar a cabo el proyecto expuesto. El apartado técnico corresponde principalmente a los materiales utilizados para ciertos elementos y sus características, así como las condiciones de trabajo para las que se garantiza la vida útil del grupo. En segundo lugar, el pliego de condiciones facultativas recoge el rol y los trabajos a realizar por cada una de las partes contratadas en el proyecto. De igual manera, el pliego correspondiente a las condiciones legales describirá las responsabilidades de cada una de las partes. Para finalizar con este apartado, las exigencias económicas detallará las capacidades de las partes a obtener beneficios de este proyecto según el trabajo realizado.

Cabe destacar el procedimiento a seguir en caso de que se encuentren discrepancias entre los documentos del proyecto. En caso de haber dudas con respecto la elección de los materiales y sus características o las condiciones de trabajo relacionadas con los cálculos, el anexo a la memoria será el que prevalecerá por encima del resto. En cuanto a normativa y condiciones legales, será el presente documento el que tendrá preferencia por encima de los demás. Siguiendo este criterio, en caso de haber discordancia en las partes en cuanto al dimensionado de los componentes del grupo o su ensamblaje, el documento prioritario será el que recoge los planos. Por último, el anexo de presupuesto prevalecerá en caso de surgir dudas con respecto a los coste de fabricación o de los componentes.

2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

2.1 MATERIALES

Los materiales empleados en la fabricación de los distintos componentes que conforman nuestro grupo reductor deben ser los especificados en el pliego de condiciones, donde se recogen las características mecánicas de cada uno de ellos.

Se debe estudiar los requerimientos específicos de recepción y almacenaje de cada uno de los materiales utilizados. Previo a comenzar con el mecanizado de los materiales, se deberá realizar un análisis exhaustivo para garantizar que el producto recibido cumple con las características y propiedades necesarias establecidas previas al encargo.

2.1.1 ENGRANAJES

En la fabricación de los engranajes de las dos etapas de reducción se utilizará un acero no aleado, forjado, templado y revenido con denominación C35, que cumplen con la norma GOST 1050 o DSTU 7809, y de características:

- Resistencia a rotura (S_u): 600 N/mm².
- Resistencia a fluencia (S_y): 430 N/mm².
- Dureza superficial: HB 212.

Se realizarán los controles de calidad comprobando los certificados de calidad proporcionados por el fabricante, donde deberán estar especificadas características mecánicas del material, como: límite elástico, resistencia a tracción, límite elástico, dureza superficial o composición química.

2.1.2 EJES

El material elegido con respecto a la fabricación de los tres ejes del grupo será un acero de cementación con denominación 20MnCr5, de características según norma “UNE 36011-12”:

- Resistencia a rotura (S_u): 750 N/mm².
- Resistencia a fluencia (S_y): 1100 N/mm².
- Dureza superficial: HB 800.

Se realizarán los controles de calidad comprobando los certificados de calidad proporcionados por el fabricante, donde deberán estar especificadas características mecánicas del material, como: límite elástico, resistencia a tracción, límite elástico, dureza superficial o composición química.

2.1.3 TAPAS Y CARCASA

El material utilizado para la fabricación de la carcasa será el comúnmente utilizado para este tipo de elementos según norma EN 1561:2011, fundición gris EN-GJL-250 (nomenclatura española, fundición gris FG-25), con las siguientes características propias:

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

Se realizarán los controles de calidad comprobando los certificados de calidad proporcionados por el fabricante, donde deberán estar especificadas características mecánicas del material, como: límite elástico, resistencia a tracción, límite elástico, dureza superficial o composición química.

2.2 PROCESOS DE FABRICACIÓN DE LOS COMPONENTES

En el siguiente apartado se describirá paso a paso el procedimiento de fabricación a seguir, partiendo de un tocho de material de dimensiones superiores a las del componente final hasta conseguir las dimensiones deseadas de dichos componentes. Esto se realiza con el fin de evitar imperfecciones en el producto final y facilitar el agarre de la pieza, pero habrá que definir con sentido común los tochos iniciales de material con el fin de evitar desperdicios y aumentar los costes.

2.2.1 MECANIZADO PIÑÓN PRIMERA ETAPA

Con respecto a la fabricación del piñón correspondiente a la primera etapa, se partirá de un tocho de material de geometría cilíndrica de 60 milímetros de diámetro y 30 milímetros de largo.

El paso a paso del mecanizado del tocho se detalla a continuación:

1. Refrentado de los extremos para asegurar el correcto amarre en el torno.
2. Sujeción de la pieza en el torno mediante plato de tres garras debido a las dimensiones.
3. Se eliminará el material exterior sobrante del cilindro mediante un desbaste por medio de un cilindrado.
4. Cilindrado en la parte interior para mecanizar el chavetero.
5. Tallado de los dientes en fresa.
6. Taladrado en la parte interior del cilindro, mecanizando el lugar de acople con el eje de entrada.
7. Retirada de los restos de material y viruta sobrante.
8. Verificación de las dimensiones finales de la pieza con la ayuda de algún tipo de calibre.

El proceso de fabricación de la pieza final se realizará en dos pasadas. La primera, de desbaste dejando unas creces de 1 milímetro. Y finalmente, la segunda, de acabado.

2.2.2 MECANIZADO RUEDA PRIMERA ETAPA

Con respecto a la fabricación la rueda correspondiente a la primera etapa, se partirá de un tocho de material de geometría cilíndrica de 400 milímetros de diámetro y 30 milímetros de largo.

El paso a paso del mecanizado del tocho se detalla a continuación:

1. Refrentado de los extremos para asegurar el correcto amarre en el torno.
2. Sujeción de la pieza en el torno mediante plato de tres garras debido a las dimensiones.
3. Se eliminará el material exterior sobrante del cilindro mediante un desbaste por medio de un cilindrado.
4. Cilindrado en la parte interior para mecanizar el chavetero.

5. Cilindrado para mecanizar los huecos destinados a aligerar el engranaje.
6. Tallado de los dientes en fresa.
7. Taladrado en la parte interior del cilindro, mecanizando el lugar de acople con el eje intermedio.
8. Retirada de los restos de material y viruta sobrante.
9. Verificación de las dimensiones finales de la pieza con la ayuda de algún tipo de calibre.

El proceso de fabricación de la pieza final se realizará en dos pasadas. La primera, de desbaste dejando unas creces de 1 milímetro. Y finalmente, la segunda, de acabado.

2.2.3 MECANIZADO PIÑÓN SEGUNDA ETAPA

Con respecto a la fabricación del piñón correspondiente a la segunda etapa, se partirá de un tocho de material de geometría cilíndrica de 90 milímetros de diámetro y 60 milímetros de largo.

El paso a paso del mecanizado del tocho se detalla a continuación:

1. Refrentado de los extremos para asegurar el correcto amarre en el torno.
2. Sujeción de la pieza en el torno mediante plato de tres garras debido a las dimensiones.
3. Se eliminará el material exterior sobrante del cilindro mediante un desbaste por medio de un cilindrado.
4. Cilindrado en la parte interior para mecanizar el chavetero.
5. Tallado de los dientes en fresa.
6. Taladrado en la parte interior del cilindro, mecanizando el lugar de acople con el eje intermedio.
7. Retirada de los restos de material y viruta sobrante.
8. Verificación de las dimensiones finales de la pieza con la ayuda de algún tipo de calibre.

El proceso de fabricación de la pieza final se realizará en dos pasadas. La primera, de desbaste dejando unas creces de 1 milímetro. Y finalmente, la segunda, de acabado.

2.2.4 MECANIZADO RUEDA SEGUNDA ETAPA

Con respecto a la fabricación de la rueda correspondiente a la segunda etapa, se partirá de un tocho de material de geometría cilíndrica de 600 milímetros de diámetro y 60 milímetros de largo.

El paso a paso del mecanizado del tocho se detalla a continuación:

1. Refrentado de los extremos para asegurar el correcto amarre en el torno.
2. Sujeción de la pieza en el torno mediante plato de tres garras debido a las dimensiones.
3. Se eliminará el material exterior sobrante del cilindro mediante un desbaste por medio de un cilindrado.
4. Cilindrado en la parte interior para mecanizar el chavetero.
5. Cilindrado para mecanizar los huecos destinados a aligerar el engranaje.
6. Tallado de los dientes en fresa.
7. Taladrado en la parte interior del cilindro, mecanizando el lugar de acople con el eje de salida.
8. Retirada de los restos de material y viruta sobrante.
9. Verificación de las dimensiones finales de la pieza con la ayuda de algún tipo de calibre.

El proceso de fabricación de la pieza final se realizará en dos pasadas. La primera, de desbaste dejando unas creces de 1 milímetro. Y finalmente, la segunda, de acabado.

2.2.5 MECANIZADO EJE DE ENTRADA

Con respecto a la fabricación de la rueda correspondiente a la segunda etapa, se partirá de un tocho de material de geometría cilíndrica de 40 milímetros de diámetro y 200 milímetros de largo.

El paso a paso del mecanizado del tocho se detalla a continuación:

1. Refrentado de los extremos para asegurar el correcto amarre en el torno.
2. Sujeción de la pieza en el torno mediante puntos debido a las dimensiones.
3. Se eliminará el material exterior sobrante del cilindro mediante un desbaste por medio de un cilindrado.

4. Aquellas zonas donde haya cambio de sección ocasionadas por variaciones de diámetro, se realizará cilindrado de desbaste.
5. Cilindrado de acabado en los cambios de diámetro mencionados.
6. En los alojamientos de los rodamientos se realizará un cilindrado para mecanizar los radios de cambio de sección.
7. Se achaflarán los extremos del cilindro para eliminar cantos vivos de la pieza y facilitar el manipulado.
8. Ranurado en la sección donde se ubica el retén.
9. Cilindrado en la parte interior para mecanizar el chavetero.
10. Retirada de los restos de material y viruta sobrante, limpiando las marcas de amarre en las caras donde corresponda.
11. Verificación de las dimensiones finales de la pieza con la ayuda de algún tipo de calibre.

El proceso de fabricación de la pieza final se realizará en dos pasadas. La primera, de desbaste dejando unas creces de 1 milímetro. Y finalmente, la segunda, de acabado.

2.2.6 MECANIZADO EJE INTERMEDIO

Con respecto a la fabricación de la rueda correspondiente a la segunda etapa, se partirá de un tocho de material de geometría cilíndrica de 50 milímetros de diámetro y 220 milímetros de largo.

El paso a paso del mecanizado del tocho se detalla a continuación:

1. Refrentado de los extremos para asegurar el correcto amarre en el torno.
2. Sujeción de la pieza en el torno mediante puntos debido a las dimensiones.
3. Se eliminará el material exterior sobrante del cilindro mediante un desbaste por medio de un cilindrado.
4. Aquellas zonas donde haya cambio de sección ocasionadas por variaciones de diámetro, se realizará cilindrado de desbaste.
5. Cilindrado de acabado en los cambios de diámetro mencionados.
6. En los alojamientos de los rodamientos se realizará un cilindrado para mecanizar los radios de cambio de sección.

7. Se achaflarán los extremos del cilindro para eliminar cantos vivos de la pieza y facilitar el manipulado.
8. Ranurado en las secciones donde se ubican los anillos de seguridad.
9. Cilindrado en la parte interior para mecanizar el chavetero.
10. Retirada de los restos de material y viruta sobrante, limpiando las marcas de amarre en las caras donde corresponda.
11. Verificación de las dimensiones finales de la pieza con la ayuda de algún tipo de calibre.

El proceso de fabricación de la pieza final se realizará en dos pasadas. La primera, de desbaste dejando unas creces de 1 milímetro. Y finalmente, la segunda, de acabado.

2.2.7 MECANIZADO EJE DE SALIDA

Con respecto a la fabricación de la rueda correspondiente a la segunda etapa, se partirá de un tocho de material de geometría cilíndrica de 90 milímetros de diámetro y 400 milímetros de largo.

El paso a paso del mecanizado del tocho se detalla a continuación:

1. Refrentado de los extremos para asegurar el correcto amarre en el torno.
2. Sujeción de la pieza en el torno mediante puntos debido a las dimensiones.
3. Se eliminará el material exterior sobrante del cilindro mediante un desbaste por medio de un cilindrado.
4. Aquellas zonas donde haya cambio de sección ocasionadas por variaciones de diámetro, se realizará cilindrado de desbaste.
5. Cilindrado de acabado en los cambios de diámetro mencionados.
6. En los alojamientos de los rodamientos se realizará un cilindrado para mecanizar los radios de cambio de sección.
7. Se achaflarán los extremos del cilindro para eliminar cantos vivos de la pieza y facilitar el manipulado.
8. Ranurado en la sección donde se ubica el retén.
9. Cilindrado en la parte interior para mecanizar el chavetero.
10. Retirada de los restos de material y viruta sobrante, limpiando las marcas de amarre en las caras donde corresponda.

11. Verificación de las dimensiones finales de la pieza con la ayuda de algún tipo de calibre.

El proceso de fabricación de la pieza final se realizará en dos pasadas. La primera, de desbaste dejando unas creces de 1 milímetro. Y finalmente, la segunda, de acabado.

2.2.8 MECANIZADO DE LA CARCASA

Como ya se ha expuesto en el documento nº1, la fabricación de la carcasa se llevará a cabo mediante la técnica de moldeo de arena. Será necesario un molde para cada una de las dos partes que conforman la carcasa.

Una vez recibidas las dos semicarcasas, se realizará un planeado para dar un aspecto de acabado, haciendo énfasis en las superficies que entren en contacto. Deberán mecanizarse los asientos de los rodamientos.

Por último, se realizarán los taladrados y roscados necesarios para garantizar la unión de las dos partes. A estos taladrados de unión, se sumarán los necesarios para la instalación de los tapones de llenado y vaciado, el visor de nivel y las argollas.

2.2.9 MECANIZADO DE LAS TAPAS LATERALES

De igual manera que sucede con el mecanizado de los ejes, para la fabricación de las tapas se partirá de material bruto de medidas iniciales acordes a las medidas finales de la tapa correspondiente.

Con respecto al mecanizado de la tapa correspondiente al eje de entrada, se partirá de un bruto de 90 milímetros de diámetro y 20 milímetros de longitud.

Con respecto al mecanizado de la primera tapa correspondiente al eje de salida, se partirá de un bruto de 160 milímetros de diámetro y 30 milímetros de longitud.

Con respecto al mecanizado de la segunda tapa correspondiente al eje de salida, se partirá de un bruto de 160 milímetros de diámetro y 30 milímetros de longitud.

El proceso a seguir para la obtención de las piezas finales será el siguiente:

1. Refrentado de la cara de la pieza en bruto.
2. Cilindrado con medidas finales de la tapa correspondiente.
3. Taladrado en el centro y mecanizado de las superficies donde se coloquen retenes, de las tapas que atraviesen ejes.
4. Mecanizado de las superficies que vayan a entrar en contacto con la carcasa.
5. Taladrado de las roscas de fijación con carcasas inferior y superior.

El proceso de fabricación de la pieza final se realizará en dos pasadas. La primera, de desbaste dejando unas creces de 1 milímetro. Y finalmente, la segunda, de acabado.

2.3 CONTROLES DE CALIDAD

2.3.1 CONTROL CALIDAD ENGRANAJES

El objetivo de estos controles es el de localizar posibles defectos que afectarían directamente al correcto funcionamiento de los engranajes, lo que podría ocasionar ruidos y vibraciones fuera de lo normal y, por ende, desgastes y disminución de la vida útil de los componentes. A continuación, se detallan los principales aspectos a analizar y el procedimiento para llevar estos análisis a cabo:

- **Número de dientes.** Se llevará a cabo mediante inspección visual del técnico de calidad.
- **Dirección de los flancos.** Se hará uso de aparatos de verificación envolventes para llevar a cabo el análisis.
- **Paralelismo entre las caras del taladrado.** Se hará uso de aparatos de verificación estándar para llevar a cabo el análisis.
- **Paso de dientes.** Con la ayuda de un medidor de paso estándar se podrá verificar este parámetro.
- **Medida diámetro primitivo.** Se realizará mediante un calibre.
- **Dimensionado de los chaveteros.** Se realizará mediante un calibre atendiendo a las tolerancias aplicadas.

2.3.2 CONTROL CALIDAD EJES

De igual manera que sucede con los controles aplicados a los engranajes, servirá para verificar que durante el proceso de fabricación no se han producido imperfecciones o variaciones de medida en las diferentes secciones, lo que daría lugar a un mal funcionamiento y posibles fallos prematuros. A continuación, se detallan los principales aspectos a analizar y el procedimiento para llevar estos análisis a cabo:

- **Dimensiones finales y verificación de los diámetros.** La verificación se llevará a cabo mediante un calibre, atendiendo a las tolerancias aplicadas para realizar los ajustes y acoples entre los distintos elementos.
- **Radios en los cambios de sección.** Los cambios de sección mecanizados para el correcto apoyo de los rodamientos se verificarán mediante plantillas de radios.

2.3.3 CONTROL CALIDAD CARCASA

Con respecto a la carcasa, los controles de calidad irán enfocados a si durante y posterior al proceso de molde se han producido grietas. En caso de haberse producido grietas, la propiedad de estanqueidad de la carcasa se verá gravemente afectada dando lugar a

fugas de lubricante y, por tanto, acortando la vida de los componentes. Además, podría verse afectada la capacidad a resistir las vibraciones y choques transmitidos por los engranajes.

2.3.4 CONTROL CALIDAD COMPONENTES NORMALIZADOS

En este grupo entran los elementos que no son de fabricación propia, sino que son comprados a un proveedor externo, como pueden ser: retenes, anillos de seguridad, tapones, etc. A estos elementos no se les puede realizar análisis de calidad propio, por lo que se les pedirá a los fabricantes certificados que garanticen que la fabricación se ha realizado siguiendo las normas que exijan, y que alcanzan las características ofertadas.

2.4 ORDEN DE MONTAJE

En el siguiente apartado se detallan los pasos a seguir para el correcto ensamblaje y posterior puesta en marcha del reductor:

1. Colocar la parte inferior de la carcasa en una superficie de trabajo adecuada para el correcto manipulado de las piezas.
2. Montaje del subensamblaje de entrada:
 - Realizar y verificar la correcta unión mediante chaveta entre el piñón de la primera etapa con el eje de entrada.
 - Montaje rodamiento 1: SKF 32304.
 - Acople retén de entrada: SKF 20x30x5 HMS5 RG.
 - Montaje rodamiento 2: SKF 32304.
3. Comprobar que el subensamblaje de entrada descansa correctamente en los alojamientos de la carcasa.
4. Montaje del subensamblaje intermedio:
 - Realizar y verificar la correcta unión mediante chaveta entre la rueda de la primera etapa con el eje intermedio.
 - Realizar y verificar la correcta unión mediante chaveta entre el piñón de la segunda etapa con el eje intermedio.
 - Montaje anillo de seguridad cercano al rodamiento: ROTORCLIP DSH-35.
 - Montaje anillo de seguridad cercano al engranaje: ROTORCLIP DSH-37.
 - Montaje rodamiento 3: SKF 32307.
 - Montaje rodamiento 4: SKF 32307B.

5. Comprobar que el subensamblaje intermedio descansa correctamente en los alojamientos de la carcasa.
6. Montaje del subensamblaje de salida:
 - Realizar y verificar la correcta unión mediante chaveta entre la rueda de la segunda etapa con el eje de salida.
 - Montaje rodamiento 5: SKF 33214.
 - Acople retén de salida: SKF 70x100x10 HMS RG.
 - Montaje rodamiento 6: SKF 33214.
7. Comprobar que el subensamblaje de salida descansa correctamente en los alojamientos de la carcasa.
8. Posicionamiento de las tapas laterales previo al posterior atornillado.
9. Unión del eje de salida con la máquina arrastrada mediante chaveta.
10. Colocar la parte superior de la carcasa, atornillándola a la parte inferior y garantizando así la estanqueidad de la misma.
11. Atornillar las tapas laterales de la carcasa previamente posicionadas.
12. Colocar el tapón de vaciado, el visor de nivel de aceite y el cáncamo de transporte en sus respectivos roscados.
13. Llenar el equipo reductor con la cantidad de lubricante necesaria, comprobando nivel a través del visor.
14. Colocar el tapón de llenado en su correspondiente roscado.
15. Verificar el montaje del conjunto completo.
16. Comprobar el correcto funcionamiento del grupo en primera puesta en marcha, verificar ausencia de ruidos extraños y vibraciones/choques no contemplados.

3. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES

3.1 CONDICIONES FACULTATIVAS

3.1.1 DIRECCIÓN TÉCNICA

Se trata de la entidad del proyecto encargada de tomar decisiones y comunicar al contratista los cambios que vea necesarios a lo largo de la ejecución del proyecto. Estos cambios deberán estar justificados, dentro de las condiciones contratadas y negociadas

y siempre avisados con antelación. Dicha entidad deberá ser capaz de cumplir con una serie de obligaciones:

- Deberá resolver las dudas y diferencias que surjan, así como proporcionar las instrucciones de montaje y fabricación, estando presente en el lugar de fabricación.
- Deberá establecer un plan de seguridad y prevención, así como de higiene.
- Deberá definir los controles de calidad de los componentes, y establecer los parámetros económicos a seguir durante la construcción.
- Deberá disponer de pruebas y ensayos de materiales previos a la fabricación, así como proveer al contratista de la maquinaria y herramientas que disponga y sean necesarias.

3.1.2 CONTRATISTA

Se trata de la entidad responsable general del proyecto. Se encargará de la fabricación del conjunto, su instalación y correcta puesta en marcha, habiendo sido contratado directamente por la empresa. De igual manera que sucede con la dirección técnica, el contratista deberá hacer frente a una serie de obligaciones y gozar de una serie de derechos:

- Re caerá sobre el contratista la gestión del personal contratado necesario para el proyecto, el cual deberá estar cualificado para el trabajo a realizar y con la documentación legal vigente. Además, las subcontratas de las que se necesite intervención recaerán también en esta entidad.
- Será responsable del pedido, recepción y gestión de los elementos necesarios para llevar a cabo la fabricación, es decir: materiales, mano de obra, herramientas, maquinaria, etc.
- Podrá exigir a la empresa un ejemplar de características similares al del proyecto solicitado.
- La dirección técnica deberá ofrecer solución a los problemas técnicos imprevistos que puedan surgir y que no sean responsabilidad del contratista.
- El contratista deberá conocer la normativa vigente correspondiente al proyecto, así como haber estudiado al detalle todas sus características.

3.1.3 GESTIÓN DEL MATERIAL

Como se ha expuesto, esta tarea será responsabilidad del contratista. Deberá realizar un estudio de necesidades para la ejecución del proyecto. Deberá asegurarse que el

material solicitado y posteriormente recibido cumple con las especificaciones técnicas exigidas. Deberá asegurarse de que se dispone de las herramientas y maquinaria necesarias, así como de realizar en estas los ajustes necesarios previos al comienzo de la fabricación.

3.1.4 PLAZOS Y CONDICIONES DE FABRICACIÓN

Previo al comienzo de la ejecución, dirección técnica y contratista deberán acordar una serie de plazos y tiempos máximos para cada fase de fabricación. El contratista o responsable de fabricación elegido por este, será el responsable de que el proyecto da inicio en los tiempos acordados, así como de realizar un seguimiento de las diferentes fases de fabricación para garantizar que estas se completan en los tiempos establecidos. En caso de retrasos, la dirección técnica se guardará el derecho a llevar a cabo las penalizaciones que se hayan acordado o que considere necesarias. Las fases de fabricación mencionadas son las siguientes:

- **Mecanizado.** Se establece un plazo máximo de diez días para la ejecución de esta fase. Estará dedicada para la fabricación de los diferentes componentes que conforman el grupo reductor, desde los engranajes hasta la carcasa, pasando por ejes, etc. Esta fase estará apoyada por una serie de planos y estudios económicos.
- **Hornos.** En esta fase se llevará a cabo los diferentes tratamientos térmicos necesarios para que los diferentes componentes alcancen las especificaciones técnicas exigidas. Se dispondrá de un plazo máximo de cuatro días.
- **Ensamble y puesta en marcha.** En esta fase se llevará a cabo el montaje completo del grupo, así como la verificación del correcto funcionamiento, acorde a lo estudiado y diseñado. Se deberá llevar a cabo en un plazo máximo de tres días.

3.1.5 GARANTÍA Y TRABAJOS DEFECTUOSOS

Se establecerá un plazo máximo de noventa días destinado a la detección de fallos de fabricación en los componentes o deficiencia de rendimiento/mal funcionamiento del grupo. La responsabilidad de corregir estos defectos caerá bajo la responsabilidad del contratista, siempre y cuando el periodo de prueba se haya llevado a cabo bajo las condiciones de trabajo establecidas por el fabricante. En caso contrario, el contratista será libre de cualquier responsabilidad relacionada con el deficiente funcionamiento del grupo.

3.1.6 RECEPCIÓN PROVISIONAL

Una vez finalizada la fabricación del grupo por parte de la contrata, la dirección técnica inspeccionará el conjunto con el fin de localizar posibles defectos en los componentes. Si la inspección es desfavorable, se comunicará al contratista con el fin de solucionar los

defectos encontrados. En caso de resultar favorable, ambas partes firmarán un acta de acuerdo y comenzará el plazo de garantía mencionado en el apartado anterior.

3.1.7 RECEPCIÓN DEFINITIVA

En un periodo máximo de quince días previos a la finalización del plazo de garantía, el conjunto será sometido a una nueva inspección. En caso de resultar favorable, el funcionamiento y posibles defectos que a partir de ese momento aparezcan será responsabilidad del cliente y el contratista recibirá el importe completo de la fianza. Si, por el contrario, el grupo no funciona como es debido o se encuentra algún tipo de defecto en alguno de sus componentes, se le otorgará al contratista un plazo máximo para resolver estos inconvenientes. Una vez resueltos, se firmará el acta pertinente, el plazo de garantía habrá concluido y se le devolverá al contratista el importe de la garantía menos el importe de las reparaciones llevadas a cabo.

4. PLIEGO DE CONDICIONES ECONÓMICAS

4.1 FIANZA

Este importe deberá abonarlo el contratista como garantía de que una vez contratado, el proyecto va a llevarse a cabo, ascendiendo el importe a un 6% del importe total del proyecto. De esta fianza se descontarán penalizaciones por demora en los plazos establecidos, reparaciones, etc. Una vez firmada el acta de recepción definitiva, el contratista deberá recibir el importe final de la fianza en un plazo máximo de treinta días.

4.2 PRECIO DE LA CONTRATA

Se entiende como el importe final del grupo reductor, sumado al beneficio industrial que habrá negociado el contratista, normalmente un 23%.

4.3 PRECIOS CONTRADICTORIOS

Las discrepancias en los precios aparecerán principalmente debido a circunstancias imprevistas durante la fabricación. También pueden aparecer diferencias cuando la Dirección Técnica, por medio del Ingeniero Técnico Director, decidan realizar pequeñas modificaciones en el proceso de fabricación. Siempre y cuando estas diferencias del precio final no varíen un 1,5% del precio original, el contratista se verá en la obligación de aceptar estos cambios.

4.4 REVISIÓN PRESUPUESTARIA

En ningún caso se llevará a cabo una revisión del montante final, a no ser que este supere en un 4% el importe firmado desde el principio. En este último caso, se deberá llevar a cabo una revisión mediante lo especificado en el pliego de condiciones.

4.5 ABONO DE LOS TRABAJOS

El encargado de ir abonando los trabajos que se vayan realizando es el Propietario, en los plazos establecidos previamente, y tras los certificados pertinentes del Ingeniero Técnico Director verificando la validez de estos.

Como se ha expuesto anteriormente, en caso de el contratista tener que realizar reparaciones debido a desperfectos en los elementos, este tipo de trabajos irán a su coste.

4.6 PENALIZACIONES

Existen dos tipos de penalizaciones, diferenciándose entre ellas según la parte que incumpla. Estos son:

- **Retrasos en los tiempos firmados de abono de trabajos.** En este caso la parte que incumple lo firmado es el Propietario. El Contratista podrá reclamar lo que se conoce como interés de demora, ascendiendo la cantidad reclamada a un 5% anual, siempre y cuando pasado el mes de la ejecución de los trabajos pertinentes del proyecto el Propietario no haya abonado lo correspondiente.
- **Retrasos en la finalización de los trabajos.** En este caso la parte que incumple lo firmado es el Contratista. La parte Propietaria se guarda el derecho de descontar del importe final un tanto por mil del importe firmado por cada día de retraso, empezando a contar desde el día de finalización oficial firmado en el contrato.

4.7 SEGUROS

La parte Contratista está obligada a asegurar la maquinaria y herramientas que la parte Propietaria ponga a su disposición, como las propias instalaciones, de daños o desperfectos que se produzcan en ellas como causa directa de las propias obras.

5. PLIEGO DE CONDICIONES LEGALES

5.1 RESPONSABILIDAD LEGAL DEL CONTRATISTA

Bajo la responsabilidad del Contratista recae todo lo que suceda mientras se realicen los trabajos pertinentes para llevar a cabo la ejecución del proyecto. Deberá por tanto tomar las medidas que sean necesarias para evitar, en la medida de lo posible, posibles accidentes de operarios o daños en las infraestructuras del Propietario. En caso de accidente, el Contratista será el único responsable, y deberá ceñirse a la legislación vigente a la hora de indemnizar o tomar responsabilidades.

5.2 CONTRATO

El precio vendrá definido por unidad de proyecto y el importe final vendrá desglosado en el documento del presupuesto.

Todas las partes involucradas en el proyecto acordarán lo correspondiente tanto de forma verbal como escrita, aunque pueden surgir una serie de situaciones que obliguen a realizar modificaciones de las condiciones firmadas inicialmente. Estas modificaciones pueden ser debidas a:

- Grandes modificaciones en cualquiera de los trabajos, bajo el juicio del Ingeniero Técnico Director, o que superen un 40% del presupuesto acordado inicialmente.

- Retraso en el inicio de las obras, acorde a lo firmado inicialmente.
- Abandono sin justificación de la fabricación del grupo.
- Retraso en los plazos de finalización de los trabajos.
- Incumplimiento de las condiciones del contrato, trabajo, etc.

La parte Propietaria podrá rescindir el contrato en caso de que:

- El Contratista fallezca o sea incapacitado, a no ser que la contrata esté formada por diversos socios, en cuyo caso se harán cargo de la ejecución del proyecto y la posibilidad de rescindir el contrato será revocada.
- El Contratista entre en quiebra. Deberá presentar toda documentación necesaria que justifique esta situación y, por tanto, la imposibilidad de llevar a cabo el proyecto.

5.3 SUBCONTRATAS

En caso de ser necesaria la contratación de terceros para la realización de algún trabajo, estos deberán conocer al detalle las características del proyecto, todo lo detallado en el pliego de condiciones y la normativa vigente. La parte Propietaria deberá ser informada por el Contratista cuando la subcontratación de terceros sea necesaria.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

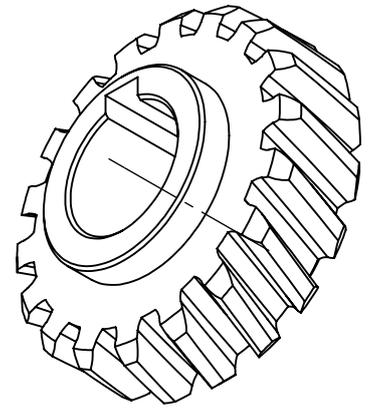
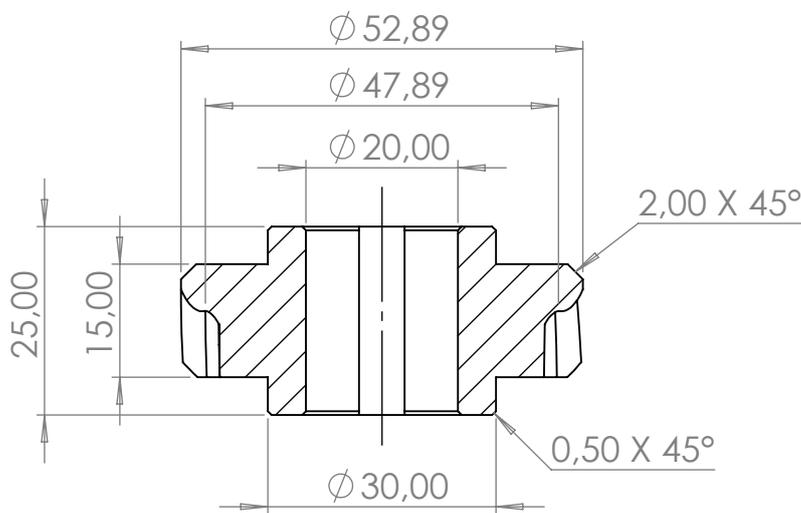
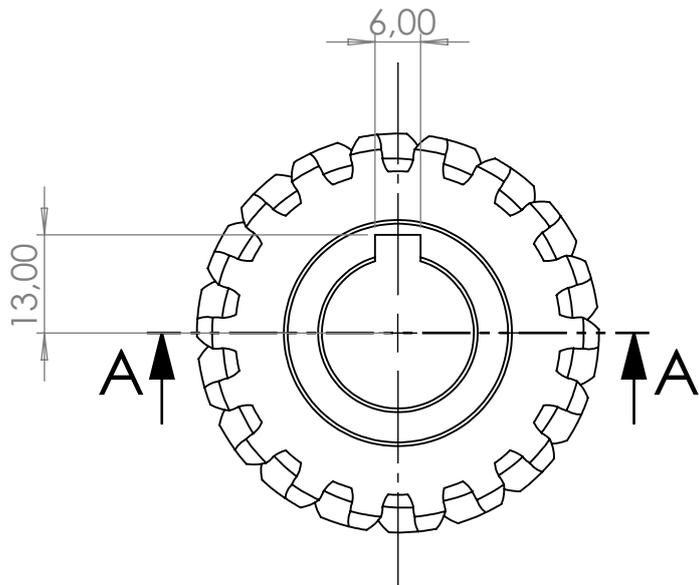
Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA UNA MÁQUINA EXTRUSORA
DE FIBRAS DE HILO CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DE
 $i=62.833$**

***DOCUMENTO nº 3:
PLANOS***

ÍNDICE PLANOS

- 1. PIÑÓN PRIMERA ETAPA**
- 2. RUEDA PRIMERA ETAPA**
- 3. PIÑÓN SEGUNDA ETAPA**
- 4. PIÑÓN SEGUNDA ETAPA**
- 5. EJE DE ENTRADA**
- 6. EJE INTERMEDIO**
- 7. EJE DE SALIDA**
- 8. CONJUNTO DE ENGRANAJES**
- 9. CONJUNTO**
- 10. DESGLOSE DEL CONJUNTO**
- 11. CARCASA INFERIOR**
- 12. CARCASA SUPERIOR**
- 13. TAPA EJE DE ENTRADA**
- 14. TAPA 1 EJE DE SALIDA**
- 15. TAPA 2 EJE DE SALIDA**



SECCIÓN A-A

DATO	VALOR
MATERIAL	ACERO C35
MÓDULO	2,5
NÚMERO DE DIENTES	18
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	20°

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

DISEÑADO POR: **PABLO MARTÍNEZ BARÓN**

COMPROBADO POR: **CARLOS LLOPIS ALBERT**



ESCALA:

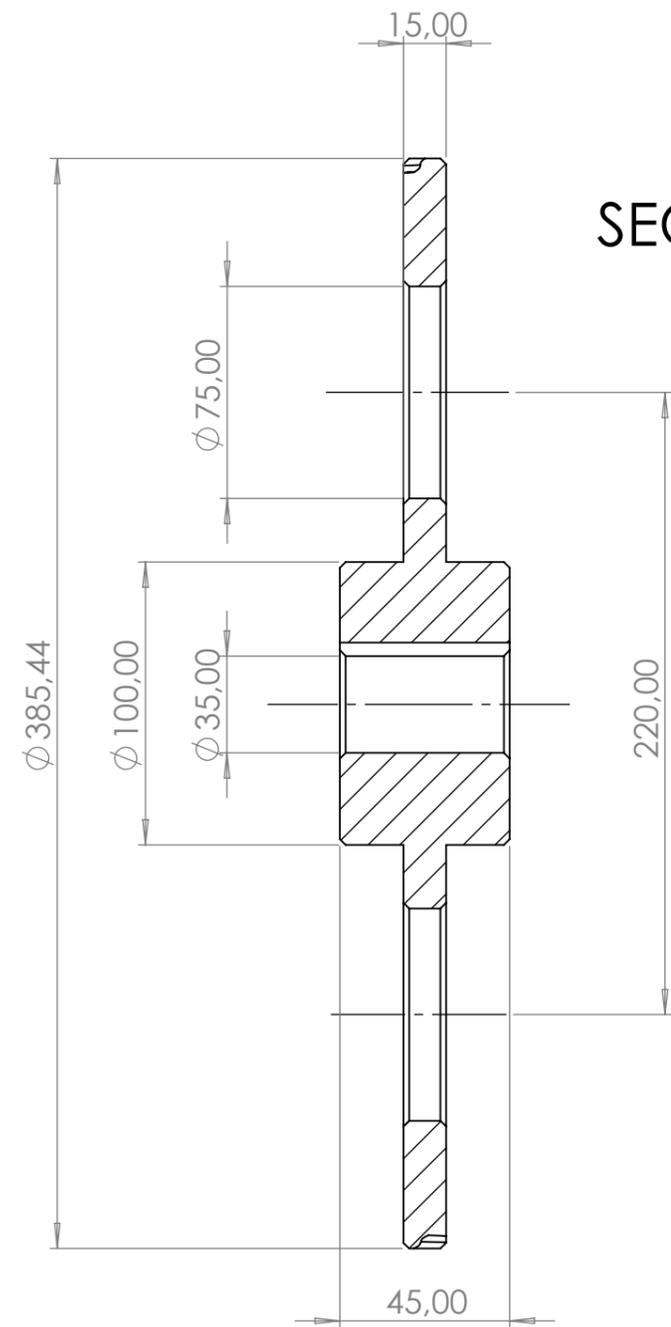
1:1

PLANO:

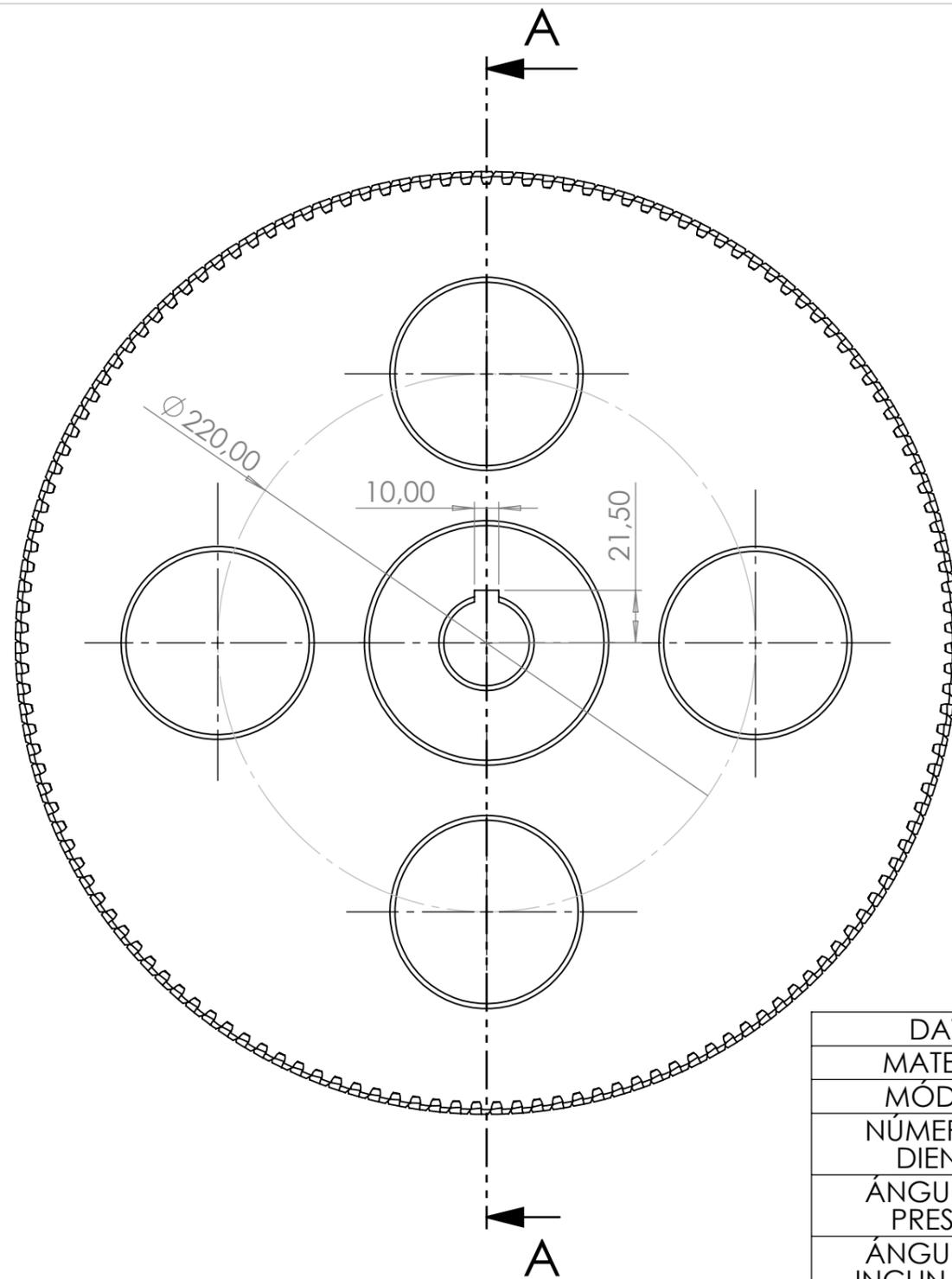
PIÑÓN PRIMERA ETAPA

FECHA:
JULIO-24

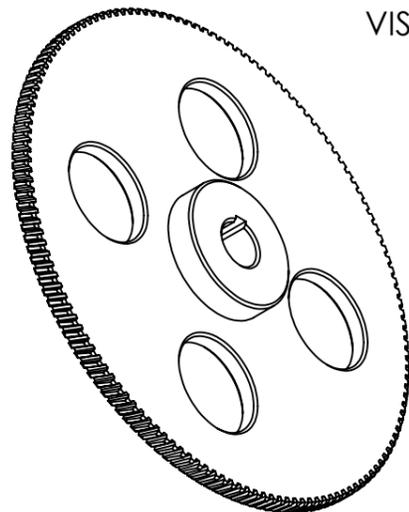
Nº PLANO:
1



SECCIÓN A-A



DATO	VALOR
MATERIAL	ACERO C35
MÓDULO	2,5
NÚMERO DE DIENTES	143
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	20°



VISTA 1:5

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

DISEÑADO POR: **PABLO MARTÍNEZ BARÓN**

COMPROBADO POR: **CARLOS LLOPIS ALBERT**



ESCALA:

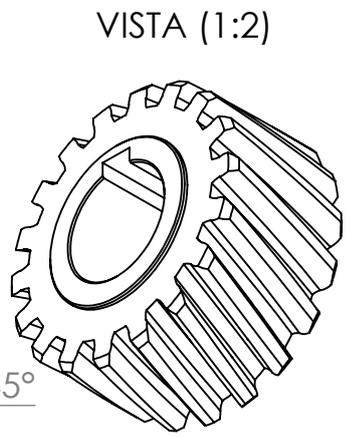
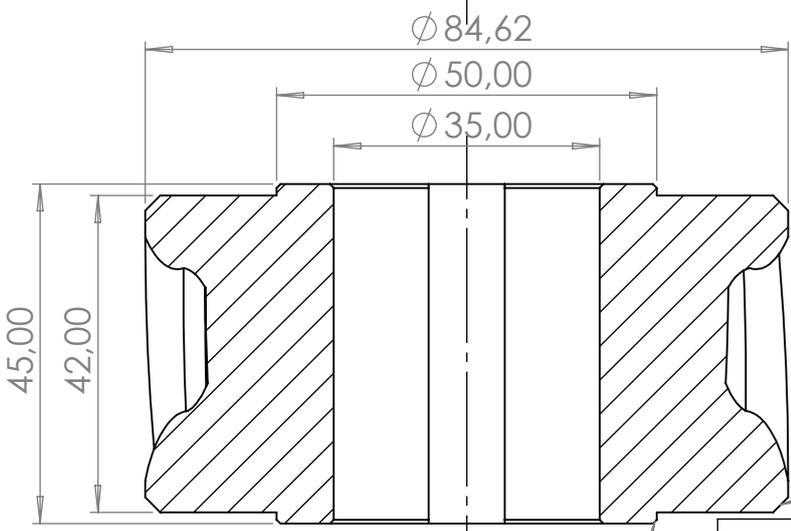
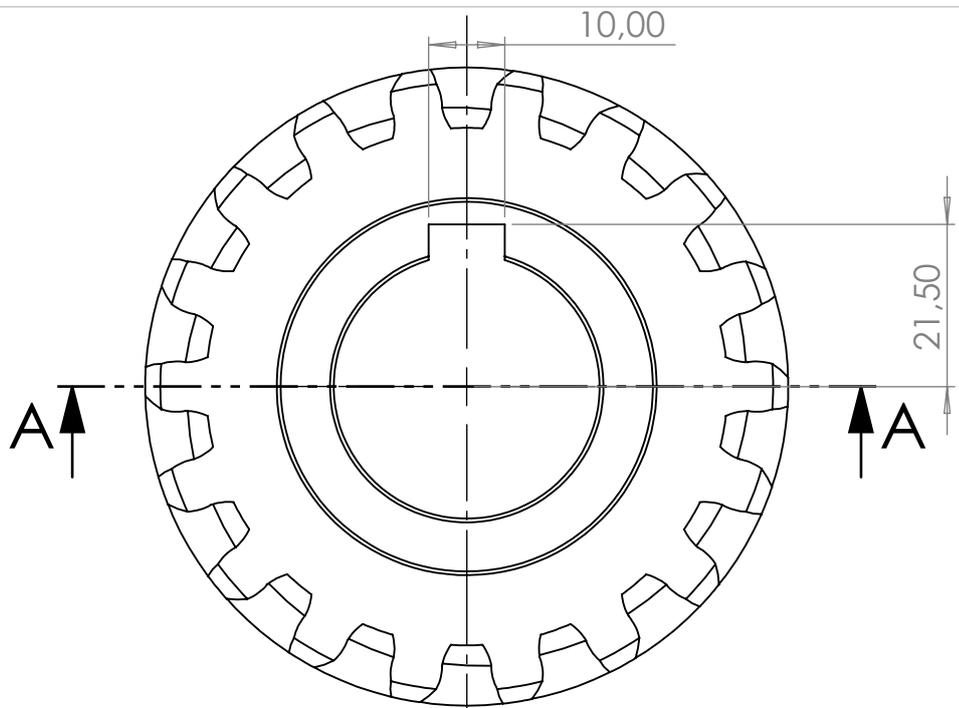
1:2

PLANO:

RUEDA PRIMERA ETAPA

FECHA:
JULIO-24

Nº PLANO:
2



SECCIÓN A-A
0,50 X 45°

DATO	VALOR
MATERIAL	ACERO C35
MÓDULO	4
NÚMERO DE DIENTES	18
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	20°

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

DISEÑADO POR: **PABLO MARTÍNEZ BARÓN**

COMPROBADO POR: **CARLOS LLOPIS ALBERT**



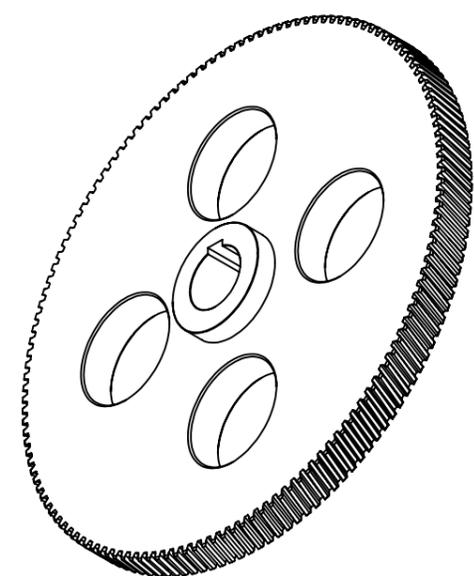
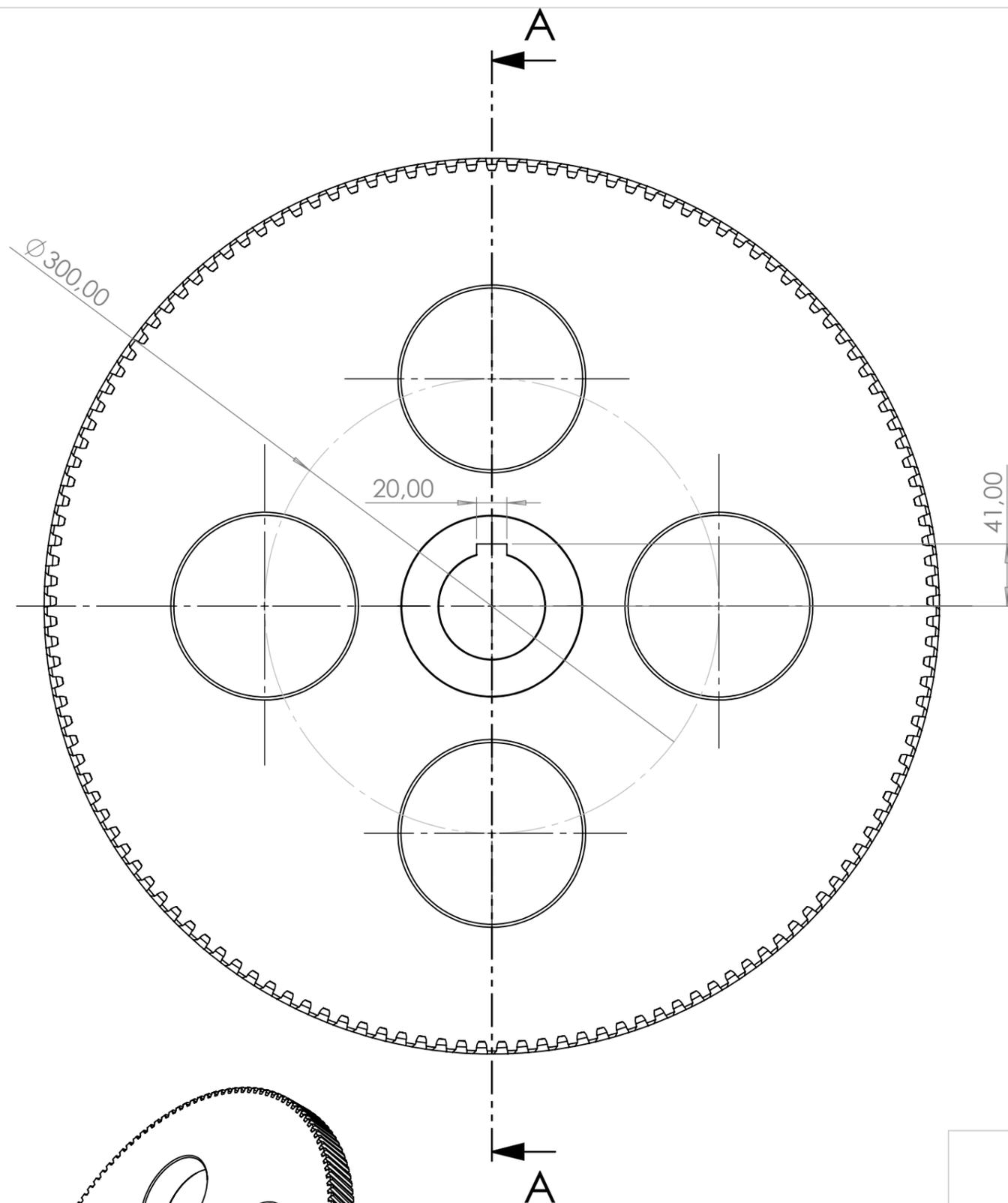
ESCALA:
1:1

PLANO:
PIÑÓN SEGUNDA ETAPA

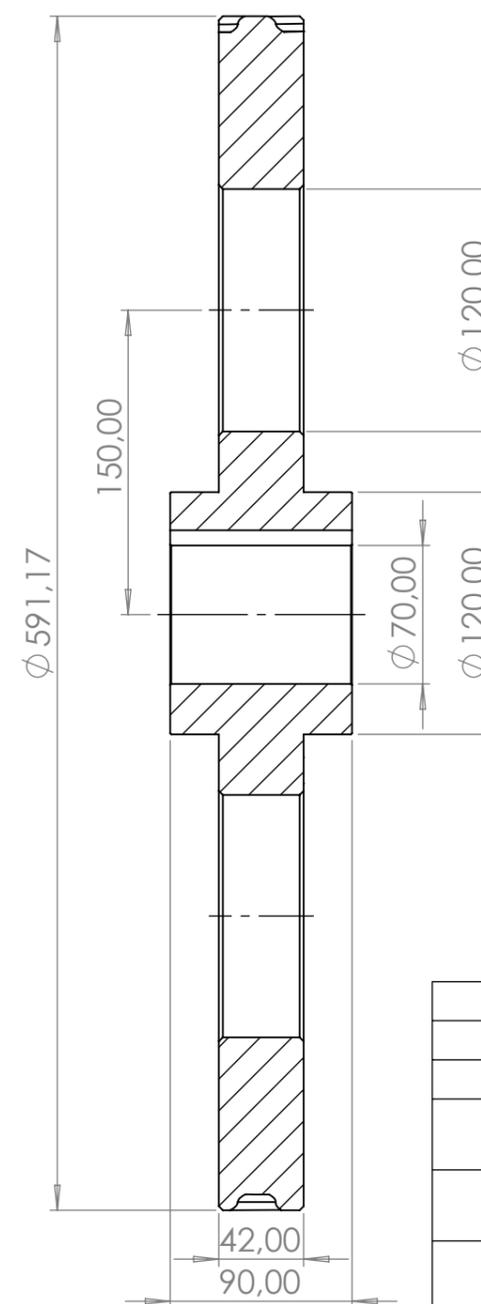
FECHA:
JULIO-24

Nº PLANO:
3

SECCIÓN A-A



VISTA (1:5)



DATO	VALOR
MATERIAL	ACERO C35
MÓDULO	4
NÚMERO DE DIENTES	137
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°
ÁNGULO DE INCLINACIÓN	20°

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

DISEÑADO POR: **PABLO MARTÍNEZ BARÓN**

COMPROBADO POR: **CARLOS LLOPIS ALBERT**



ESCALA:

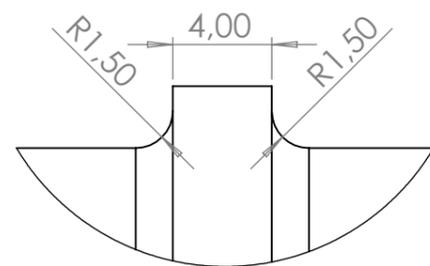
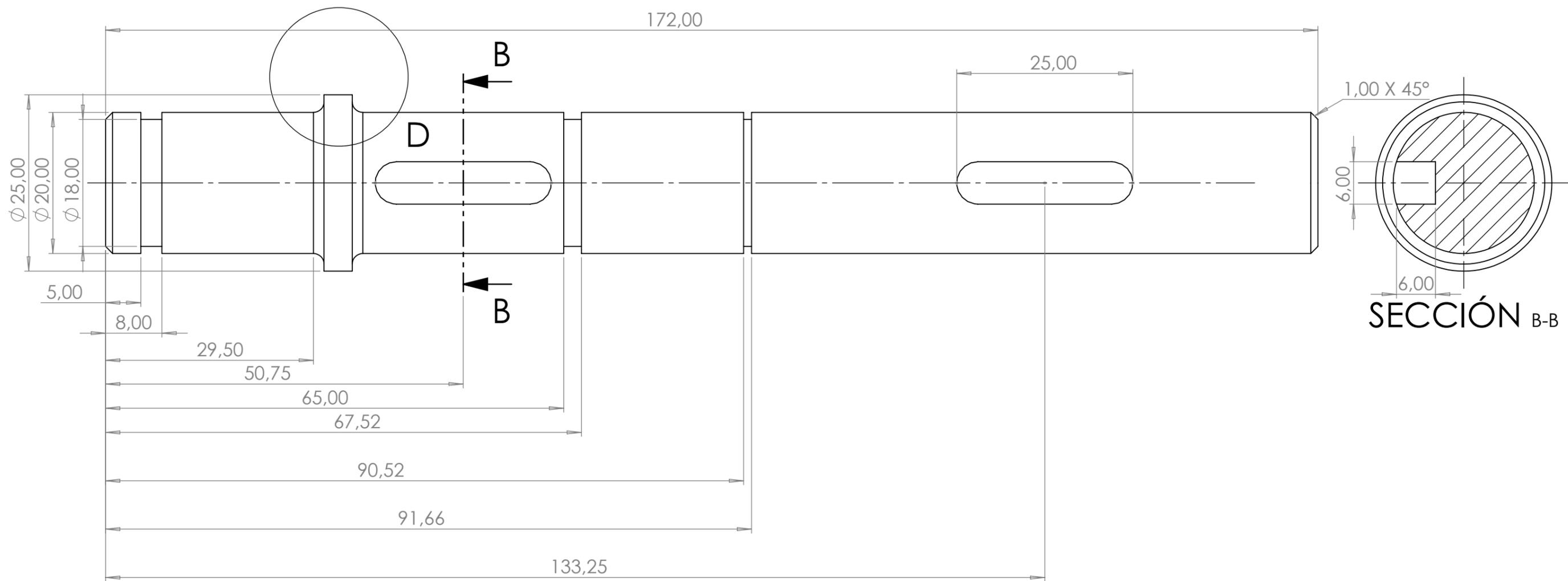
1:2

PLANO:

RUEDA SEGUNDA ETAPA

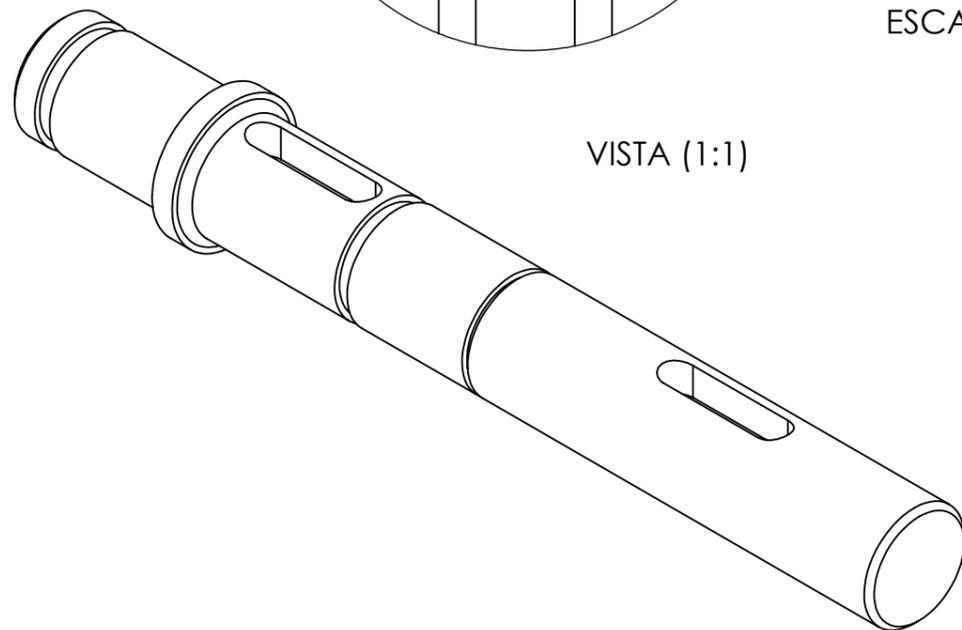
FECHA:
JULIO-24

Nº PLANO:
4



DETALLE D
ESCALA 3.5 : 1

VISTA (1:1)



DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

DISEÑADO POR: **PABLO MARTÍNEZ BARÓN**

COMPROBADO POR: **CARLOS LLOPIS ALBERT**

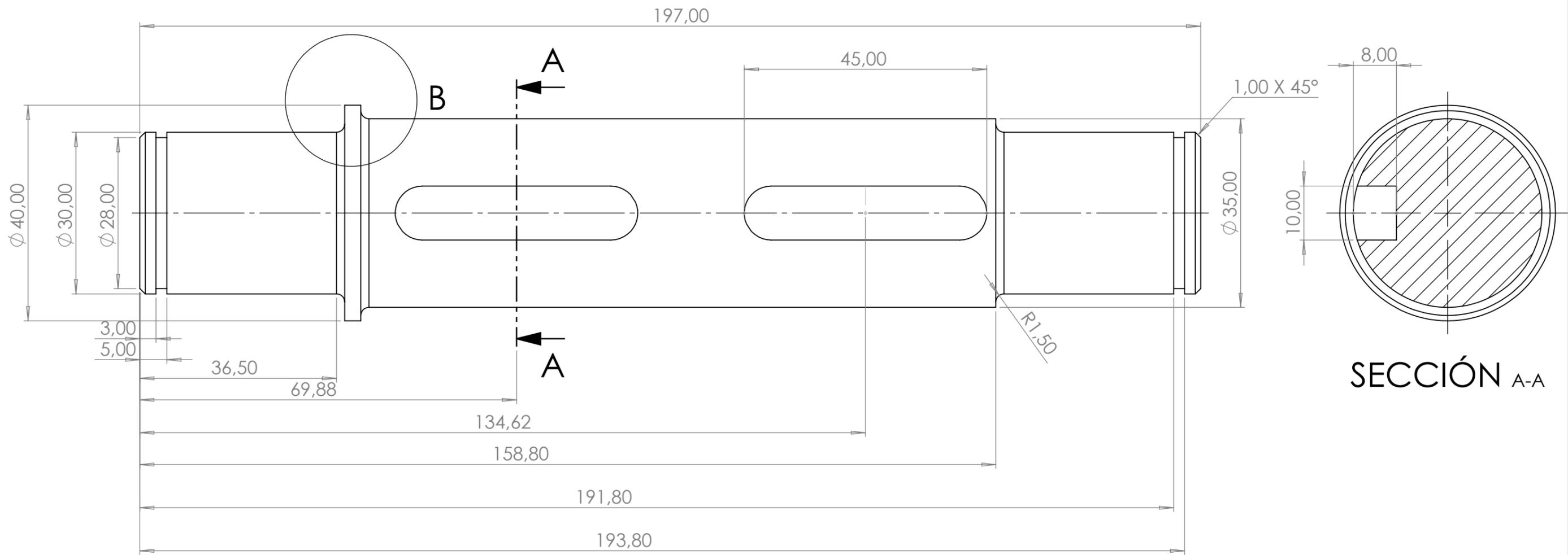


ESCALA:
2:1

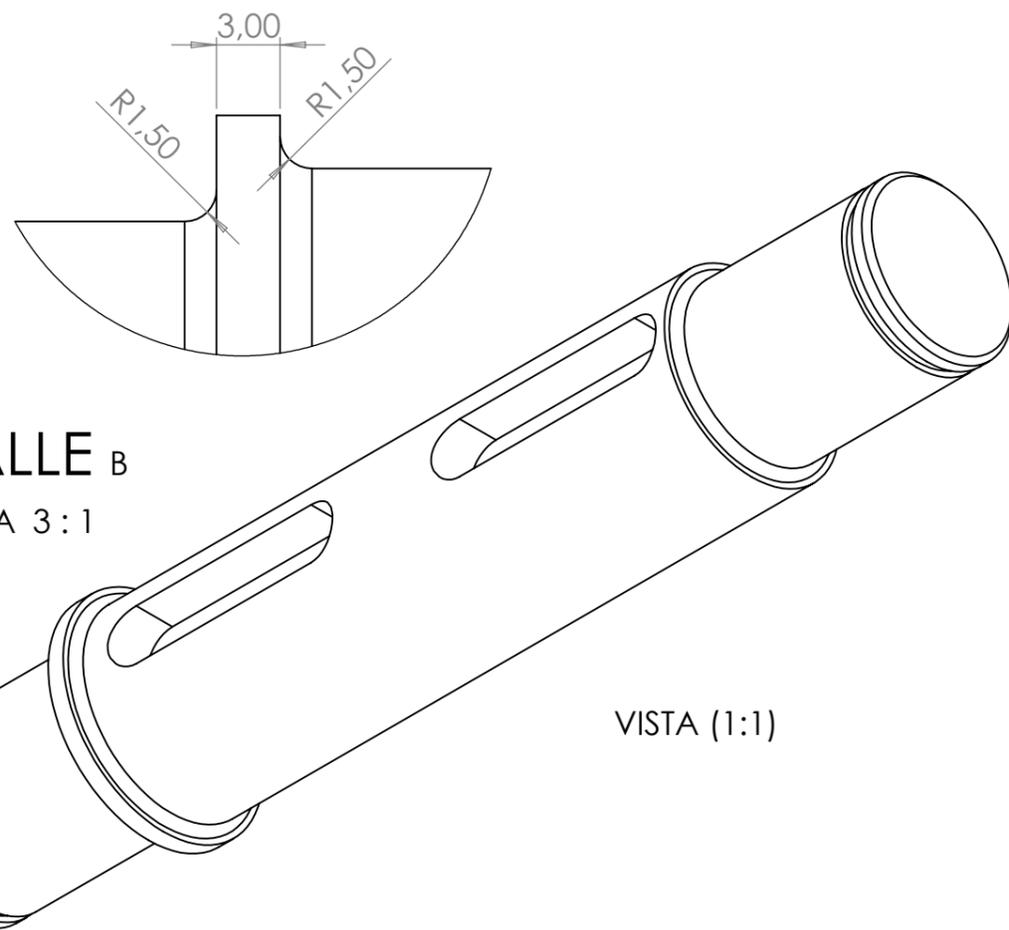
PLANO:
EJE DE ENTRADA

FECHA:
JULIO-24

Nº PLANO:
5



SECCIÓN A-A



DETALLE B
ESCALA 3 : 1

VISTA (1:1)

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

DISEÑADO POR: **PABLO MARTÍNEZ BARÓN**

COMPROBADO POR: **CARLOS LLOPIS ALBERT**

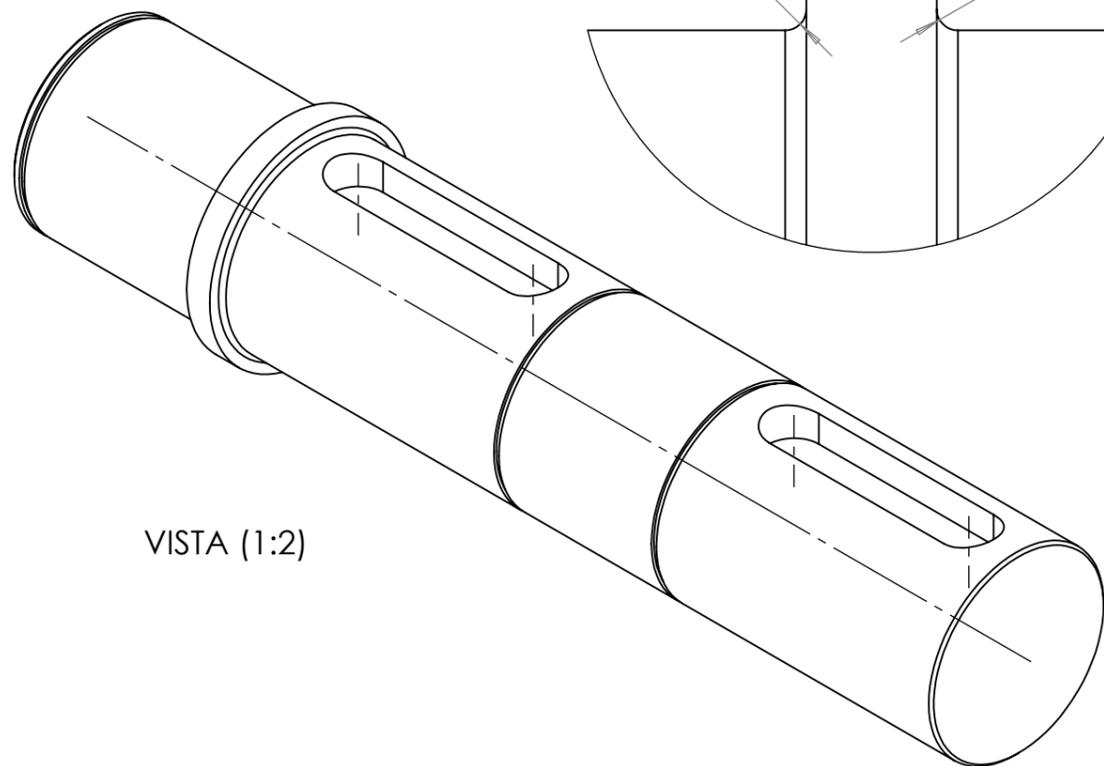
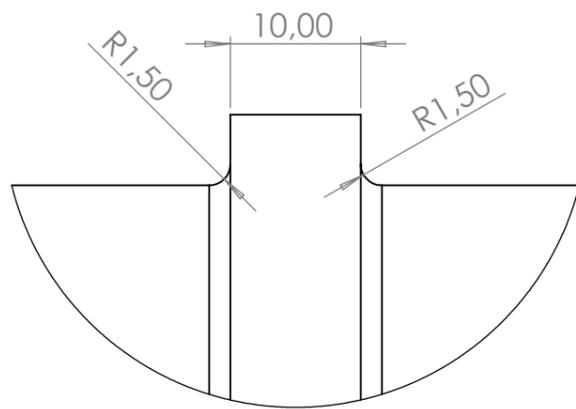
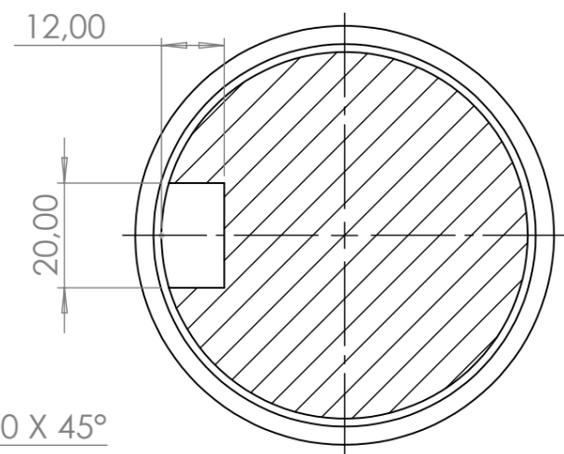
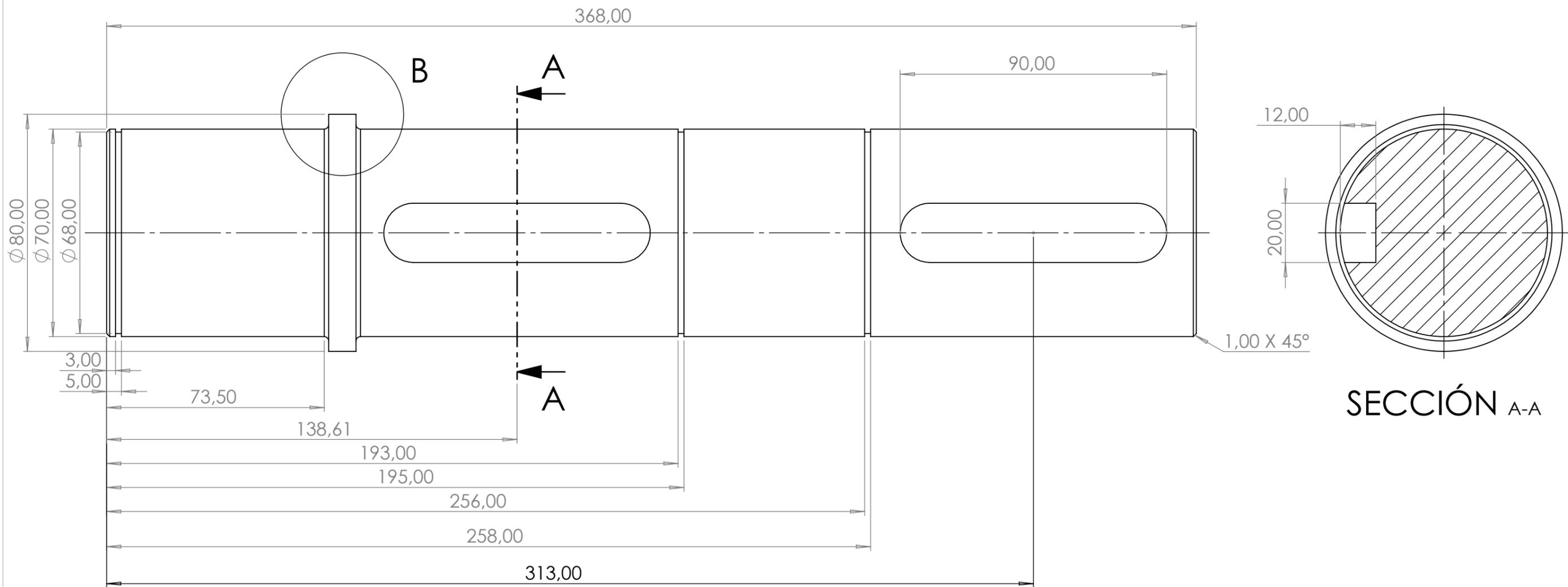


ESCALA:
2:1

PLANO:
EJE INTERMEDIO

FECHA:
JULIO-24

Nº PLANO:
6



DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

DISEÑADO POR: **PABLO MARTÍNEZ BARÓN**

COMPROBADO POR: **CARLOS LLOPIS ALBERT**

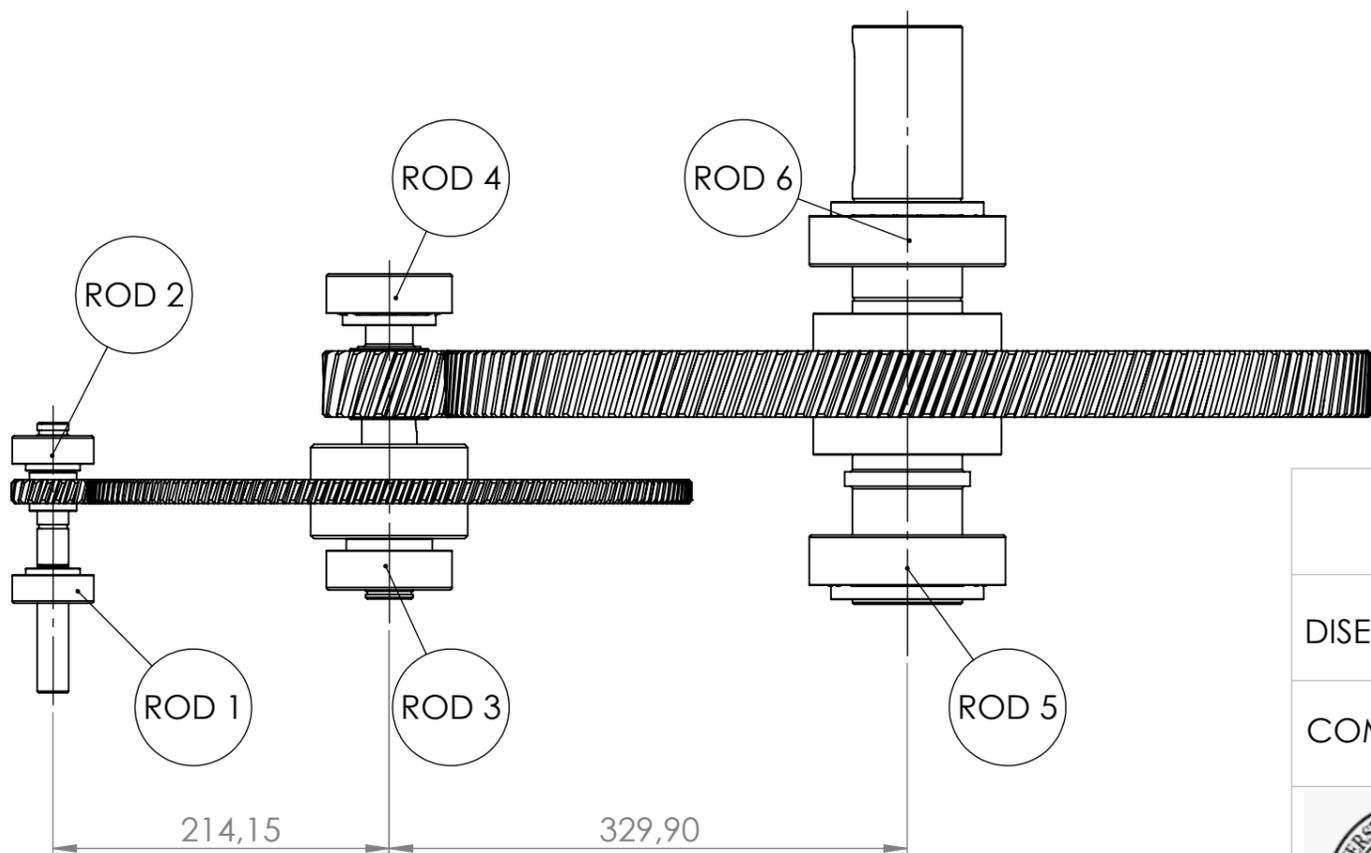
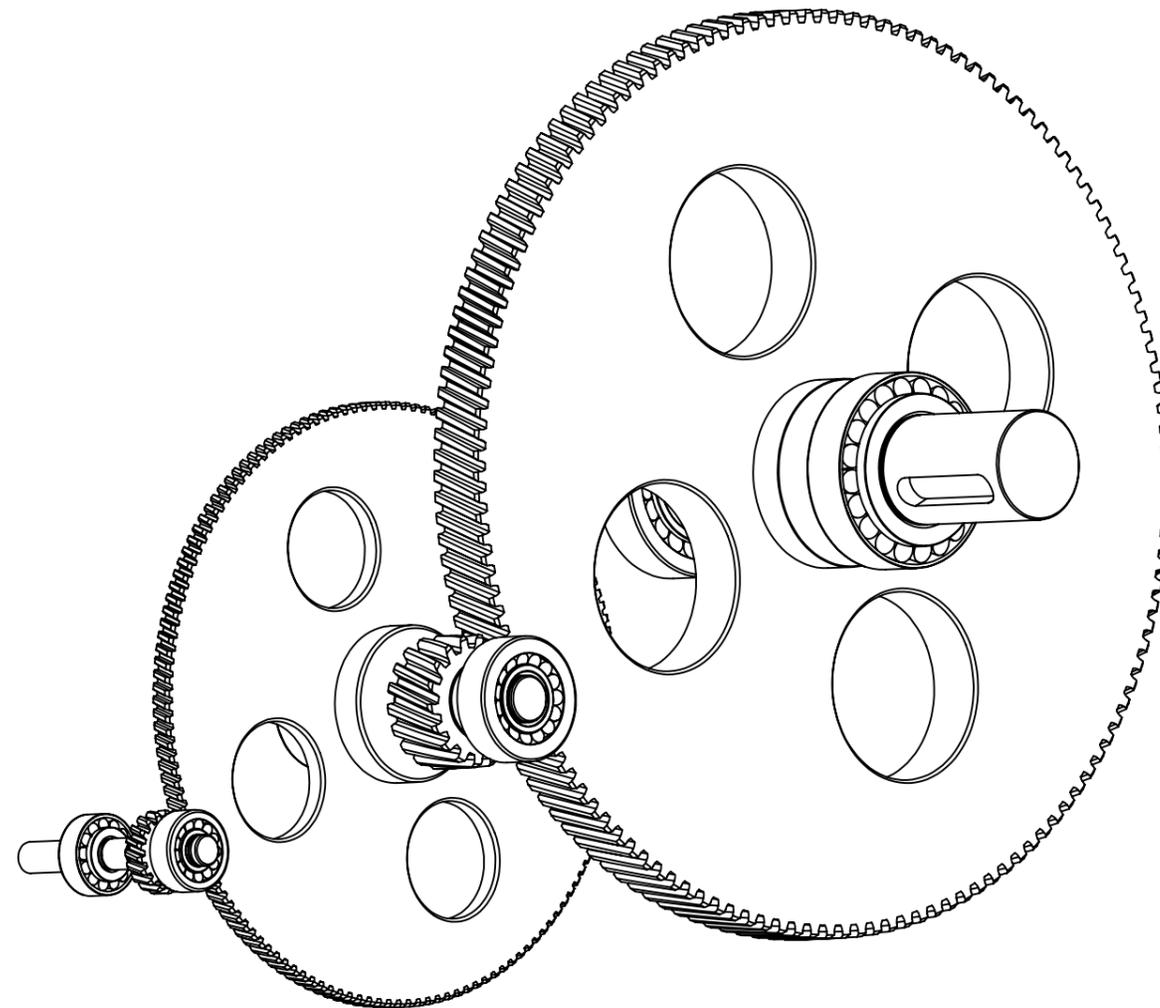
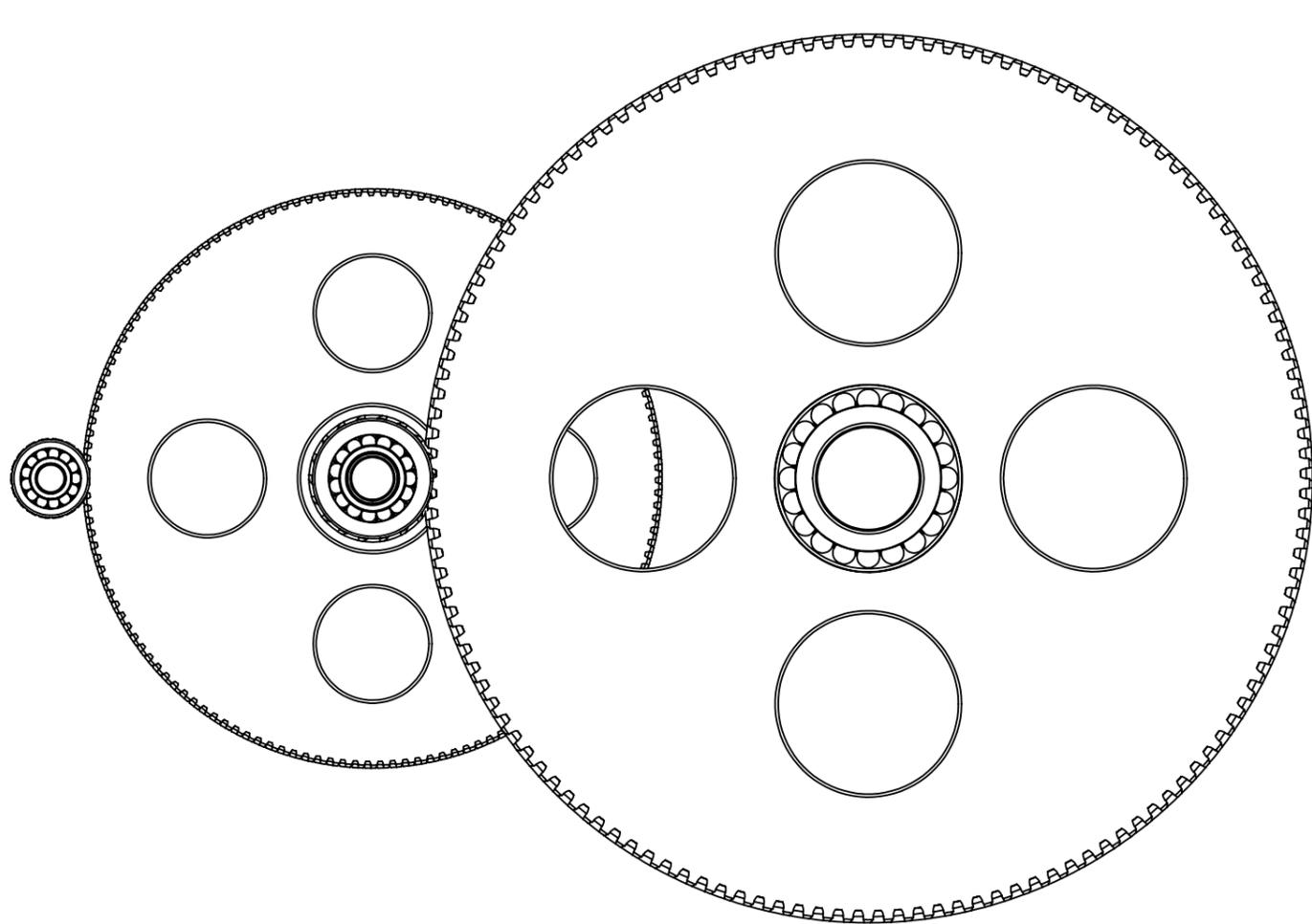


ESCALA:
1:1

PLANO:
EJE DE SALIDA

FECHA:
JULIO-24

Nº PLANO:
7



ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
ROD 1-2	ROD SKF 32304	2
ROD 3	ROD SKF 32307	1
ROD 4	ROD SKF 32307B	1
ROD 5-6	ROD SKF 33214	2

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

DISEÑADO POR: **PABLO MARTÍNEZ BARÓN**

COMPROBADO POR: **CARLOS LLOPIS ALBERT**

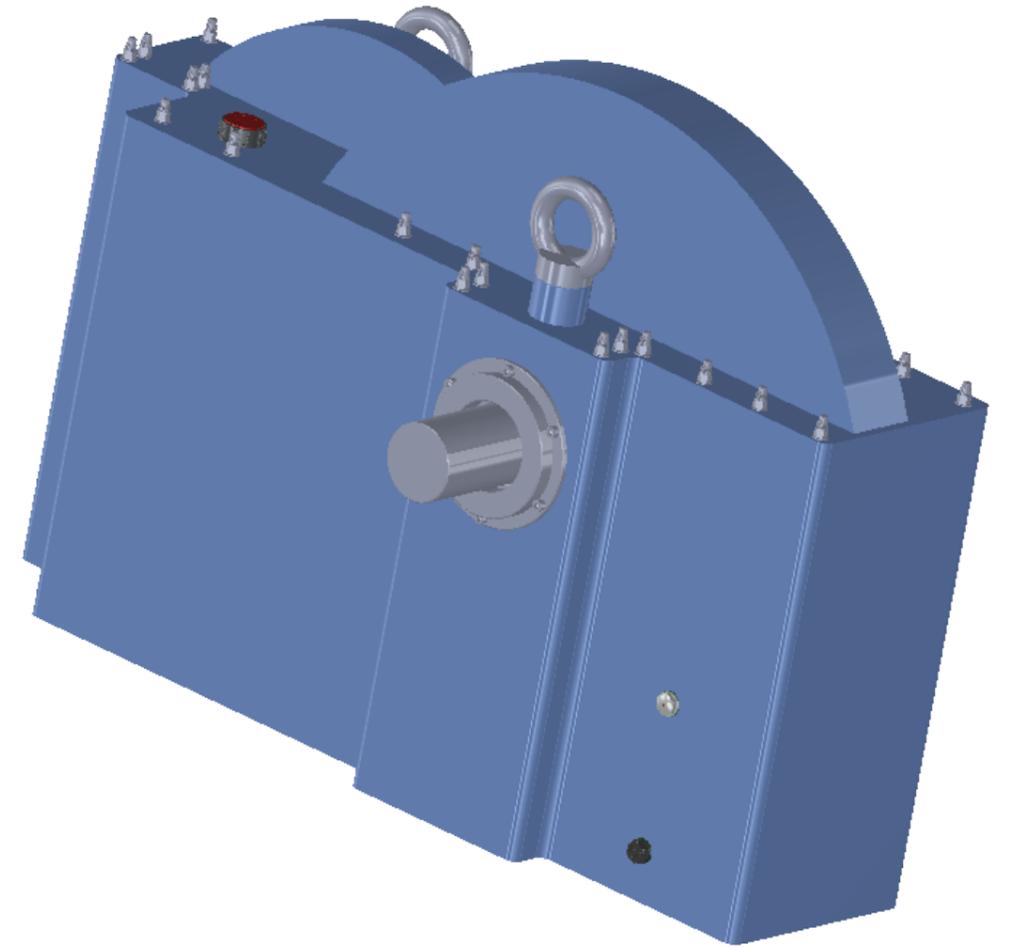
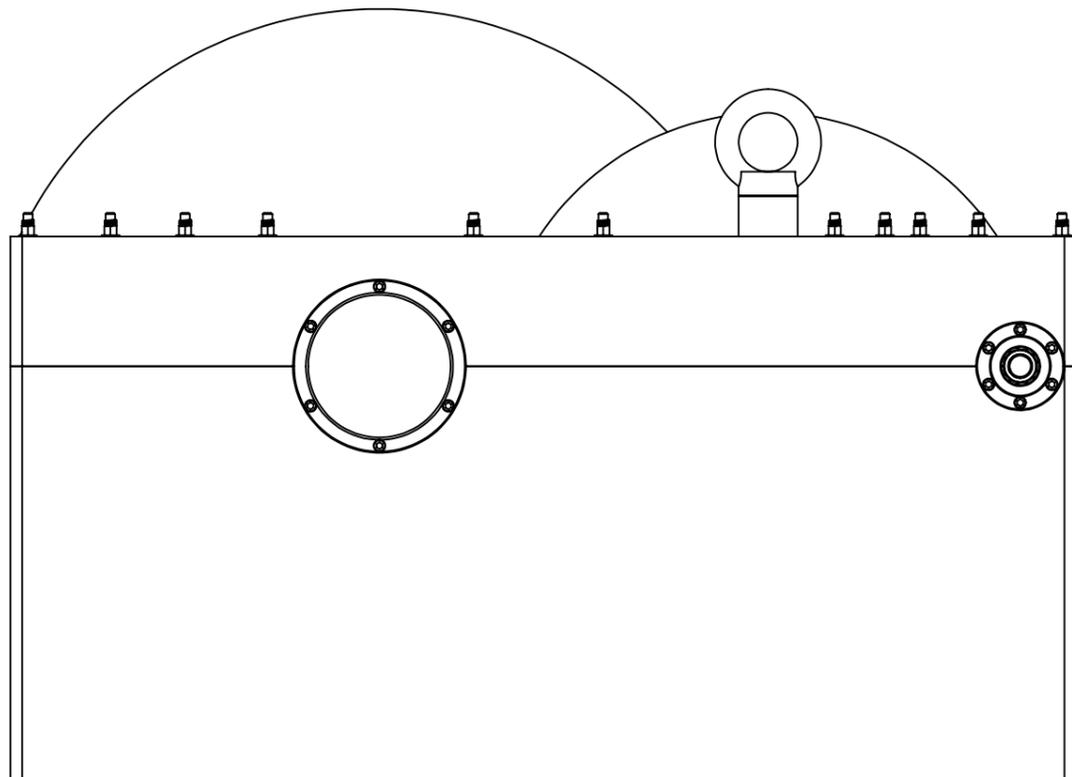
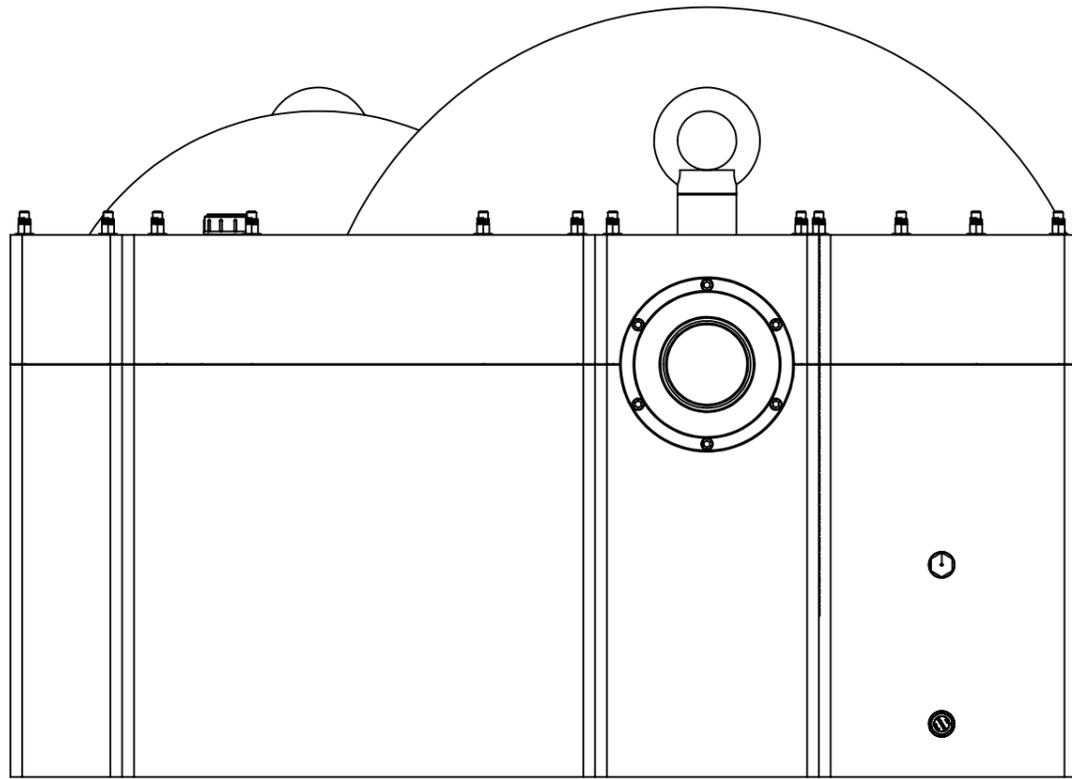


ESCALA:
1:5

PLANO:
CONJUNTO DE ENGRANAJES

FECHA:
JULIO-24

Nº PLANO:
8



DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

DISEÑADO POR: **PABLO MARTÍNEZ BARÓN**

COMPROBADO POR: **CARLOS LLOPIS ALBERT**



ESCALA:

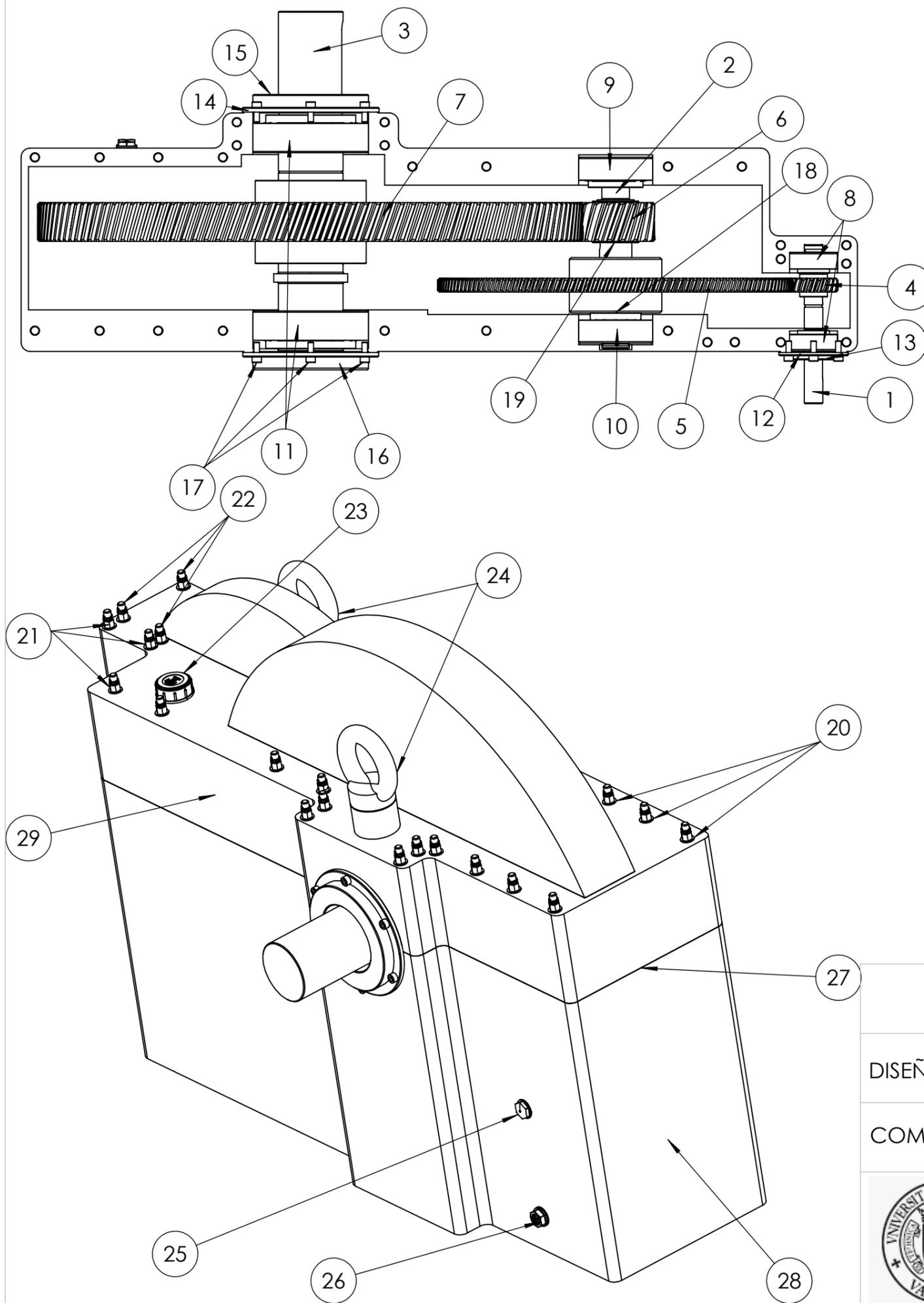
1:5

PLANO:

CONJUNTO

FECHA:
JULIO-24

Nº PLANO:
9



Nº DE ELEMENTO	PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	EJE DE ENTRADA		1
2	EJE INTERMEDIO		1
3	EJE DE SALIDA		1
4	PIÑÓN 1		1
5	RUEDA 1		1
6	PIÑÓN 2		1
7	RUEDA 2		1
8	RODAMIENTO 1-2	SKF 32304	2
9	RODAMIENTO 3	SKF 32307	1
10	RODAMIENTO 4	SKF 32307B	1
11	RODAMIENTO 5-6	SKF 33214	2
12	TAPA 1		1
13	JUNTA TAPA 1	SKF HMS5 RG	1
14	TAPA 2		1
15	JUNTA TAPA 2	SKF HMS RG	1
16	TAPA 3		1
17	TOR ALLEN M6	DIN 912 - M6X1	18
18	ANILLO SEGURIDAD 1	ROTORCLIP DSH-35	1
19	ANILLO SEGURIDAD 2	ROTORCLIP DSH-37	1
20	ARANDELA	DIN 9021 - M10	27
21	TUERCA	DIN 6927 - M10X1,5	27
22	ESPÁRRAGO	M10X1,5X350 MM	27
23	TAPÓN DE LLENADO	TECNODIN 48007022000 M22X1,5	1
24	CÁNCAMO	ISO 3266 - M24X36	2
25	VISOR DE NIVEL	TECNODIN 48002116000 M16X1,5	1
26	TAPÓN DE VACIADO	TECNODIN 48004109000 G3/8"	1
27	JUNTA CARCASA		1
28	CARCASA INFERIOR		1
29	CARCASA SUPERIOR		1

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

DISEÑADO POR: **PABLO MARTÍNEZ BARÓN**

COMPROBADO POR: **CARLOS LLOPIS ALBERT**

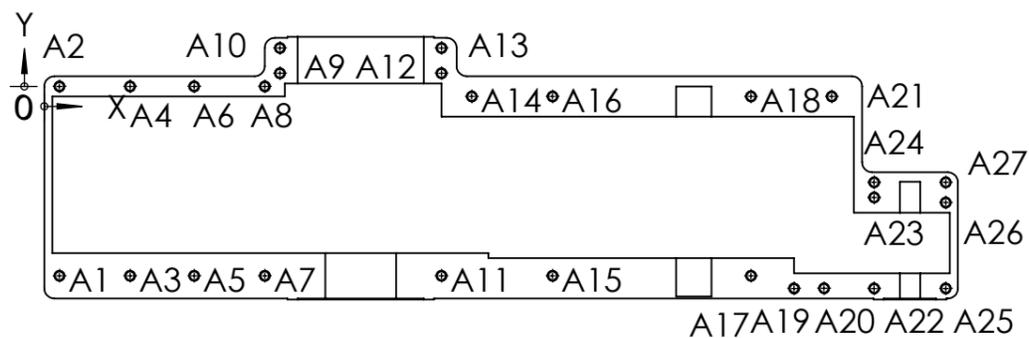


ESCALA:
1:5

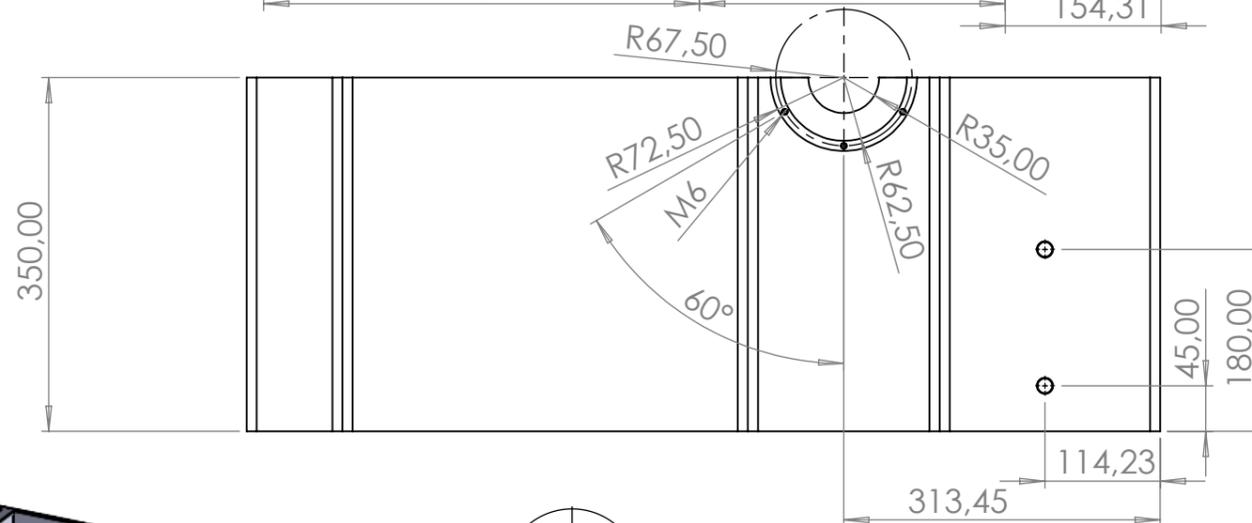
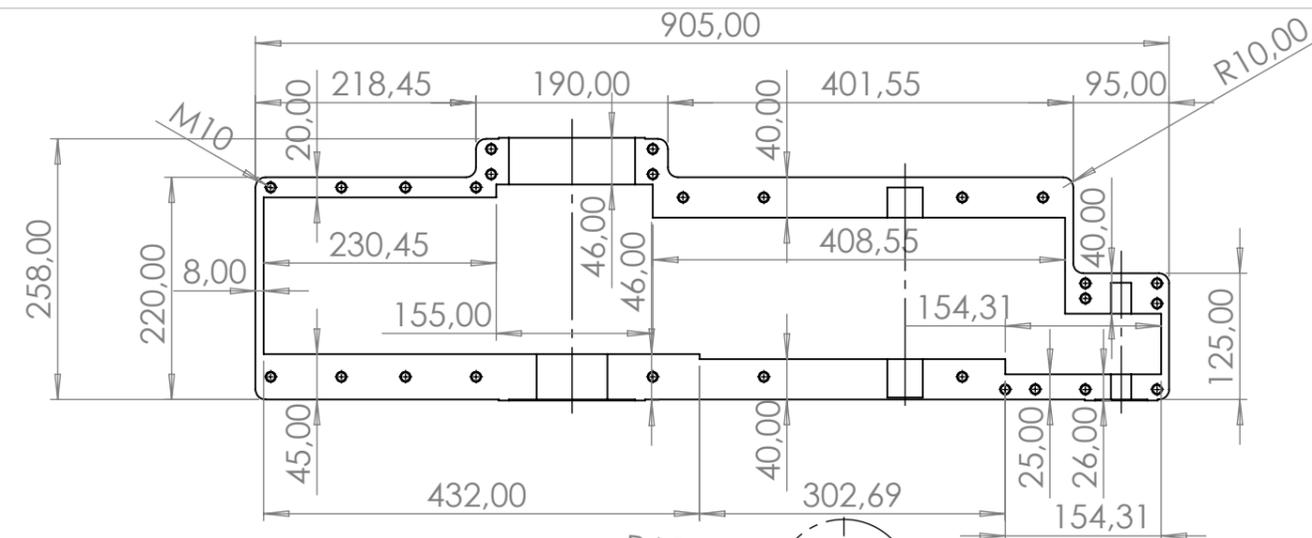
PLANO:
DESGLOSE CONJUNTO

FECHA:
JULIO-24

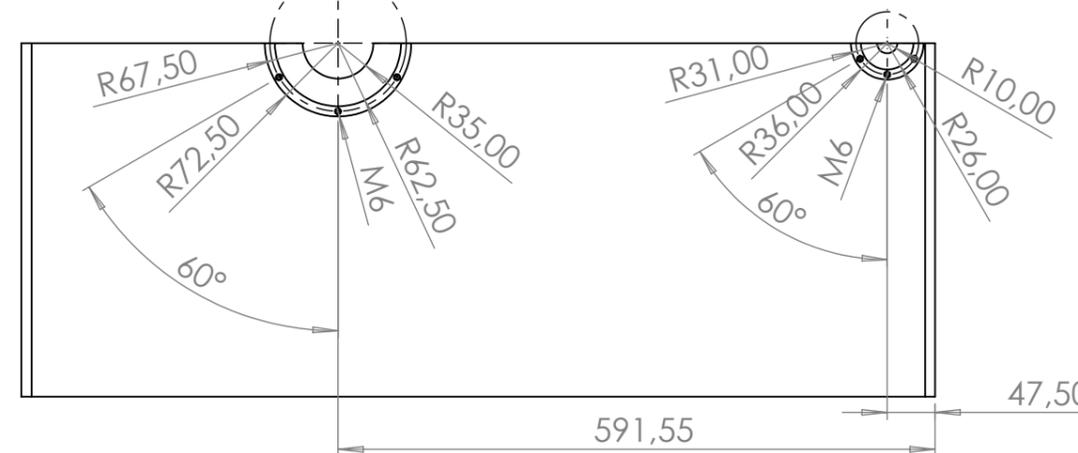
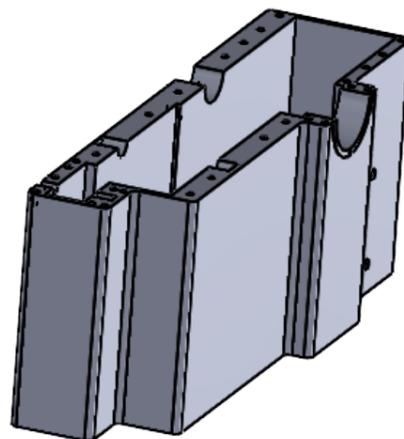
Nº PLANO:
10



RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	15	-187,50	∅ 11,00 ∇ 250,00
A2	15	0	∅ 11,00 ∇ 250,00
A3	85	-187,50	∅ 11,00 ∇ 250,00
A4	85	0	∅ 11,00 ∇ 250,00
A5	148,45	-187,50	∅ 11,00 ∇ 250,00
A6	148,45	0	∅ 11,00 ∇ 250,00
A7	218,45	-187,50	∅ 11,00 ∇ 250,00
A8	218,45	0	∅ 11,00 ∇ 250,00
A9	233,45	13	∅ 11,00 ∇ 250,00
A10	233,45	38	∅ 11,00 ∇ 250,00
A11	393,45	-187,50	∅ 11,00 ∇ 250,00
A12	393,45	13	∅ 11,00 ∇ 250,00
A13	393,45	38	∅ 11,00 ∇ 250,00
A14	423,45	-10	∅ 11,00 ∇ 250,00
A15	503,45	-187,50	∅ 11,00 ∇ 250,00
A16	503,45	-10	∅ 11,00 ∇ 250,00
A17	700	-187,50	∅ 11,00 ∇ 250,00
A18	700	-10	∅ 11,00 ∇ 250,00
A19	742,69	-200	∅ 11,00 ∇ 250,00
A20	772,38	-199,90	∅ 11,00 ∇ 250,00
A21	780	-10	∅ 11,00 ∇ 250,00
A22	822	-200	∅ 11,00 ∇ 250,00
A23	822	-110	∅ 11,00 ∇ 250,00
A24	822	-95	∅ 11,00 ∇ 250,00
A25	893	-200	∅ 11,00 ∇ 250,00
A26	893	-115	∅ 11,00 ∇ 250,00
A27	893	-95	∅ 11,00 ∇ 250,00



VISTA (1:10)



DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

DISEÑADO POR: **PABLO MARTÍNEZ BARÓN**

COMPROBADO POR: **CARLOS LLOPIS ALBERT**

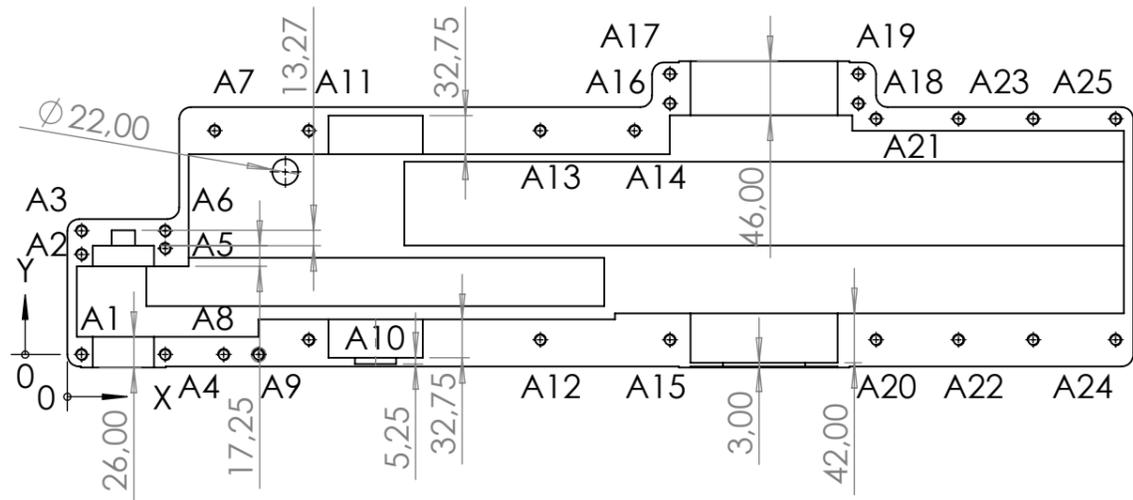


ESCALA:
1:5

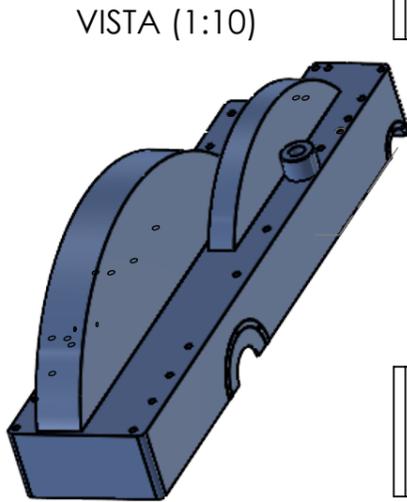
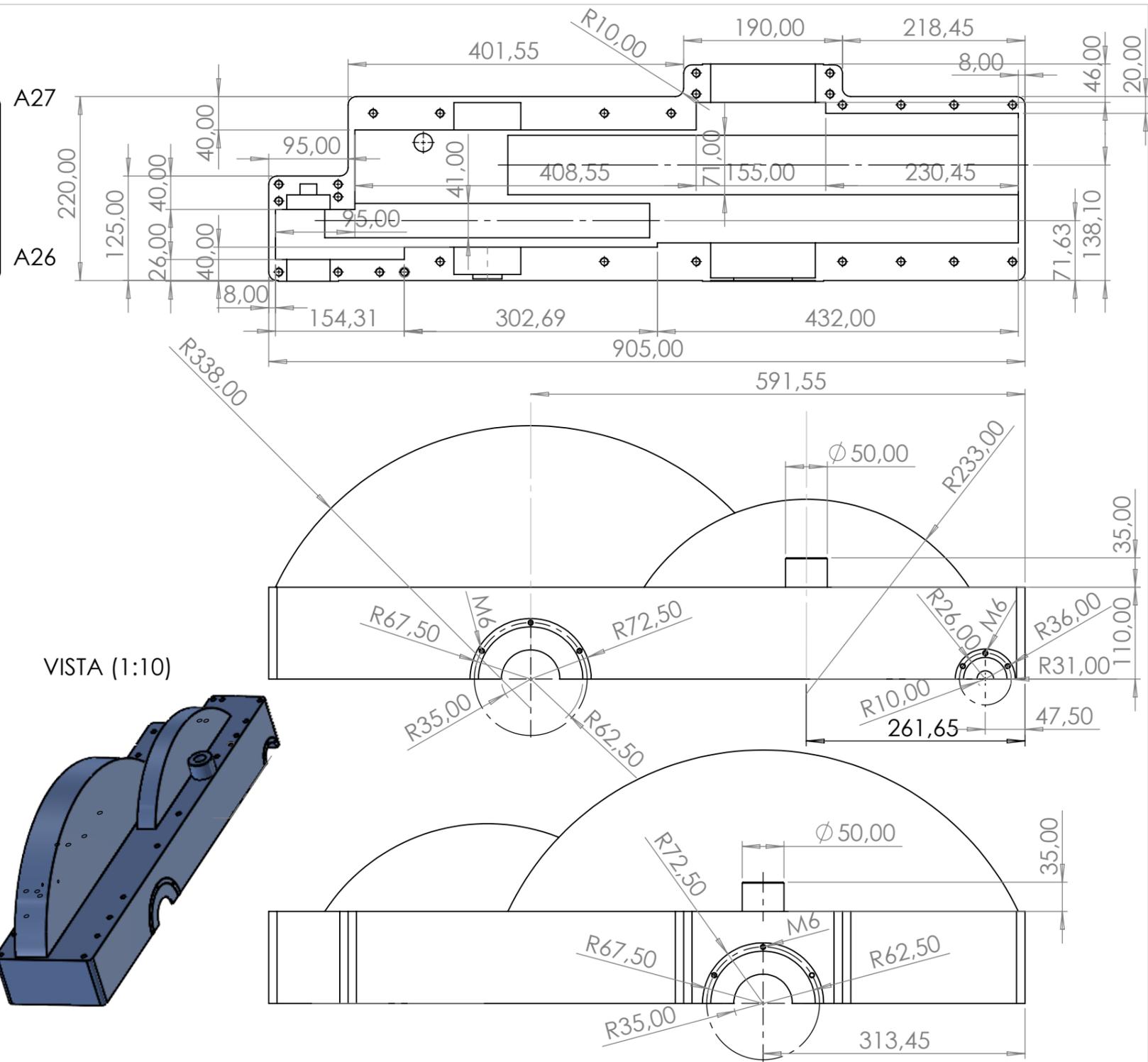
PLANO:
CARCASA INFERIOR

FECHA:
JULIO-24

Nº PLANO:
11



RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	12	0	∅ 11,00 √ 350,00
A2	12	85	∅ 11,00 √ 350,00
A3	12	105	∅ 11,00 √ 350,00
A4	83	0	∅ 11,00 √ 350,00
A5	83	90	∅ 11,00 √ 350,00
A6	83	105	∅ 11,00 √ 350,00
A7	125	190	∅ 11,00 √ 350,00
A8	132,66	0	∅ 11,00 √ 350,00
A9	162,31	0	∅ 11,00 √ 350,00
A10	205	12,50	∅ 11,00 √ 350,00
A11	205	190	∅ 11,00 √ 350,00
A12	401,55	12,50	∅ 11,00 √ 350,00
A13	401,55	190	∅ 11,00 √ 350,00
A14	481,55	190	∅ 11,00 √ 350,00
A15	511,55	12,50	∅ 11,00 √ 350,00
A16	511,55	213	∅ 11,00 √ 350,00
A17	511,55	238	∅ 11,00 √ 350,00
A18	671,55	213	∅ 11,00 √ 350,00
A19	671,55	238	∅ 11,00 √ 350,00
A20	686,55	12,50	∅ 11,00 √ 350,00
A21	686,55	200	∅ 11,00 √ 350,00
A22	756,55	12,50	∅ 11,00 √ 350,00
A23	756,55	200	∅ 11,00 √ 350,00
A24	820	12,50	∅ 11,00 √ 350,00
A25	820	200	∅ 11,00 √ 350,00
A26	890	12,50	∅ 11,00 √ 350,00
A27	890	200	∅ 11,00 √ 350,00



VISTA (1:10)

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

DISEÑADO POR: **PABLO MARTÍNEZ BARÓN**

COMPROBADO POR: **CARLOS LLOPIS ALBERT**



ESCALA:

1:5

PLANO:

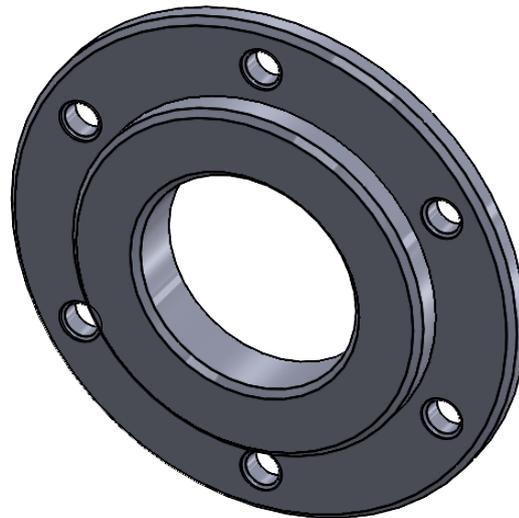
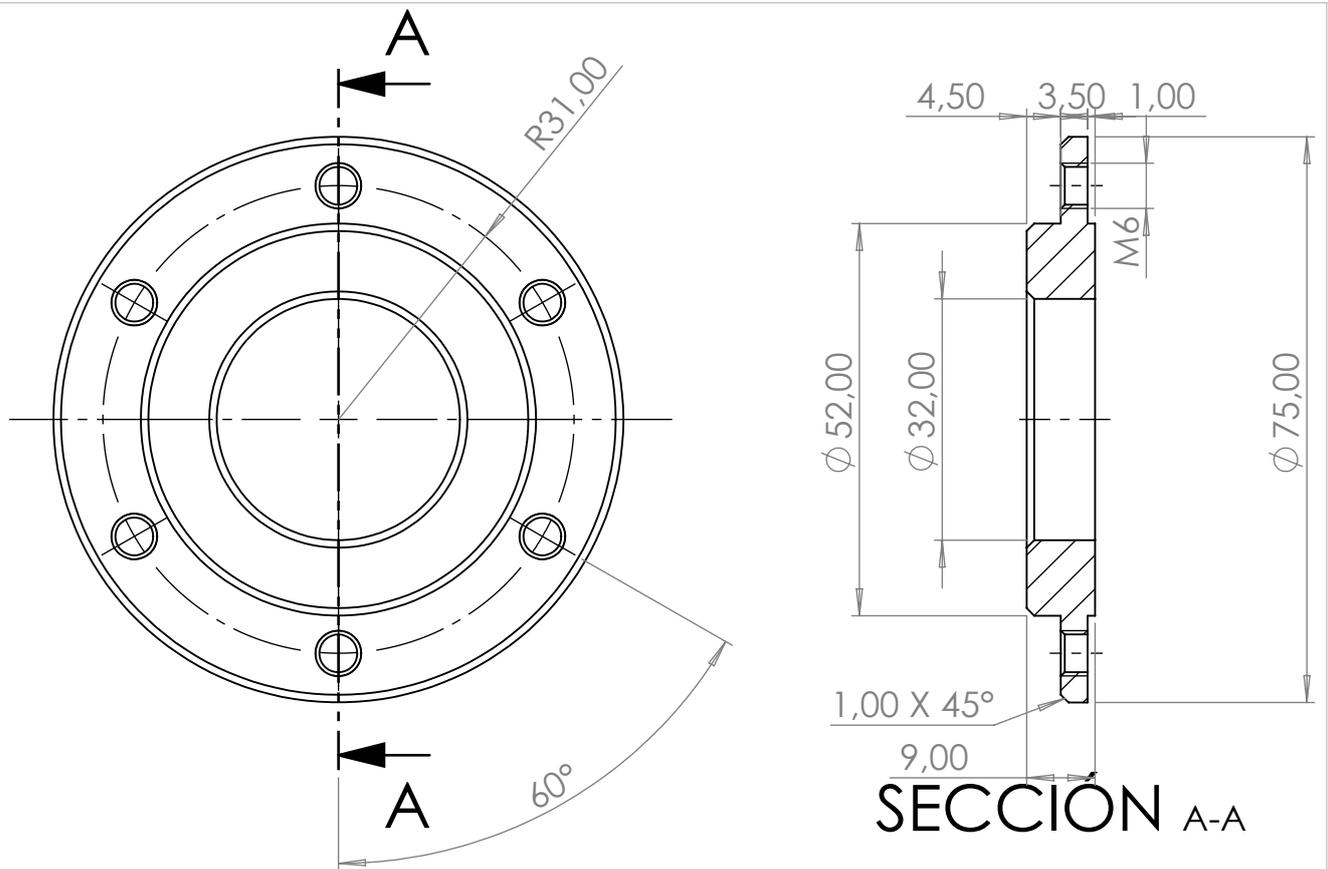
CARCASA SUPERIOR

FECHA:

JULIO-24

Nº PLANO:

12



DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

DISEÑADO POR: **PABLO MARTÍNEZ BARÓN**

COMPROBADO POR: **CARLOS LLOPIS ALBERT**



ESCALA:

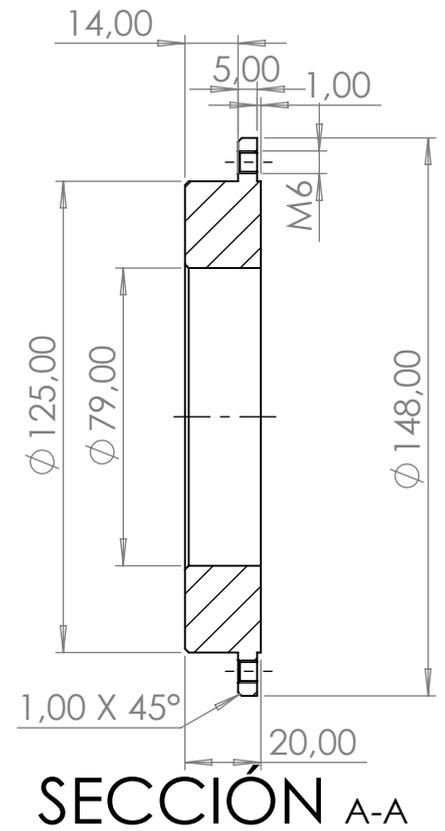
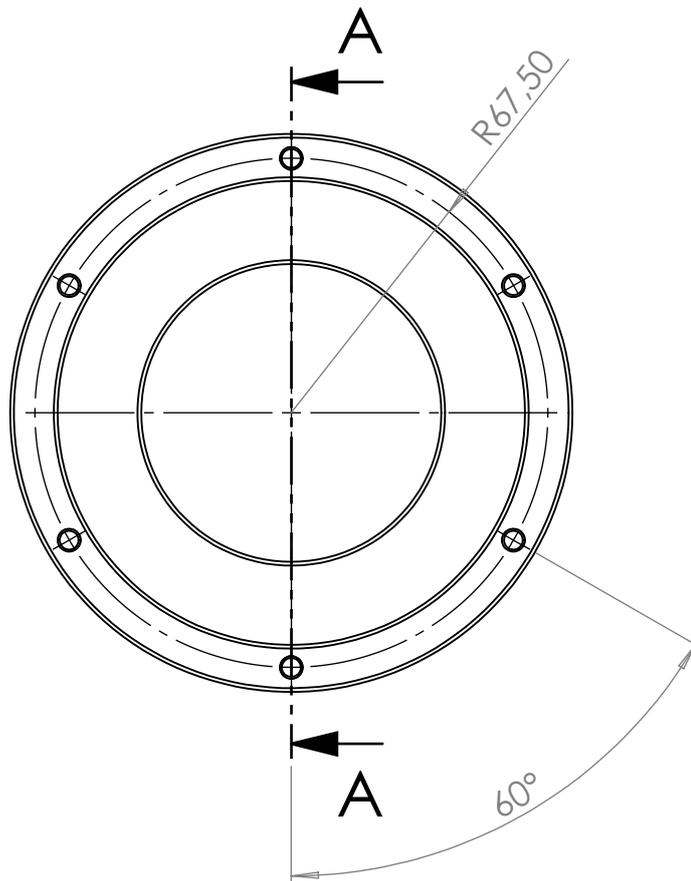
1:1

PLANO:

TAPA EJE DE ENTRADA

FECHA:
JULIO-24

Nº PLANO:
13



DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

DISEÑADO POR: **PABLO MARTÍNEZ BARÓN**

COMPROBADO POR: **CARLOS LLOPIS ALBERT**



ESCALA:

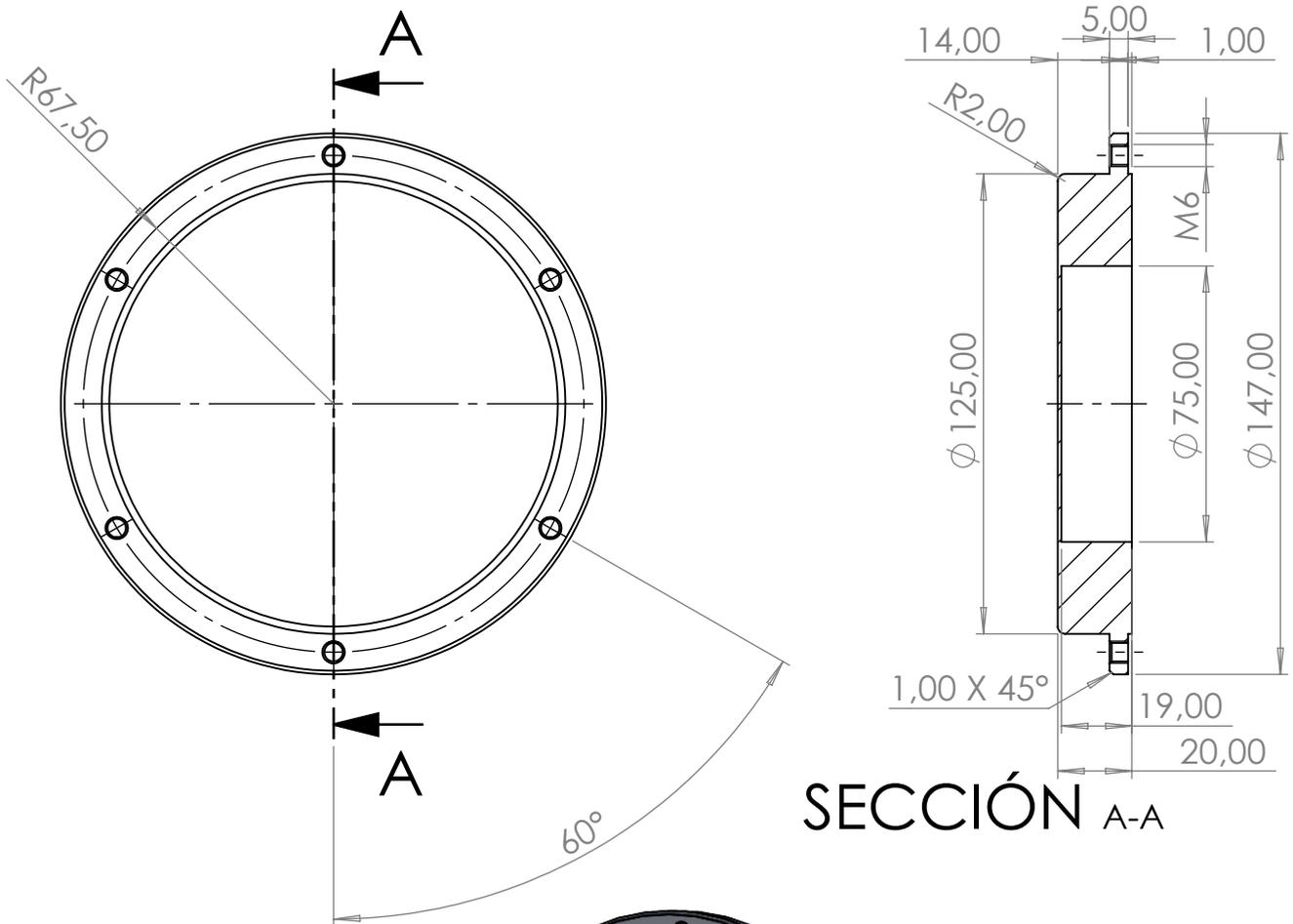
1:2

PLANO:

TAPA 1 EJE DE SALIDA

FECHA:
JULIO-24

Nº PLANO:
14



SECCIÓN A-A



DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

DISEÑADO POR: **PABLO MARTÍNEZ BARÓN**

COMPROBADO POR: **CARLOS LLOPIS ALBERT**



ESCALA:

1:2

PLANO:

TAPA 2 EJE DE SALIDA

FECHA:
JULIO-24

Nº PLANO:
15



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA UNA MÁQUINA EXTRUSORA
DE FIBRAS DE HILO CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DE
 $i=62.833$**

***DOCUMENTO Nº 4:
PRESUPUESTO***

ÍNDICE PRESUPUESTO

1. INTRODUCCIÓN	5
2. MASA COMPONENTES	5
3. CUADRO DE PRECIOS	6
3.1 MATERIALES DE FABRICACIÓN Y ELEMENTOS NORMALIZADOS	6
3.2 MANO DE OBRA	7
3.3 MAQUINARIA	7
4. MEDICIONES.....	7
5. PLIEGO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS.....	9
5.1 PIÑÓN PRIMERA ETAPA	9
5.2 RUEDA PRIMERA ETAPA.....	9
5.3 PIÑÓN SEGUNDA ETAPA	9
5.4 RUEDA SEGUNDA ETAPA.....	10
5.5 EJE DE ENTRADA.....	10
5.6 EJE INTERMEDIO.....	11
5.7 EJE DE SALIDA.....	11
5.8 CARCASA.....	12
5.9 TAPA EJE DE ENTRADA	12
5.10 TAPA EJE DE SALIDA A	13
5.11 TAPA EJE DE SALIDA B	13
6. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN.....	13
7. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA.....	14
8. PRESUPUESTO BASE DE LICITACIÓN.....	14

1. INTRODUCCIÓN

El objetivo del siguiente documento será exponer el desglose del proyecto, detallando los costes de fabricación de los distintos procesos de mecanizado para cada componente, así como el coste de los materiales y la mano de obra.

En primer lugar, se estimará la masa de los diferentes componentes a partir de la densidad del material bruto a partir del cual se mecanizará y su volumen. Se expondrán cuadros resúmenes del precio unitario y un resumen final del presupuesto.

2. MASA COMPONENTES

Como se ha indicado en la introducción, conocido el material y las dimensiones de bruto de cada componente, se calculará el volumen y posteriormente con la densidad del material, la masa. Excluyendo la carcasa, el resto de los elementos se mecanizarán a partir de cilindros, por lo que su volumen se calculará como:

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L$$

Y la masa, a partir de la densidad del material y el volumen calculado:

$$m = \rho \cdot V$$

Nos hemos apoyado en la aplicación de SolidWorks para hallar el cubillaje de la carcasa y, a través del dato de la densidad del material de fabricación, hallar la masa. Las masas de los elementos (bruto) que componen el grupo son las siguientes:

- Piñón primera etapa: 0,66 Kg.
- Rueda primera etapa: 29,33 Kg.
- Piñón segunda etapa: 2,97 Kg.
- Rueda segunda etapa: 132 Kg.
- Eje de entrada: 1,96 Kg.
- Eje intermedio: 3,37 Kg.
- Eje de salida: 19,85 Kg.
- Carcasa inferior (cárter): 202,573 Kg.
- Carcasa superior: 107,55 Kg.

- Tapa eje de entrada: 0,92 Kg.
- Tapas eje de salida: 4,343 Kg.

3. CUADRO DE PRECIOS

3.1 MATERIALES DE FABRICACIÓN Y ELEMENTOS NORMALIZADOS

ELEMENTO	PRECIO
Acero C35	2,27 €/kg
Acero 20MnCr5	4,15 €/kg
Fundición Gris FG-25	1,09 €/kg
Chaveta eje de entrada 6 x 6 x 25 mm	0,36 €/ud
Chaveta eje intermedio 10 x 8 x 45 mm	0,94 €/ud
Chaveta eje de salida 20 x 12 x 90 mm	2,98 €/ud
Rodamiento SKF 32304	9,87€/ud
Rodamiento SKF 32307	12,41 €/ud
Rodamiento SKF 32307B	73,17 €/ud
Rodamiento SKF 33214	38,15 €/ud
Retén eje de entrada 20 x 30 x 5 HMS5 RG	2,11 €/ud
Retén eje de salida 70 x 100 x 10 HMS RG	13,36 €/ud
Anillo de seguridad DSH – 35	0,30 €/ud
Anillo de seguridad DSH – 37	0,37€/ud
Tornillo Allen DIN 912 - M6 x 1	0,12 €/ud
Espárrago M10 x 1,5 x 350 mm	1,29 €/ud
Arandela DIN 9021 – M10	0,056 €/ud
Tuerca DIN 6927 – M10 x 1,5	0,11 €/ud
Tapón de llenado TECNODIN 48007022000 M22 x 1,5	2,52 €/ud
Visor de nivel TECNODIN 48002116000 M16 x 1,5	1,86 €/ud
Tapón de vaciado TECNODIN 48004109000 G3/8"	1,94 €/ud
Cáncamo de elevación ISO 3266 – M24 x 36	42,69 €/ud
Lubricante VG – 680 20L	104 €
Junta carcasa	17,82 €
Molde carcasa	2675 €
Pintura 4L	120€

3.2 MANO DE OBRA

MANO DE OBRA	PRECIO
Oficial de primera	9,5 €/h
Oficial de segunda	8 €/h
Peón de taller	7 €/h

3.3 MAQUINARIA

MÁQUINA	PRECIO
Torno	25 €/h
Fresadora	21,5 €/h
Taladro y roscado	18 €/h
Rectificadora	31,5 €/h

4. MEDICIONES

- ENGRANAJES

ELEMENTO	CANTIDAD
Piñón primera etapa	1
Rueda primera etapa	1
Piñón segunda etapa	1
Rueda segunda etapa	1

- EJES

ELEMENTO	CANTIDAD
Eje de entrada	1
Eje intermedio	1
Eje de salida	1

- RODAMIENTOS

ELEMENTO	CANTIDAD
Rodamiento SKF 32304	2
Rodamiento SKF 32307	1
Rodamiento SKF 32307B	1
Rodamiento SKF 33214	2

- **TAPAS LATERALES**

ELEMENTO	CANTIDAD
Tapa eje de entrada	1
Tapa eje de salida A	1
Tapa eje de salida B	1

- **RETENES**

ELEMENTO	CANTIDAD
Retén eje de entrada 20 x 30 x 5 HMS5 RG	1
Retén eje de salida 70 x 100 x 10 HMS RG	1

- **CHAVETAS**

ELEMENTO	CANTIDAD
Chaveta eje de entrada 6 x 6 x 25 mm	2
Chaveta eje intermedio 10 x 8 x 45 mm	2
Chaveta eje de salida 20 x 12 x 90 mm	2

- **ANILLOS DE SEGURIDAD**

ELEMENTO	CANTIDAD
Anillo de seguridad DSH – 35	1
Anillo de seguridad DSH - 37	1

- **CARCASA**

ELEMENTO	CANTIDAD
Tornillo Allen DIN 912 - M6 x 1	18 ud
Espárrago M10 x 1,5 x 350 mm	27 ud
Arandela DIN 9021 – M10	27 ud
Tuerca DIN 6927 – M10 x 1,5	27 ud
Tapón de llenado TECNODIN 48007022000 M22 x 1,5	1 ud
Visor de nivel TECNODIN 48002116000 M16 x 1,5	1 ud
Tapón de vaciado TECNODIN 48004109000 G3/8"	1 ud
Cáncamo de elevación ISO 3266 – M24 x 36	2 ud
Lubricante VG – 680 20L	20L
Junta carcasa	1 ud
Molde carcasa	1 ud
Pintura 4L	4L

5. PLIEGO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS

5.1 PIÑÓN PRIMERA ETAPA

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (€)	PRECIO TOTAL (€)
Acero C35	Kg	0,66	2,27	1,50
OPERACIONES				
FRESADORA	h	0,74	21,50	15,91
TORNO	h	1,12	25,00	28,00
RECTIFICADORA	h	0,15	31,50	4,76
MANO DE OBRA				
Oficial de 1º	h	1,90	9,50	18,05
Peón de taller	h	0,11	7,00	0,77
			TOTAL	68,95

5.2 RUEDA PRIMERA ETAPA

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (€)	PRECIO TOTAL (€)
Acero C35	Kg	29,33	2,27	66,59
OPERACIONES				
FRESADORA	h	1,50	21,50	32,25
TORNO	h	1,75	25,00	43,75
RECTIFICADORA	h	0,75	31,50	23,63
MANO DE OBRA				
Oficial de 1º	h	3,85	9,50	36,56
Peón de taller	h	0,15	7,00	1,05
			TOTAL	203,84

5.3 PIÑÓN SEGUNDA ETAPA

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (€)	PRECIO TOTAL (€)
Acero C35	Kg	2,97	2,27	6,74
OPERACIONES				
FRESADORA	h	1,12	21,50	24,08
TORNO	h	0,90	25,00	22,50
RECTIFICADORA	h	0,20	31,50	6,30
MANO DE OBRA				
Oficial de 1º	h	2,05	9,50	19,48
Peón de taller	h	0,17	7,00	1,19
			TOTAL	80,29

5.4 RUEDA SEGUNDA ETAPA

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (€)	PRECIO TOTAL (€)
Acero C35	Kg	2,97	132	299,64
OPERACIONES				
FRESADORA	h	2,00	21,50	43,00
TORNO	h	1,90	25,00	47,50
RECTIFICADORA	h	0,95	31,50	29,93
MANO DE OBRA				
Oficial de 1º	h	4,6	9,50	43,7
Peón de taller	h	0,25	7,00	1,75
			TOTAL	465,52

5.5 EJE DE ENTRADA

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (€)	PRECIO TOTAL (€)
Acero 20MnCr5	Kg	1,96	4,15	8,14
Rodamiento SKF 32304	Ud	2	9,87	19,74
Retén eje de entrada 20 x 30 x 5 HMS5 RG	Ud	1	2,11	2,11
Chaveta eje de entrada 6 x 6 x 25 mm	Ud	2	0,36	0,72
OPERACIONES				
FRESADORA	h	0,40	21,50	8,60
TORNO	h	1,60	25,00	40,00
RECTIFICADORA	h	0,90	31,50	28,35
MANO DE OBRA				
Oficial de 1º	h	2,80	9,50	26,60
Peón de taller	h	0,10	7,00	0,70
			TOTAL	134,96

5.6 EJE INTERMEDIO

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (€)	PRECIO TOTAL (€)
Acero 20MnCr5	Kg	3,37	4,15	13,98
Rodamiento SKF 32307	Ud	1	12,41	12,41
Rodamiento SKF 32307B	Ud	1	73,17	72,17
Anillo de seguridad DSH – 35	Ud	1	0,30	0,30
Anillo de seguridad DSH - 37	Ud	1	0,37	0,37
Chaveta eje intermedio 10 x 8 x 45 mm	Ud	2	0,94	1,88
OPERACIONES				
FRESADORA	h	0,40	21,50	8,60
TORNO	h	2,15	25,00	53,75
RECTIFICADORA	h	1,05	31,50	33,08
MANO DE OBRA				
Oficial de 1º	h	3,50	9,50	33,25
Peón de taller	h	0,10	7,00	0,70
			TOTAL	230,49

5.7 EJE DE SALIDA

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (€)	PRECIO TOTAL (€)
Acero 20MnCr5	Kg	19,85	4,15	82,37
Rodamiento SKF 33214	Ud	2	38,15	76,30
Retén eje de salida 70 x 100 x 10 HMS RG	Ud	1	13,36	13,36
Chaveta eje de salida 20 x 12 x 90 mm	Ud	2	2,98	5,96
OPERACIONES				
FRESADORA	h	0,48	21,50	10,32
TORNO	h	2,55	25,00	63,75
RECTIFICADORA	h	1,32	31,50	41,58
MANO DE OBRA				
Oficial de 1º	h	4,20	9,50	39,90
Peón de taller	h	0,15	7,00	1,05
			TOTAL	334,59

5.8 CARCASA

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (€)	PRECIO TOTAL (€)
Fundición gris FG – 25	Kg	310,12	1,09	338,03
Tornillo Allen DIN 912 - M6 x 1	Ud	18	0,12	2,16
Espárrago M10 x 1,5 x 350 mm	Ud	27	1,29	34,83
Arandela DIN 9021 – M10	Ud	27	0,06	1,62
Tuerca DIN 6927 – M10 x 1,5	Ud	27	0,11	2,97
Tapón de llenado TECNODIN	Ud	1	2,52	2,52
Visor de nivel TECNODIN	Ud	1	1,86	1,86
Tapón de vaciado TECNODIN	Ud	1	1,94	1,94
Cáncamo M24 x 36	Ud	2	42,69	85,38
Lubricante VG – 680 20L	L	20	104,00	104,00
Junta carcasa	Ud	1	17,82	17,82
Molde carcasa	Ud	1	2675,00	2675,00
Pintura 4L	L	4	120,00	120,00
OPERACIONES				
MOLDEO Y DESBARBADO	h	2,00	16,50	33,00
FRESADORA	h	1,80	21,50	38,70
TALADRADO Y ROSCADO	h	2,15	18,00	38,70
RECTIFICADORA	h	1,65	31,50	51,98
MANO DE OBRA				
Oficial de 1º	h	5,50	9,50	52,25
Oficial de 2º	h	1,50	8,00	12,00
Peón de taller	h	0,60	7,00	4,20
TOTAL				3618,96

5.9 TAPA EJE DE ENTRADA

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (€)	PRECIO TOTAL (€)
Fundición gris FG - 25	Kg	0,92	1,09	1,00
OPERACIONES				
FRESADORA	h	1,50	21,50	32,25
RECTIFICADORA	h	0,50	31,50	15,75
MANO DE OBRA				
Oficial de 2º	h	1,90	8,00	15,20
Peón de taller	h	0,10	7,00	0,70
TOTAL				64,90

5.10 TAPA EJE DE SALIDA A

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (€)	PRECIO TOTAL (€)
Fundición gris FG - 25	Kg	4,34	1,09	4,73
OPERACIONES				
FRESADORA	h	2,10	21,50	45,15
RECTIFICADORA	h	0,75	31,50	23,63
MANO DE OBRA				
Oficial de 2º	h	2,70	8,00	21,60
Peón de taller	h	0,15	7,00	1,05
			TOTAL	96,16

5.11 TAPA EJE DE SALIDA B

DESCRIPCIÓN	UNIDADES	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (€)	PRECIO TOTAL (€)
Fundición gris FG - 25	Kg	4,34	1,09	4,73
OPERACIONES				
FRESADORA	h	1,85	21,50	39,78
RECTIFICADORA	h	0,65	31,50	20,48
MANO DE OBRA				
Oficial de 2º	h	2,35	8,00	18,80
Peón de taller	h	0,15	7,00	1,05
			TOTAL	84,84

6. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN

ELEMENTO	PRECIO (€)
Piñón primera etapa	68,95
Rueda primera etapa	203,84
Piñón segunda etapa	80,29
Rueda segunda etapa	465,52
Eje de entrada	134,96
Eje intermedio	230,49
Eje de salida	334,59
Carcasa	3618,96
Tapa eje de entrada	64,90
Tapa eje de salida A	96,16
Tapa eje de salida B	84,84
Montaje (2h, peón de taller)	14,00
TOTAL	5397,50

El importe total del presupuesto de ejecución es de *“CINCO MIL TRESCIENTOS NOVENTA Y SIETE EUROS CON CINCUENTA CÉNTIMOS”*.

7. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA

DESCRIPCIÓN	PRECIO (€)
Presupuesto de ejecución	5397,50
Gastos generales (12%)	647,70
Beneficio Industrial (23%)	1241,43
TOTAL	7286,43

El importe total del presupuesto de ejecución por contrata es de *“SIETE MIL DOSCIENTOS OCHENTA Y SEIS EUROS CON CUARENTA Y TRES CÉNTIMOS”*.

8. PRESUPUESTO BASE DE LICITACIÓN

DESCRIPCIÓN	PRECIO (€)
Presupuesto de ejecución por contrata	7286,43
IVA (21%)	1530,15
TOTAL	8816,58

El importe final del grupo reductor es de *“OCHO MIL OCHOCIENTOS DIECISÉIS EUROS CON CINCUENTA Y OCHO CÉNTIMOS”*.

