



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

TRABAJO FIN DE GRADO

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Cálculo y diseño de un reductor
de velocidad para accionar una
cinta transportadora en una mina
de cobre.**

PRESENTADO POR:

Adrián Plaza Jarque

DIRIGIDO POR:

Francisco José Rubio Montoya

Valencia Julio-2019

PARTES DEL PROYECTO

DOCUMENTO N°1: MEMORIA

DOCUMENTO N°2: CÁLCULOS

DOCUMENTO N°3: ANEXO TABLAS

DOCUMENTO N°4: PLIEGO DE CONDICIONES

DOCUMENTO N°5: PRESUPUESTO

DOCUMENTO N°6: DISEÑO EN SOLIDWOKS

DOCUMENTO N°7: PLANOS



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DOCUMENTO Nº1 MEMORIA

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Cálculo y diseño de un reductor
de velocidad para accionar una
cinta transportadora en una mina
de cobre.**

PRESENTADO POR:

Adrián Plaza Jarque

DIRIGIDO POR:

Francisco José Rubio Montoya

1. INTRODUCCIÓN	1
2. OBJETO DEL PROYECTO	1
3. FACTORES A CONSIDERAR	1
3.1 VELOCIDAD Y PAR	2
3.2 CONDICIONES GEOMETRICAS	2
3.3 CONDICIONES AMBIENTALES	2
3.4 CONDICIONES DE MANTENIMIENTO	2
4 SOLUCIONES ALTERNATIVAS	3
4.1 TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO	3
4.1.1 CORREAS PLANAS	3
4.1.2 CORREAS TRAPEZOIDALES	4
4.2 TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE	4
4.2.1 CADENAS	4
4.2.2 CORREAS DENTADAS.....	5
4.3 TRANSMISIÓN POR ENGRANAJE.....	5
4.3.1ENGRANAJES CILÍNDRICOS	6
4.3.2ENGRANAJES CÓNICOS.....	6
4.3.3TORNILLO SIN FIN.....	7
5 DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LA SOLUCIÓN	7
5.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL REDUCTOR.	8
5.2 DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES.....	8
5.2.1PRIMERA ETAPA	9
5.2.2SEGUNDA ETAPA	9
5.3 LUBRICANTE	10
5.4 EJES DEL REDUCTOR	10
5.4.1EJE DE ENTRADA	11
5.4.2EJE INTERMEDIO	11
5.4.3EJE SALIDA.....	11
5.5 RODAMIENTOS	12
5.6 CHAVETAS	12
5.7 ANILLOS DE SEGURIDAD	13
5.8 RETENES	13
5.9 CASQUILLOS.....	14

5.10	TAPONES LLENADO Y VACIADO	14
5.11	CARCASA.....	14
6	BIBLIOGRAFÍA	15

1. INTRODUCCIÓN

El sector de la minería ha sufrido grandes evoluciones desde sus comienzos, llegando a la mecanización de la mayor parte de sus procesos.

Antiguamente, los trabajos de extracción del mineral al exterior eran muy costosos y lentos, ya que el factor humano estaba muy presente.

En la actualidad, este proceso ha sufrido un gran cambio, ahorrando mucho tiempo y esfuerzo. Desde la aparición de las cintas transportadoras todo el trabajo ha sido más fácil. Estas máquinas funcionan con un motor eléctrico, el cual proporciona el movimiento para el accionamiento de la cinta, además de un reductor de velocidad para conseguir los requerimientos de velocidad y par.

2. OBJETO DEL PROYECTO

El objetivo del proyecto es el cálculo y diseño de un reductor de velocidad para accionar una cinta transportadora en una mina de cobre. Este proyecto tiene una serie de especificaciones a cumplir:

- Velocidad eje de entrada: 2100 rpm.
- Velocidad eje de salida: 167,11 rpm.
- Potencia del motor eléctrico: 60 kW.

Para conseguir estas especificaciones se diseñará el reductor de velocidad con dos etapas, con el fin de reducir la velocidad del motor a costa de aumentar el par a la salida.

3. FACTORES A CONSIDERAR

A la hora de diseñar nuestro reductor deberemos tener en cuenta una serie de cuestiones claras.

3.1 VELOCIDAD Y PAR

A la hora de calcular nuestro reductor debemos tener claro lo que buscamos; reducir la velocidad que nos da el motor eléctrico a su salida para obtener el par deseado. Esto se debe a que el motor eléctrico nos proporciona velocidades de giro muy elevadas, muy poco útiles para la aplicación que buscamos.

Por ello, se nos pide reducir los 2100 rpm de salida del motor a 167,11 rpm de salida del reductor, lo que conlleva a un aumento del par a la salida del reductor.

3.2 CONDICIONES GEOMETRICAS

En cuanto al tamaño y peso del mecanismo no es condición necesaria un diseño basado en la máxima compacidad. Se buscará un diseño lo suficientemente fiable y duradero que nos permita trabajar con total seguridad. Además, tendrá que ser un diseño sencillo con tal de facilitar la accesibilidad en caso de rotura o sus posteriores revisiones.

3.3 CONDICIONES AMBIENTALES

El reductor trabajará en un ambiente cálido, con temperaturas medias que se sitúan en torno a los 25°C.

Debido a esta condición y al propio trabajo del mecanismo se esperan unas temperaturas de trabajo en el reductor que rondarán los 55°C.

Durante el funcionamiento, el motor y el reductor están sometidos a choques moderados y a una contaminación ligera.

3.4 CONDICIONES DE MANTENIMIENTO

En cuanto al funcionamiento, el reductor solo parará 4 horas al día, por lo que será útil basarnos en los rangos de funcionamiento continuo para las futuras revisiones.

Por tanto, el cambio de aceite del cárter lo efectuaremos cada 2500 horas, teniendo en cuenta que este trabaja a unas temperaturas elevadas.

En cuanto a los rodamientos, consideraremos una vida de unas 45000 horas, con lo que pasadas estas habrá que desmontar el reductor y cambiar dichos rodamientos.

A todo esto se le sumarán las respectivas inspecciones visuales semanales para comprobar que todo funciona correctamente.

4 SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Debido a que la velocidad de salida del motor es muy superior a la que necesitamos en nuestra cintra transportadora, tenemos que buscar un tipo de sistema de transmisión que la reduzca para adecuarla a las condiciones que buscamos. En el mercado hay un gran número de sistemas que podrían ser útiles para esta función, por lo que vamos a estudiar las posibles soluciones y ver cual se adapta más a lo que buscamos.

4.1 TRANSMISIÓN POR ROZAMIENTO

Este tipo de transmisión se basa en las correas, las cuales son elementos flexibles bastante deformables. La relación de velocidades que nos ofrecen no es exacta debido a varios factores, como por el ejemplo el deslizamiento.

Su rendimiento oscila entre un 95% y un 98%.

Las ventajas que nos ofrecen son:

- Coste reducido y bajo requerimiento de posicionamiento de árboles.
- Funcionamiento silencioso y capacidad de absorción de choques.
- Protección contra sobrecargas.

Por el contrario, las desventajas que tienen son:

- Relación de transmisión no exacta.
- Sobrecargan los cojinetes.
- Duración limitada.
- Sensibilidad al ambiente.

En esta categoría tenemos dos tipos principalmente: correas planas y trapezoidales.

4.1.1 CORREAS PLANAS

Este tipo de correas son utilizables entre arboles paralelos y cruzados, con relaciones de transmisión que oscilan entre $i \leq 6$ e $i \leq 15$.

Su rendimiento se sitúa en torno al 85% y suele tener aplicaciones de alta velocidad.

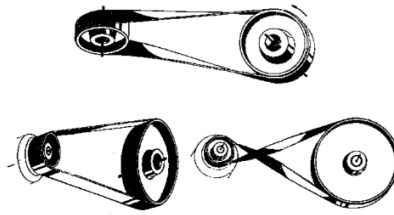


FIGURA 1. CORREAS PLANAS

4.1.2 CORREAS TRAPEZOIDALES

Se utilizan entre árboles paralelos y para la misma fuerza de presión proporcionan una capacidad de transmisión muy superior a la de las correas planas. Además, arrancan con más suavidad y deslizan menos que estas.

Pueden alcanzar un rendimiento del 98% y su rango de velocidades oscila entre los 2 m/s y los 50 m/s.



FIGURA 2. CORREAS TRAPEZOIDALES.

4.2 TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE

4.2.1 CADENAS

Este tipo de transmisión se utiliza para ejes paralelos, dando relaciones de transmisión de $i \leq 10$. Pueden transmitir mayores fuerzas que las correas y su rendimiento oscila en torno al 98%.

Como ventajas tenemos:

- Coste reducido frente a los engranajes.
- Se mantiene constante la relación de transmisión.
- Posibilidad de utilizar en ambientes agresivos sin necesidad de cárter.

En cuanto a las desventajas:

- Tienen una duración limitada, además de limitaciones de potencia y velocidad.
- Necesitan grandes espacios y lubricación.
- Son más caras que las correas correspondientes.



FIGURA 3. CADENA

4.2.2 CORREAS DENTADAS.

Este tipo de transmisión permite mayores velocidades que las cadenas, con un rendimiento del 98%.

Su mayor limitación es la temperatura de trabajo, la cual no es aconsejable que exceda los 80°C.

Otra ventaja frente a las cadenas es que no necesitan lubricación, por lo que su mantenimiento es menor.

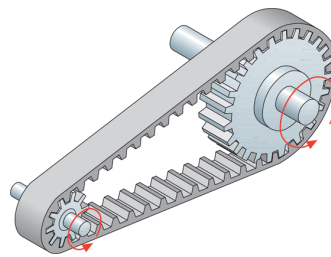


FIGURA 4. CORREA DENTADA

4.3 TRANSMISIÓN POR ENGRANAJE

Es el tipo más utilizado a la hora de transmitir el movimiento ya que son útiles para una gran variedad de potencias, velocidades y relaciones de transmisión. Esta transmisión se consigue gracias a la presión que ejercen los dientes del piñón en la rueda dentada.

En cuanto a las ventajas que ofrecen, podemos destacar:

- Gran fiabilidad y duración.
- Relación de transmisión siempre constante.
- Tamaño muy reducido en comparación con los otros tipos.
- Soportan cargas bastante altas.
- Poco mantenimiento.

Por el contrario, las desventajas que podemos tener son:

- Mayor coste en comparación a los otros tipos.
- Ruidosos debido al contacto de los dientes.
- Necesidad de acoplamiento elástico debido a la gran rigidez.

Dentro de este apartado podemos encontrar varios tipos.

4.3.1 ENGRANAJES CILÍNDRICOS

Pueden ser de dientes rectos y helicoidales. Se alcanzan relaciones de transmisión con un rendimiento del 96% al 99%. Su aplicación es con árboles paralelos, con relaciones de transmisión que llegan a $i \leq 8$. Son muy compactos.



FIGURA 5. ENGRANAJE CILÍNDRICO

4.3.2 ENGRANAJES CÓNICOS

Se emplean cuando tenemos árboles cruzados y pueden llegar a relaciones de transmisión $i \leq 6$. Se pueden utilizar dentados en espiral.



FIGURA 6. ENGRANAJE CÓNICO

4.3.3 TORNILLO SIN FIN

Se utilizan para transmitir grandes esfuerzos entre árboles cruzados, dando rendimientos que oscilan entre el 45% y el 97%. Las relaciones de transmisión que nos ofrecen son muy altas.



FIGURA 7. TORNILLO SIN FIN

5 DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LA SOLUCIÓN

Tras analizar las ventajas e inconvenientes de todos los sistemas de transmisión nos hemos decantado por los engranajes cilíndricos de dientes helicoidales por varias razones:

- 1^a) Aportan una relación de transmisión constante.
- 2^a) Alta fiabilidad.
- 3^a) Tamaño muy reducido con respecto a los demás.
- 4^a) Muy silenciosos.
- 5^a) Mantenimiento reducido.
- 6^a) Buena resistencia química.

Hemos descartado todo el tema de las correas, ya que no nos aportaban relaciones de transmisión precisas y sus volúmenes eran muy grandes para obtener los resultados requeridos.

En cuanto a los engranajes cilíndricos de dientes rectos, podrían haber sido una elección igualmente válida, pero nos hemos decantado por los helicoidales al trabajar con más suavidad y ser menos ruidosos.

5.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL REDUCTOR.

El reductor de velocidad que necesitamos diseñar tenía como requisito una relación de transmisión alrededor de $i = 12,56$. Esta relación no se puede alcanzar en una etapa con dientes helicoidales, por lo que tendremos que dividirlo en dos etapas de reducción. Como ventaja, obtendremos unos engranajes de menor tamaño.

Tras realizar los cálculos y ajustar los dientes de los piñones y ruedas hemos obtenido una primera etapa con una relación de transmisión de $i = 3,5$ y la segunda de $i = 3,375$.

Una vez tenemos las características de los engranajes, hemos calculado los diámetros de los ejes, basándonos en 3 criterios: rigidez torsional, deflexión lateral y cálculo a fatiga. Si algún tramo del eje no cumplía con alguno de estos métodos teníamos la opción de aumentar las dimensiones o buscar un material con mayor resistencia.

Con el valor del diámetro en cada sección e imponiendo un coeficiente de seguridad; en nuestro caso $X = 2$, podíamos obtener por un método iterativo la anchura de nuestros engranajes. En este caso buscábamos que el valor del coeficiente de seguridad a flexión fuera mayor que el coeficiente de seguridad a fallo superficial.

Para unir estos engranajes a los ejes se ha optado por utilizar chavetas, mientras que, para el resto de los elementos, se utilizan cambios de sección, casquillos y arandelas elásticas.

Los esfuerzos producidos, tanto radiales como axiales, serán absorbidos por los rodamientos, que en este caso serán rodamientos rígidos de bolas de una hilera, ya que son capaces de absorber los dos tipos de esfuerzos. En cada eje montaremos 2, uno fijo y el otro móvil.

Para evitar el gripado del reductor, utilizaremos como lubricante para todos los elementos el aceite ISO VG 460, el cuál estará en el cárter e irá bañando todos los mecanismos. Para evitar las fugas, se instalarán retenes en la entrada y salida de cada eje, además de una junta entre las dos partes de la carcasa.

5.2 DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES

Los engranajes serán los encargados de transmitir el movimiento entre los ejes de entrada y salida. El eje de entrada estará formado por un piñón. El eje intermedio, por una rueda y un piñón. Finalmente, el eje de salida estará formado por una rueda.

Los engranajes de la segunda etapa serán de mayor tamaño que los de la primera, característica de los reductores de velocidad.

Siguiendo la parte de cálculos de los engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, obtenemos las características de estos.

5.2.1 PRIMERA ETAPA

Esta etapa corresponde al piñón del eje de entrada y a la rueda del eje intermedio. Las características de estos son:

Etapas	1
Módulo	4
Relación de transmisión	3,5
Dientes piñón	22
Dientes rueda	77
Diámetro piñón	97,10 mm
Diámetro rueda	339,84 mm
Distancia entre centros	218,47 mm
Material	Acero aleado, templado y revenido 42CrMo4
Ángulo presión	20°
Ángulo inclinación	25°
Anchura engranaje	34 mm

TABLA I. CARACTERÍSTICAS 1ª ETAPA

Las características del material empleado son:

- Resistencia a tracción (S_u) = 1120 MPa.
- Límite de fluencia (S_y) = 1040 MPa.
- Dureza superficial HB = 321.

5.2.2 SEGUNDA ETAPA

Esta etapa corresponde al piñón del eje intermedio y a la rueda del eje de salida. Las características de estos son:

Etapa	2
Módulo	5
Relación de transmisión	3,375
Dientes piñón	24
Dientes rueda	81
Diámetro piñón	132,41 mm
Diámetro rueda	446,87 mm
Distancia entre centros	289,64 mm
Material	Acero aleado, templado y revenido 42CrMo4
Ángulo presión	20°
Ángulo inclinación	25°
Anchura engranaje	68 mm

TABLA 2. CARACTERÍSTICAS 2ª ETAPA

Las características del material empleado son:

- Resistencia a tracción (S_u) = 1120 MPa.
- Límite de fluencia (S_y) = 1040 MPa.
- Dureza superficial HB = 321.

5.3 LUBRICANTE

A la hora de lubricar el reductor vamos a utilizar el mismo aceite para todos los elementos. Para ello usaremos el ISO VG 460, útil para temperaturas entre 20°C y 50°C. Este lubricante tiene una viscosidad cinemática a 40°C de 460 mm²/s.

5.4 EJES DEL REDUCTOR

Nuestro reductor estará formado por 3 ejes, los cuales serán:

- Eje de entrada, donde se acopla la máquina motriz y el piñón de la 1ª etapa.
- Eje intermedio, donde se situará la rueda de la 1ª etapa y el piñón de la 2ª etapa.
- Eje salida, donde se acopla la máquina arrastrada y la rueda de la 2ª etapa.

Estos ejes estarán diseñados basados en los criterios de rigidez torsional, deflexión lateral y fatiga. El material será el mismo que hemos empleado para los engranajes.

Su disposición en el reductor será la siguiente:

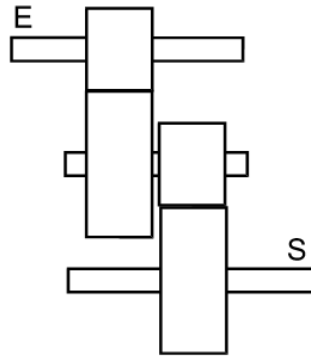


FIGURA 8. DISPOSICIÓN EJES

5.4.1 EJE DE ENTRADA

Este eje será el que reciba el movimiento del motor eléctrico, el cual le transmitirá una velocidad rotacional de 2100 rpm. El diámetro necesario, calculado a rigidez torsional, será de 55 mm.

El eje albergará 2 rodamientos rígidos de bolas, 1 engranaje, 2 chavetas, 2 arandelas y 1 casquillo.

5.4.2 EJE INTERMEDIO

Este eje será el que reciba el movimiento del eje de entrada, a través del piñón. La velocidad a la que rotará el eje será de 592,38 rpm. El diámetro necesario, calculado a rigidez torsional, será de 75 mm.

El eje albergará 2 rodamientos rígidos de bolas, 2 engranajes, 2 chavetas, 2 arandelas y 2 casquillos.

5.4.3 EJE SALIDA

Este eje recibirá el movimiento del eje intermedio, a través del piñón, y será el encargado de transmitirlo a la máquina arrastrada. La velocidad de rotación será de 167,11 rpm. El diámetro necesario, calculado a rigidez torsional, será de 100 mm.

El eje albergará 2 rodamientos rígidos de bolas, 1 engranaje, 2 chavetas, 2 arandelas y 2 casquillos.

5.5 RODAMIENTOS

Los rodamientos serán los encargados de reducir la fricción entre los ejes y la carcasa. Estos rodamientos serán rígidos de bolas de una sola hilera, capaces de soportar las cargas radiales y axiales producidas por los engranajes y las máquinas conectadas a los ejes.

Estos rodamientos se han obtenido de la página web de [SKF](#). Esta página nos ha sido de gran utilidad y nos ha facilitado los cálculos, ya que nos ofrece una aplicación en la cual nos dice las horas de vida de un rodamiento indicándole las condiciones de funcionamiento.

Con esta aplicación hemos obtenido los siguientes rodamientos:

- Eje entrada rodamiento A: 6311.
- Eje entrada rodamiento B: 61811.
- Eje intermedio rodamiento A: 6015 M
- Eje intermedio rodamiento B: 61815
- Eje salida rodamiento A: 6220.
- Eje salida rodamiento B: 6320.

5.6 CHAVETAS

Las uniones a torsión se realizarán a través de las chavetas, las encargadas de unir los engranajes a los ejes. Esto se llevará a cabo a través de las ranuras mecanizadas en el eje y el engranaje, lugar donde se insertará la chaveta. Con ello conseguiremos un movimiento solidario de ambos.

Las dimensiones de las chavetas están normalizadas según la norma UNE 171012-1:1967

Se fabrican con un acero de menor resistencia que el empleado en el eje. En nuestro caso hemos utilizado el acero no aleado C45 con las siguientes características:

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

La longitud de la chaveta suele ser 1,25 veces el diámetro del eje, con lo que, en ocasiones, la longitud de la chaveta es superior a la anchura del engranaje. Esto sucede en nuestro caso, por lo que hemos decidido disminuir la longitud de la chaveta y comprobar que esta es válida y no romperá.

Las medidas de cada una serán:

- Chaveta piñón eje de entrada: 32 mm de longitud, 16 mm de ancho x 16 mm de altura.
- Chaveta rueda eje intermedio: 32 mm de longitud, 20 mm de ancho x 12 mm de altura.
- Chaveta piñón eje intermedio: 66 mm de longitud, 20 mm de ancho x 12 mm de altura.
- Chaveta rueda eje salida: 66 mm de longitud, 28 mm de ancho x 16 mm de altura.

5.7 ANILLOS DE SEGURIDAD

Estos elementos van montados en cada uno de los ejes, fijados por las ranuras mecanizadas en ellos. Su función es impedir el desplazamiento axial de los elementos del árbol.

Debemos tener en cuenta que la utilización de estos elementos va a introducir concentradores de tensiones que afectarán a la vida del eje.

Las dimensiones de las arandelas serán:

- Arandela fijación rodamiento A eje de entrada: diámetro 50 mm y espesor 2 mm.
- Arandela fijación rodamiento B eje de entrada: diámetro 50 mm y espesor 2 mm.
- Arandela fijación rodamiento A eje intermedio: diámetro 70 mm y espesor 2,5 mm.
- Arandela fijación rodamiento B eje intermedio: diámetro 70 mm y espesor 2,5 mm.
- Arandela fijación rodamiento A eje de salida: diámetro 90 mm y espesor 3 mm.
- Arandela fijación rodamiento B eje de salida: diámetro 90 mm y espesor 3 mm.

5.8 RETENES

Los retenes serán los encargados de evitar las fugas de aceite a través del eje de entrada y salida. Estos elementos los obtenemos de la página [SKF](#), donde introduciendo el diámetro del eje nos da una gran variedad de retenes a utilizar. En nuestro caso, hemos cogido los siguientes:

- Retén eje de entrada: HMS5 RG 55x70x10.
- Retén eje de salida: HMS5 RG 100x125x12.

5.9 CASQUILLOS

Estos elementos son los encargados de fijar axialmente los elementos que van montados en el eje. La ventaja que nos ofrecen es que no introducen ningún tipo de concentrador de tensiones, ya que no se necesita mecanizar el eje para su montaje.

Las dimensiones de los casquillos a utilizar son las siguientes:

- Casquillo eje de entrada de longitud 160 mm, diámetro interior 55 mm y diámetro exterior 60 mm.
- Casquillo eje intermedio de longitud 28,76 mm, diámetro interior 75 mm y diámetro exterior 85 mm.
- Casquillo eje intermedio de longitud 60,24 mm, diámetro interior 75 mm y diámetro exterior de 80 mm.
- Casquillo eje de salida de longitud 74,36 mm, diámetro interior 100 mm y diámetro exterior de 120 mm.
- Casquillo eje de salida de longitud 22,74 mm, diámetro interior 100 mm y diámetro exterior de 120 mm.

5.10 TAPONES LLENADO Y VACIADO

Para el correcto funcionamiento del reductor tenemos que llevar un control periódico de los cambios de aceite. Para ello hemos de instalar un visor de aceite, un tapón de llenado y otro de vaciado.

El tapón de llenado tendrá como misión facilitar los cambios de aceite sin tener que desmontar ningún elemento del reductor. Por ello, estará situado en un lugar libre de impedimentos en la parte superior de conjunto.

Este tapón se puede obtener en la página de [ELESA+GATER](#). La referencia del tapón es TCD.16x1.5.

El tapón de vaciado estará situado en la parte inferior del reductor, con el fin de que se pueda vaciar completamente sin tener que manipularlo. Este será de la misma empresa que el anterior con la referencia TMB.M16x1,5.

Para llevar un control rápido y riguroso se instalará un visor de aceite, también de la misma empresa, con la referencia GN 743.2-11-M16x1,5-A.

5.11 CARCASA

La carcasa será el elemento que cierre el reductor y albergue el lubricante necesario. Esta estará dividida en dos partes, que serán la carcasa superior e inferior.

Para fabricarla, vamos a utilizar una fundición gris FG-25, la cual nos ofrecerá absorción de las vibraciones, facilidad de moldeo y buena mecanización. El proceso

para fabricarla será el moldeo en molde de arena y posteriormente mecanizaremos las partes donde vayan alojados los elementos de los ejes, así como los alojamientos de tornillos y tapones.

Para evitar la corrosión exterior y darle un mejor acabado, se le aplicará una pintura al finalizar todo el mecanizado.

Las características de esta fundición son:

- Resistencia a tracción (S_u) = 250-350 MPa.
- Límite de fluencia (S_y) = 160-230 MPa.
- Dureza superficial HB = 150-250.

6 BIBLIOGRAFÍA

[1] BESA GONZÁLEZ, A.J. Y VALERO CHULIÁ, F.J (2016). Diseño de Máquinas. Valencia: Universitat Politècnica de València.

[2] Apuntes Diseño de Máquina. Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.

[3] Gasch Molina. Resistencia de materiales. Valencia: Universitat Politècnica de València..



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DOCUMENTO Nº2 CÁLCULOS

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Cálculo y diseño de un reductor
de velocidad para accionar una
cinta transportadora en una mina
de cobre.

PRESENTADO POR:

Adrián Plaza Jarque

DIRIGIDO POR:

Francisco José Rubio Montoya

1. INTRODUCCIÓN	1
2. CÁLCULOS PREVIOS	1
3. DATOS DE PARTIDA	1
4. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES	2
4.1 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.....	2
4.2 CARACTERÍSTICAS EJES	2
4.3 CÁLCULO DE LOS EJES POR RIGIDEZ TORSIONAL.....	2
4.4 TAMAÑO ENGRANAJES	3
4.4.1 PRIMERA ETAPA.....	4
4.4.2 SEGUNDA ETAPA	5
4.5 LUBRICANTE UTILIZADO.....	6
4.6 ANCHURA ENGRANAJES	7
4.6.1 MATERIAL ENGRANAJES.....	7
4.6.2 MÉTODO EMPLEADO PARA EL CÁLCULO.....	7
4.6.3 CÁLCULO A PRESIÓN SUPERFICIAL.....	8
4.6.4 CALCULO A FLEXIÓN	11
4.7 RESULTADOS OBTENIDOS ANCHURA ENGRANAJE	13
4.7.1 RESULTADOS PRIMERA ETAPA.....	13
4.7.2 RESULTADOS SEGUNDA ETAPA	15
5. DISEÑO DE LOS EJES	17
5.1 MATERIAL EMPLEADO	17
5.2 DISPOSICIÓN DE LOS EJES	17
5.3 DISEÑO DE LOS EJES	18
5.3.1EJE DE ENTRADA	18
5.3.2 EJE INTERMEDIO	19
5.3.3 EJE SALIDA.....	19
5.4 FUERZAS SOBRE LOS EJES.....	20
5.4.1 FUERZAS EJE ENTRADA.....	20
5.4.2 FUERZAS EJE INTERMEDIO	22
5.4.3 FUERZAS EJE SALIDA	23
5.5 DISEÑO A FATIGA	24
5.6 RESULTADOS CÁLCULO FATIGA	26
5.6.1 EJE ENTRADA SENTIDO HORARIO FUERZA MOTOR POSITIVA	26
5.6.2 EJE ENTRADA SENTIDO HORARIO FUERZA MOTOR NEGATIVA	26

5.6.3 EJE ENTRADA SENTIDO ANTIHORARIO FUERZA MOTOR POSITIVA.....	27
5.6.4 EJE ENTRADA SENTIDO ANTIHORARIO FUERZA MOTOR NEGATIVA.....	27
5.6.5 EJE INTERMEDIO SENTIDO HORARIO	27
5.6.6 EJE INTERMEDIO SENTIDO ANTIHORARIO.....	28
5.6.7 EJE SALIDA SENTIDO HORARIO FUERZA MOTOR POSITIVA.....	28
5.6.8 EJE SALIDA SENTIDO HORARIO FUERZA MOTOR NEGATIVA.....	28
5.6.9 EJE SALIDA SENTIDO ANTIHORARIO FUERZA MOTOR POSITIVA	29
5.6.10 EJE SALIDA SENTIDO ANTIHORARIO FUERZA MOTOR NEGATIVA	29
5.7 DEFLEXIÓN LATERAL.....	29
5.7.1 EJE ENTRADA SENTIDO HORARIO FUERZA MOTOR POSITIVA	30
5.7.2 EJE ENTRADA SENTIDO HORARIO FUERZA MOTOR NEGATIVA	32
5.7.3 EJE ENTRADA SENTIDO ANTIHORARIO FUERZA MOTOR POSITIVA.....	33
5.7.4 EJE ENTRADA SENTIDO ANTIHORARIO FUERZA MOTOR NEGATIVA.....	35
5.7.5 EJE INTERMEDIO SENTIDO HORARIO	36
5.7.6 EJE INTERMEDIO SENTIDO ANTIHORARIO.....	38
5.7.7 EJE SALIDA SENTIDO HORARIO FUERZA MOTOR POSITIVA.....	39
5.7.8 EJE SALIDA SENTIDO HORARIO FUERZA MOTOR NEGATIVA.....	41
5.7.9 EJE SALIDA SENTIDO ANTIHORARIO FUERZA MOTOR POSITIVA	42
5.7.10 EJE SALIDA SENTIDO ANTIHORARIO FUERZA MOTOR NEGATIVA	44
6. CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS.....	45
6.1 RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS.....	45
6.2 FUERZA EQUIVALENTE EN RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS.....	46
6.3 CÁLCULO VIDA DEL RODAMIENTO	46
6.4 RESULTADOS SKF	49
6.4.1 RESULTADOS EJE ENTRADA	50
6.4.2 RESULTADOS EJE INTERMEDIO	50
6.4.3 RESULTADOS EJE SALIDA	50
7. CÁLCULO CHAVETAS.....	51
7.1 CHAVETA PIÑÓN EJE ENTRADA.....	52
7.2 CHAVETA RUEDA EJE INTERMEDIO	52
7.3 CHAVETA PIÑÓN EJE INTERMEDIO	53
7.4 CHAVETA RUEDA EJE SALIDA	54

1. INTRODUCCIÓN

En esta parte del proyecto vamos a exponer todos los cálculos realizados con sus respectivas fórmulas utilizados para diseñar el reductor.

2. CÁLCULOS PREVIOS

Antes de empezar con el diseño debemos tener en cuenta las condiciones de funcionamiento de la cinta transportadora.

En primer lugar, se nos dice que la velocidad lineal de la cinta debe de estar en torno a los 2 m/s. Además, el diámetro del tambor de la cinta tiene un valor de 240 mm.

Con estos valores podemos obtener la velocidad angular que nos tiene que proporcionar el reductor, para así saber la relación de transmisión. El valor lo obtendremos de la expresión:

$$\omega = \frac{V}{D} = \frac{2,1}{\frac{0,24}{2}} = 17,5 \frac{rad}{s} = 167,11 \text{ rpm}$$

Conociendo esta velocidad y la que nos proporciona el motor eléctrico, que es de 2100 rpm, podemos obtener la relación de transmisión total.

$$i_{total} = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}} = \frac{2100}{167,11} = 12,56$$

Con esta relación de transmisión ya podemos empezar a trabajar en nuestro reductor.

3. DATOS DE PARTIDA

- Potencia del motor = 60 kW.
- Velocidad angular del motor = 2100 rpm.
- Velocidad angular cinta transportadora = 167,11 rpm.
- Relación de transmisión total = 12,56.
- Número de etapas = 2.

4. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES

4.1 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

Lo primero de todo será saber cuál es la relación de transmisión de cada etapa. En nuestro caso lo calcularemos como:

$$i_{etapa} = \sqrt{i_{total}} = 3,545$$

Por lo tanto, partiremos de $i_{etapa1} = i_{etapa2} = 3,545$.

4.2 CARACTERÍSTICAS EJES

Una vez hemos calculado las relaciones de transmisión de cada etapa ya podemos saber la velocidad y el par de cada eje por medio de las siguientes fórmulas:

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

$$Torsor = \frac{Potencia}{Velocidad\ angular}$$

De estas expresiones obtenemos la siguiente tabla:

Eje	ω (rpm)	T(N·m)
Entrada	2100	272,837
Intermedio	592,38	967,213
Salida	167,11	3428,627

TABLA 3. PAR Y VELOCIDAD

4.3 CÁLCULO DE LOS EJES POR RIGIDEZ TORSIONAL

En aquellas secciones donde el eje está sometido a torsión, el diámetro está normalmente definido por el requerimiento de rigidez a torsión. Se debe cumplir que la deflexión torsional del eje sea inferior a 0.25°/m. La expresión a utilizar para determinar el diámetro mínimo para cumplir este requerimiento es:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32TL}{\pi G\theta}}$$

El módulo de rigidez torsional del acero (G) tiene un valor de $8,1 \cdot 10^{10}$ N/m²

La tabla siguiente muestra los resultados obtenidos para las zonas sometidas a torsión en cada uno de los ejes:

Eje	ω (rpm)	T(N·m)	Diámetro mínimo (mm)	Diámetro normalizado (mm)
Entrada	2100	272,837	52,95	55
Intermedio	592,38	967,213	72,66	75
Salida	167,11	3428,627	99,7	100

TABLA 4. DIÁMETROS RIGIDEZ TORSIONAL

4.4 TAMAÑO ENGRANAJES

Una vez tenemos el diámetro del eje donde va a ir montado el engranaje podemos empezar a estimar la forma del engranaje.

Al ser engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, vamos a obtener el módulo aparente de la siguiente manera:

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

Nuestro ángulo de hélice (β) va a tener un valor de 25° , mientras que el ángulo de presión normal (α_n) valdrá 20° .

Para calcular el diámetro mínimo de los piñones, utilizaremos la expresión:

$$d_1 = d_{eje} + 2 \cdot h_2 + 2 \cdot S_R + 2 \cdot 1,25 \cdot m_n = d_{eje} + 2 \cdot h_2 + 7,9 \cdot m_n$$

En esta expresión, m_n corresponde a una serie de módulos estandarizados y h_2 es la profundidad en el cubo del chavetero.

El número de dientes se obtendrá de la siguiente forma:

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

Esta expresión nos dará un valor con decimales, por lo que tendremos que redondear a un valor entero y calcular el diámetro para ese número de dientes.

Tras obtener el número de dientes del piñón, el de la rueda será tan fácil como hacer un simple cálculo con la relación de transmisión de la etapa:

$$Z_2 = Z_1 \cdot i$$

Este proceso se repetirá para todos los módulos, descartando los resultados en los que el número de dientes del piñón sea menor de 13 y el número de dientes de la rueda sea mayor de 125. Además, las ruedas deberán tener un diámetro inferior a 500 mm.

4.4.1 PRIMERA ETAPA

m_n	m_t	Dpiñón(mm)	Z1 teórico	Z1 real	Dpiñón real(mm)	Z2 teórico	Z2 óptimo	Drueda	i	¿Válido?
1	1,10	71,5	64,80	66	72,82	229,72	231	254,88	3,500	Z2>125
1,25	1,38	73,475	53,27	54	74,48	188,85	189	260,67	3,500	Z2>125
1,5	1,66	75,45	45,59	46	76,13	161,61	163	269,78	3,543	Z2>125
2	2,21	79,4	35,98	36	79,44	127,55	129	284,67	3,583	Z2>125
2,5	2,76	83,35	30,22	32	88,27	107,12	109	300,67	3,406	SI
3	3,31	87,3	26,37	28	92,68	93,49	95	314,46	3,393	SI
4	4,41	95,2	21,57	22	97,10	76,47	77	339,84	3,500	SI
5	5,52	103,1	18,69	20	110,34	66,25	67	369,63	3,350	SI
6	6,62	111	16,77	18	119,16	59,44	61	403,84	3,389	SI
8	8,83	126,8	14,36	16	141,23	50,92	51	450,18	3,188	SI
10	11,03	142,6	12,92	14	154,47	45,82	47	518,59	3,357	Z1<13
12	13,24	158,4	11,96	12	158,89	42,41	43	569,34	3,583	Z1<13
16	17,65	190	10,76	12	211,85	38,15	39	688,51	3,250	Z1<13
20	22,07	221,6	10,04	12	264,81	35,60	37	816,50	3,083	Z1<13
25	27,58	261,1	9,47	10	275,84	33,56	35	965,46	3,500	Z1<13
32	35,31	316,4	8,96	10	353,08	31,77	33	1165,17	3,300	Z1<13
40	44,14	379,6	8,60	10	441,35	30,49	31	1368,19	3,100	Z1<13
50	55,17	458,6	8,31	10	551,69	29,47	31	1710,24	3,100	Z1<13

TABLA 5. POSIBLES MÓDULOS PRIMERA ETAPA

De esta primera etapa cogeremos los valores que nos da el $m_n = 4$, ya que preferimos obtener engranajes con un tamaño más reducido y además nos ofrece una relación de transmisión cercana al valor que deseamos.

4.4.2 SEGUNDA ETAPA

m_n	m_t	Dpiñón(mm)	Z1 teórico	Z1 real	Dpiñón real(mm)	Z2 teórico	Z2 óptimo	Drueda	i	¿Válido?
1	1,10	92,7	84,01	86	94,89	297,83	299	329,91	3,477	Z2>125
1,25	1,38	94,675	68,64	70	96,55	243,34	245	337,91	3,500	Z2>125
1,5	1,66	96,65	58,40	60	99,30	207,02	209	345,91	3,483	Z2>125
2	2,21	100,6	45,59	46	101,51	161,61	163	359,70	3,543	Z2>125
2,5	2,76	104,55	37,90	38	104,82	134,36	135	372,39	3,553	Z2>125
3	3,31	108,5	32,78	34	112,54	116,20	117	387,29	3,441	SI
4	4,41	116,4	26,37	28	123,58	93,49	95	419,28	3,393	SI
5	5,52	124,3	22,53	24	132,41	79,87	81	446,87	3,375	SI
6	6,62	132,2	19,97	20	132,41	70,79	71	470,04	3,550	SI
8	8,83	148	16,77	18	158,89	59,44	61	538,45	3,389	Drueda>500mm
10	11,03	163,8	14,85	16	176,54	52,63	53	584,79	3,313	Drueda>500mm
12	13,24	179,6	13,56	14	185,37	48,09	49	648,79	3,500	Drueda>500mm
16	17,65	211,2	11,96	12	211,85	42,41	43	759,12	3,583	Z1<13
20	22,07	242,8	11,00	12	264,81	39,00	41	904,77	3,417	Z1<13
25	27,58	282,3	10,23	12	331,01	36,28	37	1020,62	3,083	Z1<13
32	35,31	337,6	9,56	10	353,08	33,90	35	1235,78	3,500	Z1<13
40	44,14	400,8	9,08	10	441,35	32,19	33	1456,46	3,300	Z1<13
50	55,17	479,8	8,70	10	551,69	30,83	31	1710,24	3,100	Z1<13

TABLA 6. POSIBLES MÓDULOS SEGUNDA ETAPA

En esta etapa nos hemos decantado por un $m_n = 5$, ya que buscamos unos engranajes resistentes sin que se excedan en tamaño.

4.5 LUBRICANTE UTILIZADO

Para poder calcular la anchura de los engranajes nos resulta imprescindible conocer la viscosidad cinemática del lubricante a una temperatura de 40°C. Además, para saber qué lubricante utilizar tenemos que saber cuál es la anchura de nuestros engranajes. Es por ello por lo que en esta parte tendremos que suponer un lubricante inicial, para posteriormente comprobar que este cumple los requisitos.

En nuestro caso, hemos optado por un aceite ISO VG 460, cuya viscosidad es de 460 mm²/s a 40°C, como nos indica la siguiente tabla:

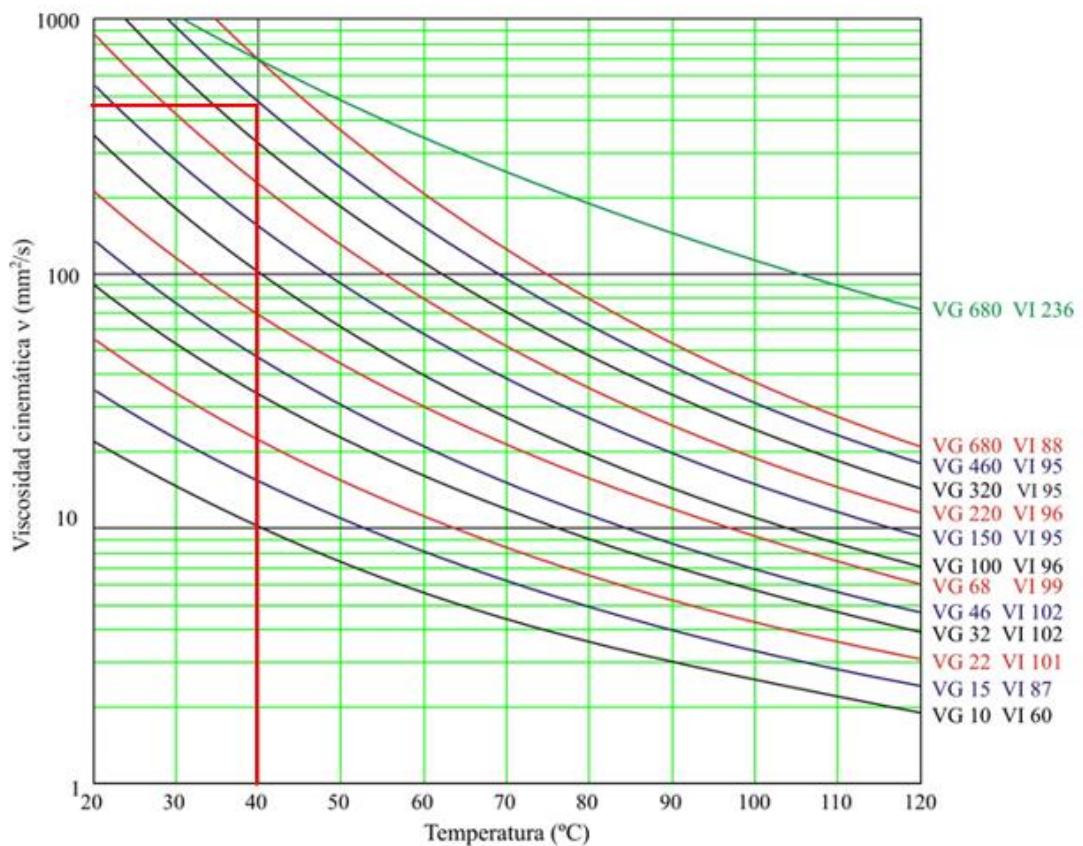


FIGURA 9. LUBRICANTES

Este lubricante es utilizado para temperaturas ambiente entre 20 y 50°C.

4.6 ANCHURA ENGRANAJES

Se busca que el coeficiente de seguridad a flexión sea superior al coeficiente de seguridad por fallo superficial, ya que el fallo por flexión es catastrófico y no da señales, mientras que el fallo superficial es progresivo y avisa del problema, originando ruido y vibración creciente en el funcionamiento de los engranajes.

Los métodos que vamos a utilizar proporcionan resultados válidos si la anchura b de los dientes del piñón es inferior a 2 veces el diámetro primitivo del mismo:

$$b \leq 2 \cdot d_1$$

4.6.1 MATERIAL ENGRANAJES

Antes de ponernos a calcular tenemos que ver cuál será el material que utilizaremos para nuestros engranajes. En este caso, se ha optado por un acero aleado, templado y revenido 42CrMo4 con las siguientes características:

- Resistencia a tracción (S_u) = 1120 MPa.
- Límite de fluencia (S_y) = 1040 MPa.
- Dureza superficial HB = 321.

4.6.2 MÉTODO EMPLEADO PARA EL CÁLCULO

Como hemos dicho anteriormente, buscamos que el coeficiente de seguridad a flexión sea superior al coeficiente de seguridad por fallo superficial.

Esto nos lleva a fijar un coeficiente de seguridad, el cual tendrá que ser menor o igual que los nombrados. En nuestro caso vamos a fijar un valor de $X = 2$.

Por lo tanto, el proceso buscará cumplir con la siguiente ecuación:

$$X_F \geq X_H \geq X$$

Partiendo de esta ecuación, vamos a considerar que el valor del coeficiente de seguridad por fallo superficial va a ser igual al que nosotros hemos impuesto. Así obtendremos un valor de anchura, que posteriormente comprobaremos con el método a flexión, el cual nos deberá dar un coeficiente de seguridad mayor al requerido.

Para validar el valor de la anchura solo faltará ver que cumple con la siguiente condición:

$$b \leq 2 \cdot d_1$$

4.6.3 CÁLCULO A PRESIÓN SUPERFICIAL

El problema correspondiente a la presión superficial se genera debido al contacto de los dientes, lo que induce presiones en la superficie del engranaje capaces de romperlo. Esta tensión es posible calcularla con la ecuación de Hertz, la cual utiliza varios coeficientes, los cuales dependen de varias características del engranaje. Esta ecuación viene expresada de la siguiente manera:

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

El coeficiente de seguridad consideraremos $X_H = X = 2$, y lo sustituiremos en la ecuación:

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

Finalmente, despejaremos el ancho en la ecuación de Hertz y calcularemos su valor.

Para entender correctamente estas ecuaciones vamos a explicar cada uno de sus términos:

- F_t : Fuerza tangencial que aparece en el punto de contacto.
- d_1 : Diámetro primitivo piñón.
- i : Relación de transmisión.
- K_A : Coeficiente de aplicación. Refleja las sobrecargas dinámicas producidas por los impactos que dependen de la máquina motriz y la arrastrada. Su valor viene en la tabla n°4 del apartado “Anexo Tablas”
- K_V : Coeficiente dinámico. Considera las sobrecargas internas producidas por la vibración. Este coeficiente depende de la precisión del dentado, los momentos de inercia del piñón y la rueda, y de la rigidez de los engranajes. La fórmula para obtener el valor es la siguiente:

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{V \cdot Z_1}{100} \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1 + i^2}}$$

- $K_{H\beta}$: Coeficiente de distribución de carga longitudinal debida a presión superficial. Depende de la calidad Q_{iso} , de la anchura del engranaje (b) y del tipo de ajuste. En nuestro caso $Q_{iso} = 5$ y el ajuste es del tipo b, c.

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

Los coeficientes H los podemos obtener de la tabla nº6 del apartado “Anexo Tablas”.

- $K_{H\alpha}$: Coeficiente de distribución de carga transversal. En nuestro caso vale 1 ya que la Q_{iso} es menor de 6.
- Z_H : Coeficiente geométrico, obtenido con la fórmula:

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

- Z_E : Coeficiente elástico, obtenido de la ecuación:

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

- Z_ε : Coeficiente de conducción. Considera los efectos del reparto de carga entre varios dientes.

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

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

- Z_β : Factor de ángulo de hélice. Viene dado por la inclinación del diente. Al ser helicoidales, se calcula como:

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

- S_{HP} : Tensión de contacto máxima admisible. Se calcula con la siguiente ecuación:

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

- S_{HL} : Tensión límite de contacto del material durante $5 \cdot 10^7$ ciclos.
- Z_N : Coeficiente de duración. Depende del material y de la duración deseada, que nuestro caso sería vida infinita, por lo que toma valor de 1.
- Z_L : Coeficiente de viscosidad del lubricante. Se calcula con la siguiente expresión:

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

Nuestro valor de $C_{ZL} = 0,83$ y $v_{40} = 460 \text{ mm}^2/\text{s}$.

- Z_R : Coeficiente de rugosidad. Depende de la rugosidad superficial. Responde a la expresión:

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

En esta ecuación, R_{Z10} se calcula como:

$$R_{Z10} = 1,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{10 \cdot (r_1 + r_2)}{r_1 \cdot r_2 \cdot \text{sen } \alpha_t}}$$

- Z_V : Coeficiente de velocidad. Considera los efectos de la velocidad tangencial sobre el lubricante.

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2 \cdot (1 - C_{ZV})}{\left(0,8 + \frac{32}{V}\right)^2}$$

Donde $C_{ZV} = C_{ZL} + 0,02$

- Z_W : Coeficiente de dureza. Como el piñón y la rueda son del mismo material, su valor será de 1.
- Z_X : Coeficiente de tamaño. En nuestro caso será 1

4.6.4 CALCULO A FLEXIÓN

Para este cálculo vamos a utilizar el modelo de Lewis modificado, el cual es válido para dientes helicoidales. En este cálculo vamos a utilizar la anchura obtenida en el cálculo a presión superficial, con el fin de obtener un coeficiente de seguridad a flexión mayor que el deseado. Este coeficiente se calcula como:

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

Donde S_{FP} es la tensión máxima admisible por el material en unas condiciones dadas y σ_F es la tensión normal máxima a flexión que aparece en el engranaje. Esta tensión normal se calcula con la siguiente expresión:

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

Los coeficientes utilizados en la ecuación anterior son:

- Y_{Fa} : Coeficiente de forma. Tiene en cuenta la carga aplicada en el extremo del diente. Se calcula como:

$$Y_{Fa} = 38,18 \cdot Z_v^{-1,29} + 2,11$$

- Y_ε : Coeficiente de conducción. Es una relación entre el trabajo a flexión en el diente y el contacto. Su expresión es:

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

- Y_{sa} : Coeficiente de concentración de tensiones. Se calcula como:

$$Y_{sa} = 0,96 + 0,54 \cdot \log(Z_v)$$

- Y_β : Factor de inclinación. Calculado como:

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

- Y_B : Factor de espesor de aro. Cuya ecuación es:

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

- $K_{F\alpha}$: Coeficiente de distribución transversal. Su valor en nuestro caso es 1 al tener un valor de Q_{iso} menor de 6.
- $K_{F\beta}$: Coeficiente de distribución de carga longitudinal a flexión. Responde a la ecuación:

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

4.7 RESULTADOS OBTENIDOS ANCHURA ENGRANAJE

Para facilitar los cálculos anteriores y agilizar el proceso, el Departamento de Materiales nos ha ofrecido un Excel en el cual introduciendo las características de nuestros engranajes nos aporta el valor de la anchura de estos.

En nuestro caso, hemos calculado la anchura que se obtiene con todos los módulos válidos para finalmente decantarnos por uno.

4.7.1 RESULTADOS PRIMERA ETAPA

m_n	z_1^*	z_1	Dpiñón (mm)	z_2^*	z_2	Drueda (mm)	i	Anchura (mm)
2,5	30,22	32	88,27	107,12	$\frac{10}{9}$	300,67	3,406	42
3	26,37	28	92,68	93,49	95	314,46	3,393	38
4	21,57	22	97,10	76,47	77	339,84	3,5	34
5	18,69	20	110,34	66,25	67	369,63	3,35	28
6	16,77	18	119,16	59,44	61	403,84	3,389	25
8	14,36	16	141,23	50,92	51	450,18	3,188	18

TABLA 7. ANCHURA POSIBLES MÓDULOS

De entre todos los módulos habíamos elegido el $m_n = 4$, cuyos resultados son:

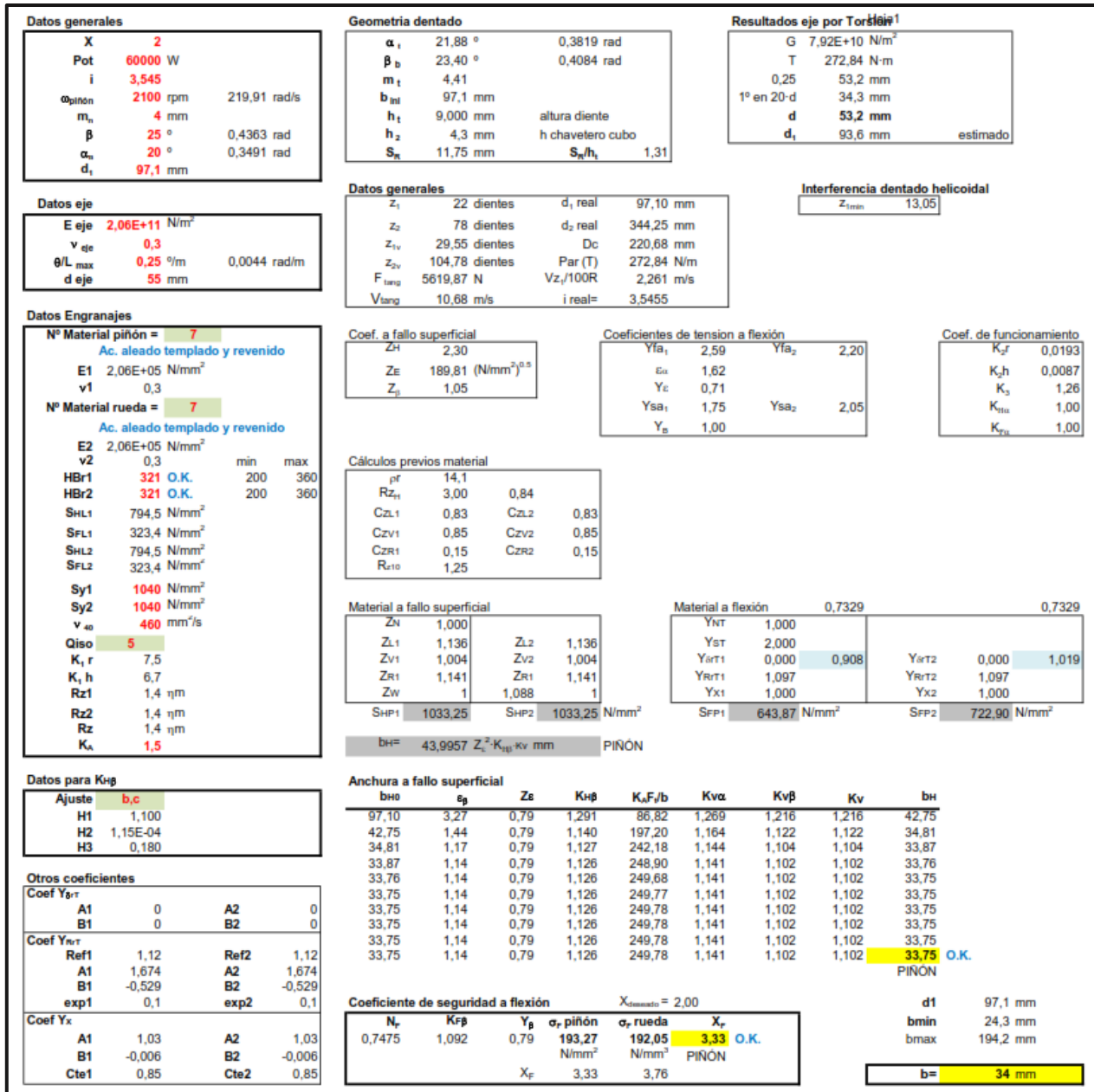


FIGURA 10. RESULTADOS PRIMERA ETAPA

4.7.2 RESULTADOS SEGUNDA ETAPA

m_n	z_1^*	z_1	Dpiñón (mm)	z_2^*	z_2	Drueda (mm)	i	Anchura (mm)
3	32,78	34	112,54	116,2	117	387,29	3,441	104
4	26,37	28	123,58	93,49	95	419,28	3,393	80
5	22,53	24	132,41	79,87	81	446,87	3,375	68
6	19,97	20	132,41	70,79	71	470,04	3,55	68

TABLA 8. ANCHURA POSIBLES MODULOS

De entre todos los módulos habíamos elegido el $m_n = 5$, cuyos resultados son:

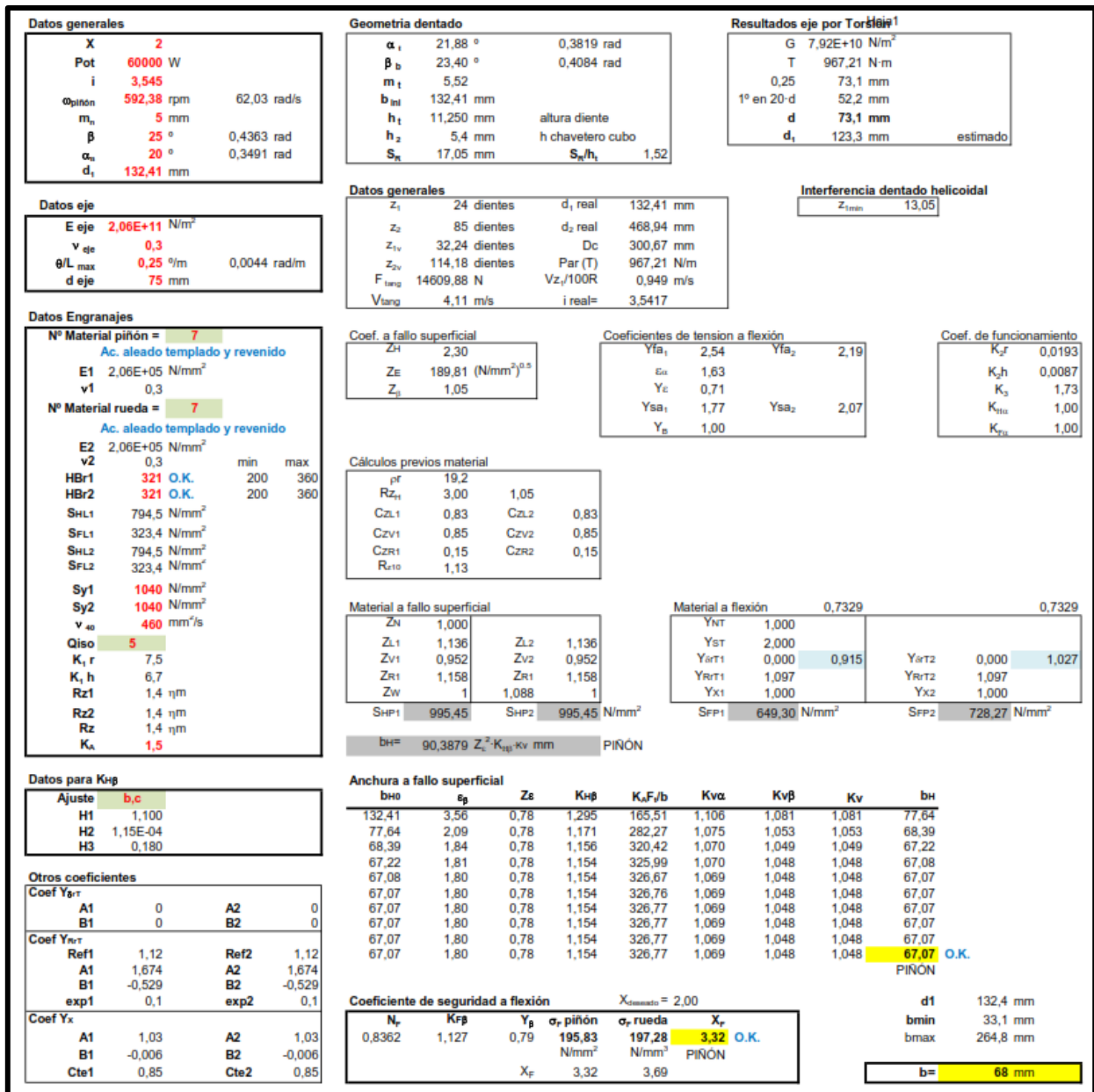


FIGURA 11. RESULTADOS SEGUNDA ETAPA

5. DISEÑO DE LOS EJES

Como se había dicho anteriormente, el diseño y cálculo de los ejes va a consistir en tres métodos: fatiga, deflexión lateral y rigidez torsional.

Para que nuestro eje cumpla con las condiciones impuestas y no rompa, tendrá que cumplir con los 3 métodos.

5.1 MATERIAL EMPLEADO

Antes de empezar con dimensionado de los ejes debemos de tener claro el material a emplear en ellos. En este caso, vamos a emplear el mismo que habíamos utilizado para los engranajes.

Por tanto, vamos a utilizar un acero aleado, templado y revenido 42CrMo4 con las siguientes características:

- Resistencia a tracción (S_u) = 1120 MPa.
- Límite de fluencia (S_y) = 1040 MPa.
- Dureza superficial HB = 321.

5.2 DISPOSICIÓN DE LOS EJES

El esquema para seguir, como se había explicado en la memoria, es el siguiente:

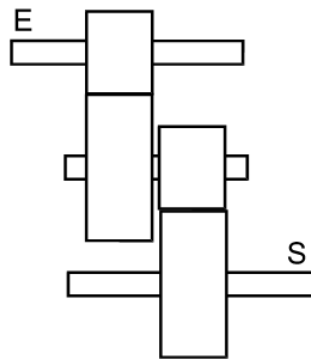


FIGURA 12. ESQUEMA EJES

5.3 DISEÑO DE LOS EJES

Para aplicar los métodos de cálculo vamos a necesitar un diseño con sus respectivas medidas para ver si estos cumplen o no. Por tanto, vamos a tener que plantear unos ejes con sus medidas y comprobar su validez. En el caso de que alguna sección del eje no cumpla, tendremos que modificarla.

5.3.1 EJE DE ENTRADA

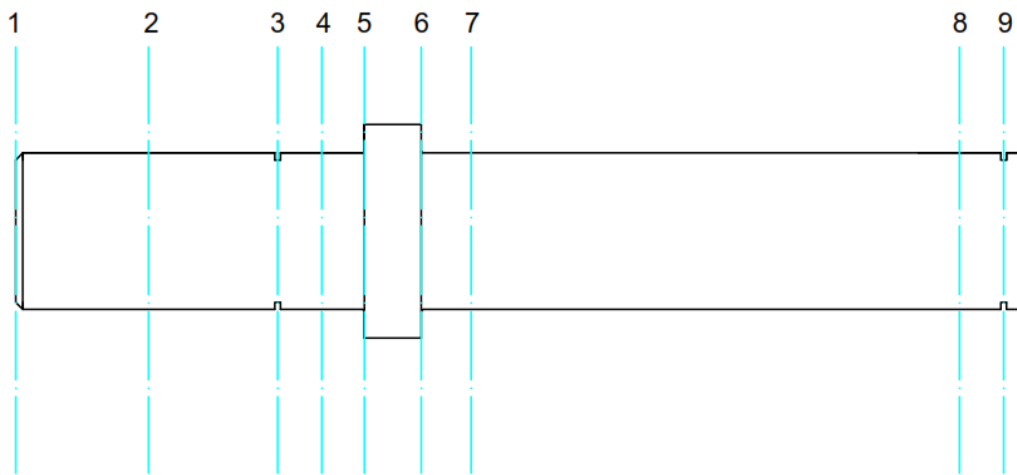


FIGURA 13. DISEÑO EJE ENTRADA

5.3.2 EJE INTERMEDIO

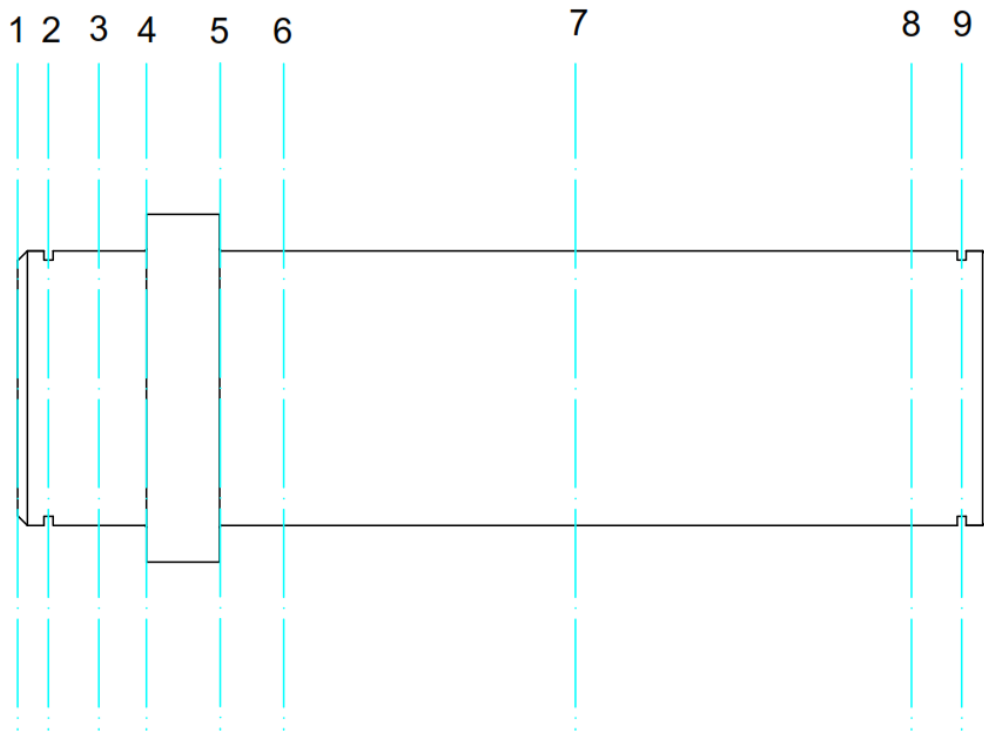


FIGURA 14. DISEÑO EJE INTERMEDIO

5.3.3 EJE SALIDA

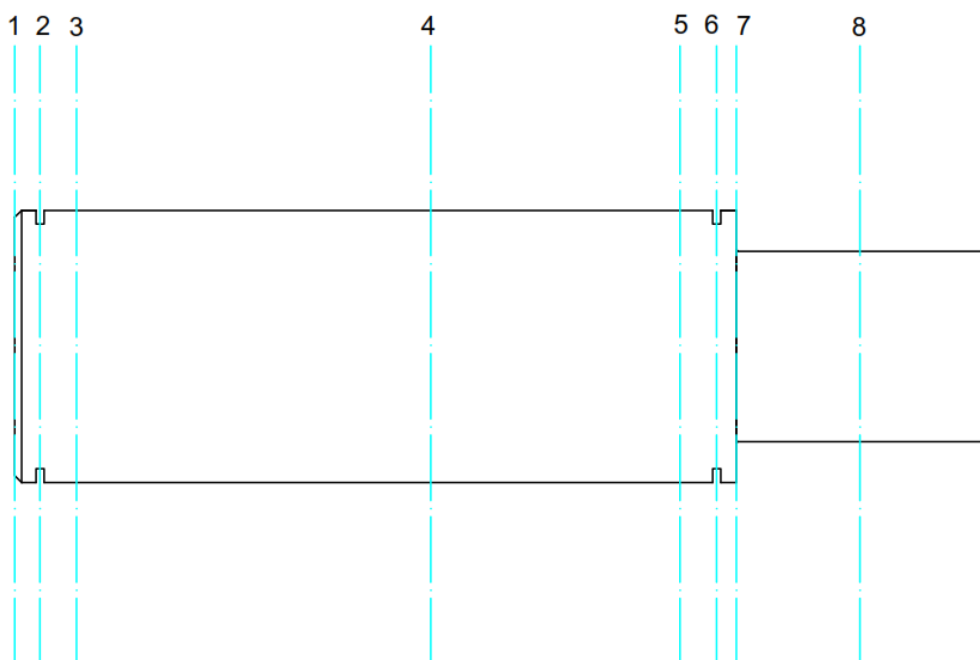


FIGURA 15. DISEÑO EJE SALIDA

5.4 FUERZAS SOBRE LOS EJES

Para el dimensionado debemos de tener en cuenta las fuerzas que introducen en el eje los engranajes y las máquinas acopladas.

Los engranajes, al ser helicoidales, introducen fuerzas radial, tangencial y axial. Estas fuerzas siguen el siguiente esquema:

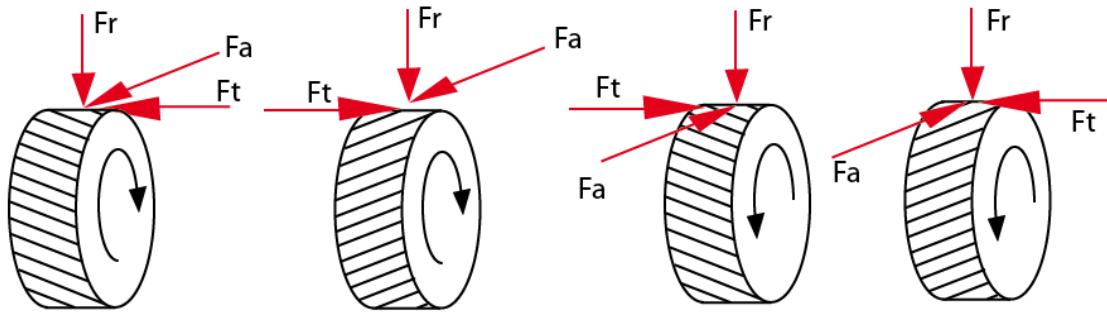


FIGURA 16. FUERZAS ENGRANAJES HELICOIDALES

En cuanto a las máquinas acopladas, van a introducir cargas radiales. Estas se darán en el eje de entrada y salida.

Para el cálculo de todas estas fuerzas vamos a utilizar las fórmulas para engranajes helicoidales, que son las siguientes:

$$F_t = \frac{T_{eje}}{d_{engranaje}/2}$$

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

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

La fuerza radial introducida por las máquinas acopladas la estimaremos con la siguiente ecuación:

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

Estas ecuaciones nos proporcionan el módulo. El signo vendrá dado por el sentido en que actúe la fuerza. Esto vendrá dado por los diagramas de fuerza.

5.4.1 FUERZAS EJE ENTRADA

En este eje vamos a tener las fuerzas introducidas por un engranaje y la máquina acoplada. El valor de la fuerza generada por la máquina lo representaremos en la dirección más desfavorable. Los valores de estas los veremos en la siguiente tabla:

$T_{eje}(\text{Nm})$	$d_{eje}(\text{mm})$	$d_{engranaje}(\text{mm})$	$F_t(\text{N})$	$F_r(\text{N})$	$F_a(\text{N})$	$F_r \text{ máquina}(\text{N})$
272,837	55	97,1	5619,71	2256,86	2620,51	2480,22

TABLA 9. VALORES FUERZAS

Los esquemas de las fuerzas serán los siguientes:

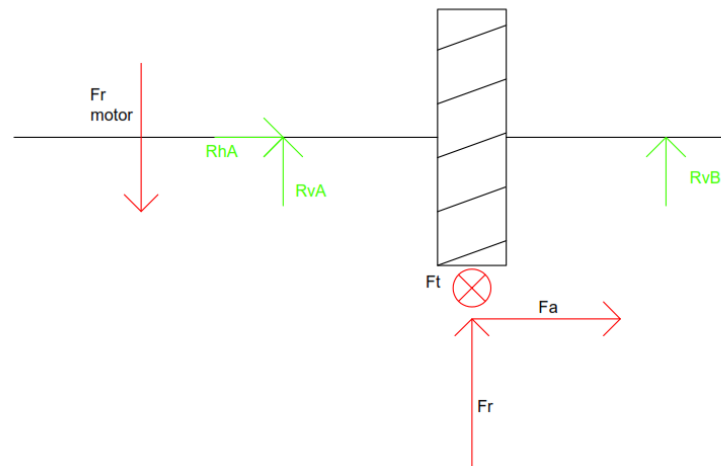


FIGURA 17. EJE ENTRADA SENTIDO HORARIO

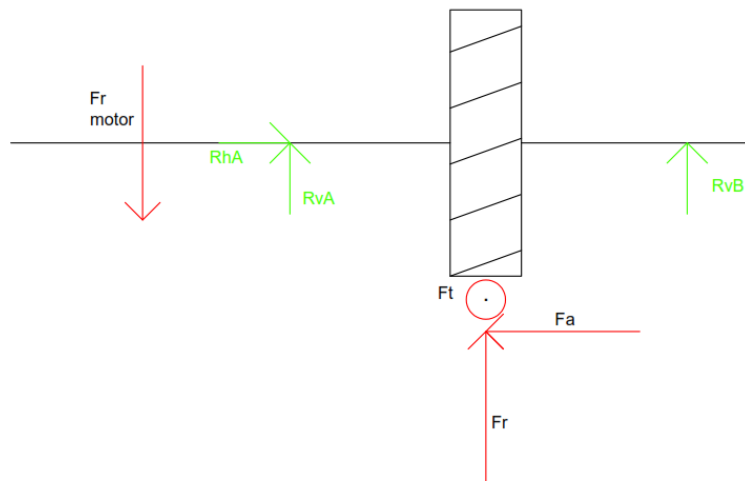


FIGURA 18. EJE ENTRADA SENTIDO ANTIHORARIO

5.4.2 FUERZAS EJE INTERMEDIO

En este eje vamos a tener las fuerzas introducidas por los dos engranajes solamente. Sus valores los veremos en las siguientes tablas, donde habrá una para el piñón y otra para la rueda:

$T_{eje}(\text{Nm})$	$d_{eje}(\text{mm})$	$d_{engranaje}(\text{mm})$	$F_t(\text{N})$	$F_r(\text{N})$	$F_a(\text{N})$
967,213	75	132,41	14609,36	5867,07	6812,46

TABLA 10. VALORES FUERZAS PIÑÓN

$T_{eje}(\text{Nm})$	$d_{eje}(\text{mm})$	$d_{engranaje}(\text{mm})$	$F_t(\text{N})$	$F_r(\text{N})$	$F_a(\text{N})$
967,213	75	339,34	5692,17	2285,96	2654,3

TABLA 11. VALORES FUERZAS RUEDA

Los esquemas de las fuerzas serán los siguientes:

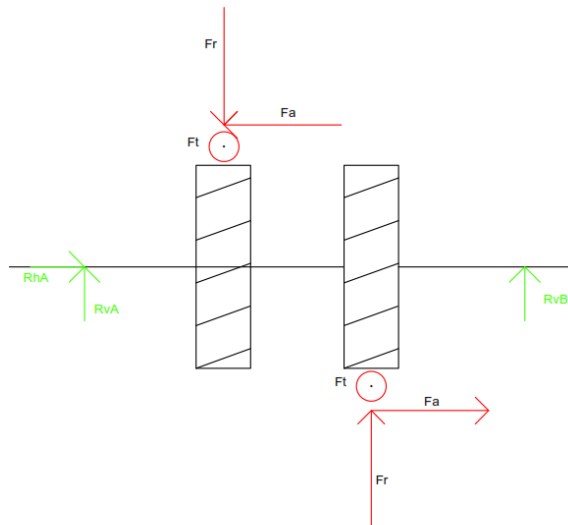


FIGURA 19. EJE INTERMEDIO SENTIDO HORARIO

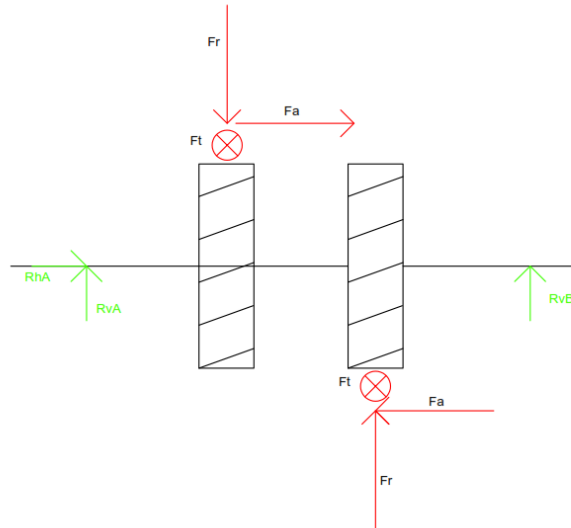


FIGURA 20. EJE INTERMEDIO SENTIDO ANTIHORARIO

5.4.3 FUERZAS EJE SALIDA

En este eje tenemos las fuerzas introducidas por la rueda y la máquina acoplada a la salida en sentido positivo como más desfavorable. Los valores serán los siguientes:

$T_{eje}(Nm)$	$d_{eje}(mm)$	$d_{engranaje}(mm)$	$F_t(N)$	$F_r(N)$	$F_a(N)$	$F_r \text{ máquina}(N)$
3428,627	100	446,86	15345,08	6162,53	7155,53	17143,135

TABLA 12. VALORES FUERZAS

Los esquemas de las fuerzas serán:

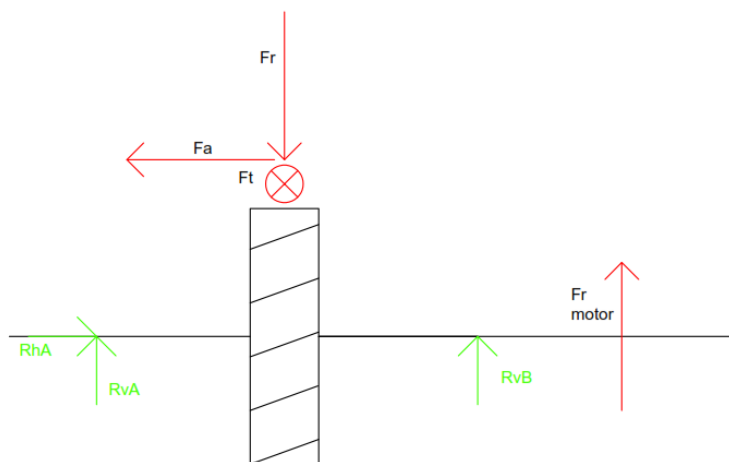


FIGURA 21. EJE SALIDA SENTIDO HORARIO

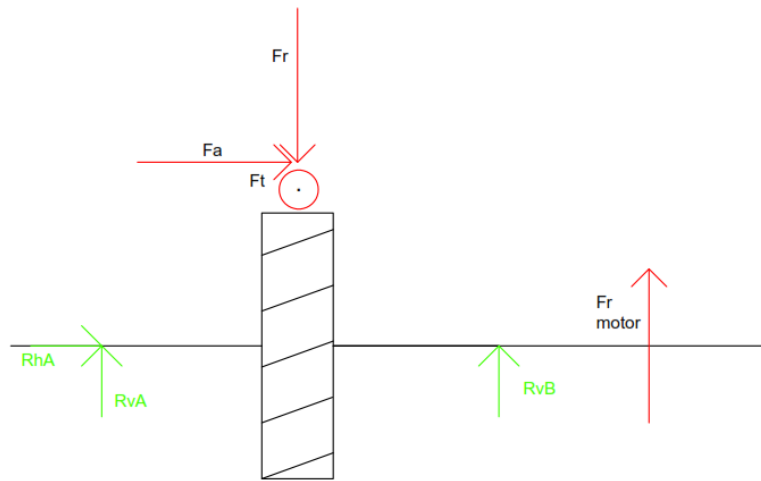


FIGURA 22. EJE SALIDA SENTIDO ANTIHORARIO

5.5 DISEÑO A FATIGA

Con el método de rigidez torsional podíamos obtener el diámetro en las zonas donde aparecía un par torsor. Para las demás secciones necesitamos el cálculo a fatiga para ver si nuestro diámetro cumple con el coeficiente de seguridad que queremos.

Teniendo en cuenta esto, comprobaremos si en todas las secciones críticas de nuestros ejes se cumple con el coeficiente de seguridad, que en este caso vamos a fijar en un valor de $X = 3$.

La expresión que nos permitirá calcular este coeficiente de seguridad será:

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

Los términos de la ecuación son los siguientes:

- d : Diámetro de la sección.
- S_y : Límite de fluencia del eje.
- S_e : Límite de fatiga del eje.
- M_a : Momento alternante producido por las fuerzas.
- T_m : Torsor medio.
- X : Coeficiente de seguridad

La expresión para calcular el límite a fatiga depende de varios coeficientes es la siguiente:

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

Cada término de la ecuación corresponde a:

- K_a : Factor de superficies. Este coeficiente depende del acabado superficial, que en este caso es mecanizado. Se calcula con la siguiente expresión:

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

Donde a y b son coeficientes obtenidos de la tabla n° 7 del apartado “Anexo tablas”

- K_b : Factor de tamaño. Responde a dos ecuaciones en función del diámetro:

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

$$K_b = 0,859 - 0,000837 \cdot d \quad \text{si } 51 < d \leq 254 \text{ mm}$$

- K_c : Factor de carga. Toma el valor de 1 al ser de tipo flexión.
- K_d : Factor de temperatura. Este valor depende de la temperatura de trabajo del reductor, que en nuestro caso será la temperatura ambiente. Su valor viene de la tabla n° 9 del apartado “Anexo Tablas”

- K_e : Factor de confiabilidad. Cogemos un valor de confiabilidad del 99% y su valor vendrá dado por la tabla n° 8 del apartado “Anexo Tablas”.

- S'_e : Límite a fatiga del material. Este valor se estima para 10^6 ciclos. Su valor viene dado por las siguientes expresiones:

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

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

- K_f : Factor de concentrador de tensiones. Este coeficiente se presenta en lugares donde hay cambios de secciones o elementos mecanizados en los ejes. La ecuación para calcularlo es la siguiente:

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

Siendo q el factor de sensibilidad a la entalla cuya expresión es:

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

5.6 RESULTADOS CÁLCULO FATIGA

Tras explicar de dónde vienen los cálculos, vamos a presentar los resultados que hemos obtenido para cada eje. En cada uno de ellos hemos obtenido el coeficiente de seguridad para todas las posibles configuraciones de movimiento del reductor. Todo esto lo hemos obtenido con una hoja Excel donde hemos implementado todas las fórmulas anteriores.

5.6.1 EJE ENTRADA SENTIDO HORARIO FUERZA MOTOR POSITIVA

Sección	Cota	Diámetro	S'e	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	Ma(N.mm)	Tm(N.mm)	X
1	0,000	50	560	0,70	0,817	1	1	0,814	1	261,365	0,00	0	-
2	0,047	55	560	0,70	0,813	1	1	0,814	2	130,013	0,00	0	∞
3	0,092	55	560	0,70	0,813	1	1	0,814	2,2	118,194	112234,93	272837	16,58
4	0,108	55	560	0,70	0,813	1	1	0,814	2	130,013	150680,05	272837	13,75
5	0,120	75	560	0,70	0,796	1	1	0,814	2,5	101,869	138632,10	272837	29,88
6	0,143	55	560	0,70	0,813	1	1	0,814	2,5	104,011	173685,29	272837	9,66
7	0,160	55	560	0,70	0,813	1	1	0,814	2	130,013	237315,58	0	8,95
8	0,332	55	560	0,70	0,813	1	1	0,814	1	260,027	0,00	0	∞
9	0,347	50	560	0,70	0,817	1	1	0,814	2,2	118,802	0,00	0	∞

TABLA 13. RESULTADOS EJE ENTRADA

5.6.2 EJE ENTRADA SENTIDO HORARIO FUERZA MOTOR NEGATIVA

Sección	Cota	Diámetro	S'e	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	Ma(N.mm)	Tm(N.mm)	X
1	0,000	50	560	0,702	0,817	1	1	0,814	1	261,37	0,00	0	∞
2	0,047	55	560	0,702	0,813	1	1	0,814	2	130,01	0,00	0	∞
3	0,092	55	560	0,702	0,813	1	1	0,814	2,2	118,19	112234,93	272837	16,6
4	0,108	55	560	0,702	0,813	1	1	0,814	2	130,01	150680,05	272837	13,7
5	0,120	75	560	0,702	0,796	1	1	0,814	2,5	101,87	166338,35	272837	25
6	0,143	55	560	0,702	0,813	1	1	0,814	2,5	104,01	225415,26	272837	7,48
7	0,160	55	560	0,702	0,813	1	1	0,814	2	130,01	378326,19	0	5,61
8	0,332	55	560	0,702	0,813	1	1	0,814	1	260,03	0,00	0	∞
9	0,347	50	560	0,702	0,817	1	1	0,814	2,2	118,80	0,00	0	∞

TABLA 14. RESULTADOS EJE ENTRADA

5.6.3 EJE ENTRADA SENTIDO ANTIHORARIO FUERZA MOTOR POSITIVA

Sección	Cota	Diámetro	S'e	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	Ma(N.mm)	Tm(N.mm)	X
1	0,000	50	560	0,702	0,817	1	1	0,814	1	261,365	0,00	0	∞
2	0,047	55	560	0,702	0,813	1	1	0,814	2	130,013	0,00	0	∞
3	0,092	55	560	0,702	0,813	1	1	0,814	2,2	118,194	112234,93	272837	16,57
4	0,108	55	560	0,702	0,813	1	1	0,814	2	130,013	150680,05	272837	13,74
5	0,120	75	560	0,702	0,796	1	1	0,814	2,5	101,869	125405,14	272837	32,90
6	0,143	55	560	0,702	0,813	1	1	0,814	2,5	104,011	157689,25	272837	10,61
7	0,160	55	560	0,702	0,813	1	1	0,814	2	130,013	256754,85	0	8,27
8	0,332	55	560	0,702	0,813	1	1	0,814	1	260,027	0,00	0	∞
9	0,347	50	560	0,702	0,817	1	1	0,814	2,2	118,802	0,00	0	∞

TABLA 15. RESULTADOS EJE ENTRADA

5.6.4 EJE ENTRADA SENTIDO ANTIHORARIO FUERZA MOTOR NEGATIVA

Sección	Cota	Diámetro	S'e	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	Ma(N.mm)	Tm(N.mm)	X
1	0,000	50	560	0,702	0,817	1	1	0,814	1	261,365	0,00	0	∞
2	0,047	55	560	0,702	0,813	1	1	0,814	2	130,013	0,00	0	∞
3	0,092	55	560	0,702	0,813	1	1	0,814	2,2	118,194	112234,93	272837	16,58
4	0,108	55	560	0,702	0,813	1	1	0,814	2	130,013	150680,05	272837	13,75
5	0,120	75	560	0,702	0,796	1	1	0,814	2,5	101,869	180142,36	272837	23,17
6	0,143	55	560	0,702	0,813	1	1	0,814	2,5	104,011	256380,19	272837	6,59
7	0,160	55	560	0,702	0,813	1	1	0,814	2	130,013	326608,16	0	6,50
8	0,332	55	560	0,702	0,813	1	1	0,814	1	260,027	0,00	0	∞
9	0,347	50	560	0,702	0,817	1	1	0,814	2,2	118,802	0,00	0	∞

TABLA 16. RESULTADOS EJE ENTRADA

5.6.5 EJE INTERMEDIO SENTIDO HORARIO

Sección	Cota	Diámetro	S'e	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	Ma(N.mm)	Tm(N.mm)	X
1	0,000	70	560	0,702	0,800	1	1	0,814	1	256,011	0,00	0	∞
2	0,008	70	560	0,702	0,800	1	1	0,814	2,2	116,369	0,00	0	∞
3	0,022	75	560	0,702	0,796	1	1	0,814	1	254,672	0,00	0	∞
4	0,035	95	560	0,702	0,779	1	1	0,814	2,5	99,727	148891,35	0	56,38
5	0,055	75	560	0,702	0,796	1	1	0,814	2,5	101,869	377954,96	0	11,16
6	0,073	75	560	0,702	0,796	1	1	0,814	2	127,336	578385,61	967213	8,93
7	0,152	75	560	0,702	0,796	1	1	0,814	2	127,336	969203,14	967213	5,40
8	0,244	75	560	0,702	0,796	1	1	0,814	1	254,672	0,00	0	∞
9	0,258	70	560	0,702	0,800	1	1	0,814	2,2	116,369	0,00	0	∞

TABLA 17. RESULTADOS EJE INTERMEDIO

5.6.6 EJE INTERMEDIO SENTIDO ANTIHORARIO

Sección	Cota	Diámetro	S'e	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	Ma(N.mm)	Tm(N.mm)	X
1	0,000	70	560	0,702	0,800	1	1	0,814	1	256,011	0,00	0	∞
2	0,008	70	560	0,702	0,800	1	1	0,814	2,2	116,369	0,00	0	∞
3	0,022	75	560	0,702	0,796	1	1	0,814	1	254,672	0,00	0	∞
4	0,035	95	560	0,702	0,779	1	1	0,814	2,5	99,727	142687,42	0	58,83
5	0,055	75	560	0,702	0,796	1	1	0,814	2,5	101,869	362206,53	0	11,64
6	0,073	75	560	0,702	0,796	1	1	0,814	2	127,336	596287,39	967213	8,67
7	0,152	75	560	0,702	0,796	1	1	0,814	2	127,336	1109100,04	967213	4,72
8	0,244	75	560	0,702	0,796	1	1	0,814	1	254,672	0,00	0	∞
9	0,258	70	560	0,702	0,800	1	1	0,814	2,2	116,369	0,00	0	∞

TABLA 18. RESULTADOS EJE INTERMEDIO

5.6.7 EJE SALIDA SENTIDO HORARIO FUERZA MOTOR POSITIVA

Sección	Cota	Diámetro	S'e	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	Ma(N.mm)	Tm(N.mm)	X
1	0,000	95	560	0,702	0,779	1	1	0,814	1	249,318	0,00	0	∞
2	0,009	95	560	0,702	0,779	1	1	0,814	2,2	113,326	0,00	0	∞
3	0,023	100	560	0,702	0,775	1	1	0,814	1	247,980	0,00	0	∞
4	0,153	100	560	0,702	0,775	1	1	0,814	2	123,990	2105054,34	3428627	5,68
5	0,245	100	560	0,702	0,775	1	1	0,814	1	247,980	1135732,69	3428627	17,40
6	0,258	95	560	0,702	0,779	1	1	0,814	2,2	113,326	904300,37	3428627	9,75
7	0,264	70	560	0,702	0,800	1	1	0,814	2,5	102,404	809155,97	3428627	3,93
8	0,311	70	560	0,702	0,800	1	1	0,814	2	128,006	0,00	3428627	10,21

TABLA 19. RESULTADOS EJE SALIDA

5.6.8 EJE SALIDA SENTIDO HORARIO FUERZA MOTOR NEGATIVA

Sección	Cota	Diámetro	S'e	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	Ma(N.mm)	Tm(N.mm)	X
1	0,000	95	560	0,702	0,779	1	1	0,814	1	249,318	0,00	0	∞
2	0,009	95	560	0,702	0,779	1	1	0,814	2,2	113,326	0,00	0	∞
3	0,023	100	560	0,702	0,775	1	1	0,814	1	247,980	0,00	0	∞
4	0,153	100	560	0,702	0,775	1	1	0,814	2	123,990	1293462,68	3428627	8,97
5	0,245	100	560	0,702	0,775	1	1	0,814	1	247,980	1135732,69	3428627	17,40
6	0,258	95	560	0,702	0,779	1	1	0,814	2,2	113,326	904300,37	3428627	9,75
7	0,264	70	560	0,702	0,800	1	1	0,814	2,5	102,404	809155,97	3428627	3,93
8	0,311	70	560	0,702	0,800	1	1	0,814	2	128,006	0,00	3428627	10,21

TABLA 20. RESULTADOS EJE SALIDA

5.6.9 EJE SALIDA SENTIDO ANTIHORARIO FUERZA MOTOR POSITIVA

Sección	Cota	Diámetro	S'e	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	Ma(N.mm)	Tm(N.mm)	X
1	0,000	95	560	0,702	0,779	1	1	0,814	1	249,318	0,00	0	∞
2	0,009	95	560	0,702	0,779	1	1	0,814	2,2	113,326	0,00	0	∞
3	0,023	100	560	0,702	0,775	1	1	0,814	1	247,980	0,00	0	∞
4	0,153	100	560	0,702	0,775	1	1	0,814	2	123,990	1853091,84	3428627	6,41
5	0,245	100	560	0,702	0,775	1	1	0,814	1	247,980	1135732,69	3428627	17,40
6	0,258	95	560	0,702	0,779	1	1	0,814	2,2	113,326	904300,37	3428627	9,75
7	0,264	70	560	0,702	0,800	1	1	0,814	2,5	102,404	809155,97	3428627	3,93
8	0,311	70	560	0,702	0,800	1	1	0,814	2	128,006	0,00	3428627	10,21

TABLA 21. RESULTADOS EJE SALIDA

5.6.10 EJE SALIDA SENTIDO ANTIHORARIO FUERZA MOTOR NEGATIVA

Sección	Cota	Diámetro	S'e	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se	Ma(N.mm)	Tm(N.mm)	X
1	0,000	95	560	0,702	0,779	1	1	0,814	1	249,318	0,00	0	-
2	0,009	95	560	0,702	0,779	1	1	0,814	2,2	113,326	0,00	0	-
3	0,023	100	560	0,702	0,775	1	1	0,814	1	247,980	0,00	0	-
4	0,153	100	560	0,702	0,775	1	1	0,814	2	123,990	1517318,21	3428627	7,75
5	0,245	100	560	0,702	0,775	1	1	0,814	1	247,980	1135732,69	3428627	17,40
6	0,258	95	560	0,702	0,779	1	1	0,814	2,2	113,326	904300,37	3428627	9,75
7	0,264	70	560	0,702	0,800	1	1	0,814	2,5	102,404	809155,97	3428627	3,93
8	0,311	70	560	0,702	0,800	1	1	0,814	2	128,006	0,00	3428627	10,21

TABLA 22. RESULTADOS EJE SALIDA

Tras obtener el coeficiente de seguridad para cada una de las secciones críticas de los ejes vemos como todas cumplen el objetivo, que era obtener un coeficiente de seguridad mayor que 3. Por ello, el diseño planteado cumple a fatiga.

Para validar completamente este diseño solo nos falta comprobar la deflexión de los ejes.

5.7 DEFLEXIÓN LATERAL

La deflexión lateral de los ejes ha de estar limitada, por lo que se tendrá que comprobar que no supere dichos límites. En concreto se comprobará que:

- En ejes con engranajes cilíndricos de dientes rectos es conveniente una separación en la sección central del engranaje menor de $0,01 \cdot m_n$, siendo m_n el módulo en mm, y la mitad de ese valor si se trata de engranajes de dientes helicoidales.
- En engranajes cilíndricos la pendiente ha de ser menor de 0,0005 rad.
- En rodamientos rígidos de bolas: pendiente menor de 0,002 rad.
- En rodamientos de rodillos cilíndricos: pendiente menor de 0,001 rad.

- En rodamientos de rodillos cónicos: pendiente menor de 0,0008 rad.

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

Para calcular este apartado, el departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales nos ha proporcionado una hoja Excel, en la cual tendremos que indicar la geometría del eje y las fuerzas que aparecen en él.

Tenemos que analizar los esfuerzos en dos planos y posteriormente obtener la combinación de ambos para obtener la fuerza resultante.

Con la hoja comprobaremos que las deformaciones producidas no sean excesivas y perjudiquen el funcionamiento del reductor.

5.7.1 EJE ENTRADA SENTIDO HORARIO FUERZA MOTOR POSITIVA

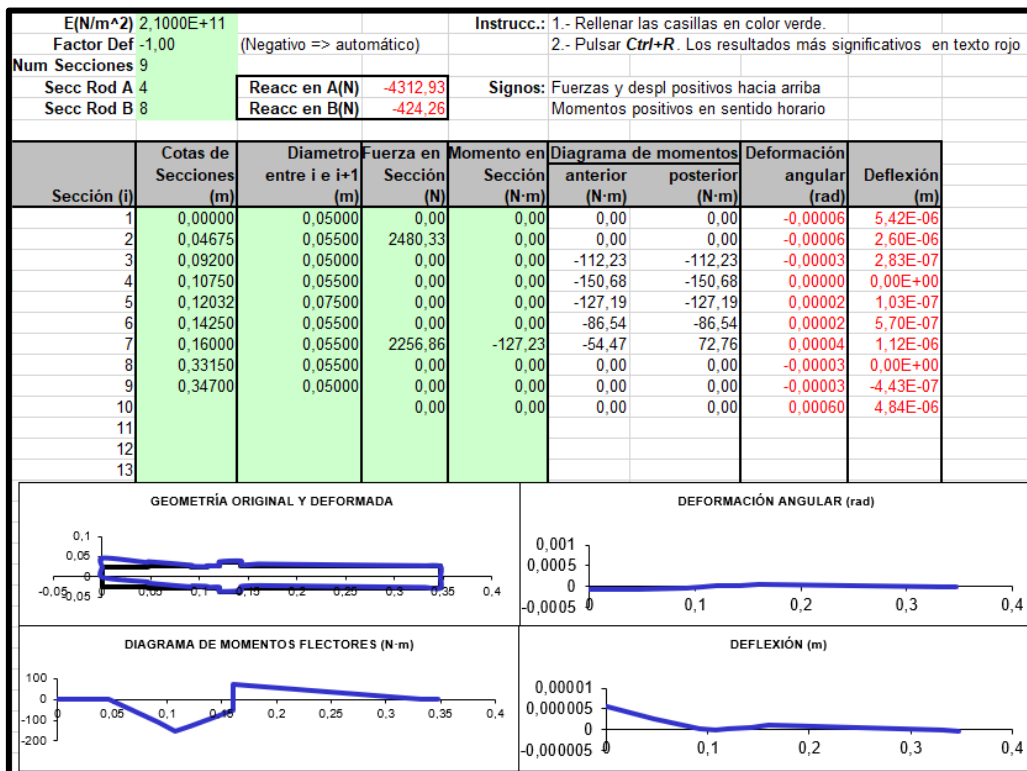


FIGURA 23. RESULTADOS PLANO XY

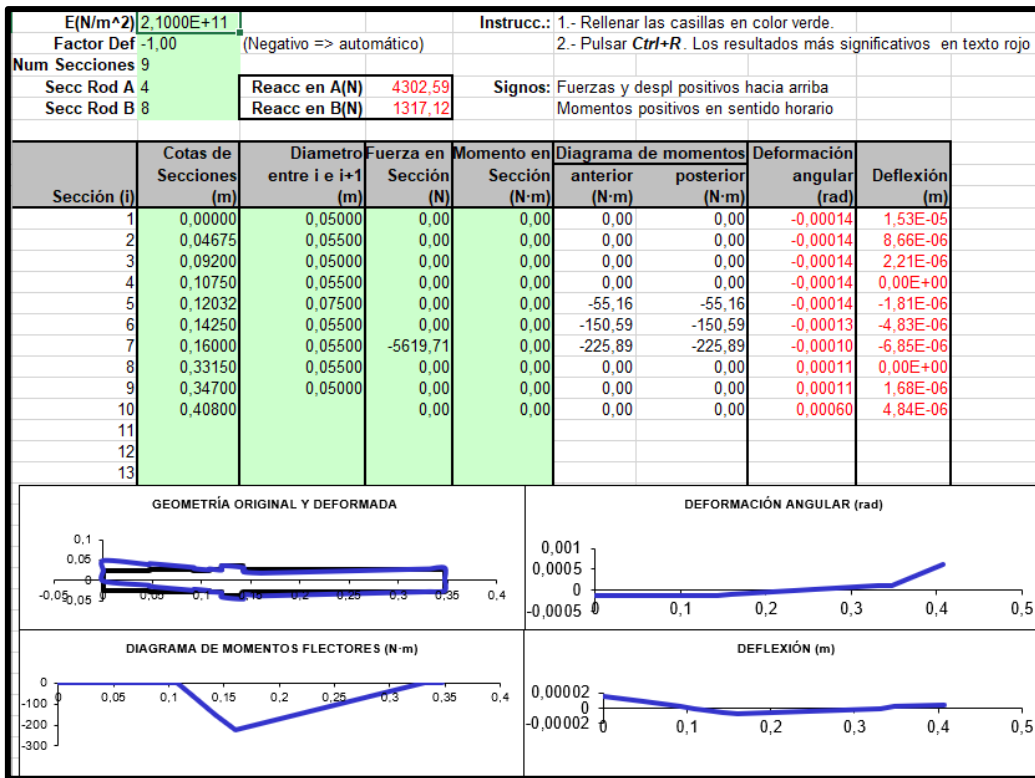


FIGURA 24. RESULTADOS PLANO XZ

Sección	Cota(m)	Mxy(N.m)	Mxz(N.m)	Mtotal (N.m)
1	0,00000	0,00	0,00	0,00
2	0,04675	0,00	0,00	0,00
3	0,09200	-112,23	0,00	112,23
4	0,10750	-150,68	0,00	150,68
5	0,12032	-127,19	-55,16	138,63
6	0,14250	-86,54	-150,59	173,69
7	0,16000	72,76	-225,89	237,32
8	0,33150	0,00	0,00	0,00
9	0,34700	0,00	0,00	0,00

TABLA 23. MOMENTO TOTAL

5.7.2 EJE ENTRADA SENTIDO HORARIO FUERZA MOTOR NEGATIVA

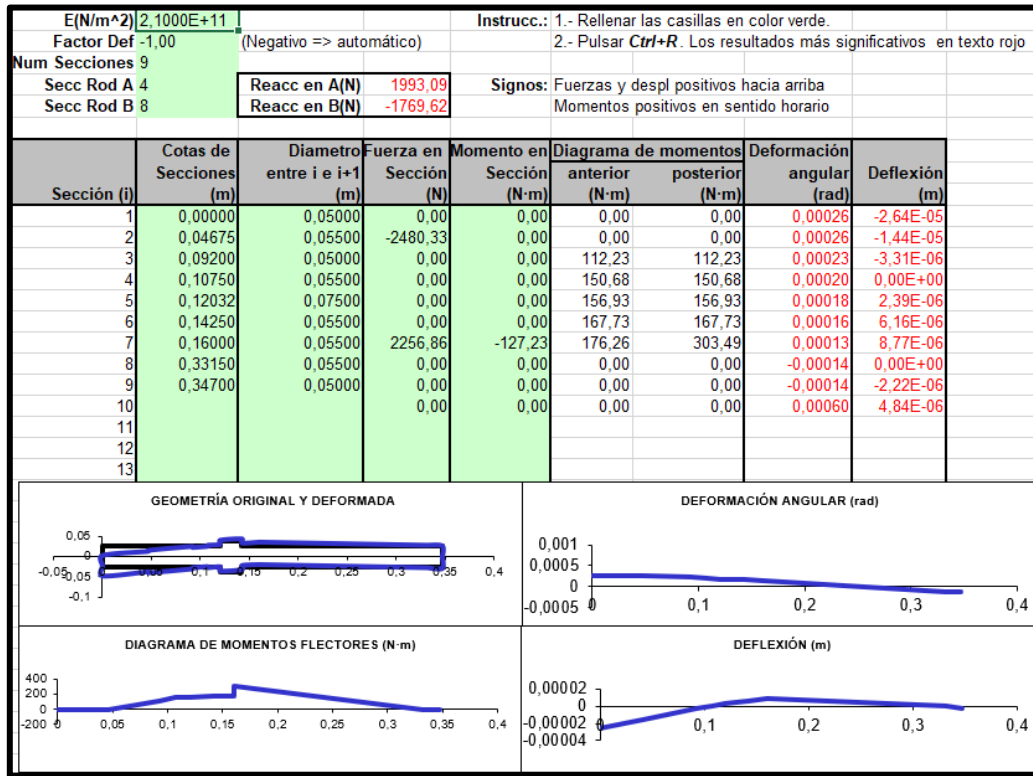


FIGURA 25. RESULTADOS PLANO XY

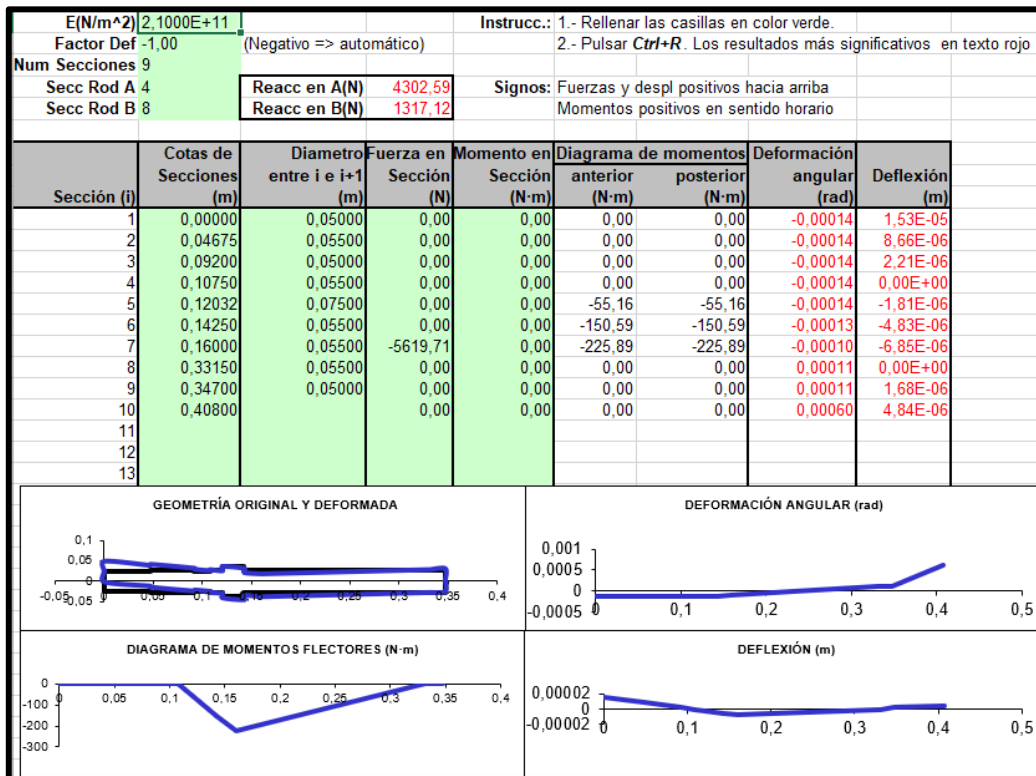


FIGURA 26. RESULTADOS PLANO XZ

Sección	Cota(m)	Mxy(N.m)	Mxz(N.m)	Mtotal(N.m)
1	0,00000	0,00	0,00	0,00
2	0,04675	0,00	0,00	0,00
3	0,09200	112,23	0,00	112,23
4	0,10750	150,68	0,00	150,68
5	0,12032	156,93	-55,16	166,34
6	0,14250	167,73	-150,59	225,42
7	0,16000	303,49	-225,89	378,33
8	0,33150	0,00	0,00	0,00
9	0,34700	0,00	0,00	0,00

TABLA 24. MOMENTO TOTAL

5.7.3 EJE ENTRADA SENTIDO ANTIHORARIO FUERZA MOTOR POSITIVA

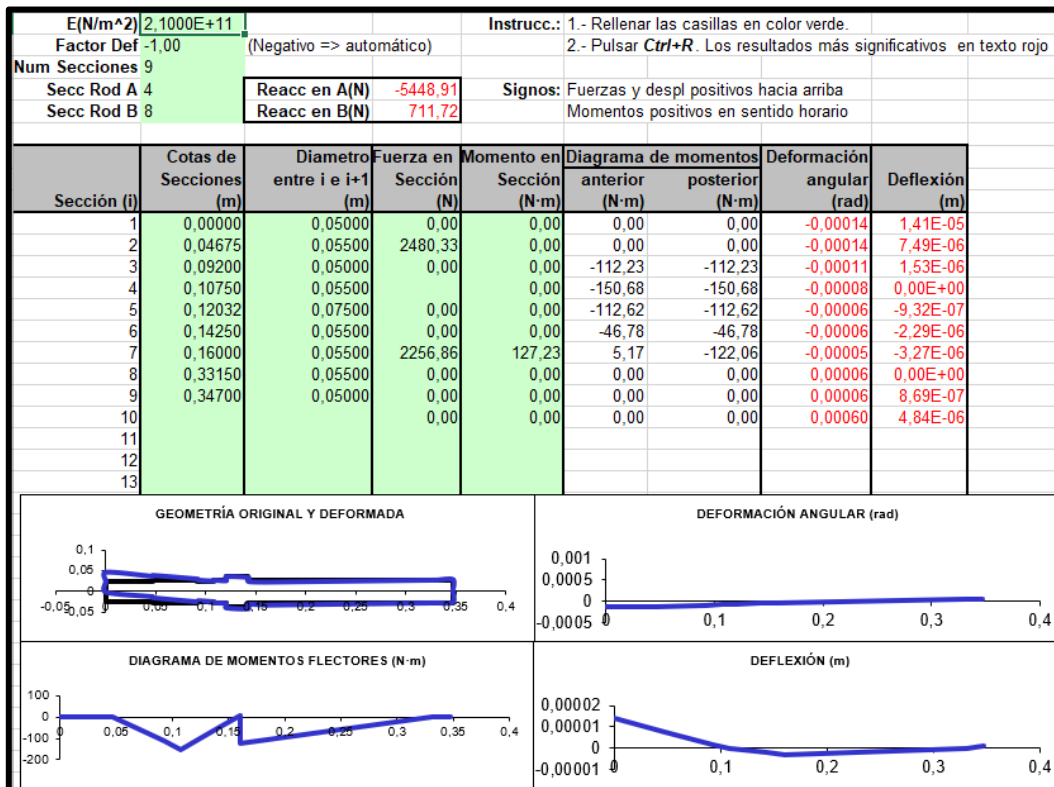


FIGURA 27.RESULTADOS PLANO XY

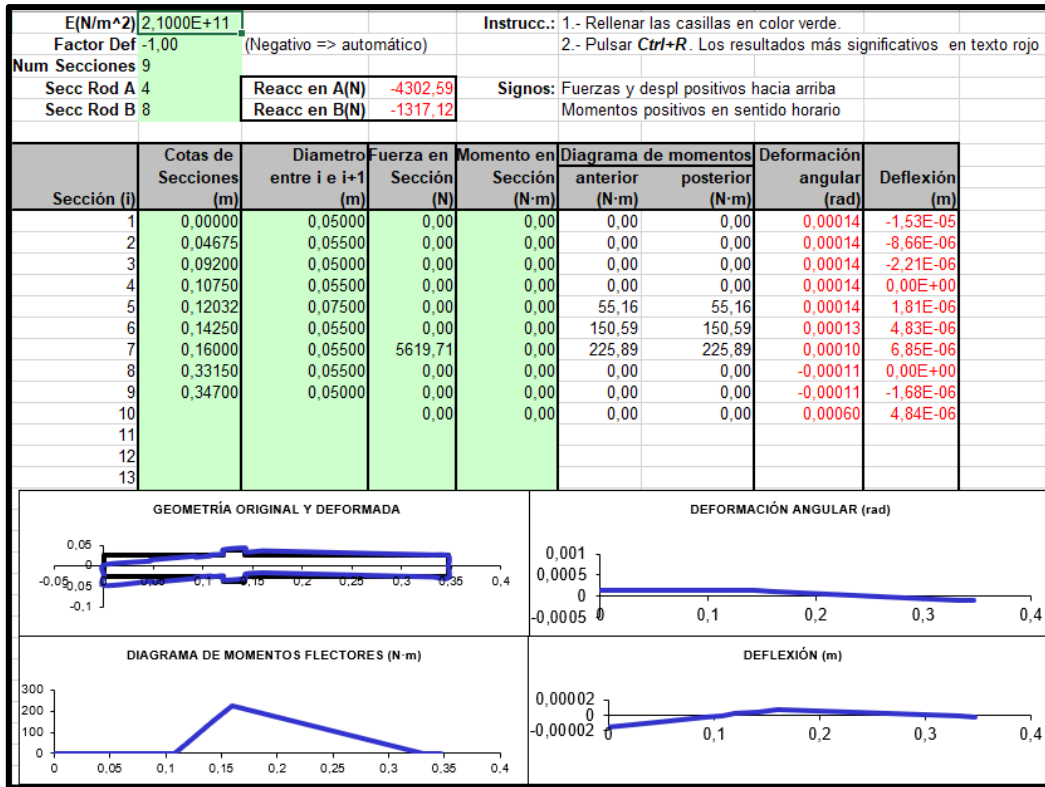


FIGURA 28. RESULTADO SPLANO XZ

Sección	Cota(m)	Mxy(N.m)	Mxz(N.m)	Mtotal(N.m)
1	0,00000	0,00	0,00	0,00
2	0,04675	0,00	0,00	0,00
3	0,09200	-112,23	0,00	112,23
4	0,10750	-150,68	0,00	150,68
5	0,12032	-112,62	55,16	125,41
6	0,14250	-46,78	150,59	157,69
7	0,16000	-122,06	225,89	256,75
8	0,33150	0,00	0,00	0,00
9	0,34700	0,00	0,00	0,00

TABLA 25.MOMENTO TOTAL

5.7.4 EJE ENTRADA SENTIDO ANTIHORARIO FUERZA MOTOR NEGATIVA

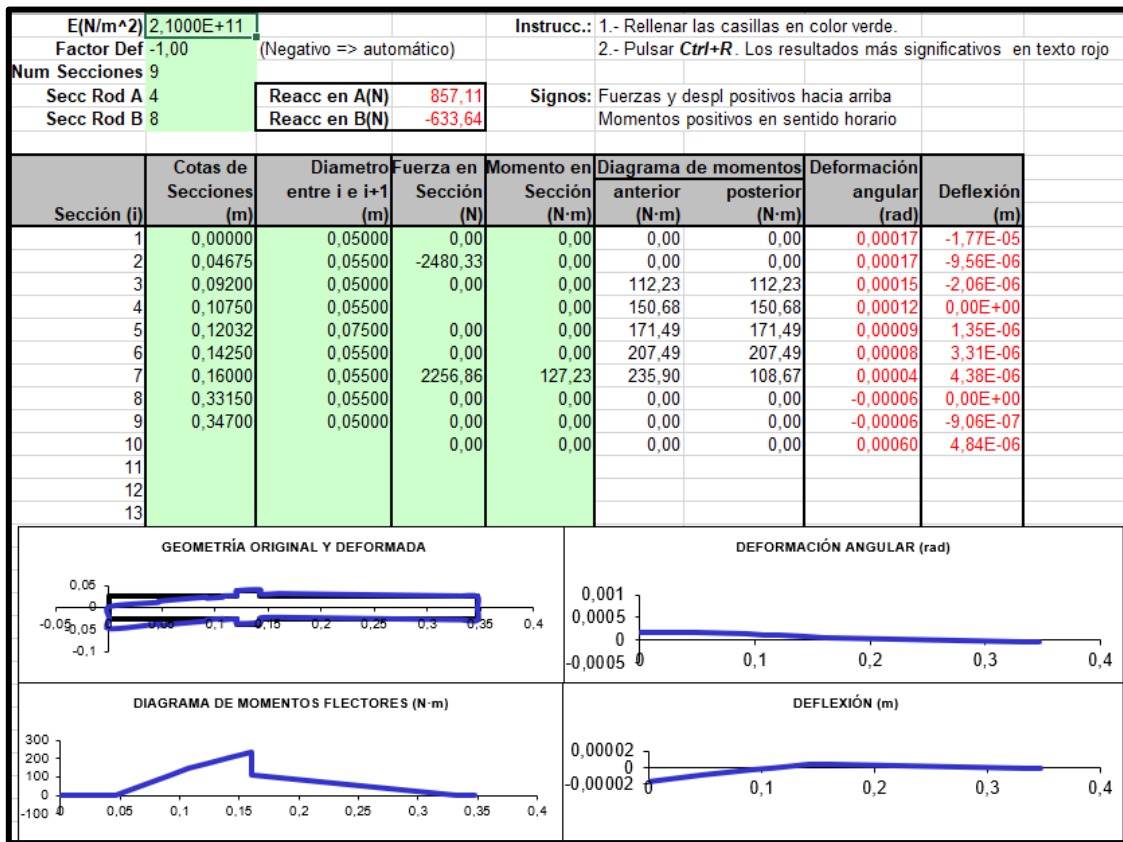


FIGURA 29. RESULTADOS PLANO XY

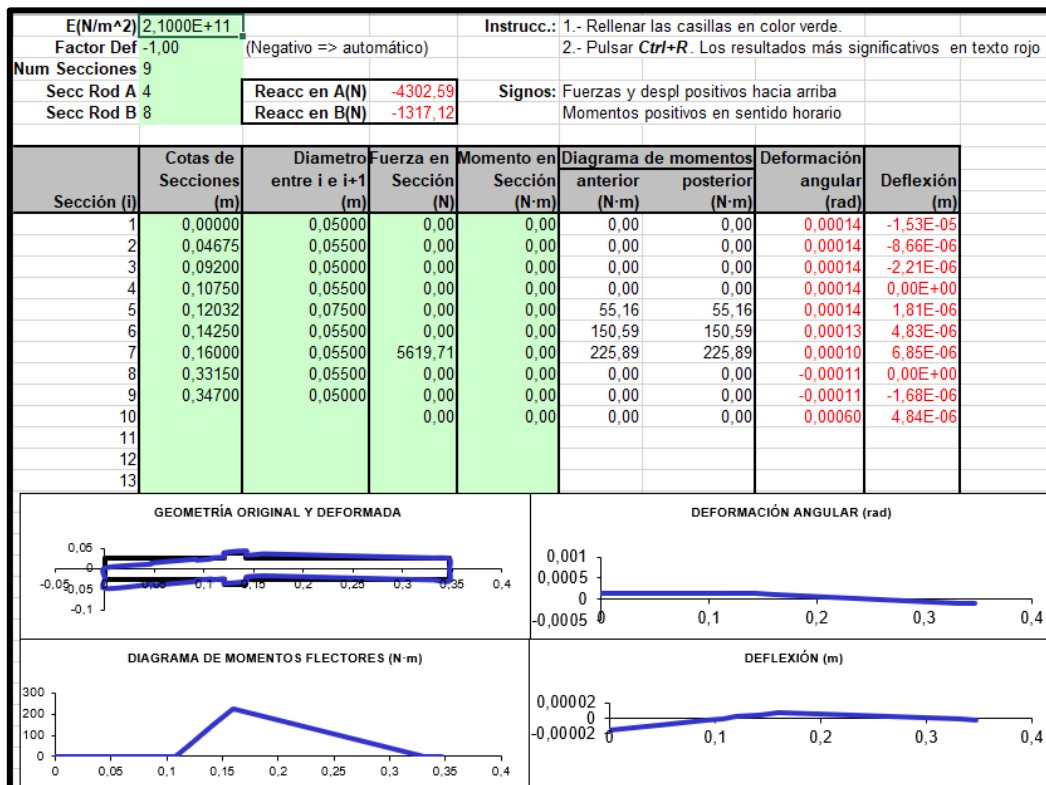


FIGURA 30. RESULTADOS PLANO XZ

Sección	Cota(m)	Mxy(N.m)	Mxz(N.m)	Mtotal(N.m)
1	0,00000	0,00	0,00	0,00
2	0,04675	0,00	0,00	0,00
3	0,09200	112,23	0,00	112,23
4	0,10750	150,68	0,00	150,68
5	0,12032	171,49	55,16	180,14
6	0,14250	207,49	150,59	256,38
7	0,16000	235,90	225,89	326,61
8	0,33150	0,00	0,00	0,00
9	0,34700	0,00	0,00	0,00

TABLA 26. MOMENTO TOTAL

5.7.5 EJE INTERMEDIO SENTIDO HORARIO

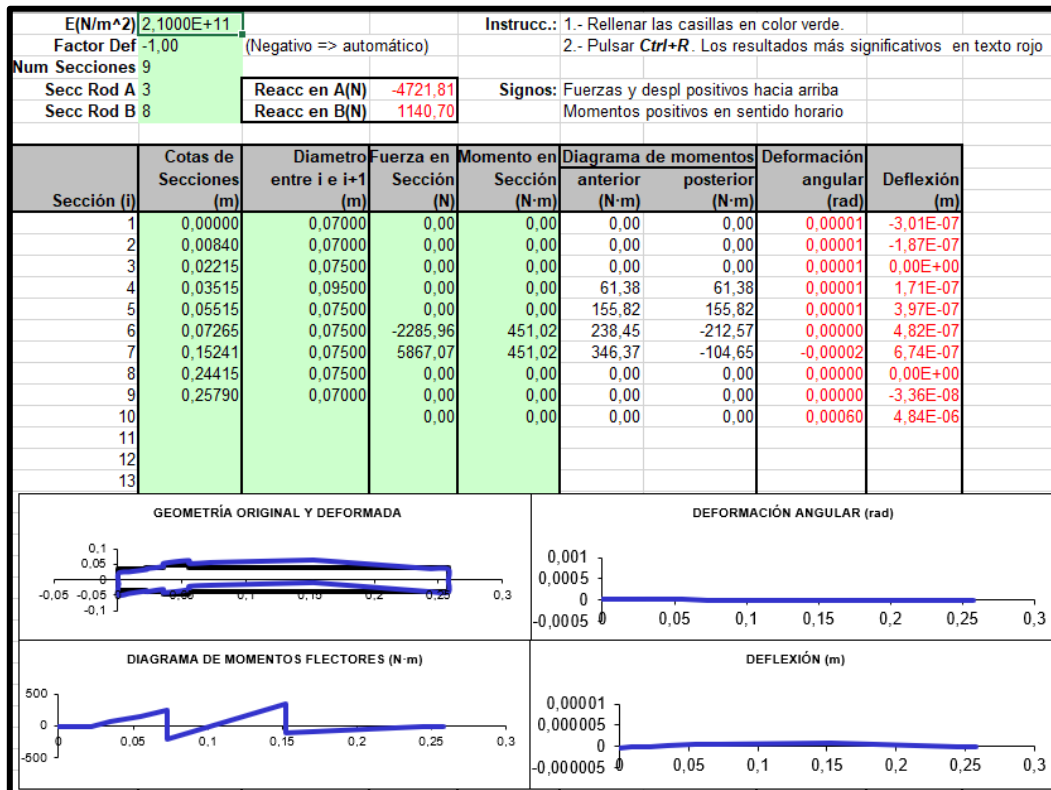


FIGURA 31. RESULTADOS PLANO XY

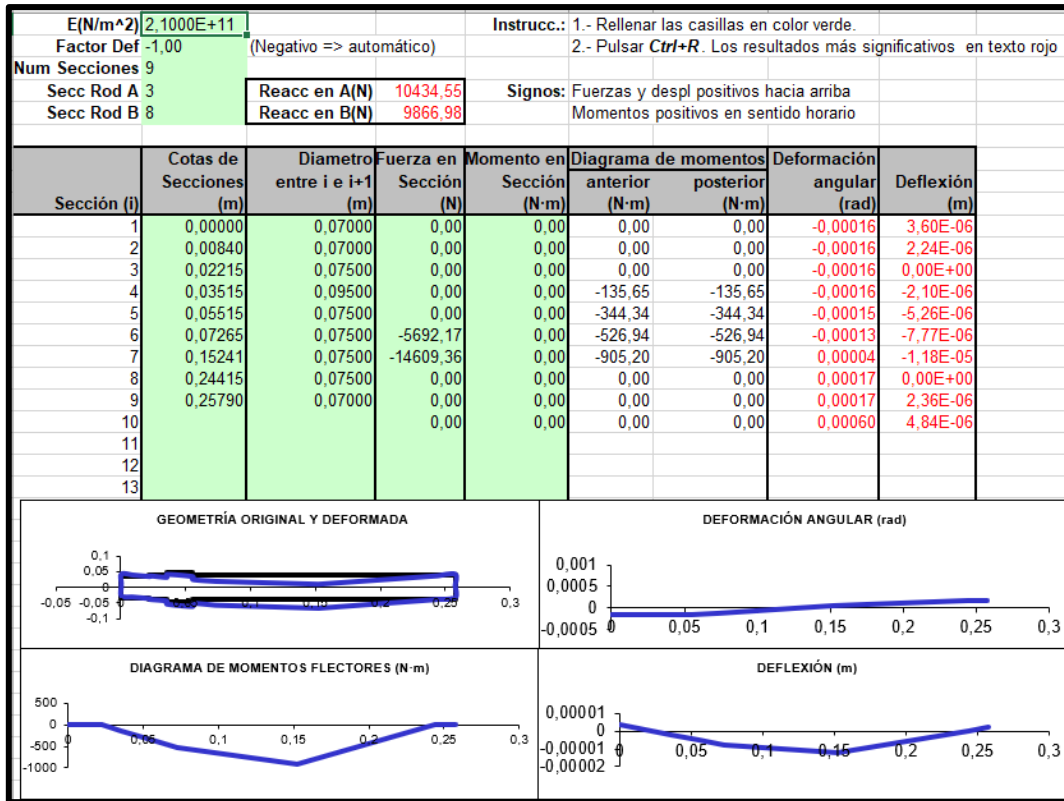


FIGURA 32.RESULTADOS PLANO XZ

Sección	Cota(m)	Mxy(N.m)	Mxz(N.m)	Mtotal(N.m)
1	0,00000	0,00	0,00	0,00
2	0,00840	0,00	0,00	0,00
3	0,02215	0,00	0,00	0,00
4	0,03515	61,38	-135,65	148,89
5	0,05515	155,82	-344,34	377,95
6	0,07265	238,45	-526,94	578,39
7	0,15241	346,37	-905,20	969,20
8	0,24415	0,00	0,00	0,00
9	0,25790	0,00	0,00	0,00

TABLA 27. MOMENTO TOTAL

5.7.6 EJE INTERMEDIO SENTIDO ANTIHORARIO

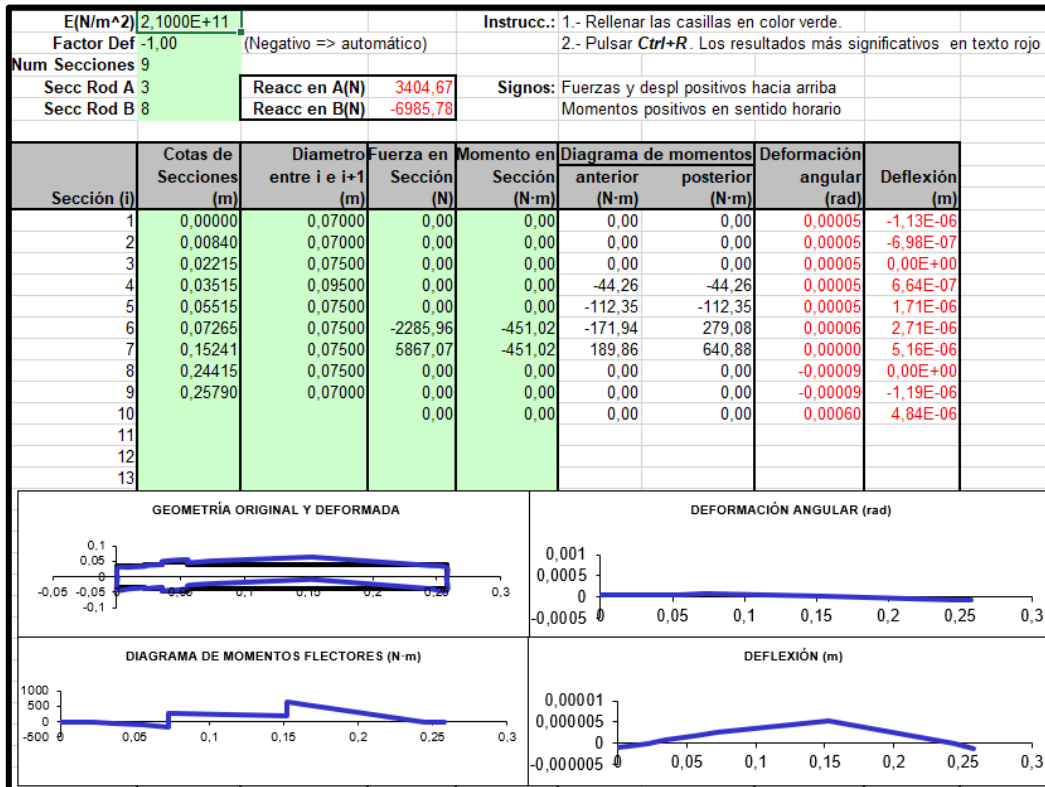


FIGURA 33. RESULTADOS PLANO XY

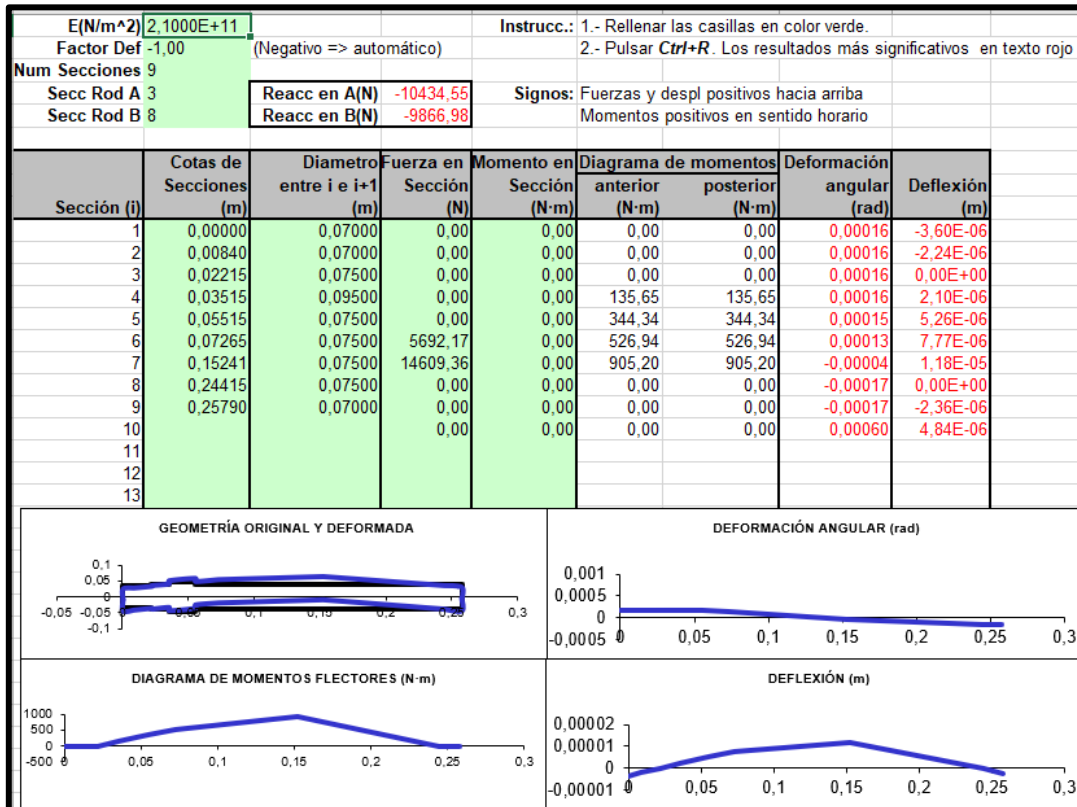


FIGURA 34. RESULTADOS PLANO XZ

Sección	Cota(m)	Mxy(N.m)	Mxz(N.m)	Mtotal(N.m)
1	0,00000	0,00	0,00	0,00
2	0,00840	0,00	0,00	0,00
3	0,02215	0,00	0,00	0,00
4	0,03515	-44,26	135,65	142,69
5	0,05515	-112,35	344,34	362,21
6	0,07265	279,08	526,94	596,29
7	0,15241	640,88	905,20	1109,10
8	0,24415	0,00	0,00	0,00
9	0,25790	0,00	0,00	0,00

TABLA 28. MOMENTO TOTAL

5.7.7 EJE SALIDA SENTIDO HORARIO FUERZA MOTOR POSITIVA

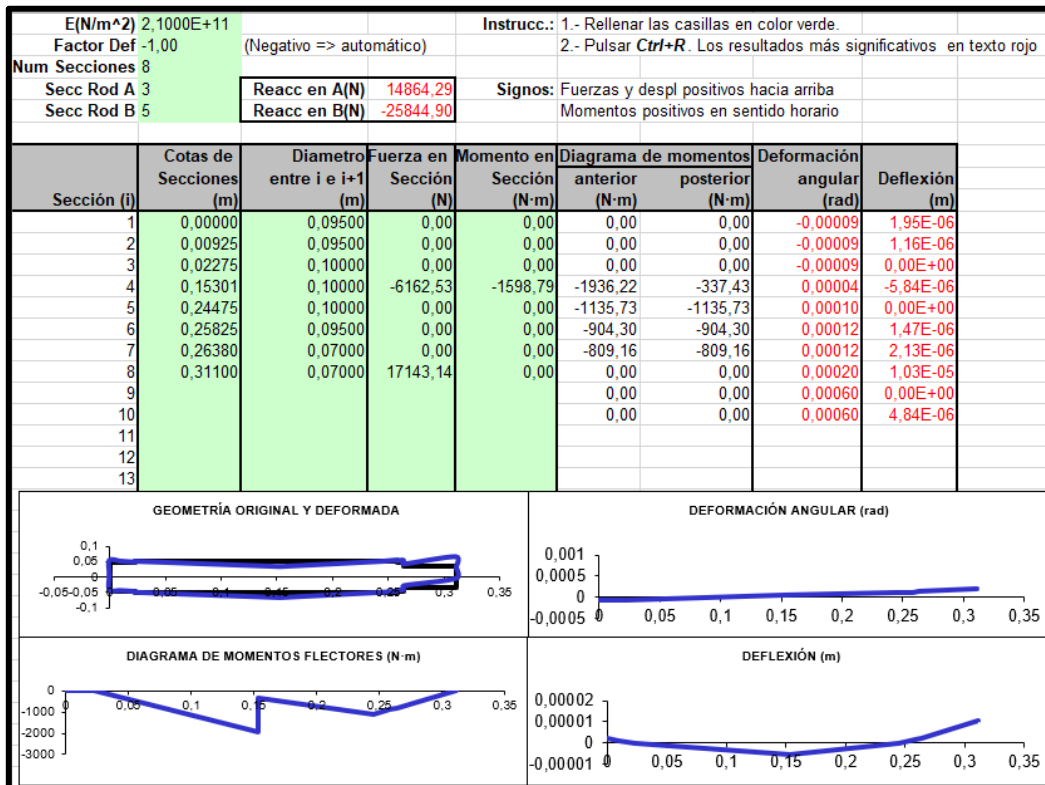


FIGURA 35. RESULTADOS PLANO XY

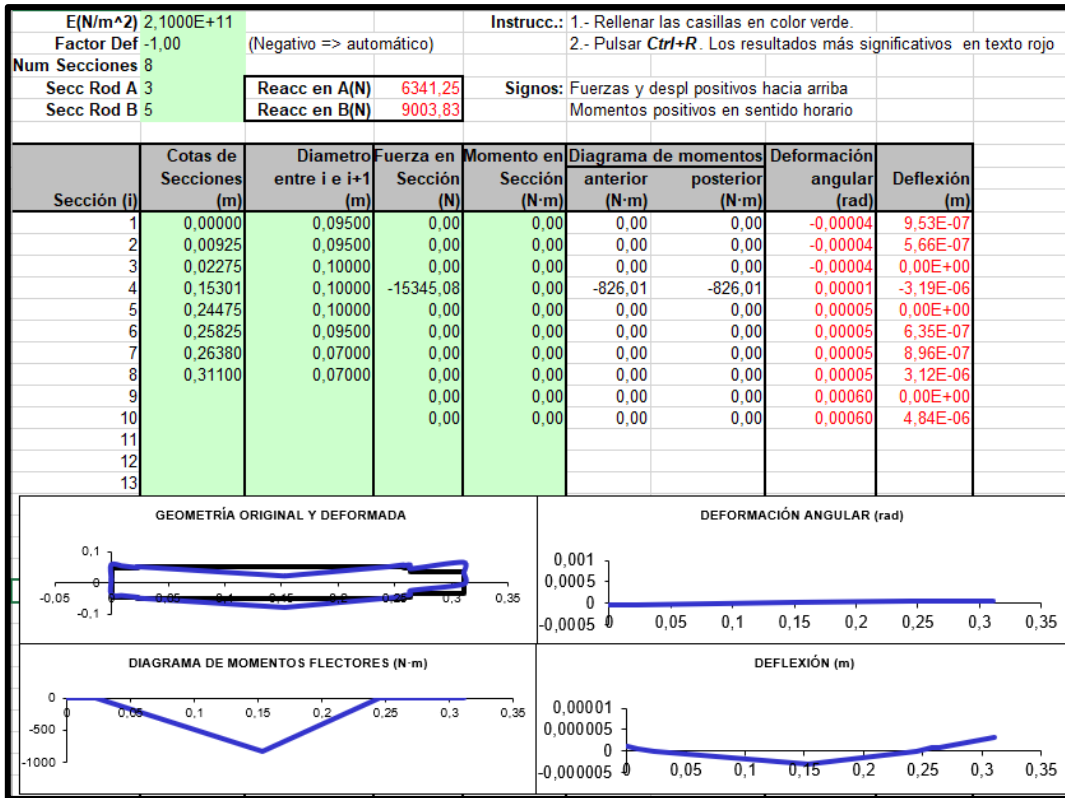


FIGURA 36. RESULTADOS PLANO XZ

Sección	Cota(m)	Mxy(N.m)	Mxz(N.m)	Mtotal(N.m)
1	0,00000	0,00	0,00	0,00
2	0,00925	0,00	0,00	0,00
3	0,02275	0,00	0,00	0,00
4	0,15301	-1936,22	-826,01	2105,05
5	0,24475	-1135,73	0,00	1135,73
6	0,25825	-904,30	0,00	904,30
7	0,26380	-809,16	0,00	809,16
8	0,31100	0,00	0,00	0,00

TABLA 29. MOMENTO TOTAL

5.7.8 EJE SALIDA SENTIDO HORARIO FUERZA MOTOR NEGATIVA

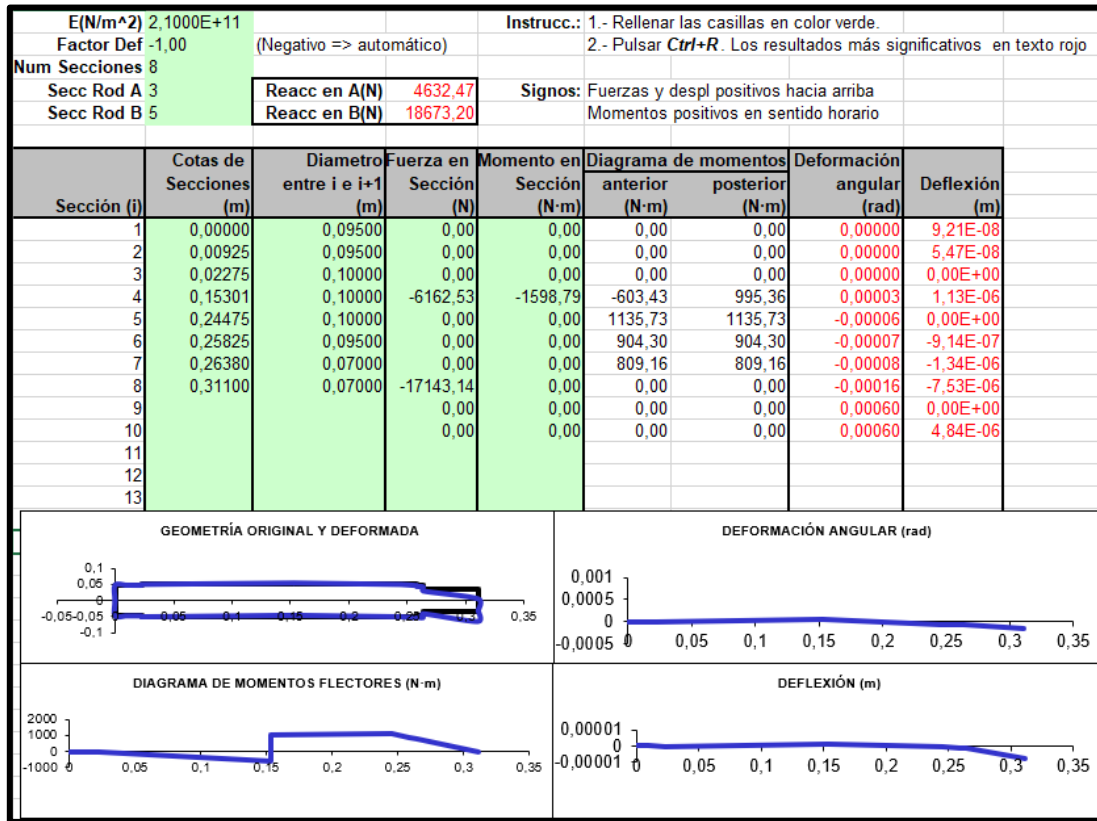


FIGURA 37. RESULTADOS PLANO XY

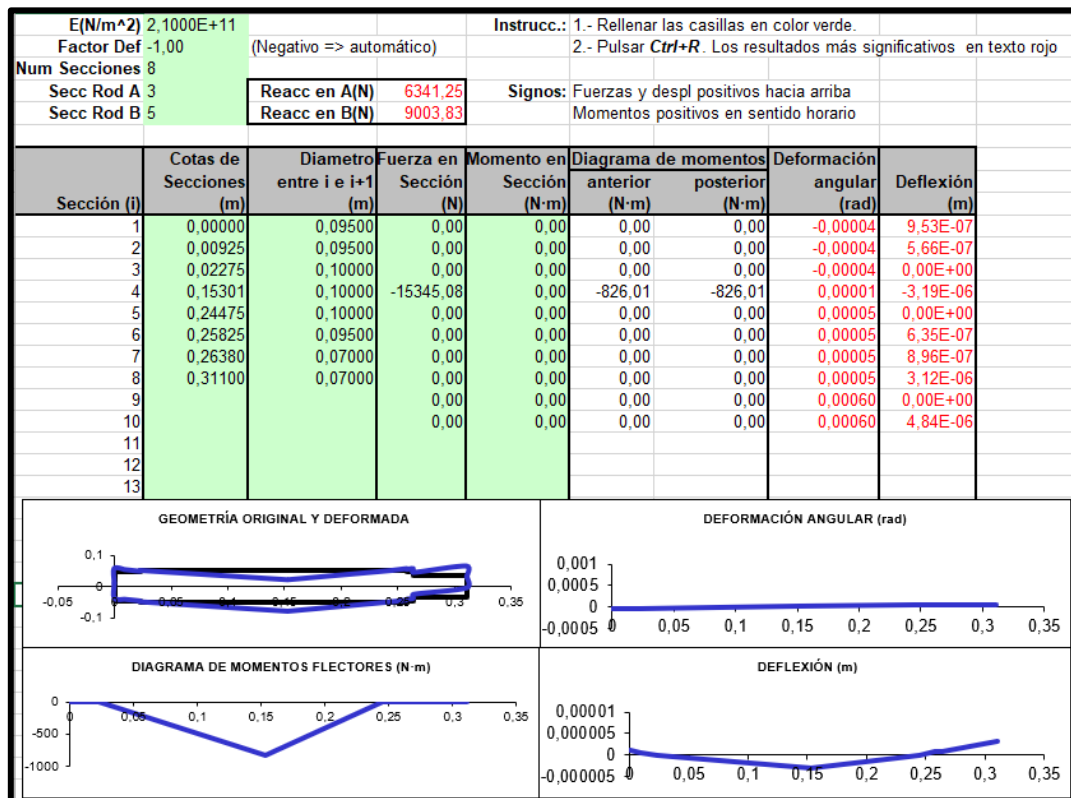


FIGURA 38. RESULTADOS PLANO XZ

Sección	Cota(m)	Mxy(N.m)	Mxz(N.m)	Mtotal(N.m)
1	0,00000	0,00	0,00	0,00
2	0,00925	0,00	0,00	0,00
3	0,02275	0,00	0,00	0,00
4	0,15301	995,36	-826,01	1293,46
5	0,24475	1135,73	0,00	1135,73
6	0,25825	904,30	0,00	904,30
7	0,26380	809,16	0,00	809,16
8	0,31100	0,00	0,00	0,00

TABLA 30. MOMENTO TOTAL

5.7.9 EJE SALIDA SENTIDO ANTIHORARIO FUERZA MOTOR POSITIVA

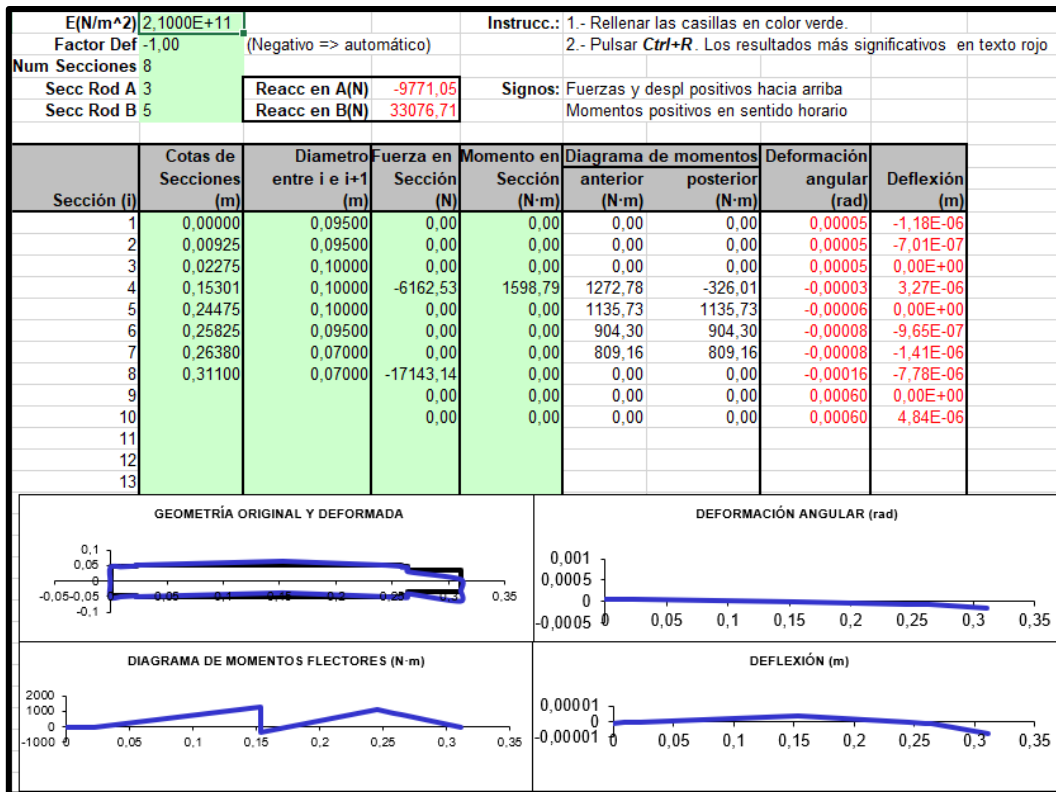


FIGURA 39. RESULTADOS PLANO XY

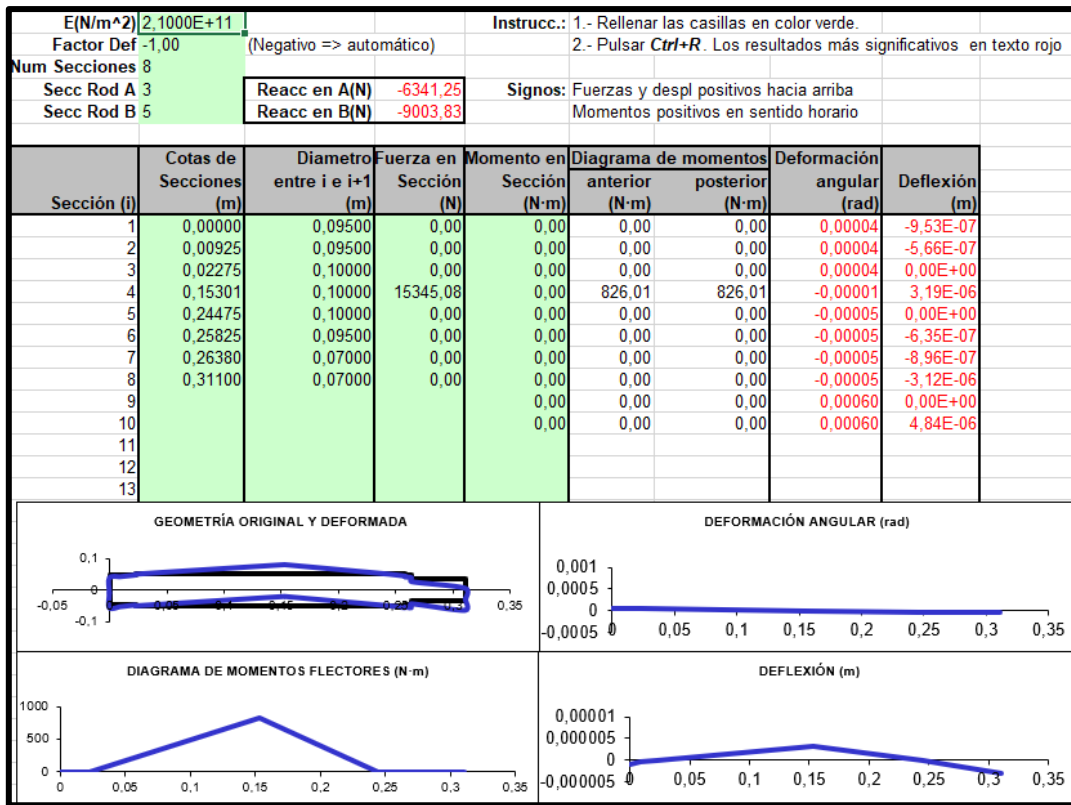


FIGURA 40. RESULTADOS PLANO XZ

Sección	Cota(m)	Mxy(N.m)	Mxz(N.m)	Mtotal(N.m)
1	0,00000	0,00	0,00	0,00
2	0,00925	0,00	0,00	0,00
3	0,02275	0,00	0,00	0,00
4	0,15301	-1658,81	826,01	1853,09
5	0,24475	-1135,73	0,00	1135,73
6	0,25825	-904,30	0,00	904,30
7	0,26380	-809,16	0,00	809,16
8	0,31100	0,00	0,00	0,00

TABLA 31. MOMENTO TOTAL

5.7.10 EJE SALIDA SENTIDO ANTIHORARIO FUERZA MOTOR NEGATIVA

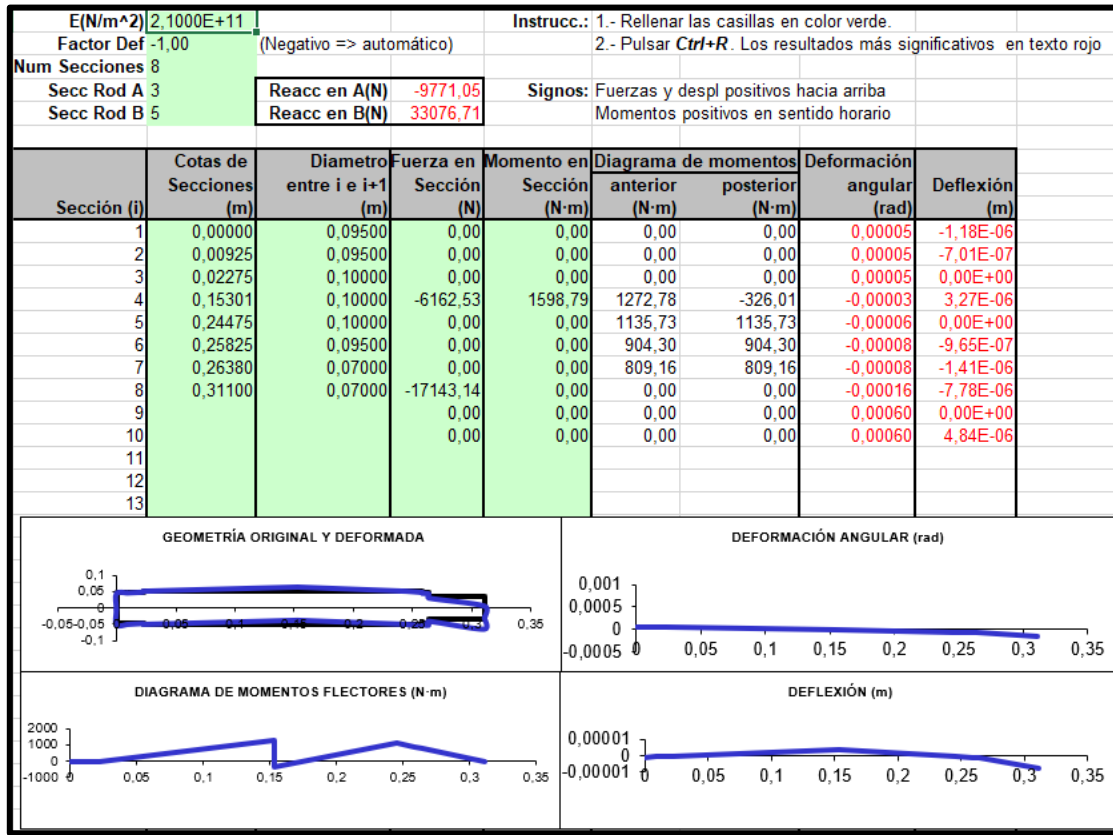


FIGURA 41. RESULTADOS PLANO XY

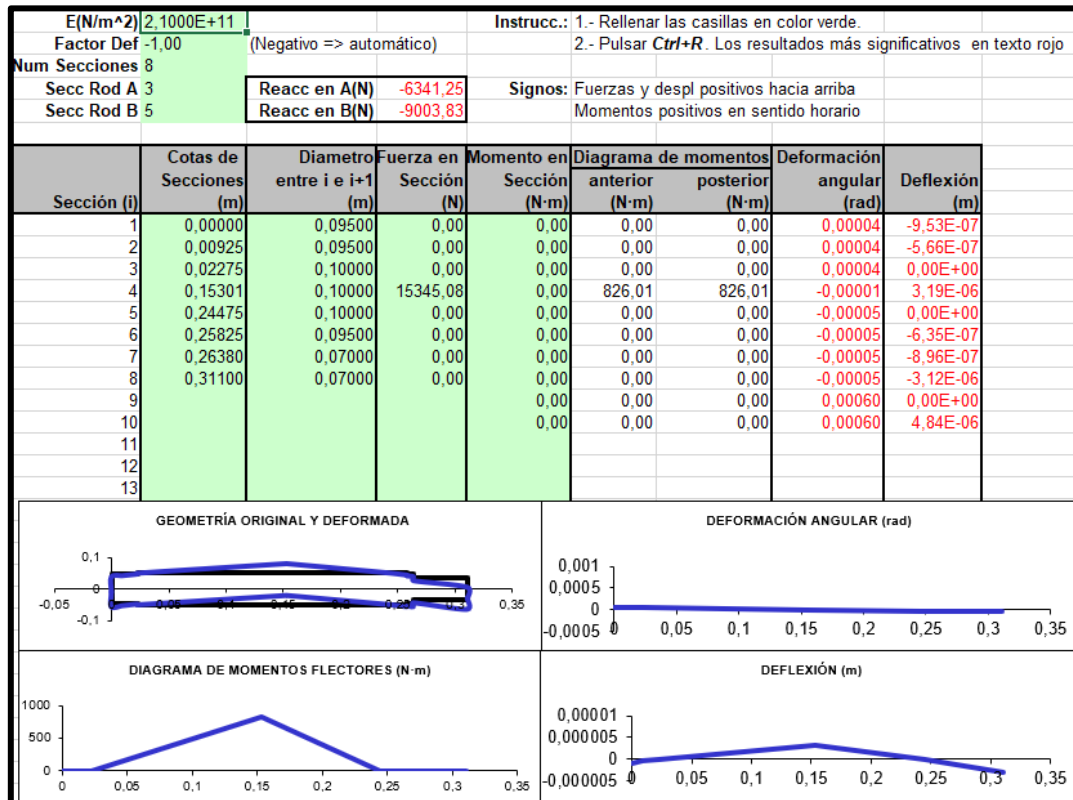


FIGURA 42. RESULTADOS PLANO XZ

Sección	Cota(m)	Mxy(N.m)	Mxz(N.m)	Mtotal(N.m)
1	0,00000	0,00	0,00	0,00
2	0,00925	0,00	0,00	0,00
3	0,02275	0,00	0,00	0,00
4	0,15301	1272,78	826,01	1517,32
5	0,24475	1135,73	0,00	1135,73
6	0,25825	904,30	0,00	904,30
7	0,26380	809,16	0,00	809,16
8	0,31100	0,00	0,00	0,00

TABLA 32. MOMENTO TOTAL

Como podemos ver, en todos los casos obtenemos una deformación menor del límite impuesto, por lo que nuestros ejes funcionarán correctamente y no sufrirán un deterioro prematuro.

6. CÁLCULO DE LOS RODAMIENTOS

Tras estudiar todas las posibles configuraciones con sus respectivos esfuerzos, tenemos que obtener los rodamientos que nos ofrezcan las características que buscamos.

Lo primero de todo será saber las horas de funcionamiento que van a tener. En este caso, se espera que el reductor esté funcionando una media de 20 horas al día. Consultando la tabla nº 11 del apartado “Anexo Tablas” se espera una vida de unas 45000 horas.

A la hora de buscar el tipo de rodamiento debemos de tener en cuenta el tipo de esfuerzos que va a soportar. En este caso, tiene que soportar tanto fuerzas radiales como axiales. Por ello, vamos a escoger rodamientos rígidos de bolas de una hilera.

Toda la información de los rodamientos la sacaremos de la página de [SKF](#), la cual nos proporciona una aplicación para facilitarnos la elección de estos.

6.1 RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS

Son el tipo de rodamientos más común. Estos transmiten tanto cargas radiales como axiales, en ambas direcciones.

Ofrecen un par torsor de fricción muy bajo, lo cual es una ventaja para aplicaciones de alta velocidad de funcionamiento como la nuestra.

6.2 FUERZA EQUIVALENTE EN RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS

En los casos en los que el rodamiento solo transmita fuerza radial esa será la que utilizaremos para el cálculo. Cuando tengamos carga radial combinada con axial tendremos que utilizar la siguiente expresión:

$$F_{eq} = x \cdot F_r + y \cdot F_a$$

Donde x e y serán valores que dependerán de la relación entre la fuerza axial y la radial.

Para determinar los valores de x e y, en general es necesario en primer lugar determinar la relación F_a/F_r y en función de que sea superior o inferior a un valor preestablecido e, seleccionar los coeficientes. Dicho factor e depende del cociente $F_o \cdot F_a/C_o$, donde C_o es la capacidad estática de carga, que es la máxima carga estática que puede soportar un rodamiento sin que se produzca fallo por indentación, y F_o un factor geométrico que depende de la relación entre el diámetro del elemento rodante, el diámetro de la circunferencia de paso y del ángulo de contacto nominal. Cuando F_a/F_r es pequeña, el efecto de la fuerza axial es ignorado y $x = 1$ e $y = 0$. Cuando $F_a/F_r > e$ se eliminan juegos, con lo que el sumando $x \cdot F_r$ disminuye ($x = 0.56$) y el efecto de la carga axial debe considerarse mediante un factor $y > 0$. La tabla siguiente muestra cómo obtener los factores de carga para rodamientos rígidos de bolas con juego radial normal

$f_o \cdot F_a/C_o$	e	$F_a/F_r > e$	
		x	y
0.3	0.22	0.56	2.00
0.5	0.24	0.56	1.80
0.9	0.28	0.56	1.58
1.6	0.32	0.56	1.40
3.0	0.36	0.56	1.20
6.0	0.43	0.56	1.00

FIGURA 43. FACTORES DE CARGA PARA RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS

6.3 CÁLCULO VIDA DEL RODAMIENTO

Una vez tenemos calculada la fuerza equivalente, tenemos lo necesario para calcular la vida de este.

Lo primero que calcularemos será la vida nominal (L_{10}), la cual es el número de revoluciones, u horas a una velocidad constante dada, que el 90% de un grupo de

rodamientos idénticos completará o excederá antes de desarrollar un fallo. Se obtiene con la siguiente expresión:

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

Donde:

- C: Capacidad de carga dinámica. relaciona la fuerza transmitida equivalente con la vida en revoluciones del rodamiento
- F: Fuerza equivalente soportada por el rodamiento.
- q: Factor según el tipo de contacto. En nuestro caso $q = 3$ al ser puntual.

Una vez tenemos calculada la vida nominal podemos calcular la vida del rodamiento con la expresión que nos indica la norma ISO 281:2007:

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

Donde:

- a_1 : Factor de fiabilidad. En nuestro caso buscamos una fiabilidad de 99%.

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 33. FACTOR DE FIABILIDAD

- a_{ISO} : Factor de condiciones de trabajo.

El coeficiente a_{ISO} requiere un mayor cálculo que explicaremos a continuación.

- 1) Se obtiene la viscosidad relativa v_1 en función del diámetro medio del rodamiento, con las siguientes ecuaciones, donde d_m está en milímetros y n es la velocidad en rpm.

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

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

- 2) Se obtiene la viscosidad ν del aceite a la temperatura de funcionamiento del rodamiento.
- 3) El cociente de estas dos viscosidades se identifica con la letra kappa $\kappa = \nu / \nu_1$. Si $\kappa < 0,4$ existirá contacto entre los elementos sólidos (pistas de rodadura y elementos rodantes) siendo necesario el empleo de aditivos EP o lubricantes sólidos.
- 4) El nivel de contaminación del lubricante proporciona el factor η_c , este factor se puede obtener de forma simplificada a partir de la siguiente tabla:

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

FIGURA 44. FACTOR DE CONTAMINACIÓN

En nuestro caso se espera una contaminación ligera.

- 5) Se calcula la relación contaminación-carga $\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}}$ y con ella se entra en la gráfica correspondiente al tipo de rodamiento que se esté seleccionando para obtener el factor corrector por condiciones de trabajo a_{ISO} . En estas gráficas el factor a_{ISO} está limitado a un valor máximo de 50 aún cuando la relación contaminación carga sea superior a 5. Además, si $\kappa > 4$ se tomará la curva correspondiente a $\kappa = 4$.

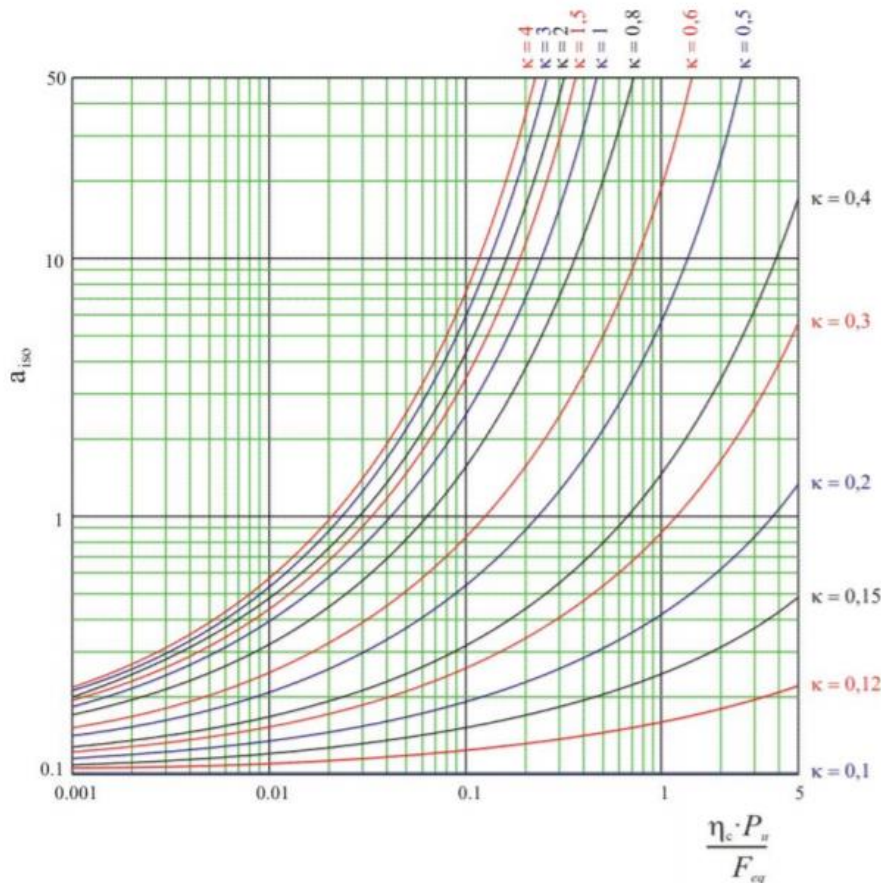


FIGURA 45. COEFICIENTE a_{ISO} PARA RODAMIENTOS RADIALES DE BOLAS

Como podemos observar, este proceso es iterativo y muy lento, ya que tenemos que ir probando con diferentes rodamientos hasta encontrar alguno que cumpla con las especificaciones. Para facilitar esta tarea, la página web de [SKF](#) nos proporciona una aplicación donde seleccionamos un rodamiento, las condiciones de trabajo y los esfuerzos que soporta. Tras indicarle todo, la página nos genera un fichero con los resultados, donde nos indica la vida en horas de ese rodamiento.

6.4 RESULTADOS SKF

A continuación, vamos a exponer en una tabla los resultados obtenidos tras introducir en la aplicación las condiciones de trabajo. En estas tablas aparecerán los siguientes datos:

- Rodamiento: A para el rodamiento fijo, que será el izquierdo, y B, rodamiento móvil, que será el derecho.

-Código: Será la denominación que SKF tiene para ese tipo de rodamiento.

-Vida: Horas que funcionará correctamente.

Los informes generados para cada caso los adjuntaremos en la parte de Anexos del trabajo.

6.4.1 RESULTADOS EJE ENTRADA

Rodamiento	Código	Vida (horas)
A	6311	95200
B	61811	10 ⁶

TABLA 34. RODAMIENTOS EJE ENTRADA

6.4.2 RESULTADOS EJE INTERMEDIO

Rodamiento	Código	Vida (horas)
A	6015M	91100
B	61815	10 ⁶

TABLA 35. RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO

6.4.3 RESULTADOS EJE SALIDA

Rodamiento	Código	Vida (horas)
A	6220	10 ⁶
B	6320	120000

TABLA 36. RODAMIENTOS EJE SALIDA

7. CÁLCULO CHAVETAS

A la hora de unir los engranajes a los ejes vamos a utilizar chavetas. Estas se podrían hacer de los mismos materiales que los otros elementos, pero es preferible utilizar aceros de menor resistencia, por si se da el caso de rotura prematura. Así, estas romperán antes que los ejes o los engranajes.

Por ello, vamos a utilizar un acero normalizado C45 con las siguientes características:

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

Las medidas normalizadas de las chavetas serán:

	Etapa 1		Etapa 2	
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
ϕ eje(mm)	55	75	75	100
anchura (mm)	16	20	20	28
altura (mm)	16	12	12	16
Longitud (mm)	68,75	93,75	93,75	125
Profundidad en cubo (mm)	4.3	4.9	4.9	6.4
Profundidad en eje (mm)	6	7.5	7.5	10

TABLA 37. MEDIDAS CHAVETAS

Estas medidas vienen de la tabla nº 3 del apartado “Anexo Tablas”.

La longitud de las chavetas la hemos obtenido con la ecuación:

$$L_{chaveta} = 1,25 \cdot d_{eje}$$

Como podemos comprobar en la tabla, la longitud de las chavetas es superior a la anchura de los engranajes, por lo que vamos a diseñarlas con una longitud menor a la anchura de los engranajes y posteriormente ver si cumplen con la tensión máxima y el aplastamiento.

7.1 CHAVETA PIÑÓN EJE ENTRADA

Este piñón tiene una anchura de 34 mm, mientras que la chaveta nos salía con una anchura de 68,75. Por ello, vamos a comprobar si una chaveta de 32 mm de longitud nos cumple para este piñón.

En primer lugar, vamos a calcular la fuerza que se ejerce en la sección central de la chaveta con la siguiente expresión:

$$F_t = \frac{T}{d_{eje}/2} = \frac{272,837}{0,055/2} = 9921,345 \text{ N}$$

Con esta fuerza calculamos la tensión de corte en esa sección:

$$\xi_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_t}{\text{área}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{9921,345}{0,032 \cdot 0,016} = 2,9 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

Para comprobar si es válido, comparamos esta tensión con la de fluencia del material:

$$S_{sy} = \frac{S_y}{2} = \frac{390}{2} = 195 \text{ MPa} = 1,95 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2 > \xi_{max}$$

Por tanto, cumple a tensión máxima.

En cuanto al aplastamiento, la tensión producida es:

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{T}{\frac{d}{2} \cdot L_{chaveta} \cdot h_2} = \frac{272,837}{\frac{0,055}{2} \cdot 0,032 \cdot 0,0043} = 7,21 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

Este valor lo vamos a comparar con la tensión de fluencia del material:

$$S_y = 3,9 \cdot 10^8 > 7,21 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

Por lo tanto, la chaveta de longitud 32 mm será válida.

7.2 CHAVETA RUEDA EJE INTERMEDIO

Esta rueda tiene una anchura de 34 mm, mientras que la chaveta nos salía con una anchura de 93,75. Por ello, vamos a comprobar si una chaveta de 32 mm de longitud nos cumple para esta rueda.

En primer lugar, vamos a calcular la fuerza que se ejerce en la sección central de la chaveta con la siguiente expresión:

$$F_t = \frac{T}{d_{eje}/2} = \frac{967,213}{0,075/2} = 25792,35 \text{ N}$$

Con esta fuerza calculamos la tensión de corte en esa sección:

$$\xi_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_t}{\text{área}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{25792,35}{0,032 \cdot 0,02} = 6,04 \cdot 10^7 N/m^2$$

Para comprobar si es válido, comparamos esta tensión con la de fluencia del material:

$$S_{sy} = \frac{S_y}{2} = \frac{390}{2} = 195 MPa = 1,95 \cdot 10^8 N/m^2 > \xi_{max}$$

Por tanto, cumple a tensión máxima.

En cuanto al aplastamiento, la tensión producida es:

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{T}{\frac{d}{2} \cdot L_{chaveta} \cdot h_2} = \frac{967,213}{\frac{0,075}{2} \cdot 0,032 \cdot 0,0049} = 1,64 \cdot 10^8 N/m^2$$

Este valor lo vamos a comparar con la tensión de fluencia del material:

$$S_y = 3,9 \cdot 10^8 > 1,64 \cdot 10^8 N/m^2$$

Por lo tanto, la chaveta de longitud 32 mm será válida.

7.3 CHAVETA PIÑÓN EJE INTERMEDIO

Este piñón tiene una anchura de 68 mm, mientras que la chaveta nos salía con una anchura de 93,75. Por ello, vamos a comprobar si una chaveta de 66 mm de longitud nos cumple para este piñón.

En primer lugar, vamos a calcular la fuerza que se ejerce en la sección central de la chaveta con la siguiente expresión:

$$F_t = \frac{T}{d_{eje}/2} = \frac{967,213}{0,075/2} = 25792,35 N$$

Con esta fuerza calculamos la tensión de corte en esa sección:

$$\xi_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_t}{\text{área}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{25792,35}{0,066 \cdot 0,02} = 2,93 \cdot 10^7 N/m^2$$

Para comprobar si es válido, comparamos esta tensión con la de fluencia del material:

$$S_{sy} = \frac{S_y}{2} = \frac{390}{2} = 195 MPa = 1,95 \cdot 10^8 N/m^2 > \xi_{max}$$

Por tanto, cumple a tensión máxima.

En cuanto al aplastamiento, la tensión producida es:

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{T}{\frac{d}{2} \cdot L_{chaveta} \cdot h_2} = \frac{967,213}{\frac{0,075}{2} \cdot 0,062 \cdot 0,0049} = 8,49 \cdot 10^7 N/m^2$$

Este valor lo vamos a comparar con la tensión de fluencia del material:

$$S_y = 3,9 \cdot 10^8 > 8,49 \cdot 10^7 N/m^2$$

Por lo tanto, la chaveta de longitud 66 mm será válida.

7.4 CHAVETA RUEDA EJE SALIDA

Esta rueda tiene una anchura de 68 mm, mientras que la chaveta nos salía con una anchura de 125. Por ello, vamos a comprobar si una chaveta de 66 mm de longitud nos cumple para esta rueda.

En primer lugar, vamos a calcular la fuerza que se ejerce en la sección central de la chaveta con la siguiente expresión:

$$F_t = \frac{T}{d_{eje}/2} = \frac{3428,627}{0,1/2} = 68572,54 \text{ N}$$

Con esta fuerza calculamos la tensión de corte en esa sección:

$$\xi_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_t}{\text{área}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{68572,54}{0,066 \cdot 0,028} = 5,56 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

Para comprobar si es válido, comparamos esta tensión con la de fluencia del material:

$$S_{sy} = \frac{S_y}{2} = \frac{390}{2} = 195 \text{ MPa} = 1,95 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2 > \xi_{max}$$

Por tanto, cumple a tensión máxima.

En cuanto al aplastamiento, la tensión producida es:

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{T}{\frac{d}{2} \cdot L_{chaveta} \cdot h_2} = \frac{3428,627}{\frac{0,1}{2} \cdot 0,062 \cdot 0,0064} = 1,73 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$$

Este valor lo vamos a comparar con la tensión de fluencia del material:

$$S_y = 3,9 \cdot 10^8 > 1,73 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$$

Por lo tanto, la chaveta de longitud 66 mm será válida.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DOCUMENTO Nº3 ANEXO TABLAS

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Cálculo y diseño de un reductor
de velocidad para accionar una
cinta transportadora en una mina
de cobre.

PRESENTADO POR:

Adrián Plaza Jarque

DIRIGIDO POR:

Francisco José Rubio Montoya

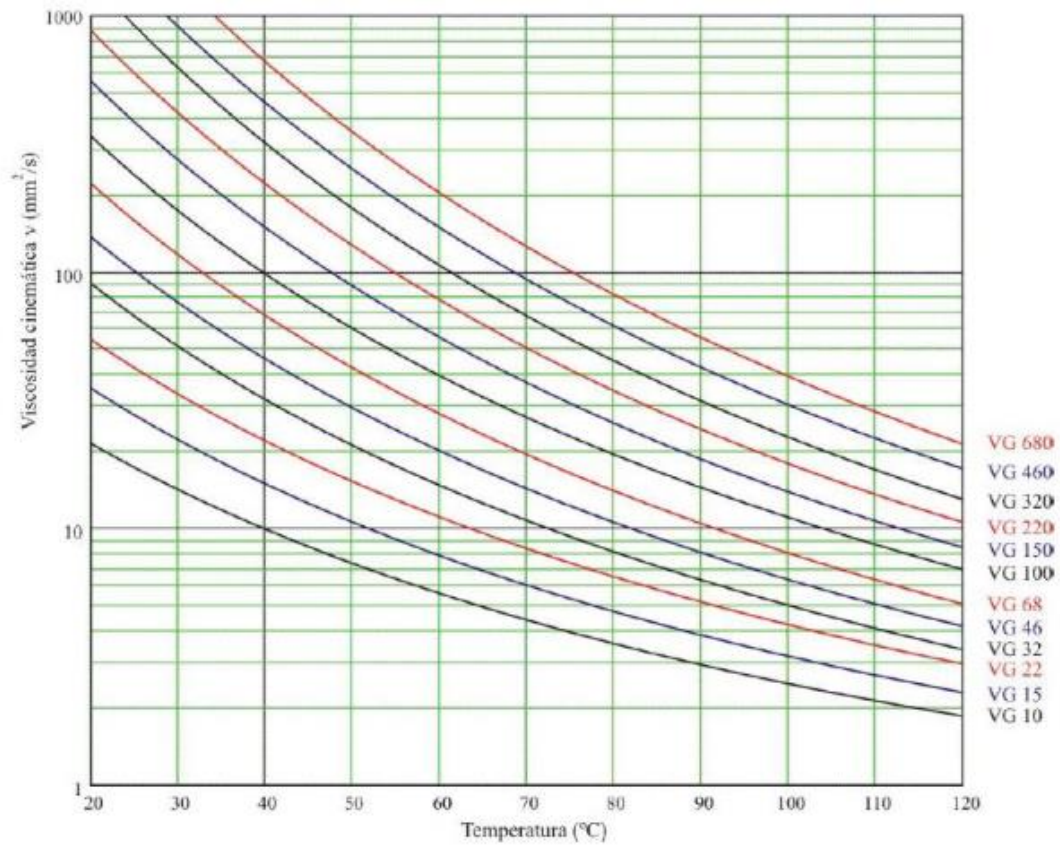
1. TABLA: PROPIEDADES ACERO.....	1
2. TABLA: VISCOSIDAD CINEMÁTICA ACEITE.....	2
3. TABLA: DIMENSIONES NORMALIZADAS CHAVETAS	3
4. TABLA: COEFICIENTE APLICACIÓN K_A	3
5. TABLA: VALORES K_1	4
6. COEFICIENTES H_i PARA $KH\beta$	4
7. TABLA: FACTOR ACABADO SUPERFICIAL K_a	5
8. TABLA: FACTOR DE CONFIABILIDAD K_e	5
9. TABLA: FACTOR DE TEMPERATURA K_d	5
10. TABLA: FACTOR DE CONCENTRADOR DE TENSIONES	6
11. TABLA: RECOMENDACIÓN VIDA RODAMIENTOS	7
12. TABLA: FACTOR DE CONTAMINACIÓN	7
13. TABLA: FACTOR FIABILIDAD a_1	8
14. TABLA: FACTOR a_{iso}	8
15. TABLA: RODAMIENTOS EJE DE ENTRADA	9
16. TABLA: RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO.....	11
17. TABLA: RODAMIENTOS EJE SALIDA	13
18. TABLA: RETÉN EJE DE ENTRADA	15
19. TABLA: RETÉN EJE DE SALIDA.....	16
20. TABLA: ARANDELAS ELÁSTICAS	17
21. TABLA: TAPÓN DE LLENADO.....	18
22. TABLA: TAPÓN DE VACIADO	19
23. TABLA: VISOR DE ACEITE.....	20

1. TABLA: PROPIEDADES ACERO

Designación EN 10027-1 AISI / UNE (antigua)	Composición							Tratamiento		Propiedades mecánicas			
	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Otros	Tipo	Temp (°C)	Su MPa	Sy MPa	E %	Dureza HB
MOLDEADOS													
GC25 / F-8104	0.25		0.55							440	225	22	150
GC35 / F-8106	0.35		0.65							510	255	18	155
GC45 / F-8108	0.45		0.65							580	295	15	195
NO ALEADOS (Mn < 1%)													
C25 1025 / F-1120	0.25		0.55					N	900	490	310	22	150
								T + R	870 + 480	570	430	28	168
C35 1035 / F-1130	0.35		0.65					LC		585	375	29	190
								N	900	680	420	28	183
C45 1045 / F-1140	0.45		0.65					T + R	840 + 430	730	520	15	212
								N	870	660	390	20	197
C60 1060	0.6		0.75					Rec	790	600	360	23	180
								T + R	825 + 450	850	640	14	248
C60 1060	0.6		0.75					N	870	760	410	22	225
								T + R	815 + 430	1000	790	6	315
ALEACIÓN INFERIOR AL 5%													
20MnCr5 5120 / F-150 D	0.2		1.25	1.15				N	900	680	400	23	207
								C + T + R	880 + 860 + 150	980	735	14	302
20NiCrMoS2-2 8620 / F-1522	0.2		0.8	0.55	0.2	0.55		LF	1100/850	650	320	22	192
								N	900	600	340	26	174
41Cr4 5140 / F-1202	0.41		0.75	1.05				C + T + R	910 + 845 + 150	850	580	19	255
								LF	1050/850	770	520		229
42CrMo4 4140 / F-1252	0.42		0.75	1.05	0.22			N	870	760	470	23	227
								Rec	830	650	420	25	192
34CrNiMo6 4340 / F-128	0.34		0.65	1.5	0.22	1.5		LF	1100/850	1030	720	15	311
								T + R	840 + 540	1120	1040	14	321
51CrV4 6150	0.51		0.9	1.05		V 0.17		N	870	1280	860	12	388
								LF	1150/900	1300	860		401
55Cr3 5160 / F-1431	0.55		0.85	0.85				T + R	840 + 540	1210	1100	14	352
								LF	1050/850	1000	680	15	302
X10CrNi18-8 304	0.1	<0.8	<2	18-20		8-10		N	900	950	630	21	277
								Rec	830	650	420	25	192
X5CrNiMo17-12-2 316	0.05	<0.8	<2	16-18	2-3	10_11		LF	1100/850	1030	720	15	311
								T + R	840 + 540	1120	1040	14	321
X6CrNiTi18-10 321	0.06	<1	<2	17-19		9_10 Ti		N	870	1280	860	12	388
								LF	1150/900	1300	860		401
X6CrNiTi18-10 321	0.06	<1	<2	17-19		9_10 Ti		T + R	840 + 540	1200	1100	14	352
								LF	1050/850	1000	680	15	302
ALEACIÓN SUPERIOR AL 5%													
X10CrNi18-8 304	0.1	<0.8	<2	18-20		8-10		Recoc	1100	510	206	40	160
X5CrNiMo17-12-2 316	0.05	<0.8	<2	16-18	2-3	10_11		Recoc	1100	510	206	40	150
X6CrNiTi18-10 321	0.06	<1	<2	17-19		9_10 Ti				540	245	45	

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

2. TABLA: VISCOSIDAD CINEMÁTICA ACEITE



3. TABLA: DIMENSIONES NORMALIZADAS CHAVETAS

Diámetros del eje d		Sección de la chaveta $b \times h$	Chavatero										Chafilán P_1	
			Ancho h					Profundidad						
			Nominal	Tolerancia				Eje h_1		Cubo h_2				
				Clase de ajuste del enchavetado					Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia		
Libre		Normal		Ajustado										
más de	hasta		Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo Js 9	Eje y cubo P 9					Mínimo	Máximo	
6	8	2 × 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004	± 0,0125	- 0,006	1,2		1		0,08	0,16
8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- 0,029		- 0,031	1,8	+ 0,1	1,4	+ 0,1	0,08	0,16
10	12	4 × 4	4	+ 0,030	+ 0,078	0			2,5	0	1,8	0	0,08	0,16
12	17	5 × 5	5	0	+ 0,030	- 0,030	± 0,015	- 0,012	3		2,3		0,16	0,25
17	22	6 × 6	6					- 0,042	3,5		2,8		0,16	0,25
22	30	8 × 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0			4		3,3		0,16	0,25
30	38	10 × 8	10	0	+ 0,040	- 0,036	± 0,018	- 0,015	5		3,3		0,25	0,40
38	44	12 × 8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 × 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0		0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16 × 10	16	0	+ 0,050	- 0,043	± 0,0215	- 0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 × 11	18						7	+ 0,2	4,4	+ 0,2	0,25	0,40
65	75	20 × 12	20						7,5	0	4,9	0	0,40	0,60
75	85	22 × 14	22	+ 0,052	+ 0,149	0		- 0,022	9		5,4		0,40	0,60
85	95	25 × 14	25	0	+ 0,065	- 0,052	± 0,026	- 0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 × 16	28						10		6,4		0,40	0,60
110	130	32 × 18	32						11		7,4		0,40	0,60
130	150	36 × 20	36						12		8,4		0,70	1,00
150	170	40 × 22	40	+ 0,062	+ 0,180	0	± 0,031	- 0,076	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 × 25	45	0	+ 0,080	- 0,062		- 0,088	15		10,4		0,70	1,00
200	230	50 × 28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 × 32	56						20	+ 0,3	12,3	+ 0,3	0,70	1,00
260	290	63 × 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0		- 0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60
290	330	70 × 36	70	0	- 0,100	- 0,074	± 0,037	- 0,106	22		14,4		1,20	1,60
330	380	80 × 40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 × 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0		- 0,037	28		17,4		2,00	2,50
400	500	100 × 50	100	0	+ 0,120	- 0,087	± 0,0435	- 0,124	31		19,5		2,00	2,50

4. TABLA: COEFICIENTE 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

7. TABLA: FACTOR ACABADO SUPERFICIAL K_a

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

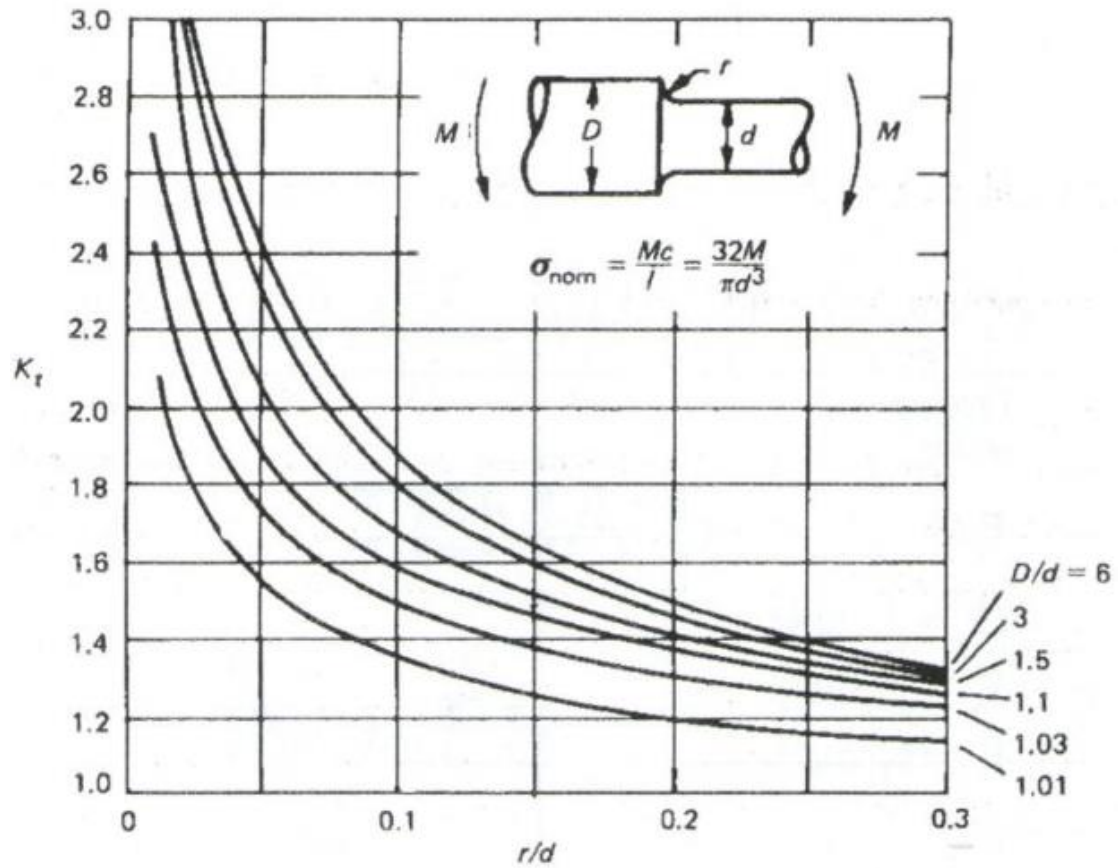
8. TABLA: FACTOR DE CONFIABILIDAD K_e

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

9. TABLA: FACTOR DE TEMPERATURA K_d

T, °C	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
S_{eT}/S_e	1,000	1,01	1,02	1,025	1,02	1,00	0,975	0,927	0,922	0,84	0,766	0,67	0,546

10. TABLA: FACTOR DE CONCENTRADOR DE TENSIONES



11. TABLA: RECOMENDACIÓN VIDA RODAMIENTOS

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

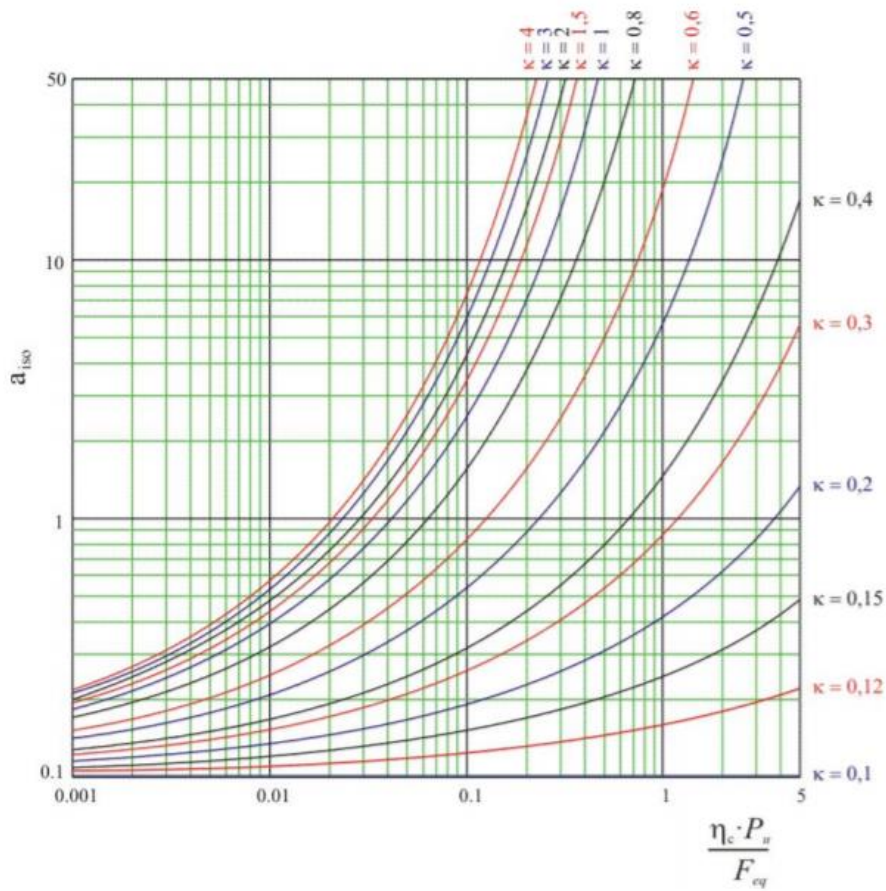
12. TABLA: FACTOR DE CONTAMINACIÓN

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

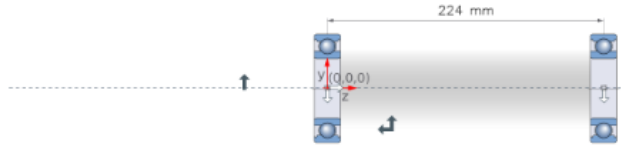
13. TABLA: FACTOR FIABILIDAD a_1

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

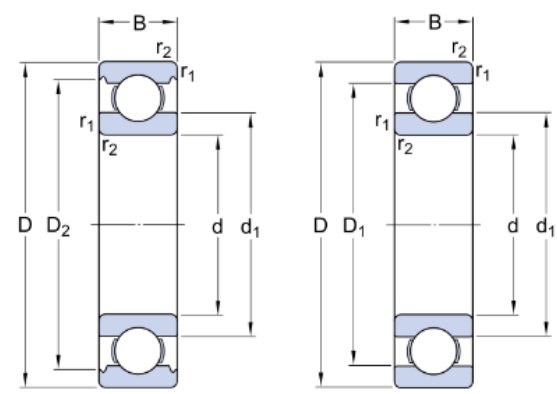
14. TABLA: FACTOR a_{iso}



15. TABLA: RODAMIENTOS EJE DE ENTRADA



Bearing designation	6311	61811	
Bearing type	Deep groove ball bearing	Deep groove ball bearing	
Basic rating life (L_{10h})	3820	101000	h
SKF rating life (L_{10mh})	95200	$> 10^6$	h
Static safety factor (S_0)	4.98	22.8	
Relubrication interval (t_r)	8120	22500	h
Total frictional moment	841	28.3	Nmm
Power loss	185	6	W
Minimum load met	yes	yes	
Minimum radial load	1.06	0.28	kN
Adjusted reference speed	5350	12160	r/min




Bearing designation	6311	61811	
Bearing type	Deep groove ball bearing	Deep groove ball bearing	
Bearing execution	SKF Explorer	Standard	
Popular item	Yes	Yes	
Bore diameter (d)	55	55	mm
Outer diameter (D)	120	72	mm
Bearing width (B)	29	9	mm
Basic dynamic load rating (C)	74.1	9.04	kN
Basic static load rating (C_0)	45	8.8	kN
Fatigue load limit (P_u)	1.9	0.375	kN
Reference speed	12000	19000	r/min
Limiting speed	8000	12000	r/min
Clearance class	Normal	Normal	

Load	Coordinate system	X r	Y θ	Z	F_x F_r	F_y F_θ	F_z
		mm	mm deg	mm	kN	kN	kN
F1	Cartesian	0.0	-48.55	52.5	0.0	0.0	-2.621
F2	Cartesian	0.0	-48.55	52.5	0.0	6.943	0.0
F3	Cartesian	0.0	0.0	-60.75	0.0	2.48	0.0

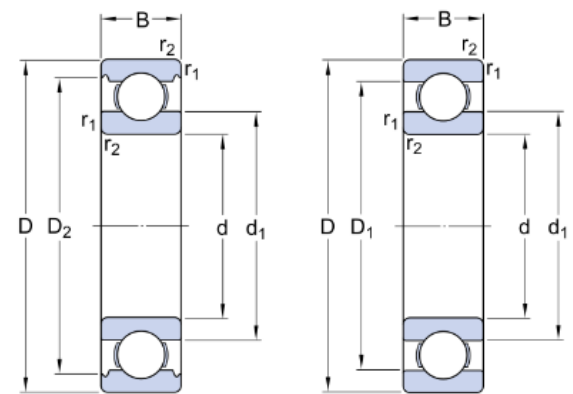
Locating bearing	Left
Shaft orientation	Horizontal
Bearing distance	224 <i>mm</i>
Rotating ring	inner ring rotation
Rotational speed	2100 <i>r/min</i>

Bearing designation	6311	61811	
Lubrication type	Grease	Grease	
Viscosity method	ISO VG (3448)	ISO VG (3448)	
Lubricant name	ISO VG 460	ISO VG 460	
Viscosity at 40°C	460	460	<i>mm²/s</i>
Viscosity at 100°C	31.5017	31.5017	<i>mm²/s</i>
Contamination method	Detailed guidelines	Detailed guidelines	
Contamination level	Normal cleanliness	Normal cleanliness	
Lubricant with effective EP additives	No	No	

16. TABLA: RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO



Bearing designation	6015 M	61815	
Bearing type	Deep groove ball bearing	Deep groove ball bearing	
Basic rating life (L_{10h})	3690	37000	<i>h</i>
SKF rating life (L_{10mh})	91100	$> 10^6$	<i>h</i>
Static safety factor (S_0)	6.82	9.47	
Relubrication interval (t_r)	9670	25300	<i>h</i>
Total frictional moment	962	112	<i>Nmm</i>
Power loss	60	7	<i>W</i>
Minimum load met	yes	yes	
Minimum radial load	0.44	0.21	<i>kN</i>
Adjusted reference speed	4986	7948	<i>r/min</i>

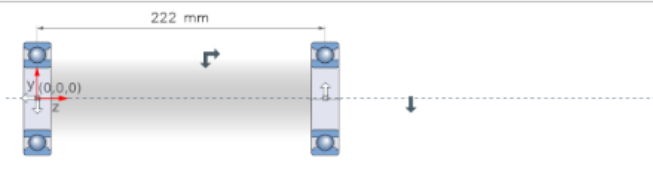


Bearing designation	6015 M	61815	
Bearing type	Deep groove ball bearing	Deep groove ball bearing	
Bearing execution	SKF Explorer	Standard	
Popular item	No	Yes	
Bore diameter (d)	75	75	<i>mm</i>
Outer diameter (D)	115	95	<i>mm</i>
Bearing width (B)	20	10	<i>mm</i>
Basic dynamic load rating (C)	41.6	12.5	<i>kN</i>
Basic static load rating (C_0)	33.5	10.8	<i>kN</i>
Fatigue load limit (P_u)	1.43	0.585	<i>kN</i>
Reference speed	12000	14000	<i>r/min</i>
Limiting speed	10000	8500	<i>r/min</i>
Clearance class	Normal	Normal	

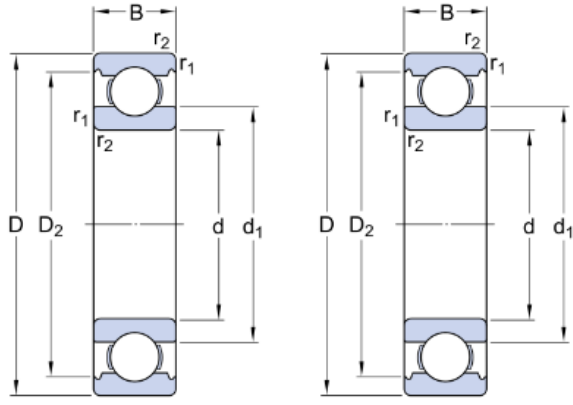
Load	Coordinate system	X r	Y θ	Z	F_x F_r	F_y F_θ	F_z
		mm	mm deg	mm	kN	kN	kN
F1	Cartesian	0.0	169.92	50.5	0.0	0.0	2.654
F2	Cartesian	0.0	169.92	50.5	0.0	-2.286	0.0
F3	Cartesian	0.0	-66.21	130.26	0.0	0.0	-6.812
F4	Cartesian	0.0	-66.21	130.26	0.0	5.867	0.0
Locating bearing			Left				
Shaft orientation			Horizontal				
Bearing distance			222				mm
Rotating ring			inner ring rotation				
Rotational speed			592				r/min

Bearing designation	6015 M	61815	
Lubrication type	Grease	Grease	
Viscosity method	ISO VG (3448)	ISO VG (3448)	
Lubricant name	ISO VG 460	ISO VG 460	
Viscosity at 40°C	460	460	mm ² /s
Viscosity at 100°C	31.5017	31.5017	mm ² /s
Contamination method	Detailed guidelines	Detailed guidelines	
Contamination level	High cleanliness	High cleanliness	
Lubricant with effective EP additives	No	No	

17. TABLA: RODAMIENTOS EJE SALIDA



Bearing designation	6220	6320	
Bearing type	Deep groove ball bearing	Deep groove ball bearing	
Basic rating life (L_{10h})	46300	14500	<i>h</i>
SKF rating life (L_{10mh})	$> 10^6$	120000	<i>h</i>
Static safety factor (S_0)	9.52	4.23	
Relubrication interval (t_r)	19700	11900	<i>h</i>
Total frictional moment	2010	2390	<i>Nmm</i>
Power loss	35	42	<i>W</i>
Minimum load met	yes	yes	
Minimum radial load	0.42	0.63	<i>kN</i>
Adjusted reference speed	3333	2517	<i>r/min</i>



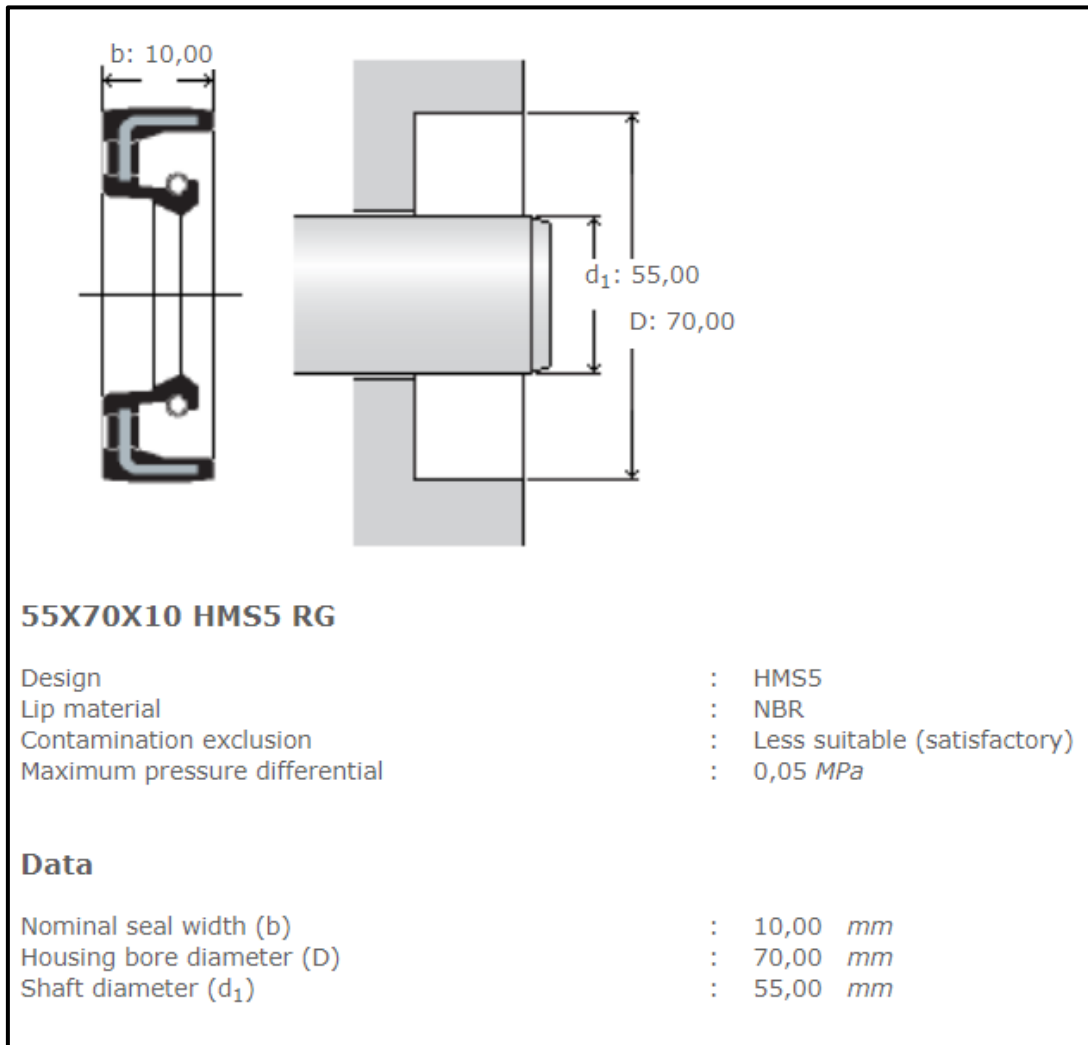
Bearing designation	6220	6320	
Bearing type	Deep groove ball bearing	Deep groove ball bearing	
Bearing execution	SKF Explorer	Standard	
Popular item	Yes	Yes	
Bore diameter (<i>d</i>)	100	100	<i>mm</i>
Outer diameter (<i>D</i>)	180	215	<i>mm</i>
Bearing width (<i>B</i>)	34	47	<i>mm</i>
Basic dynamic load rating (<i>C</i>)	127	174	<i>kN</i>
Basic static load rating (<i>C₀</i>)	93	140	<i>kN</i>
Fatigue load limit (<i>P_u</i>)	3.35	4.75	<i>kN</i>
Reference speed	7500	6700	<i>r/min</i>
Limiting speed	4800	4300	<i>r/min</i>
Clearance class	Normal	Normal	

Load	Coordinate system	X r	Y θ	Z	F_x F_r	F_y F_θ	F_z
		mm	mm deg	mm	kN	kN	kN
F1	Cartesian	0.0	223.44	130.09	0.0	0.0	7.156
F2	Cartesian	0.0	223.44	130.09	0.0	-6.163	0.0
F3	Cartesian	0.0	0.0	288.25	0.0	-17.143	0.0

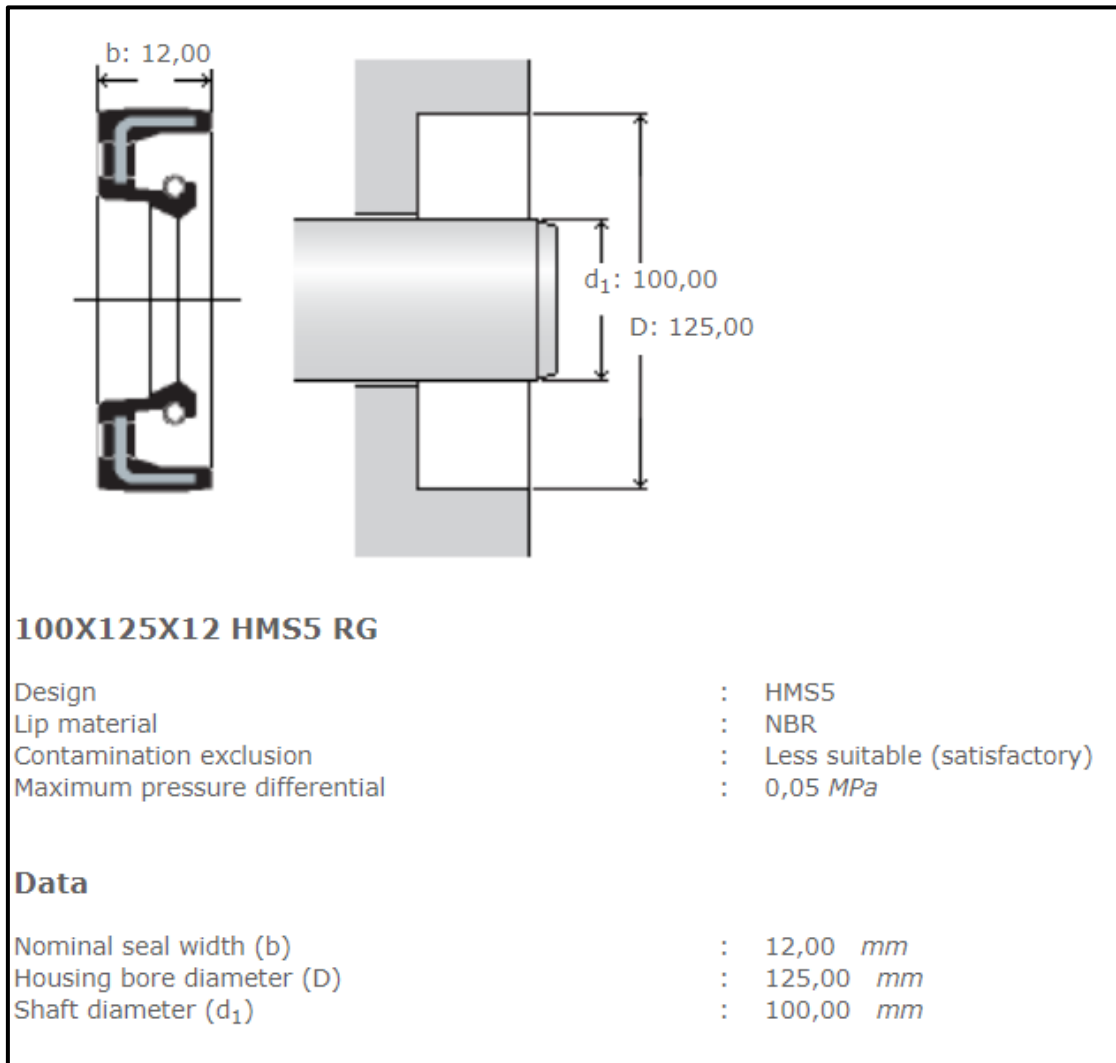
Locating bearing	Left
Shaft orientation	Horizontal
Bearing distance	222 <i>mm</i>
Rotating ring	inner ring rotation
Rotational speed	167 <i>r/min</i>

Bearing designation	6220	6320	
Lubrication type	Grease	Grease	
Viscosity method	ISO VG (3448)	ISO VG (3448)	
Lubricant name	ISO VG 460	ISO VG 460	
Viscosity at 40°C	460	460	<i>mm²/s</i>
Viscosity at 100°C	31.5017	31.5017	<i>mm²/s</i>
Contamination method	Detailed guidelines	Detailed guidelines	
Contamination level	Normal cleanliness	Normal cleanliness	
Lubricant with effective EP additives	No	No	

18. TABLA: RETÉN EJE DE ENTRADA



19. TABLA: RETÉN EJE DE SALIDA



20. TABLA: ARANDELAS ELÁSTICAS

Arandelas elásticas para ejes
NF E 22-163

$b \min = 3 \left(\frac{d-g}{2} \right)$

c^* espacio libre requerido para montaje

Arandelas elásticas para agujeros
NF E 22-165

$B \min = 3 \left(\frac{G-D}{2} \right)$

C^* espacio libre requerido para montaje

d	e	c	l	g	Tol. g	d	e	c	l	g	Tol. g	D	E	C	L	G	Tol. G	D	E	C	L	G	Tol. G
5	0.6	10.7	0.7	4.8	0	35	1.50	47.2	1.60	33	0	10	1	3.7	1.1	10.4	0	52	2	37.6	2.15	55	0
6	0.7	12.2	0.8	5.7	-0.075	40	1.75	53	1.85	37.5	0	12	1	4.7	1.1	12.5	0	55	2	40.4	2.15	58	0
8	0.8	15.2	0.9	7.6	0	45	1.75	59.4	1.85	42.5	0	15	1	7	1.1	15.7	+0.11	60	2	44.4	2.15	63	+0.30
10	1	17.6	1.1	9.6	-0.09	50	2	64.8	2.15	47	-0.25	17	1	8.4	1.1	17.8	0	62	2	46.4	2.15	65	0
12	1	19.6	1.1	11.5	0	55	2	70.4	2.15	52	0	20	1	10.6	1.1	21	+0.21	65	2.5	48.8	2.65	68	0
14	1	22	1.1	13.4	0	60	2	75.8	2.15	57	0	25	1.2	15	1.3	26.2	0	70	2.5	53.4	2.65	73	0
15	1	23.2	1.1	14.3	0	65	2.5	81.6	2.65	62	-0.30	30	1.2	19.4	1.3	31.4	0	72	2.5	55.4	2.65	75	0
16	1	24.4	1.1	15.2	-0.11	70	2.5	87.2	2.65	67	0	32	1.2	20.2	1.3	33.7	0	75	2.5	58.4	2.65	78	0
17	1	25.6	1.1	16.2	0	75	2.5	92.8	2.65	72	0	35	1.5	23.2	1.6	37	+0.25	80	2.5	62	2.65	83.5	0
18	1.2	26.8	1.3	17	0	80	2.5	98.2	2.65	76.5	0	40	1.75	27.4	1.85	42.5	0	85	3	66.8	3.15	88.5	+0.35
20	1.2	29	1.3	19	0	85	3	104	3.15	81.5	0	45	1.75	31.6	1.85	47.5	0	90	3	71.8	3.15	93.5	0
25	1.2	34.8	1.3	23.9	-0.21	90	3	109	3.15	86.5	-0.35	47	1.75	33.2	1.85	49.5	+0.30	100	3	81	3.15	103.5	+0.54
30	1.5	41	1.6	28.6	0	100	3	121	3.15	96.5	0	50	2	36	2.15	53	0	110	4	88.2	4.15	114	0

21. TABLA: TAPÓN DE LLENADO

TCD.



1



2



3



4



5



6



7



8



9



10



11



12



13



14



15



16



17



18



15



15



15



15



15



15



15



15



15



15



15



15



15



15



Tapones de carga de aceite

Tecnopolímero

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

ANILLO DE ESTANQUEIDAD
goma sintética NBR.

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

TEMPERATURA MÁX. DE FUNCIONAMIENTO CONTINUO
100°C.

SÍMBOLO GRÁFICO DE "CARGA"
Según las normas DIN.

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

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



ELESA Original design



TCD.		TCDF.		d	h	s	L	M	Unidad de par de torsión	⚙️
Código	Descripción	Código	Descripción							
58551	TCD.10x1.5	58651	TCDF.10x1.5	M10x1.5	9	19	16	15	4÷5	4
58553	TCD.12x1.5	58653	TCDF.12x1.5	M12x1.5	9	19	16	15	6÷8	4
58555	TCD.14x1.5	58655	TCDF.14x1.5	M14x1.5	9	19	16	15	6÷8	5
58557	TCD.16x1.5	58657	TCDF.16x1.5	M16x1.5	9	22	16	17	8÷10	7
58559	TCD.18x1.5	58659	TCDF.18x1.5	M18x1.5	11	26	18	20.5	8÷10	8
58561	TCD.20x1.5	58661	TCDF.20x1.5	M20x1.5	11	26	18	20.5	8÷10	8
58563	TCD.22x1.5	58663	TCDF.22x1.5	M22x1.5	12	32	20	25	10÷12	12
58565	TCD.25x1.5	58665	TCDF.25x1.5	M25x1.5	12	32	20	25	10÷12	12

22. TABLA: TAPÓN DE VACIADO

TMB.

RoHS

AN

+100°
-30°

+180°
-30°

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18

 15
 cesorios hidráulicos

Tapones magnéticos

Aluminio

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

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

EJECUCIONES ESTÁNDAR

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


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

ELESA Original design

TMB		TMB-HT		d	h	s	L	d1	m	⌀
Código	Descripción	Código	Descripción							
59701	TMB.M14x1,5	59751	TMB-HT.M14x1,5	M14x1,5	9	19	16,5	6	30	14
59703	TMB.M16x1,5	59753	TMB-HT.M16x1,5	M16x1,5	9	22	16,5	8	31	22
59705	TMB.M20x1,5	59755	TMB-HT.M20x1,5	M20x1,5	11	24	18,5	8	34	28
59707	TMB.M26x1,5	59757	TMB-HT.M26x1,5	M26x1,5	11,5	32	20	8	35,5	45
59709	TMB.M27x1,5	59759	TMB-HT.M27x1,5	M27x1,5	11,5	32	20	8	35,5	46
59711	TMB.M33x1,5	59761	TMB-HT.M33x1,5	M33x1,5	11,5	38	20	8	35,5	65
59713	TMB.M40x1,5	59763	TMB-HT.M40x1,5	M40x1,5	13	46	24	8	37	107
59715	TMB.M42x1,5	59765	TMB-HT.M42x1,5	M42x1,5	13	46	24	8	37	110
59717	TMB.M42x2	59767	TMB-HT.M42x2	M42x2	13	46	24	8	37	113

23. TABLA: VISOR DE ACEITE

GN 743.2



Indicadores de nivel de aceite

Latón / cristal natural, resistente hasta 100°C

ESPECIFICACIÓN

Tipos

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

Cuerpo
Latón
CuZn40Pb2

Chapilla
Tecnopolímero (Polysulfon)

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

INFORMACIÓN

Los indicadores de nivel de aceite GN 743.2 cuentan con un vidrio natural de gran estabilidad y resistente a los arañazos. La total hermeticidad está garantizada por una junta tórica colocada en el **perímetro** del indicador y no en el borde del vidrio.

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

La junta está colocada en una ranura y no se puede perder. Además, esta ranura evita que la junta sea aplastada cuando se aprieta el visor.

Los indicadores de nivel de aceite GN 743.2 pueden usarse en tanques presurizados. Bajo pedido, están disponibles pruebas relativas a la presión máxima.

Instrucciones de montaje:


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


ACCESORIO

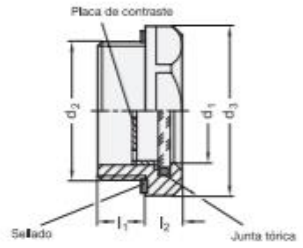
- Contratuercas GH. (ver página 1743)

BAJO PEDIDO

- Sello de EPDM







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

A	B
con chapilla de contraste	sin chapilla de contraste

GN 743.2

Descripción	d1	d2	d3	l1	l2	s	Ø
GN 743.2-11-M16x1.5-*	11	M 16 x 1.5	22	8	7.5	20	19
GN 743.2-14-M20x1.5-*	14	M 20 x 1.5	26	8.5	7.5	23	23
GN 743.2-18-M26x1.5-*	18	M 26 x 1.5	32	9	8	30	44
GN 743.2-18-M27x1.5-*	18	M 27 x 1.5	32	9	8	30	46
GN 743.2-24-M33x1.5-*	24	M 33 x 1.5	40	11	8.5	36	70
GN 743.2-11-G3/8-*	11	G 3/8	22	8	7.5	20	20
GN 743.2-14-G1/2-*	14	G 1/2	26	8.5	7.5	23	23
GN 743.2-18-G3/4-*	18	G 3/4	32	9	8	30	44
GN 743.2-24-G1-*	24	G 1	40	11	8.5	36	69

Accesorios hidráulico 15



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DOCUMENTO Nº4 PLIEGO DE CONDICIONES

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Cálculo y diseño de un reductor
de velocidad para accionar una
cinta transportadora en una mina
de cobre.

PRESENTADO POR:

Adrián Plaza Jarque

DIRIGIDO POR:

Francisco José Rubio Montoya

1. INTRODUCCIÓN	1
2. CONDICIONES TÉCNICAS	1
2.1 MATERIALES	1
2.1.1 ENGRANAJES Y EJES DEL REDUCTOR	1
2.1.2 TAPAS Y CARCASAS	1
2.2 EJECUCIÓN.....	2
2.2.1 EJE DE ENTRADA	2
2.2.2 EJE INTERMEDIO	2
2.2.3 EJE SALIDA.....	2
2.2.4 PIÑÓN 1ª ETAPA	3
2.2.5 RUEDA 1ª ETAPA.....	3
2.2.6 PIÑÓN 2ª ETAPA	3
2.2.7 RUEDA 2ª ETAPA.....	3
2.2.8 CARCASA	4
2.3 MONTAJE.....	4
2.4 PRUEBA DE SERVICIO	4
2.5 ENTREGA DEL ELEMENTO	5
3. CONDICIONES FACULTATIVAS	5
3.1 CONTRATISTA.....	5
3.2 DIRECCIÓN TÉCNICA	5
3.3 FASES DEL PROYECTO.....	6
3.3.1 DISEÑO.....	6
3.3.2 FABRICACIÓN.....	6
3.3.3 PRUEBA DE SERVICIO	6
3.3.4 TRANSPORTE	6
3.4 IMPREVISTOS EN EL TRASCURSO DEL PROYECTO.....	6
3.5 GARANTÍA.....	6

1. INTRODUCCIÓN

En esta parte del proyecto debemos de establecer una serie de condiciones que indiquen los materiales a utilizar en el reductor, así como los trabajos a realizar.

Por ello, vamos a fijar unas condiciones técnicas y legales.

En el apartado de condiciones técnicas hablaremos de las características de los materiales y los procesos de fabricación de cada elemento.

En cuanto a las condiciones legales, nos vamos a centrar en el apartado de condiciones facultativas, donde se tratarán temas como el contrato y tiempos de ejecución.

2. CONDICIONES TÉCNICAS

2.1 MATERIALES

2.1.1 ENGRANAJES Y EJES DEL REDUCTOR

Los engranajes de las dos etapas y los 3 ejes están hechos con el mismo material, con el fin de simplificar la fabricación. Este material es un acero aleado, templado y revenido 42CrMo4, cuyas propiedades mecánicas son:

- Resistencia a tracción (S_u) = 1120 MPa.
- Límite de fluencia (S_y) = 1040 MPa.
- Dureza superficial HB = 321.

A la hora de recibir el material, se controlará que estas propiedades se cumplen, por lo que se exigirá al fabricante un certificado de calidad.

Además, se pedirá también el cumplimiento de la siguiente composición química:

- Carbono: 0,42%
- Manganeso: 0,75%
- Cromo: 1,05 %
- Molibdeno: 0,22%

2.1.2 TAPAS Y CARCASAS

Las carcasas estarán fabricadas con un material de una calidad inferior a la de los ejes y engranajes. Este material será una fundición gris FG-25, con las siguientes propiedades mecánicas:

- Resistencia a tracción (S_u) = 250-350 MPa.
- Dureza superficial HB = 180-250 HB.

Al igual que con los ejes y engranajes, pediremos un certificado de calidad del material.

2.2 EJECUCIÓN

En el siguiente punto trataremos las operaciones a realizar para la correcta ejecución de las distintas partes del reductor. Para ello, vamos a describir cada paso detalladamente.

2.2.1 EJE DE ENTRADA

Partiremos de un cilindro de 360 mm de largo y 75 mm de diámetro, obtenido con la tronzadora, sobre el cual realizaremos las siguientes operaciones:

- Refrentado de los extremos del eje para obtener una medida de 355 mm de longitud.
- Cilindrado exterior de 55 mm en la parte izquierda de 122,5 mm de longitud.
- Cilindrado exterior de 55 mm en la parte derecha de 212,5 mm de longitud.
- Ranurado para las arandelas elásticas.
- Achaflanado de los extremos.
- Tallado de los chaveteros con la fresadora.
- Rectificado en la parte donde van alojados los rodamientos.

2.2.2 EJE INTERMEDIO

Partiremos de un cilindro de 270 mm de largo y 95 mm de diámetro, obtenido con la tronzadora, sobre el cual realizaremos las siguientes operaciones:

- Refrentado de los extremos del eje para obtener una medida de 266,31 mm de longitud.
- Cilindrado exterior de 75 mm en la parte izquierda de 32,15 mm de longitud.
- Cilindrado exterior de 75 mm en la parte derecha de 211,22 mm de longitud.
- Ranurado para las arandelas elásticas.
- Achaflanado de los extremos.
- Tallado de los chaveteros con la fresadora.
- Rectificado en la parte donde van alojados los rodamientos.

2.2.3 EJE SALIDA

Partiremos de un cilindro de 360 mm de largo y 105 mm de diámetro, obtenido con la tronzadora, sobre el cual realizaremos las siguientes operaciones:

- Refrentado de los extremos del eje para obtener una medida de 358,5 mm de longitud.
- Cilindrado exterior de 100 mm en la parte izquierda de 265,5 mm de longitud.
- Cilindrado exterior de 70 mm en la parte derecha de 93 mm de longitud.

- Ranurado para las arandelas elásticas.
- Achaflanado de los extremos.
- Tallado de los chaveteros con la fresadora.
- Rectificado en la parte donde van alojados los rodamientos.

2.2.4 PIÑÓN 1ª ETAPA

Partiremos de un cilindro de 100 mm de diámetro y 36 mm de ancho, obtenido con la tronadora, sobre el cual realizaremos las siguientes operaciones:

- Refrentado de los extremos del cilindro para obtener una medida de 34 mm de longitud.
- Cilindrado exterior de 97,1 mm.
- Cilindrado interior de 55 mm.
- Tallado del chavetero con la fresadora.
- Tallado de los dientes con la fresadora.

2.2.5 RUEDA 1ª ETAPA

Partiremos de un cilindro de 341 mm de diámetro y 36 mm de ancho, obtenido con la tronadora, sobre el cual realizaremos las siguientes operaciones:

- Refrentado de los extremos del cilindro para obtener una medida de 34 mm de longitud.
- Cilindrado exterior de 339,84 mm.
- Cilindrado interior de 75 mm.
- Tallado del chavetero con la fresadora.
- Tallado de los dientes con la fresadora.

2.2.6 PIÑÓN 2ª ETAPA

Partiremos de un cilindro de 135 mm de diámetro y 70 mm de ancho, obtenido con la tronadora, sobre el cual realizaremos las siguientes operaciones:

- Refrentado de los extremos del cilindro para obtener una medida de 68 mm de longitud.
- Cilindrado exterior de 132,41 mm.
- Cilindrado interior de 75 mm.
- Tallado del chavetero con la fresadora.
- Tallado de los dientes con la fresadora.

2.2.7 RUEDA 2ª ETAPA

Partiremos de un cilindro de 450 mm de diámetro y 70 mm de ancho, obtenido con la tronadora, sobre el cual realizaremos las siguientes operaciones:

- Refrentado de los extremos del cilindro para obtener una medida de 34 mm de longitud.

- Cilindrado exterior de 446,87 mm.
- Cilindrado interior de 75 mm.
- Tallado del chavetero con la fresadora.
- Tallado de los dientes con la fresadora.

2.2.8 CARCASA

Esta parte se realizará mediante moldeo, concretamente mediante molde de arena. Esta se dividirá en la carcasa superior e inferior, las cuales se realizarán de forma idéntica.

A la hora de proceder al desmoldeo se comprobará la calidad de las piezas con el fin de que no aparezcan grietas que produzcan un fallo prematuro de esta.

Posteriormente se tratarán las zonas de apoyos de los rodamientos, dándole una mayor calidad de acabado y se realizarán todos los roscados necesarios.

2.3 MONTAJE

Una vez tenemos todos los elementos se montarán todos por un técnico especializado en ello.

Antes del montaje de la carcasa superior se comprobará el correcto funcionamiento del reductor y se comprobarán las posibles holguras. Una vez veamos que todo está correcto se pasará a cerrarlo con la carcasa superior.

Con el reductor terminado, haremos una prueba de estanqueidad para comprobar que no haya fugas. Si todo está correcto se pasará a llenarlo de aceite y darle la capa de pintura.

Al finalizar la prueba de servicio se quitará el aceite del reductor para proceder a la entrega de este.

2.4 PRUEBA DE SERVICIO

Con el reductor terminado comprobaremos su correcto funcionamiento con una prueba de servicio que consistirá en tenerlo 24 horas funcionando en un sentido de giro y otras 24 horas funcionando en el otro sentido.

Durante la prueba se harán inspecciones visuales con el fin de encontrar posibles grietas o fugas.

Al finalizar esta, se volverán a comprobar todos los pares de apriete.

2.5 ENTREGA DEL ELEMENTO

El reductor de velocidad se entregará completamente montado, con la excepción del aceite, que tendrá que ser echado por el cliente.

Este se enviará mediante una empresa de transportes e ira empaquetado perfectamente con un recubrimiento de porexpan para evitar los posibles golpes.

3. CONDICIONES FACULTATIVAS

En este apartado se describirán y regularán las relaciones entre la Contrata y la Dirección Facultativa derivadas de la ejecución técnica de las obras.

3.1 CONTRATISTA

- Este será la persona a la que el cliente le solicita el proyecto para la fabricación de reductor.
- El contratista deberá conocer la normativa aplicable y conocer perfectamente el proyecto técnico.
- No iniciará una unidad de obra sin la autorización de la Dirección.
- Pondrá los medios necesarios para la realización del proyecto.
- Asegurará la cumplimentación de las características de los materiales a utilizar en el proyecto.
- Aportará al ingeniero Técnico los materiales necesarios para la ejecución del proyecto.
- Será el responsable de cualquier accidente que se de lugar durante la fabricación del producto.

3.2 DIRECCIÓN TÉCNICA

Será el máximo responsable de la ejecución del proyecto. Esta Dirección Técnica podrá ordenarle al contratista cambios en el proyecto y modificaciones en los plazos de entrega estipulados.

3.3 FASES DEL PROYECTO

El proyecto estará dividido en 4 fases principales, las cuales iremos viendo a continuación.

3.3.1 DISEÑO

Esta fase constará de 2 semanas y consistirá en el cálculo y diseño del reductor de velocidad. Además, en esta fase se incluye el tiempo en recibir los materiales necesarios para su elaboración.

3.3.2 FABRICACIÓN

En esta fase se incluye la fabricación de las distintas piezas y su posterior montaje, la cual será de 1 semana.

3.3.3 PRUEBA DE SERVICIO

Como se comentaba anteriormente, esta prueba de servicio conllevará un total de 48 horas.

3.3.4 TRANSPORTE

Una vez acabo, se enviará el producto con una empresa de transportes, siendo el plazo de entrega de 1 día.

3.4 IMPREVISTOS EN EL TRASCURSO DEL PROYECTO

Durante el proyecto cabe la posibilidad de imprevistos que incrementen el precio establecido, pero esto no será problema del cliente, por lo que correrá a cargo del contratista.

Si hay fallos en los materiales, se pedirá responsabilidad a la empresa encargada.

3.5 GARANTÍA

El reductor tendrá una garantía de 10 meses, en la cuál si surge algún problema prematuro el cliente no tendrá que abonar nada.

Esta garantía solo cubrirá roturas prematuras en las cuales se esté realizando un correcto mantenimiento y el reductor falle sin más.

Por el contrario, no cubrirá ninguno de los siguientes casos:

- Falta de lubricante.
- Modificaciones que afecten al funcionamiento.
- Mantenimiento fuera de las horas previstas.
- Condiciones de trabajo distintas de las que se exponen en la memoria.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DOCUMENTO Nº5 PRESUPUESTO

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Cálculo y diseño de un reductor
de velocidad para accionar una
cinta transportadora en una mina
de cobre.

PRESENTADO POR:

Adrián Plaza Jarque

DIRIGIDO POR:

Francisco José Rubio Montoya

1. CUADRO DE PRECIOS	1
1.1 MATERIAL	1
1.2 MAQUINARIA	2
2. ESTADO DE MEDICIONES	2
3. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTO	3
3.1 ENGRANAJES	3
3.1.1 PIÑÓN 1ª ETAPA	3
3.1.2 RUEDA 1ª ETAPA	3
3.1.3 PIÑÓN 2ª ETAPA	4
3.1.4 RUEDA 2ª ETAPA	4
3.2 EJES	4
3.2.1 EJE ENTRADA	4
3.2.2 EJE INTERMEDIO	5
3.2.3 EJE SALIDA	5
3.3 CHAVETAS	5
3.4 RODAMIENTOS	5
3.5 ARANDELAS	6
3.6 CASQUILLOS	6
3.7 RETENES	6
3.8 TAPONES	6
3.10 OTROS ELEMENTOS	7
4. PRESUPUESTO EJECUCIÓN MATERIAL	7
5. PRESUPUESTO BASE CONTRATA	8
6. PRESUPUESTO TOTAL	8

1. CUADRO DE PRECIOS

1.1 MATERIAL

Material	Coste
Acero 42CrMo4	3,2 €/kg
Fundición FG-25	1,1 €/kg
Chaveta 32x16x16	1,5 €/ud
Chaveta 32x20x12	1,5 €/ud
Chaveta 66x20x12	2,4 €/ud
Chaveta 66x28x16	2,6 €/ud
Chaveta 40x20x12	1,8 €/ud
Rodamiento SKF 6311	24,96 €/ud
Rodamiento SKF 61811	36 €/ud
Rodamiento SKF 6015 M	32 €/ud
Rodamiento SKF 61815	55 €/ud
Rodamiento SKF 6220	94,96 €/ud
Rodamiento SKF 6320	120 €/ud
Arandela 50x2	0,7 €/ud
Arandela 70x2,5	0,95 €/ud
Arandela 90x3	1,2 €/ud
Casquillo 160x55x60	2,3 €/ud
Casquillo 28,76x75x85	0,86 €/ud
Casquillo 60,24x75x80	1,43 €/ud
Casquillo 74,36x100x120	1,96 €/ud
Casquillo 22,47x100x120	1,3 €/ud
Retén HMS5 RG 55x70x10	12,5 €/ud
Retén HMS5 RG 100x125x12	24,12 €/ud
Tapón llenado TCD.16x1.5	2,25 €/ud
Tapón vaciado TMB.M16x1,5	6,12 €/ud
Visor aceite GN 743.2-11-M16x1,5-A	5,65 €/ud
Aceite ISO VG 460	5,7 €/l
Junta carcasa	34 €/ud
Tornillo M8 x 20	0,2 €/ud
Tuerca M8	0,25 €/ud
Pintura	6,5 €/l

1.2 MAQUINARIA

Maquinaria	Coste
Torno	20 €/h
Fresadora	25 €/h
Rectificadora	30 €/h
Taladro	14 €/h
Roscado	22 €/h
Tronzadora	15 €/h

2. ESTADO DE MEDICIONES

Material	Cantidad
Piñón 1ª etapa	1 Ud
Rueda 1ª etapa	1 Ud
Piñón 2ª etapa	1 Ud
Rueda 2ª etapa	1 Ud
Eje entrada	1 Ud
Eje intermedio	1 Ud
Eje salida	1 Ud
Chaveta 32x16x16	2 Ud
Chaveta 32x20x12	1 Ud
Chaveta 66x20x12	1 Ud
Chaveta 66x28x16	1 Ud
Chaveta 40x20x12	1 Ud
Rodamiento SKF 6311	1 Ud
Rodamiento SKF 61811	1 Ud
Rodamiento SKF 6015 M	1 Ud
Rodamiento SKF 61815	1 Ud
Rodamiento SKF 6220	1 Ud
Rodamiento SKF 6320	1 Ud
Arandela 50x2	2 Ud
Arandela 70x2,5	2 Ud
Arandela 90x3	2 Ud
Casquillo 160x55x60	1 Ud
Casquillo 28,76x75x85	1 Ud
Casquillo 60,24x75x80	1 Ud
Casquillo 74,36x100x120	1 Ud

Casquillo 22,47x100x120	1 Ud
Retén HMS5 RG 55x70x10	1 Ud
Retén HMS5 RG 100x125x12	1 Ud
Tapón llenado TCD.16x1.5	1 Ud
Tapón vaciado TMB.M16x1,5	1 Ud
Visor aceite GN 743.2-11-M16x1,5-A	1 Ud
Aceite ISO VG 460	5,5 L
Junta carcasa	1 Ud
Tornillo M8 x 20	14 Ud
Tuerca M8	14 Ud
Pintura	4 L

3. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTO

3.1 ENGRANAJES

3.1.1 PIÑÓN 1ª ETAPA

Material y procesos	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero 42CrMo4	Kg	1,98	3,2	6,336
Tronzado	h	0,1	15	1,5
Torneado	h	0,6	20	12
Fresado	h	0,3	25	7,5
Taladrado	h	0,1	14	1,4
Rectificado	h	0,5	30	15
TOTAL				43,74 €

3.1.2 RUEDA 1ª ETAPA

Material y procesos	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero 42CrMo4	Kg	24,21	3,2	77,472
Tronzado	h	0,1	15	1,5
Torneado	h	0,9	20	18
Fresado	h	0,5	25	12,5
Taladrado	h	0,1	14	1,4
Rectificado	h	0,8	30	24
TOTAL				134,87 €

3.1.3 PIÑÓN 2ª ETAPA

Material y procesos	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero 42CrMo4	Kg	7,35	3,2	23,52
Tronzado	h	0,1	15	1,5
Torneado	h	0,8	20	16
Fresado	h	0,5	25	12,5
Taladrado	h	0,1	14	1,4
Rectificado	h	0,8	30	24
TOTAL				78,92 €

3.1.4 RUEDA 2ª ETAPA

Material y procesos	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero 42CrMo4	Kg	83,72	3,2	267,904
Tronzado	h	0,2	15	3
Torneado	h	1,3	20	26
Fresado	h	0,7	25	17,5
Taladrado	h	0,2	14	2,8
Rectificado	h	1,4	30	42
TOTAL				359,20 €

3.2 EJES**3.2.1 EJE ENTRADA**

Material y procesos	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero 42CrMo4	Kg	12,31	3,2	39,392
Tronzado	h	0,1	15	1,5
Torneado	h	0,7	20	14
Fresado	h	0,3	25	7,5
Rectificado	h	0,2	30	6
TOTAL				68,39 €

3.2.2 EJE INTERMEDIO

Material y procesos	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero 42CrMo4	Kg	14,81	3,2	47,392
Tronzado	h	0,1	15	1,5
Torneado	h	0,6	20	12
Fresado	h	0,3	25	7,5
Rectificado	h	0,3	30	9
TOTAL				77,39 €

3.2.3 EJE SALIDA

Material y procesos	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero 42CrMo4	Kg	88,41	3,2	282,912
Tronzado	h	0,1	15	1,5
Torneado	h	0,5	20	10
Fresado	h	0,4	25	10
Rectificado	h	0,3	30	9
TOTAL				313,41 €

3.3 CHAVETAS

Material	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Chaveta 32x16x16	Ud	2	1,5	3
Chaveta 32x20x12	Ud	1	1,5	1,5
Chaveta 66x20x12	Ud	1	2,4	2,4
Chaveta 66x28x16	Ud	1	2,6	2,6
Chaveta 40x20x12	Ud	1	1,8	0
TOTAL				9,50 €

3.4 RODAMIENTOS

Material	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Rodamiento SKF 6311	Ud	1	24,96	24,96
Rodamiento SKF 61811	Ud	1	36	36
Rodamiento SKF 6015 M	Ud	1	32	32
Rodamiento SKF 61815	Ud	1	55	55
Rodamiento SKF 6220	Ud	1	94,96	94,96
Rodamiento SKF 6320	Ud	1	120	120
TOTAL				362,92 €

3.5 ARANDELAS

Material y procesos	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Arandela 50x2	Ud	2	0,7	1,4
Arandela 70x2,5	Ud	2	0,95	1,9
Arandela 90x3	Ud	2	1,2	2,4
TOTAL				5,70 €

3.6 CASQUILLOS

Material	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Casquillo 160x55x60	Ud	1	2,3	2,3
Casquillo 28,76x75x85	Ud	1	0,86	0,86
Casquillo 60,24x75x80	Ud	1	1,43	1,43
Casquillo 74,36x100x120	Ud	1	1,96	1,96
Casquillo 22,47x100x120	Ud	1	1,3	1,3
TOTAL				7,85 €

3.7 RETENES

Material y procesos	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Retén HMS5 RG 55x70x10	Ud	1	12,5	12,5
Retén HMS5 RG 100x125x12	Ud	1	24,12	24,12
TOTAL				36,62 €

3.8 TAPONES

Material y procesos	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Tapón llenado TCD.16x1.5	Ud	1	2,25	2,25
Tapón vaciado TMB.M16x1,5	Ud	1	6,12	6,12
TOTAL				8,37 €

3.9 CARCASA

Material y procesos	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Fundición gris FG-25	Kg	174	1,15	200,1
Molde, colada y mano de obra	Ud	1	100	100
Fresado	h	1,2	25	30
Taladro	h	0,9	14	12,6
Roscado	h	0,6	22	13,2
TOTAL				355,90 €

3.10 OTROS ELEMENTOS

Material	Unidad	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Aceite ISO VG 460	L	5,5	5,7	31,35
Junta carcasa	Ud	1	34	34
Pintura	L	4	6,5	26
Visor aceite GN 743.2-11-M16x1,5	Ud	1	5,65	5,65
Tornillo M8 x 20	Ud	14	0,2	2,8
Tuerca M8	Ud	14	0,25	3,5
TOTAL				103,30 €

4. PRESUPUESTO EJECUCIÓN MATERIAL

Elemento	Precio (€)
Piñón 1ª etapa	43,74 €
Rueda 1ª etapa	134,87 €
Piñón 2ª etapa	78,92 €
Rueda 2ª etapa	359,20 €
Eje entrada	68,39 €
Eje intermedio	77,39 €
Eje salida	313,41 €
Chavetas	9,50 €
Rodamientos	362,92 €
Arandelas	5,70 €
Casquillos	7,85 €
Tapones	8,37 €
Carcasa	355,90 €
Otros	103,30 €

Total	1929,47 €
-------------	------------------

5. PRESUPUESTO BASE CONTRATA

Presupuesto ejecución material	1.929,47 €
20% Gastos generales	385,89 €
8% Beneficio industrial	154,36 €
Total	2469,72 €

6. PRESUPUESTO TOTAL

Presupuesto base contrata	2.469,72 €
21 % IVA	518,64 €
Total.....	2988,36 €

El coste total del proyecto será:

DOS MIL NOVECIENTOS OCHENTA Y OCHO EUROS CON TREINTA Y SEIS CENTIMOS



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DOCUMENTO Nº6 DISEÑO EN SOLIDWORKS

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Cálculo y diseño de un reductor
de velocidad para accionar una
cinta transportadora en una mina
de cobre.

PRESENTADO POR:

Adrián Plaza Jarque

DIRIGIDO POR:

Francisco José Rubio Montoya

1. INTRODUCCIÓN	1
2. CREACIÓN PIEZAS	1
2.1 EJES.....	1
2.2 ENGRANAJES.....	2
2.3 RODAMIENTOS	3
2.4 CASQUILLOS.....	4
2.5 ARANDELAS	5
2.6 CARCASA.....	5
2.7 TAPONES	7
3. EMSAMBLAJE	7
4. VIDEOS	9

1. INTRODUCCIÓN

En esta parte del proyecto vamos a explicar los pasos realizados con cada una de las piezas del reductor, así como la forma de ensamblarlas.

Todo esto lo haremos con el programa “SolidWorks”, basado en el diseño 3D.

Además, generaremos varios videos con este programa donde podremos ver el funcionamiento real.

2. CREACIÓN PIEZAS

2.1 EJES

Para la creación de estos elementos hemos seguido los siguientes pasos:

- Croquis en 2D de la mitad del eje.
- Revolución del croquis sobre su eje longitudinal para obtener la pieza en 3D.
- Croquis en 2D del chavetero.
- Extrusión por corte del croquis.

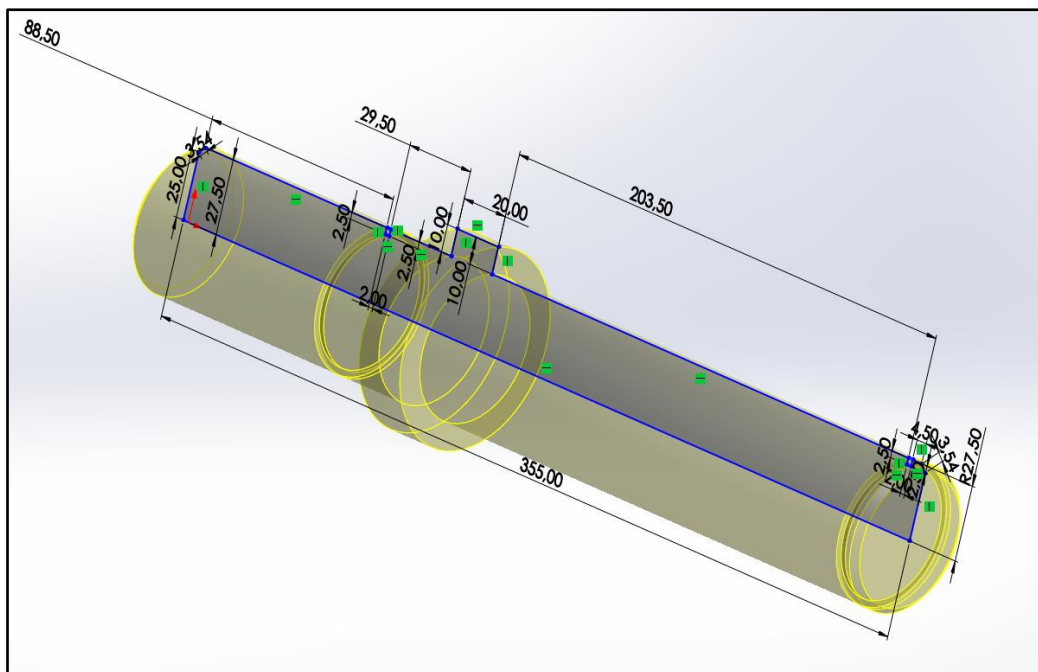


FIGURA 46. CROQUIS Y REVOLUCIÓN EJE ENTRADA

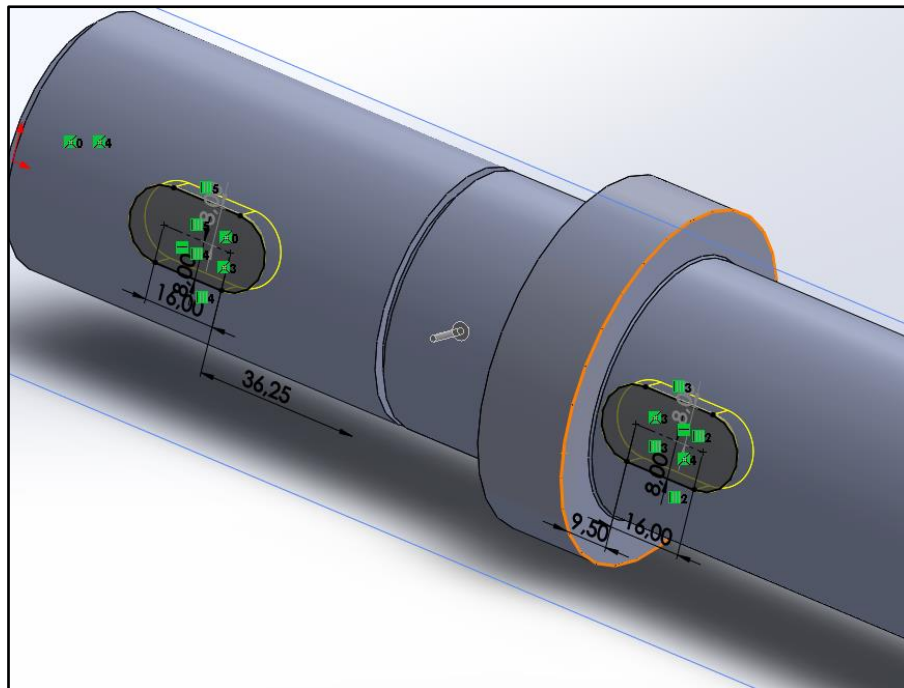


FIGURA 47. CROQUIS Y EXTRUSIÓN CHAVETEROS

2.2 ENGRANAJES

Estas piezas se han creado a través de la biblioteca “Toolbox”, donde metiendo las características de los engranajes nos genera los diseños. Hemos seguido los siguientes pasos:

- Entramos a la biblioteca de diseño.
- Seleccionamos “Toolbox”.
- Entramos en la carpeta “ISO”.
- Entramos en la carpeta “transmisión de potencia” y seleccionamos “engranajes”.
- Seleccionamos “engranaje helicoidal”.
- Introducimos las características de nuestro engranaje para su generación.

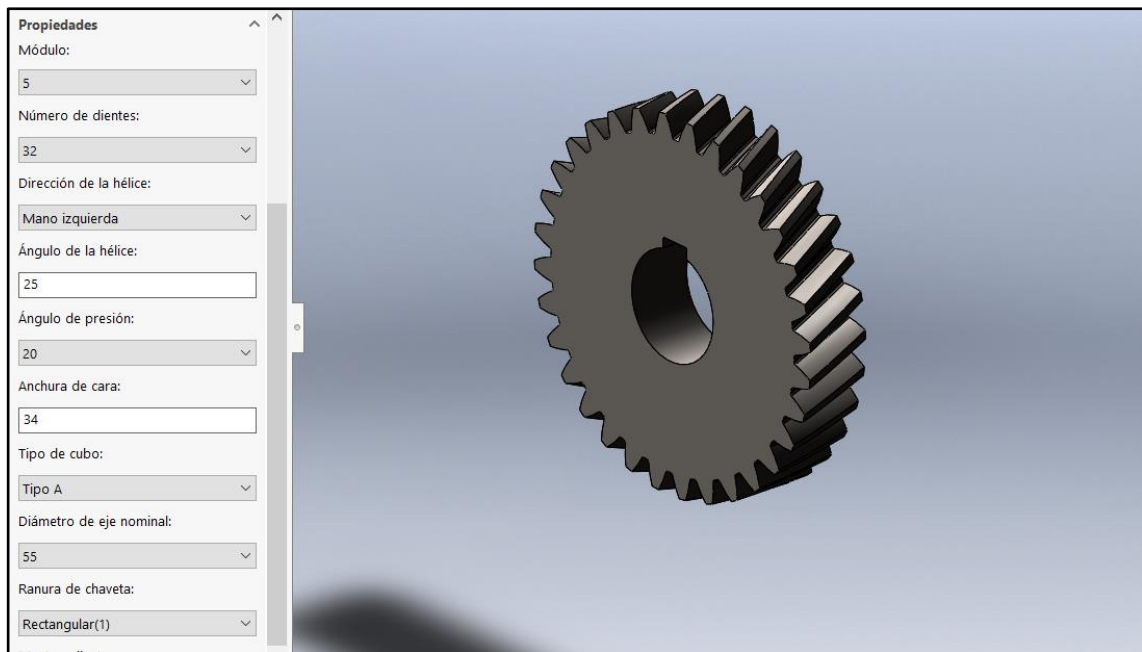


FIGURA 48. GENERACIÓN DE ENGRANAJES

2.3 RODAMIENTOS

Estos elementos los haremos igual que los engranajes, con la herramienta “Toolbox”.

- Entramos a la biblioteca de diseño.
- Seleccionamos “Toolbox”.
- Entramos en la carpeta “SKF”.
- Entramos en la carpeta “rodamientos” y seleccionamos “rodamientos de bolas”.
- Seleccionamos “rodamiento radial de bolas”.
- Seleccionamos el rodamiento que obteníamos de la página de SKF en la parte de cálculos.

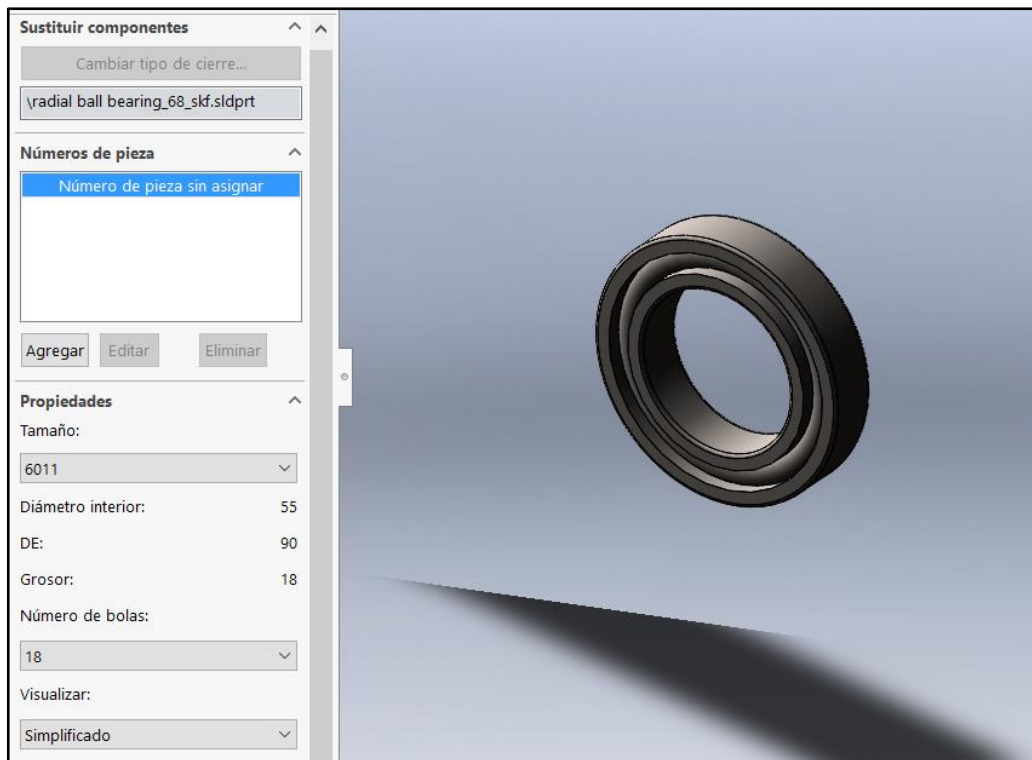


FIGURA 49. GENERACIÓN RODAMIENTOS

2.4 CASQUILLOS

Estos elementos los creamos de la siguiente manera:

- Croquis en 2D con las dos circunferencias.
- Extrusión de la superficie a la longitud necesaria.

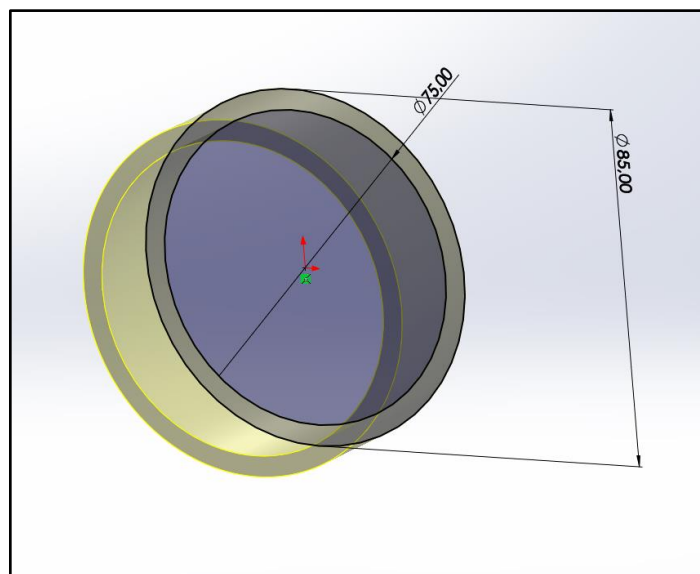


FIGURA 50. CROQUIS Y EXTRUSIÓN CASQUILLO

2.5 ARANDELAS

Estos elementos los crearemos de la misma forma que los casquillos:

- Croquis en 2D con las dos circunferencias.
- Extrusión de la superficie a la longitud necesaria.

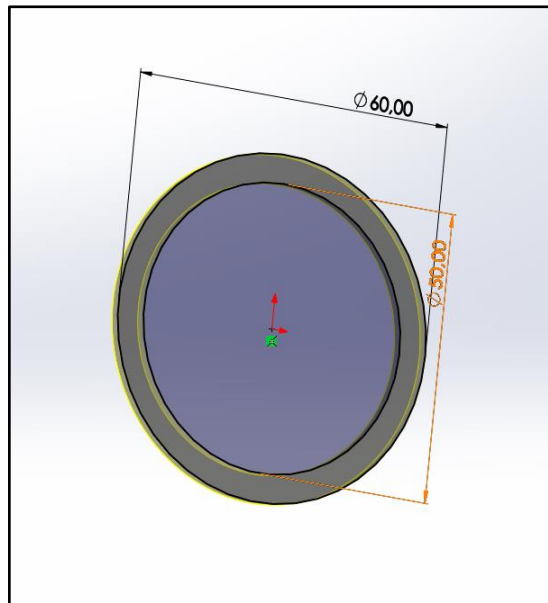


FIGURA 51. CROQUIS Y EXTRUSION ARANDELA

2.6 CARCASA

Este elemento ha sido el más difícil de crear, ya que tenía que cuadrar perfectamente con los apoyos de los ejes. Para ello, hemos partido de los radios externos de los rodamientos y las distancias entre ejes.

Esto lo hemos hecho en dos partes, carcasa superior e inferior.

Tras ello, hemos seguido los siguientes pasos:

- Croquis en 2D de la geometría.
- Extrusión de croquis.
- Extrusiones por corte para hacer los alojamientos de los rodamientos.
- Taladros en los lugares donde van los tornillos.

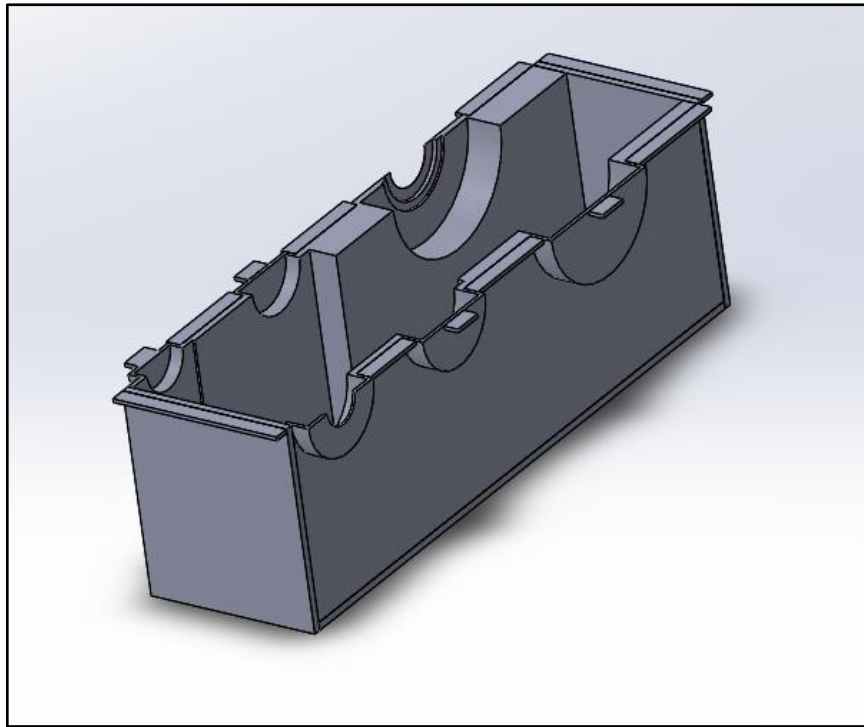


FIGURA 52. CARCASA INFERIOR

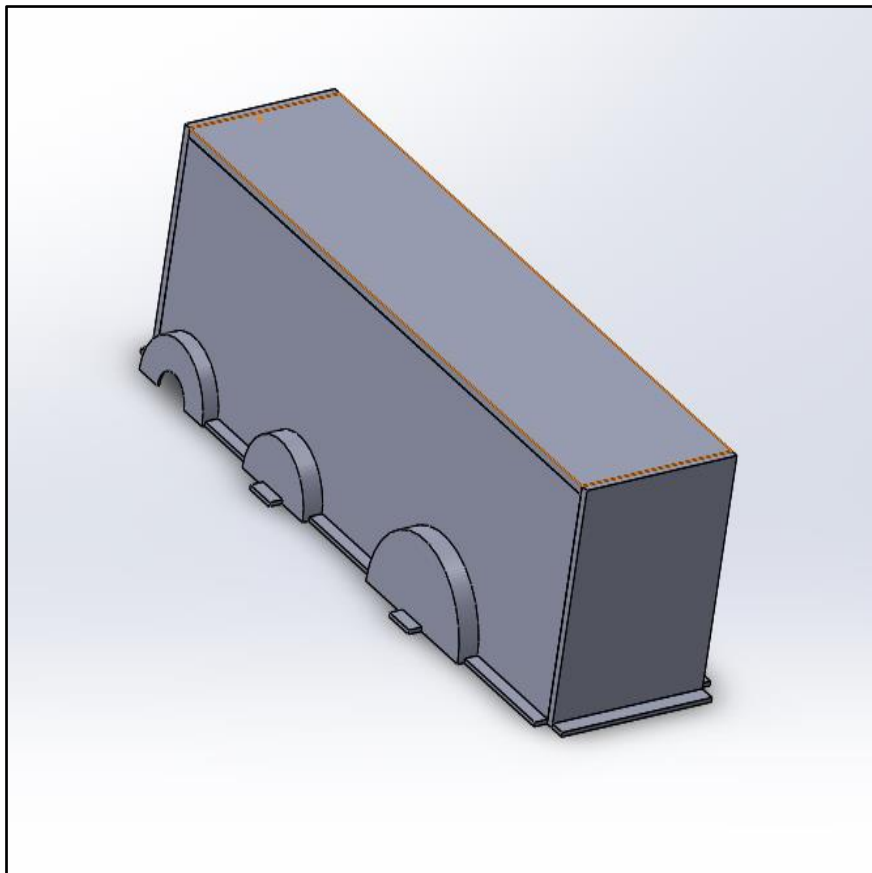


FIGURA 53. CARCASA SUPERIOR

2.7 TAPONES

Estos tapones son en realidad igual que tornillos, pero en la biblioteca de diseño no había ninguno con las medidas de los seleccionados, por lo que hemos decidido crearlos de la siguiente manera:

- Extrusión de un hexágono para simular la cabeza.
- Extrusión de un círculo para simular el apoyo del tornillo.
- Extrusión de un círculo para simular la parte que va roscada.

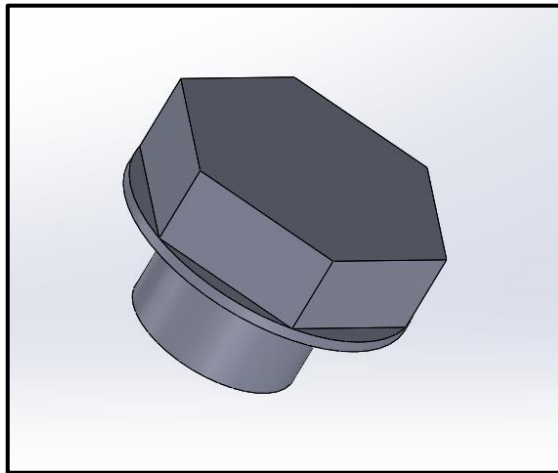


FIGURA 54. TAPONES ACEITE

3. EMSAMBLAJE

Para situar todas las piezas en su respectivo lugar, el programa nos da la opción de crear un ensamblaje con todas las piezas generadas, introduciendo las relaciones existentes entre ellas. Estas relaciones pueden ser tanto de posición como mecánicas.

Para ello, solo tendremos que seleccionar dos piezas que vayan relacionadas e indicarle como se deben situar en el espacio.

Estas relaciones son las siguientes:

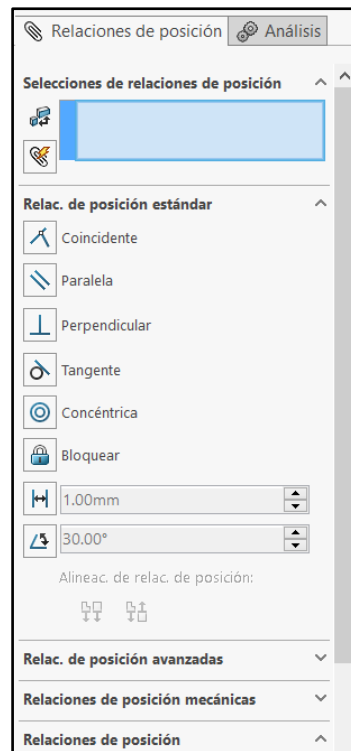


FIGURA 55. RELACIONES EN EL ENSAMBLAJE

Tras introducir todas las relaciones existentes, nuestro reductor queda de la siguiente manera:

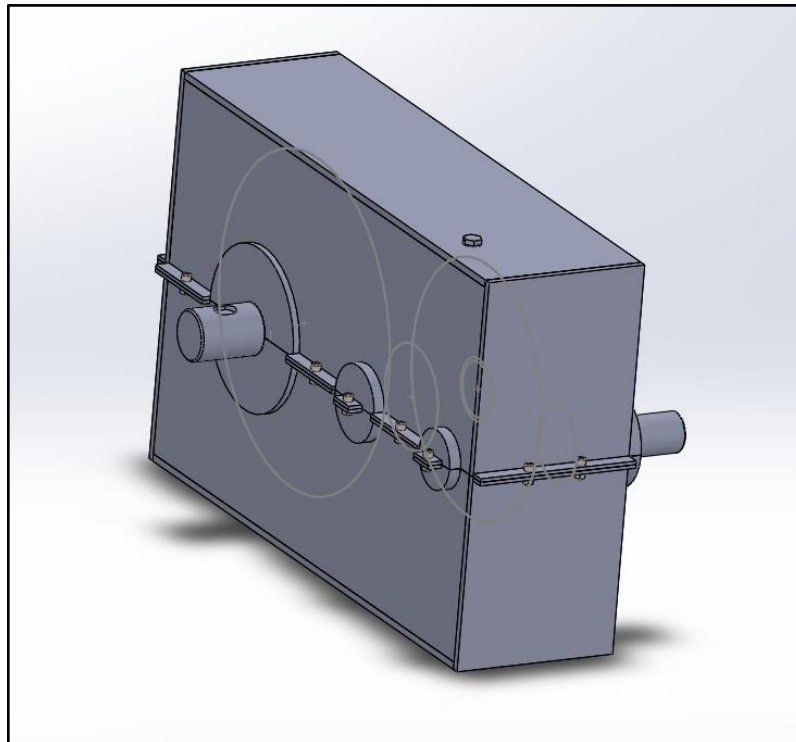


FIGURA 56. VISTA GENERAL REDUCTOR

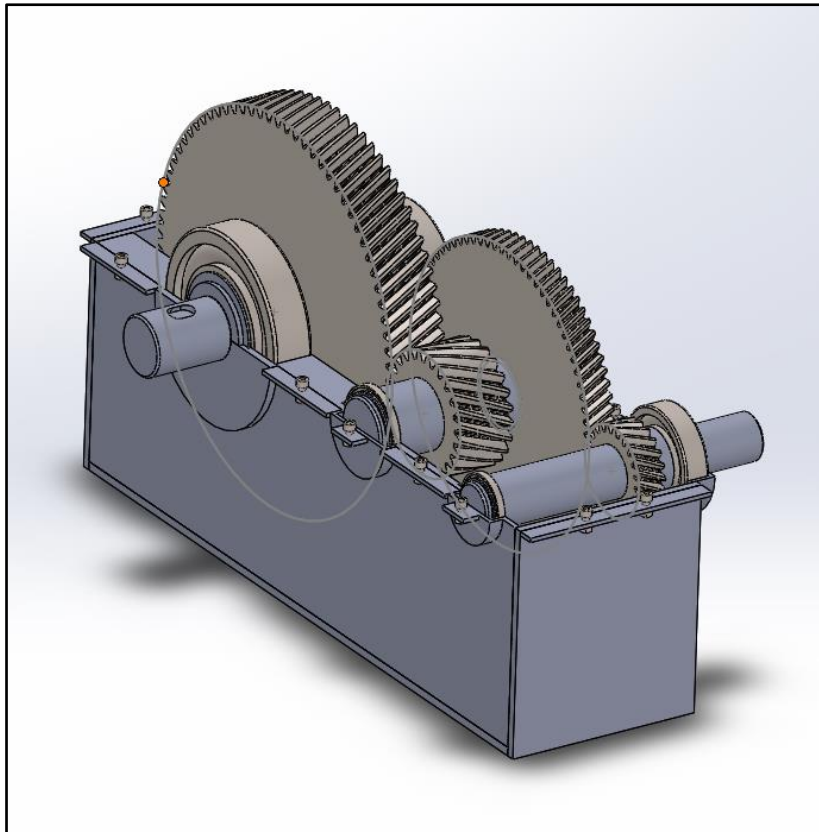


FIGURA 57. VISTA GENERAL DEL REDUCTOR SIN CARCASA SUPERIOR

4. VIDEOS

Con las herramientas que nos proporciona el programa vamos a generar 3 videos donde se podrá ver perfectamente el reductor. Estos videos serán los siguientes:

- 1º) Video donde se muestra una vista general de 360 grados del reductor.
- 2º) Video de una vista explosionada donde se podrá ver como se monta y desmonta el reductor.
- 3º) Video del reductor funcionando.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

DOCUMENTO Nº7 PLANOS

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Cálculo y diseño de un reductor
de velocidad para accionar una
cinta transportadora en una mina
de cobre.**

PRESENTADO POR:

Adrián Plaza Jarque

DIRIGIDO POR:

Francisco José Rubio Montoya

NUMERACIÓN DE LOS PLANOS

PLANO N°1: VISTA GENERAL DEL REDUCTOR

PLANO N°2: VISTA EXPLOSIONADA

PLANO N°3: CARCASA INFERIOR

PLANO N°4: CARCASA SUPERIOR

PLANO N°5: EJE DE ENTRADA

PLANO N°6: EJE INTERMEDIO

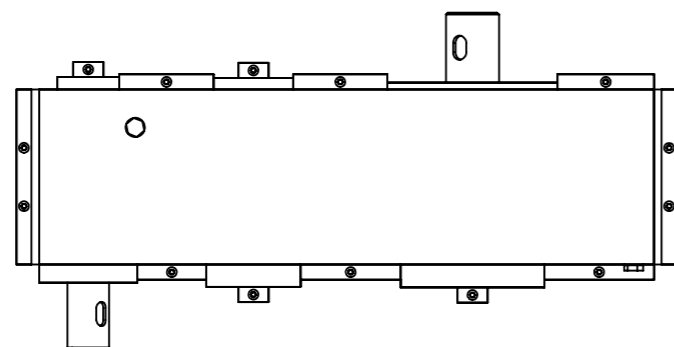
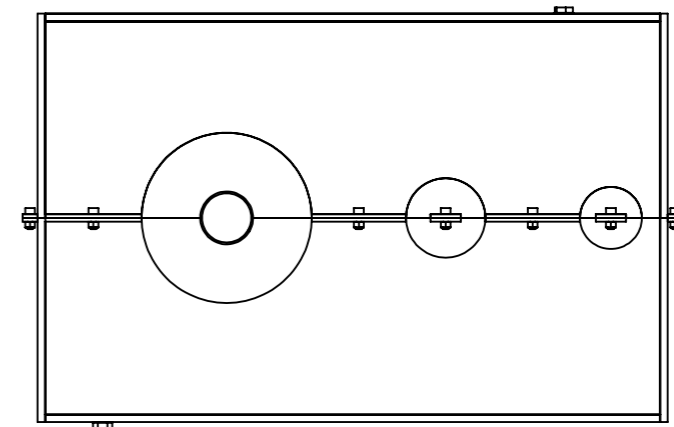
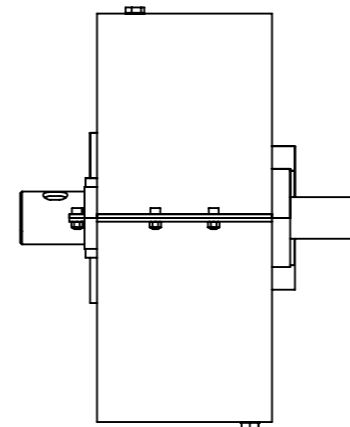
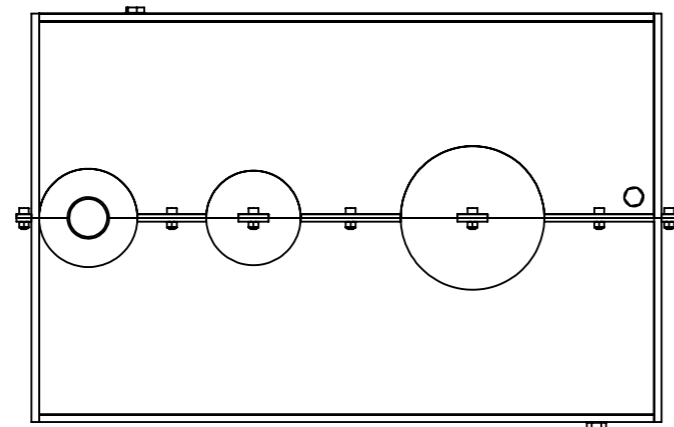
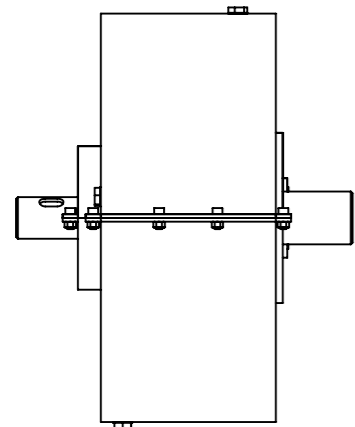
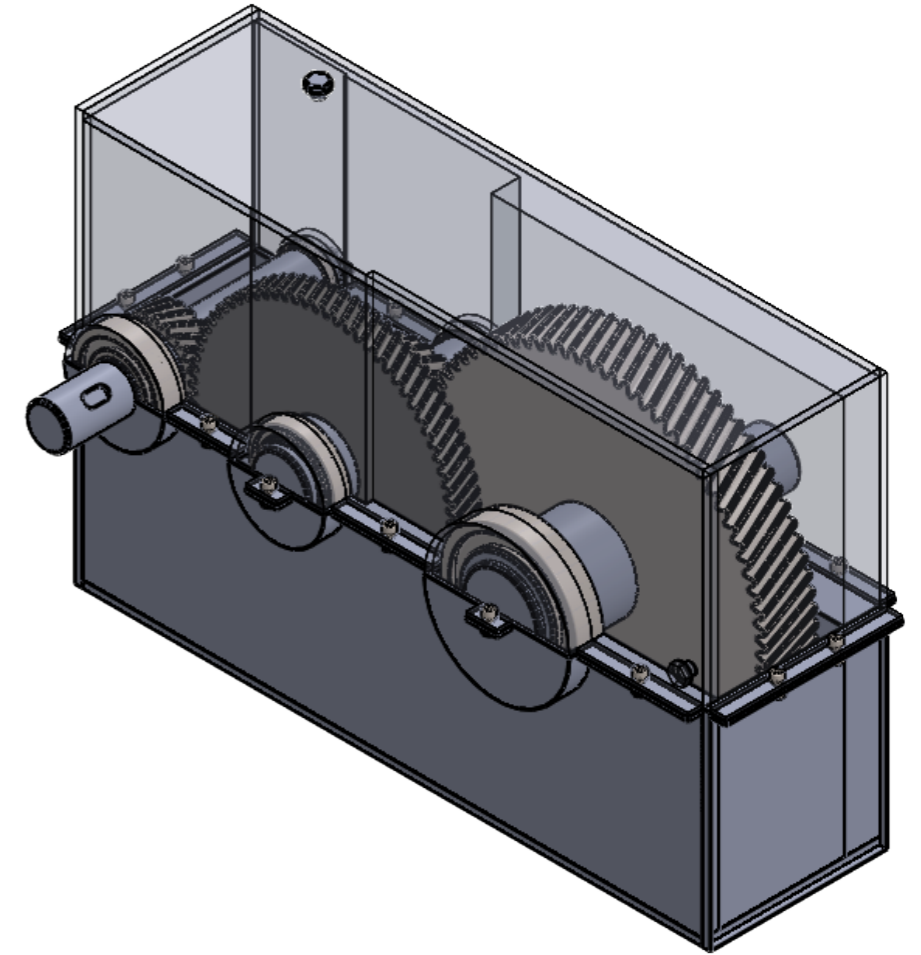
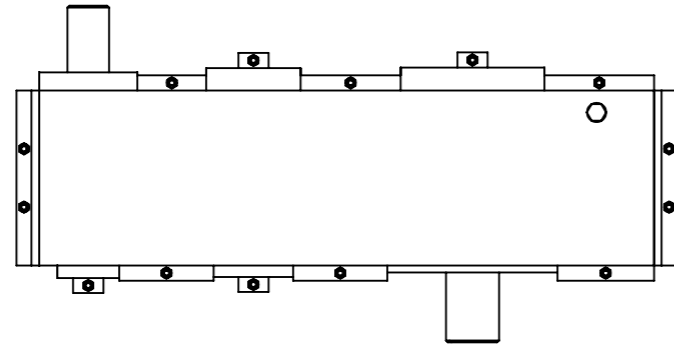
PLANO N°7: EJE DE SALIDA

PLANO N°8: PIÑÓN 1ª ETAPA

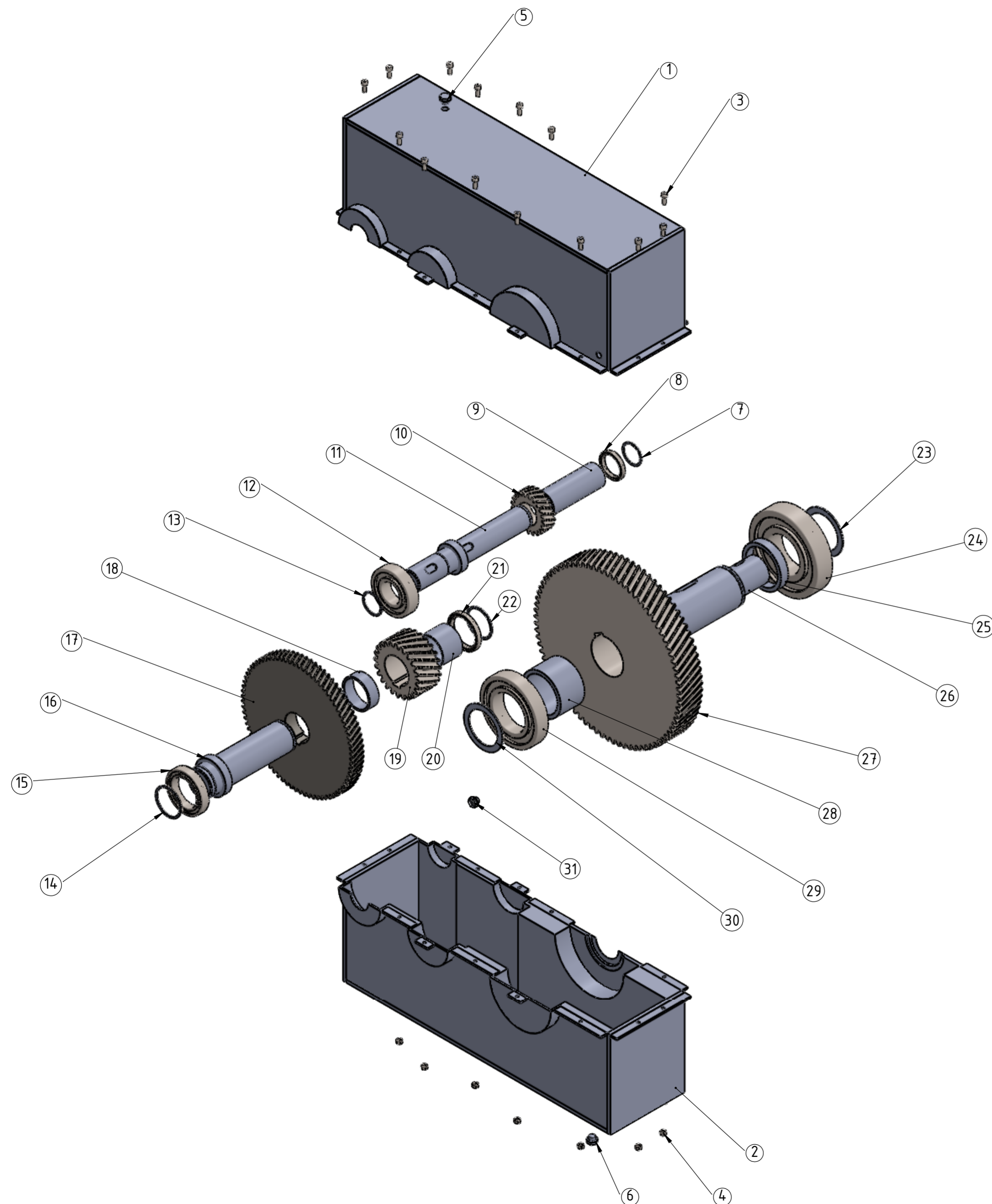
PLANO N°9: RUEDA 1ª ETAPA

PLANO N°10: PIÑÓN 2ª ETAPA

PLANO N°11: RUEDA 2ª ETAPA

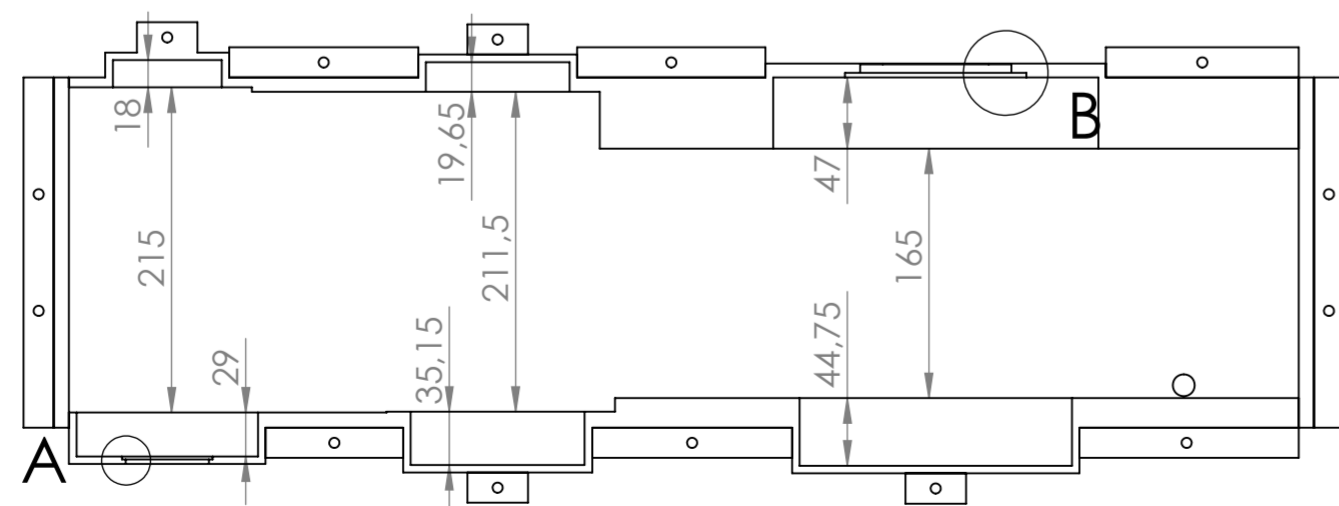
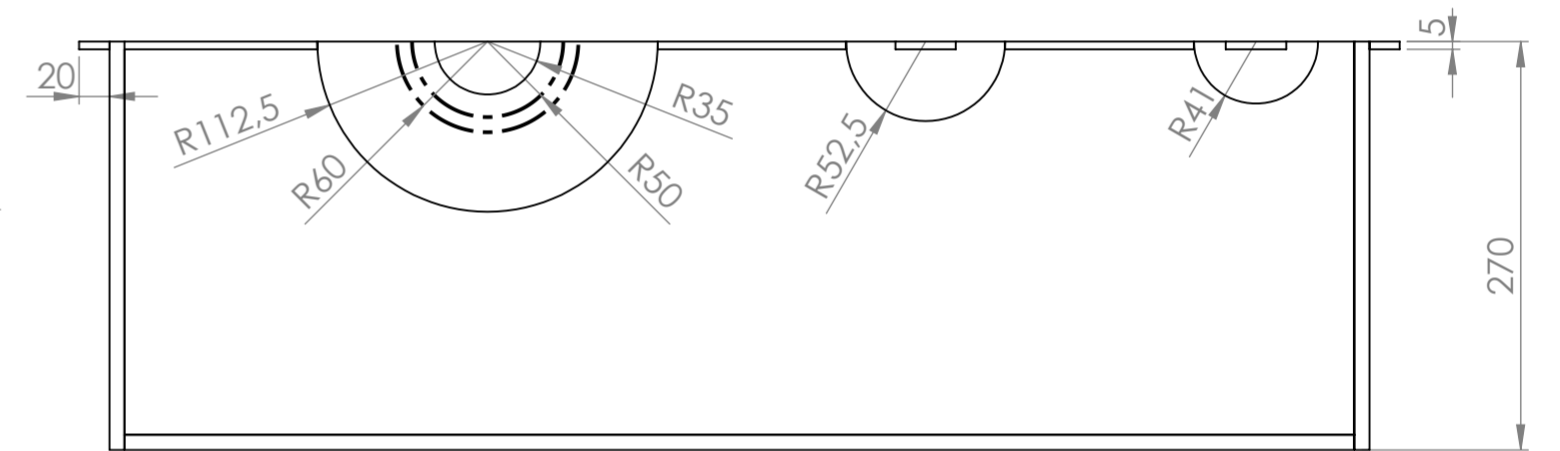
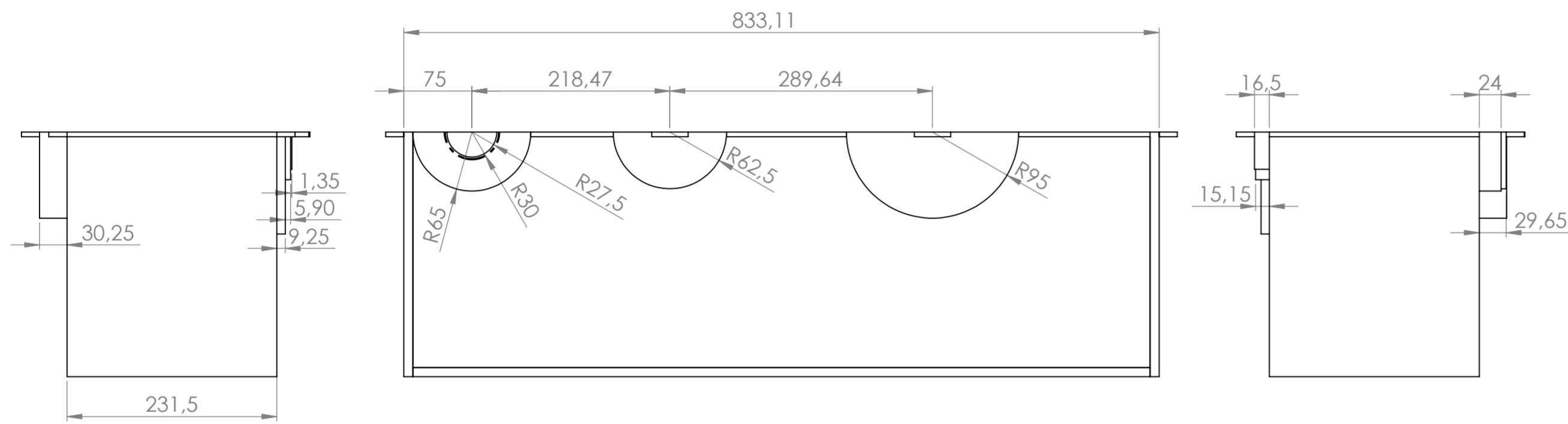
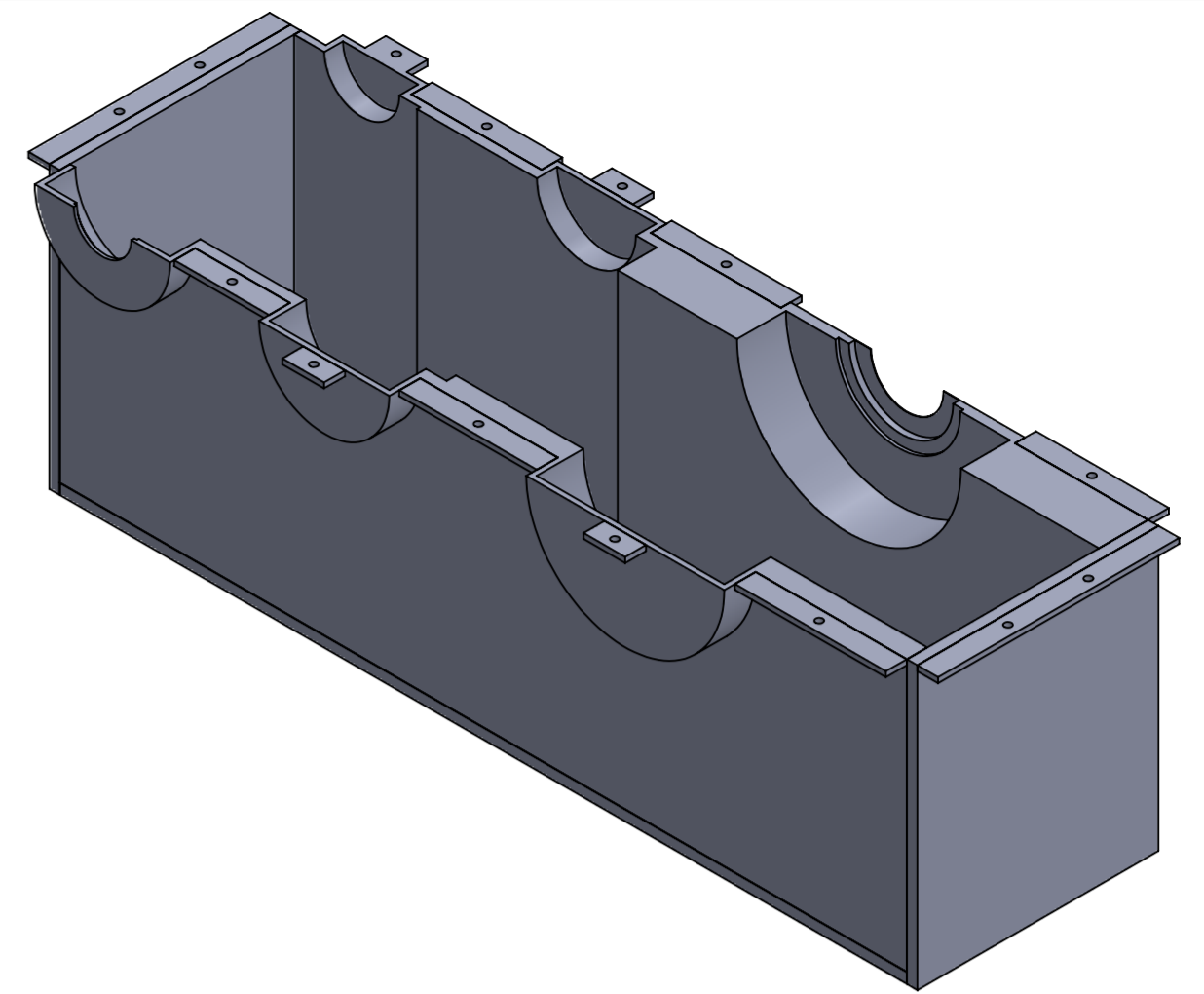
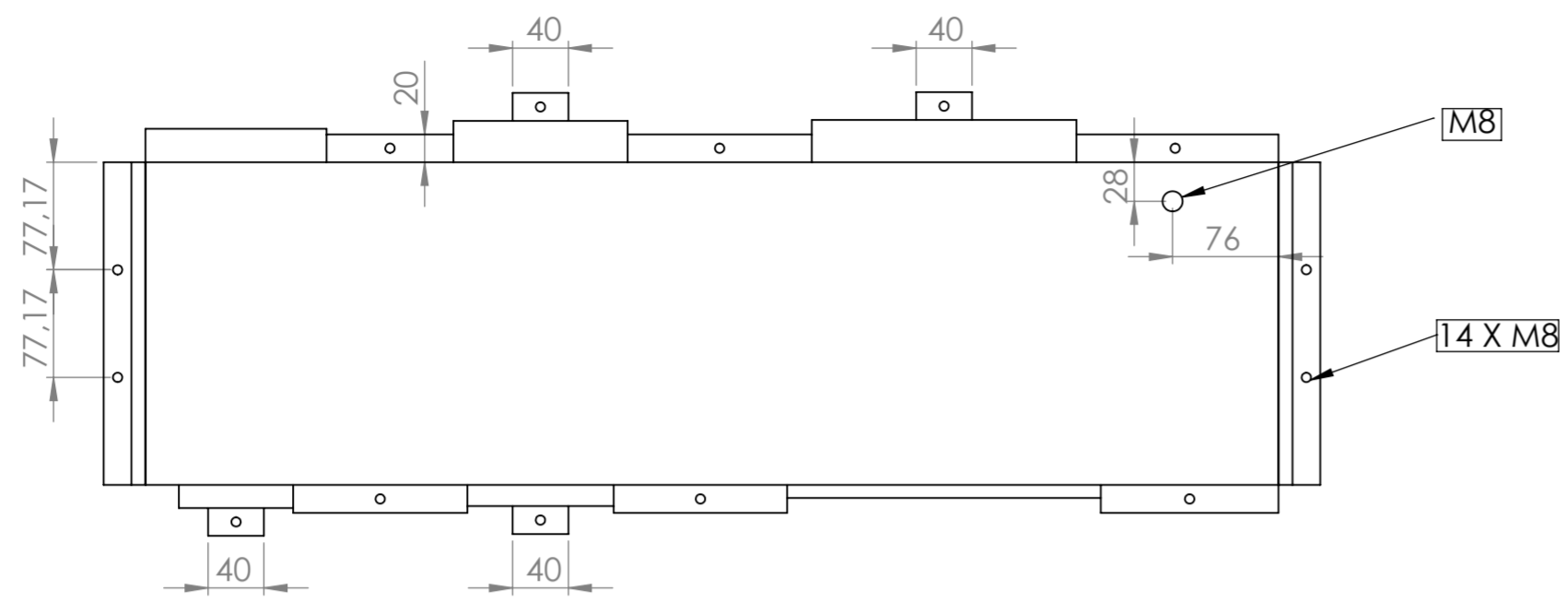


Autor: Adrián Plaza Jarque		ETSID CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD	
Tutor: Francisco José Rubio Montoya			
ESCALA 1:10	VISTA GENERAL REDUCTOR		JUNIO 2019
			PLANO Nº 1



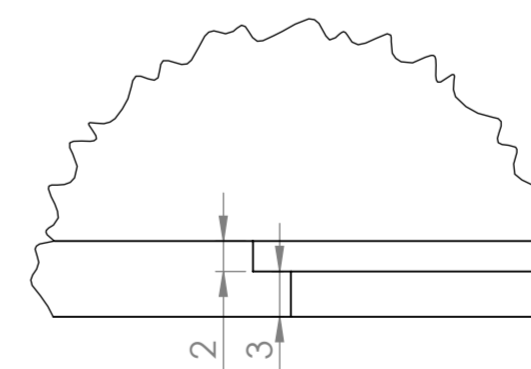
NÚMERO	DESIGNACIÓN	CANTIDAD
1	CARCASA SUPERIOR	1
2	CARCASA INFERIOR	1
3	TORNILLO M8X20	14
4	TUERCA M8	14
5	TAPÓN CARGA ACEITE	1
6	TAPÓN DESCARGA ACEITE	1
7	ARANDELA 50X2	2
8	RODAMIENTO SKF 61811	1
9	CASQUILLO 160X55X60	1
10	PIÑÓN 1º ETAPA	1
11	EJE ENTRADA	1
12	RODAMIENTO SKF 6311	1
13	ARANDELA 50X2	2
14	ARANDELA 70X2,5	2
15	RODAMIENTO SKF 6015 M	1
16	EJE INTERMEDIO	1
17	RUEDA 1º ETAPA	1
18	CASQUILLO 28,76X75X85	1
19	PIÑÓN 2º ETAPA	1
20	CASQUILLO 60,24X75X80	1
21	RODAMIENTO SKF 61815	1
22	ARANDELA 70X2,5	2
23	ARANDELA 90X3	2
24	RODAMIENTO SKF 6320	1
25	CASQUILLO 22,74X100X120	1
26	EJE SALIDA	1
27	RUEDA 2º ETAPA	1
28	CASQUILLO 74,36X100X120	1
29	RODAMIENTO SKF 6220	1
30	ARANDELA 90X3	2
31	VISOR ACEITE	1

Autor: Adrián Plaza Jarque		ETSID CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Tutor: Francisco José Rubio Montoya		
SE	VISTA EXPLOSIONADA	JUNIO 2019
		PLANO Nº2

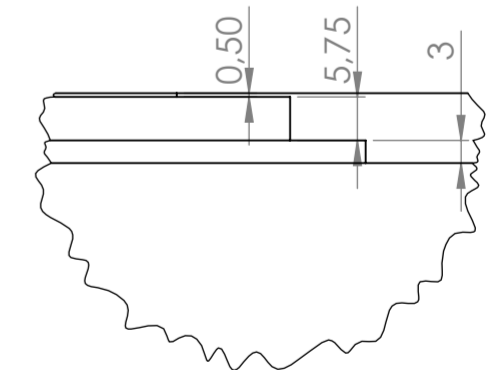


DETALLE A

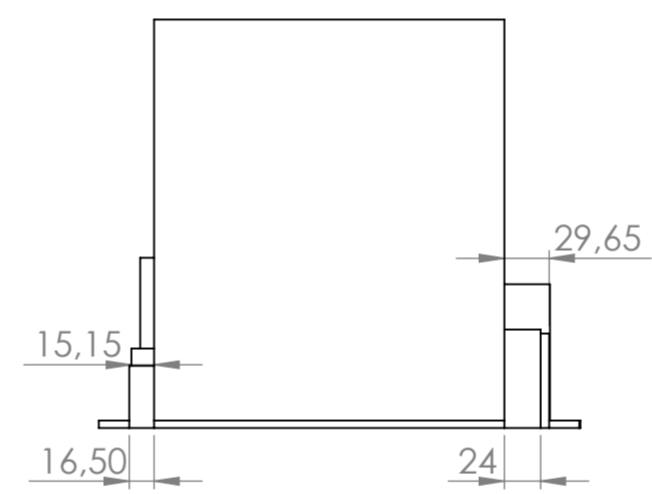
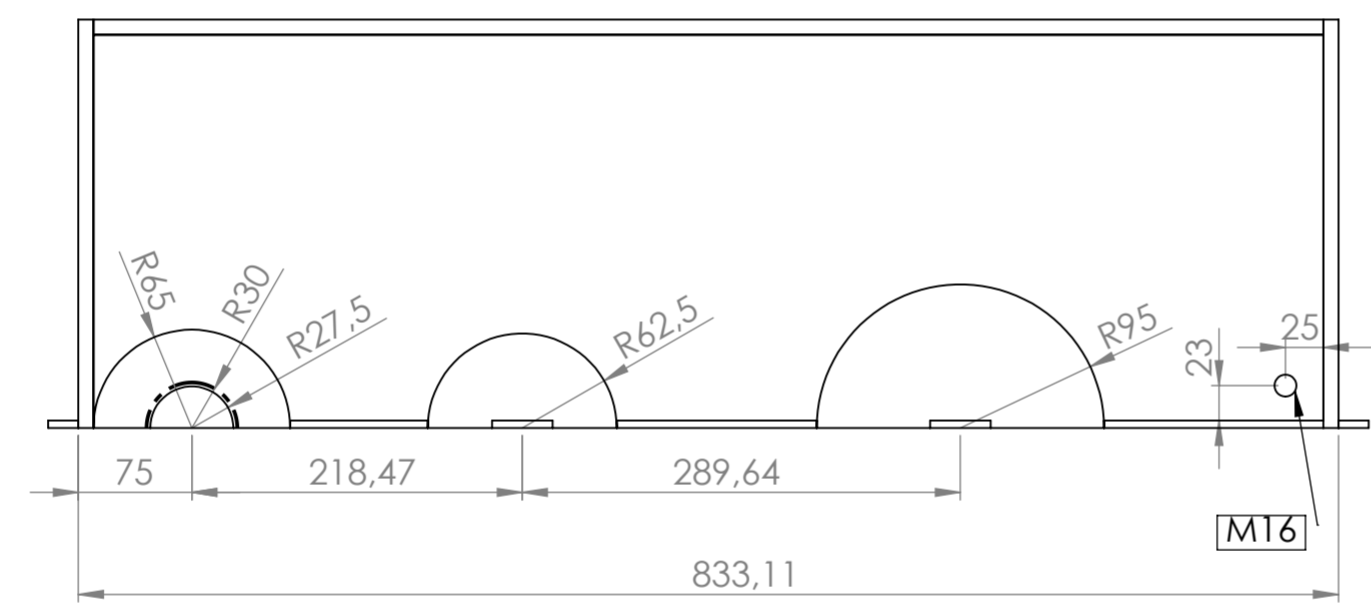
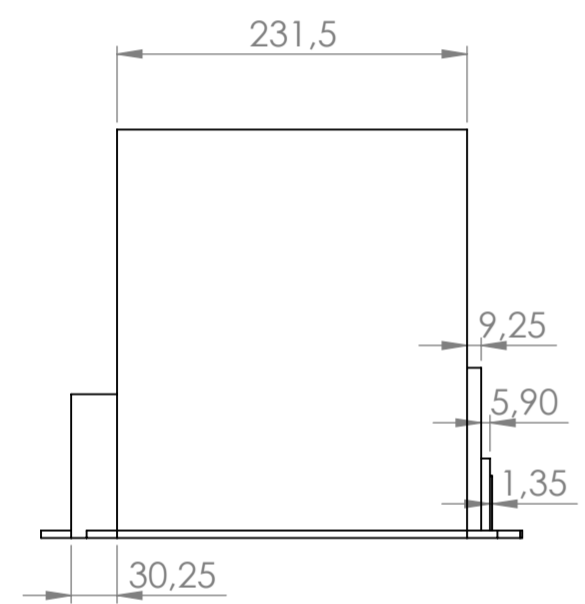
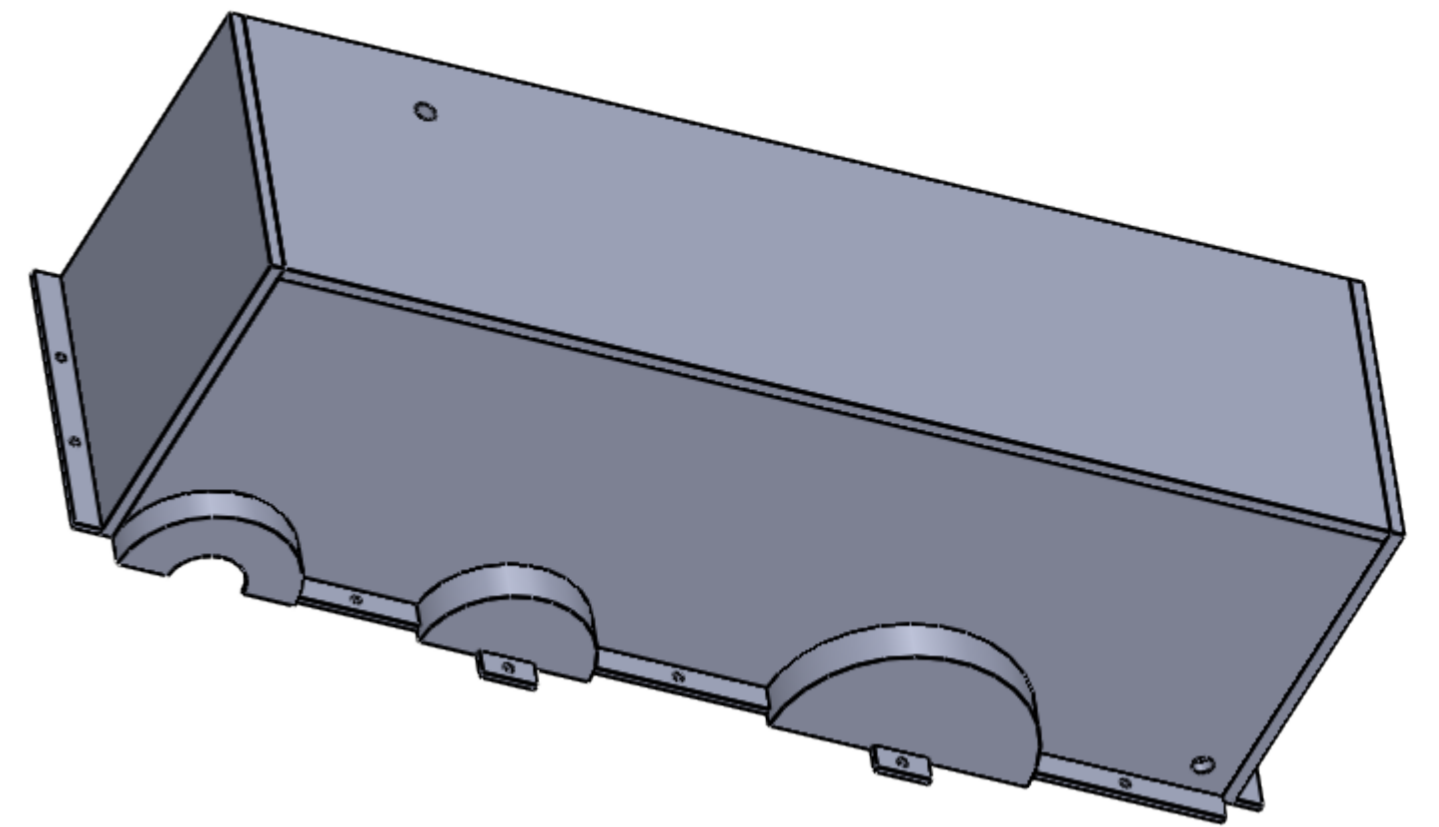
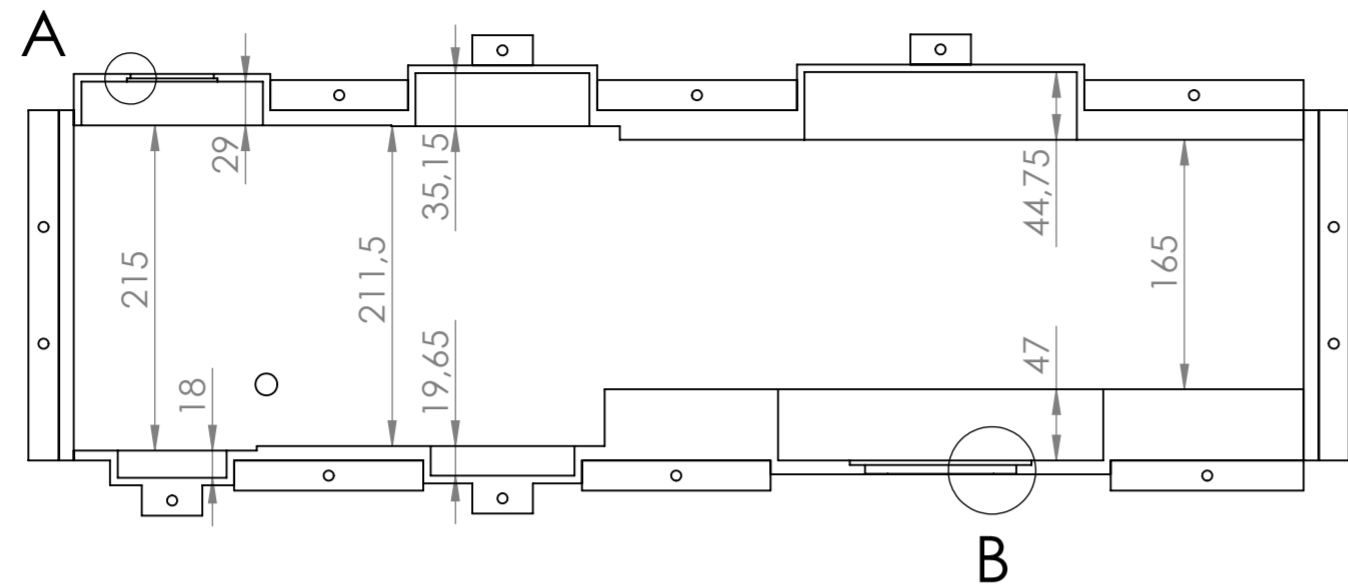
ESCALA 2:1



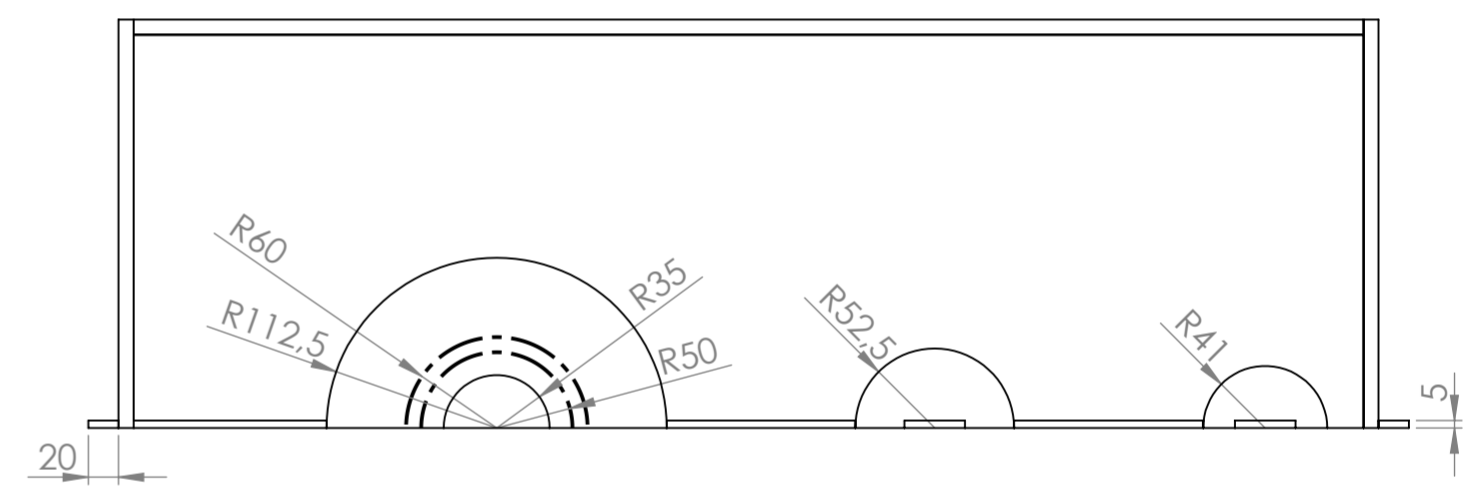
DETALLE B



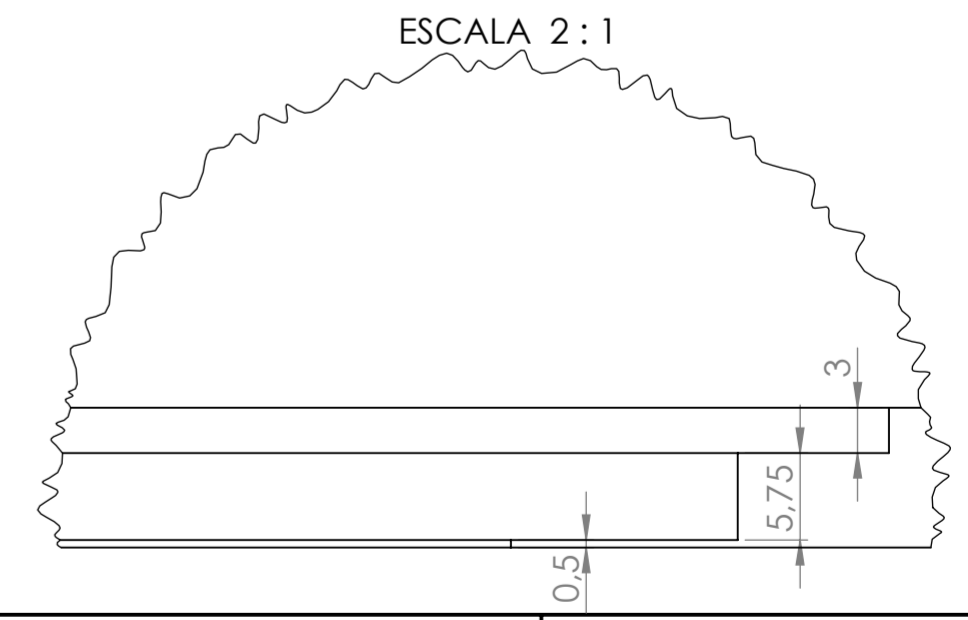
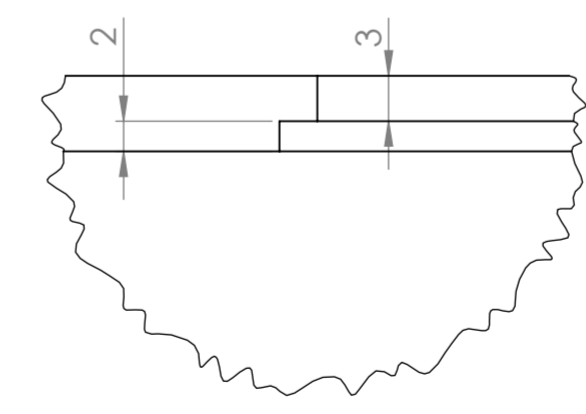
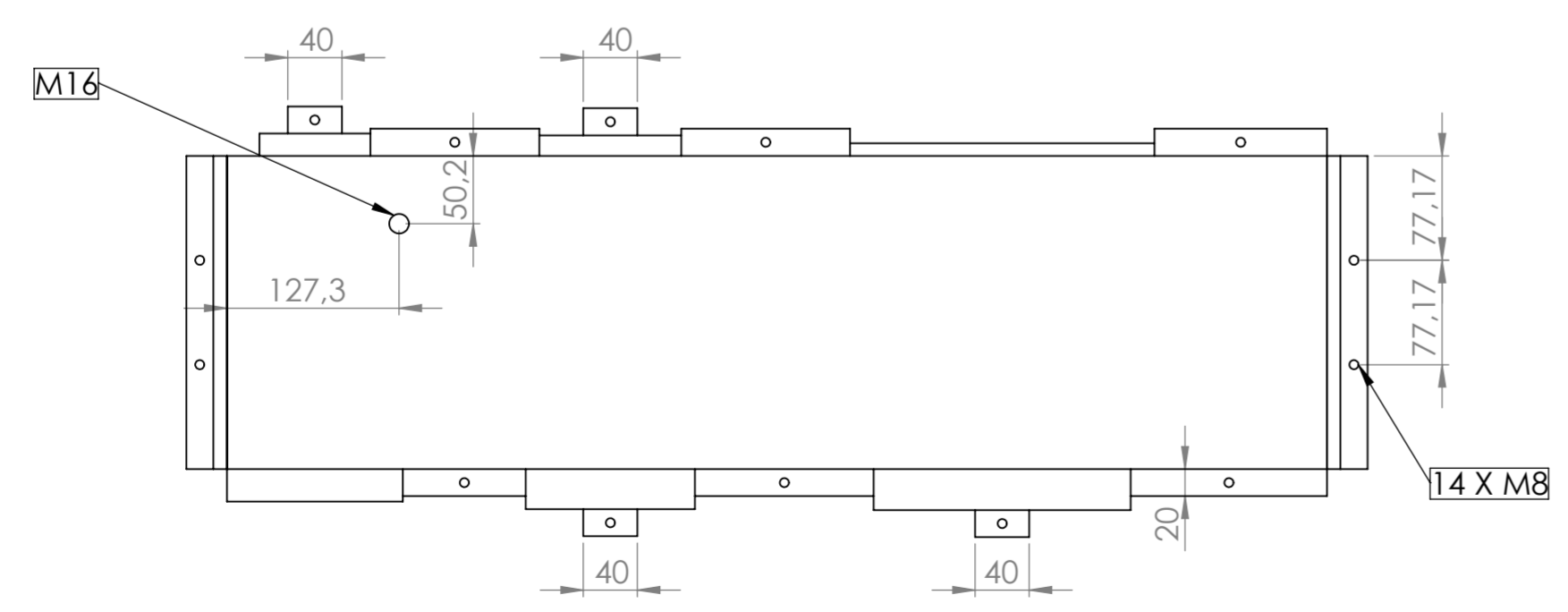
Autor: Adrián Plaza Jarque		ETSID CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD	
Tutor: Francisco José Rubio Montoya			
ESCALA 1:5	CARCASA INFERIOR	JUNIO 2019	
		PLANO Nº3	



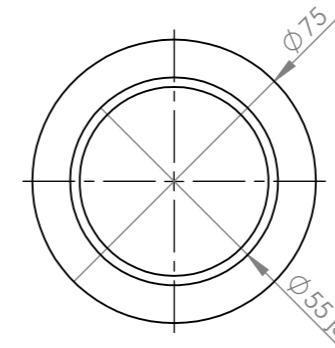
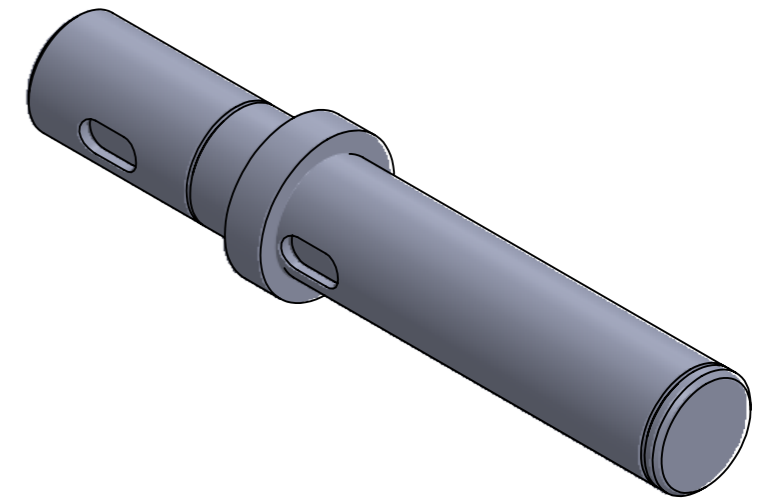
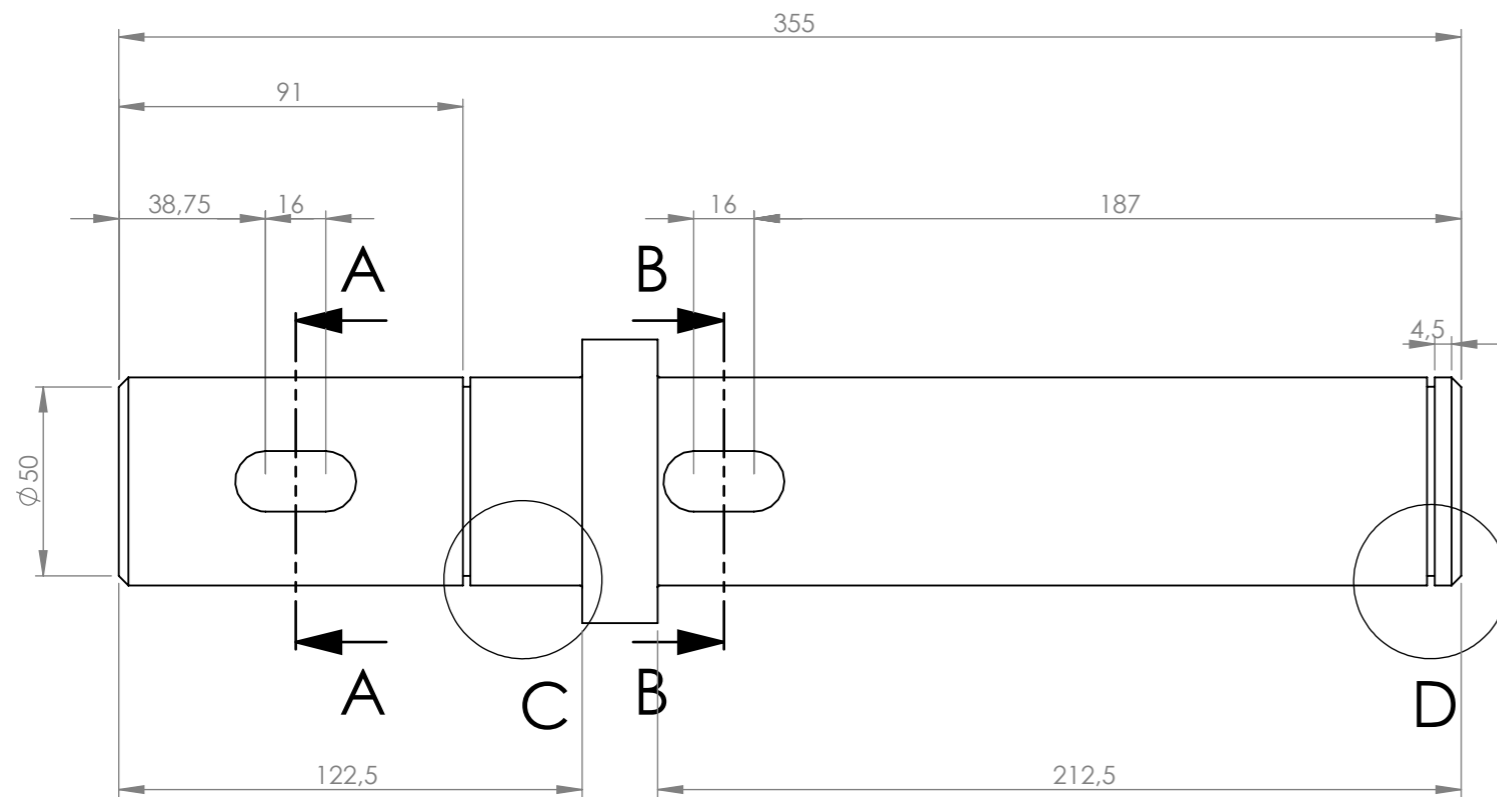
DETALLE A
ESCALA 2:1



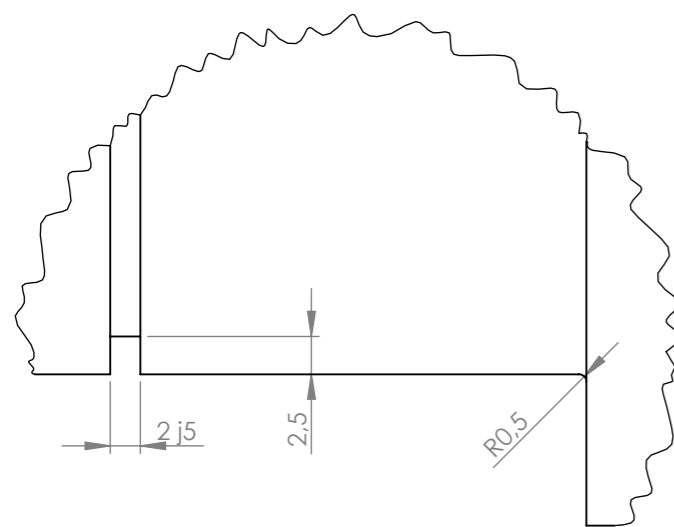
DETALLE B
ESCALA 2:1



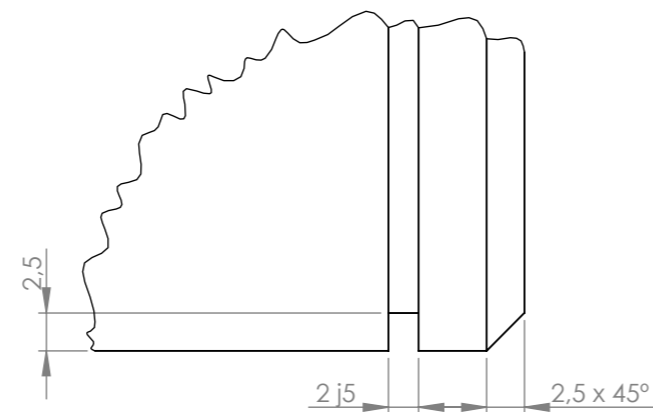
Autor: Adrián Plaza Jarque		ETSID CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Tutor: Francisco José Rubio Montoya		
ESCALA 1:5	CARCASA SUPERIOR	JUNIO 2019
		PLANO Nº4



DETALLE C
ESCALA 2 : 1

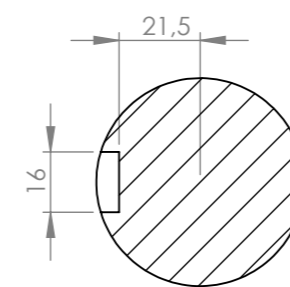


DETALLE D
ESCALA 2 : 1

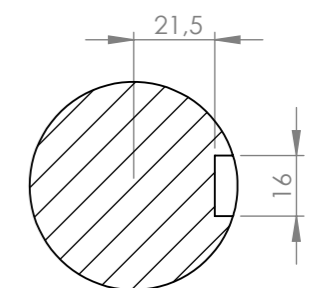


*EL ACHAFLANADO ES EL MISMO PARA AMBOS EXTREMOS

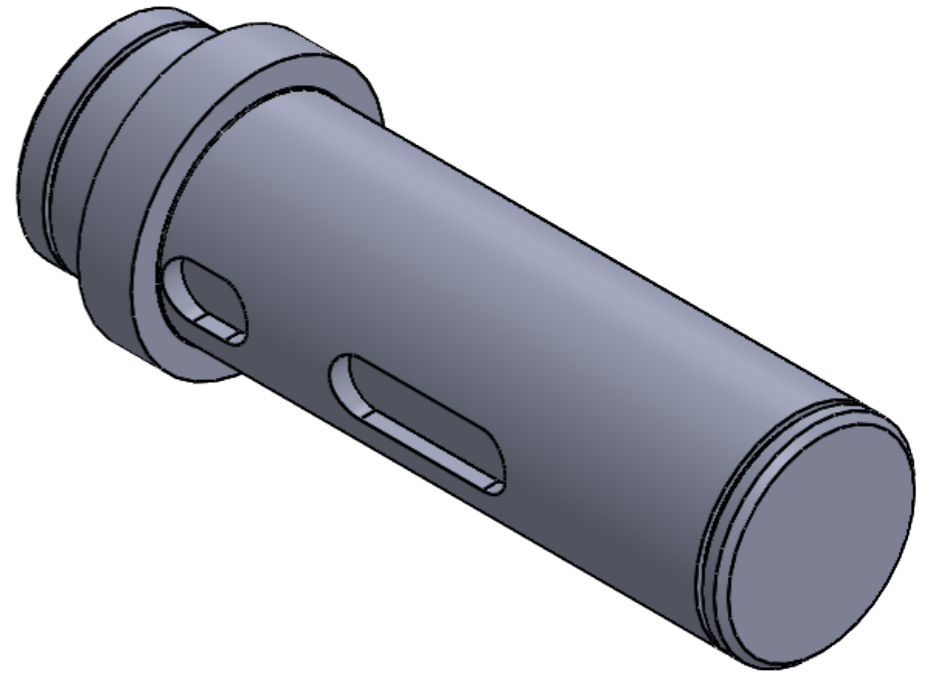
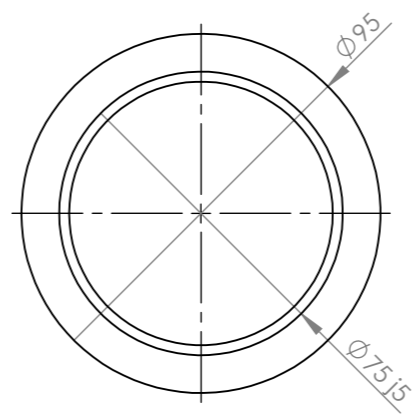
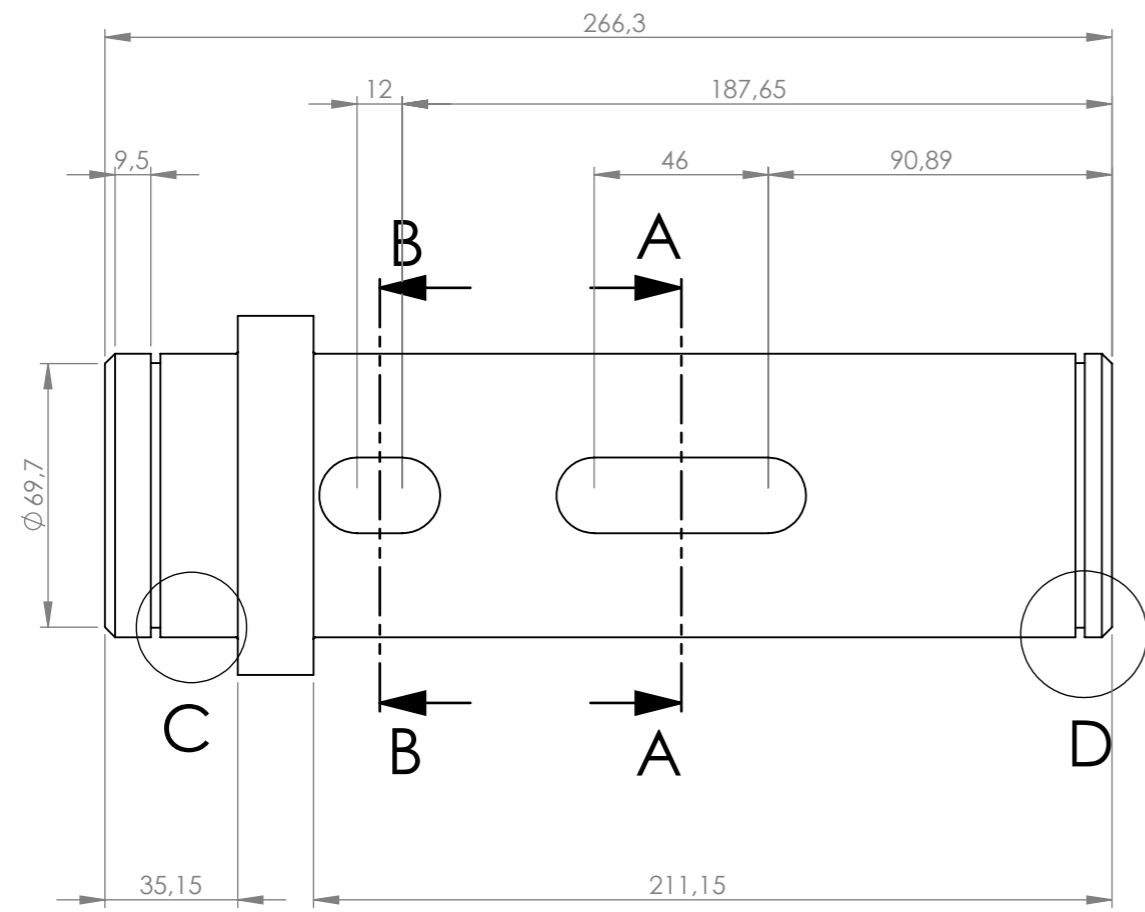
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



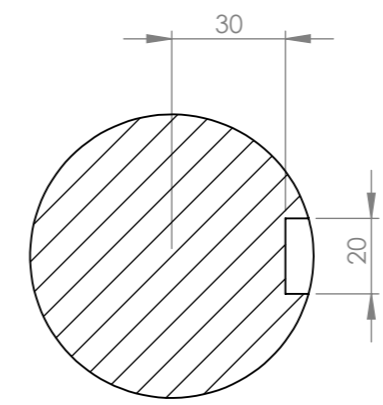
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2



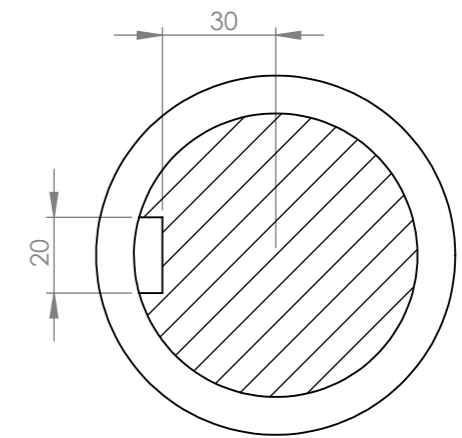
Autor: Adrián Plaza Jarque		ETSID CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD	
Tutor: Francisco José Rubio Montoya			
ESCALA 1:2	EJE DE ENTRADA		JUNIO 2019
			PLANO Nº5



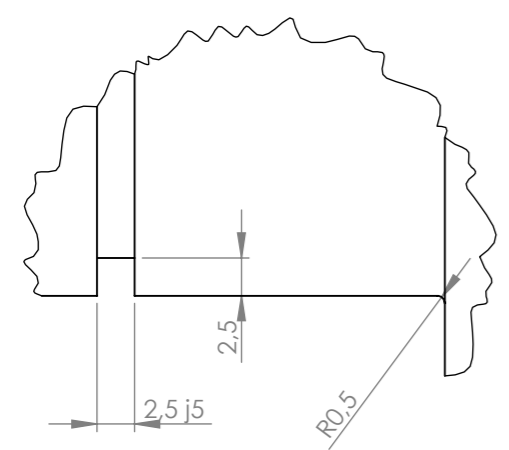
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



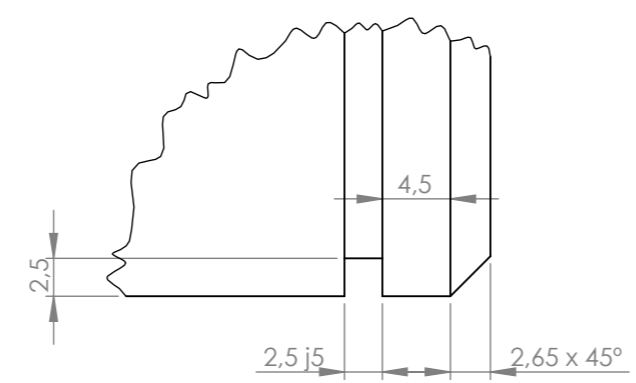
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2



DETALLE C
ESCALA 2 : 1

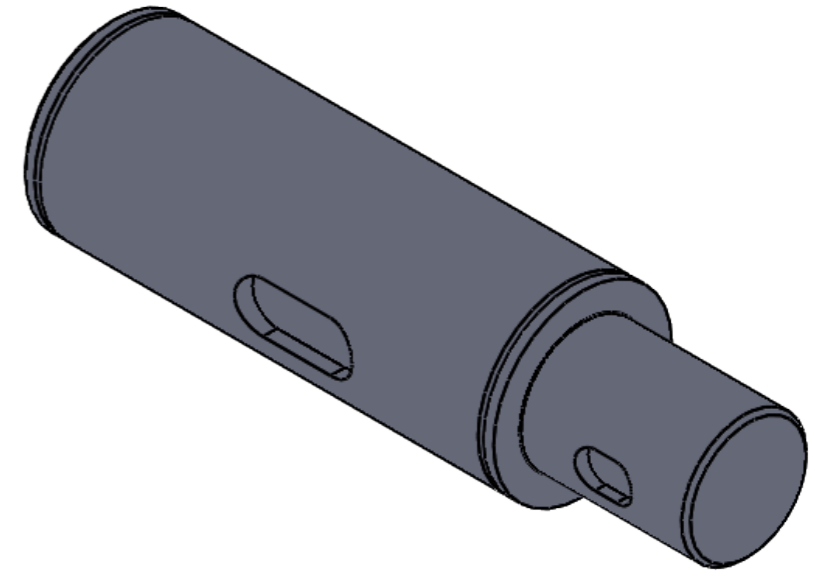
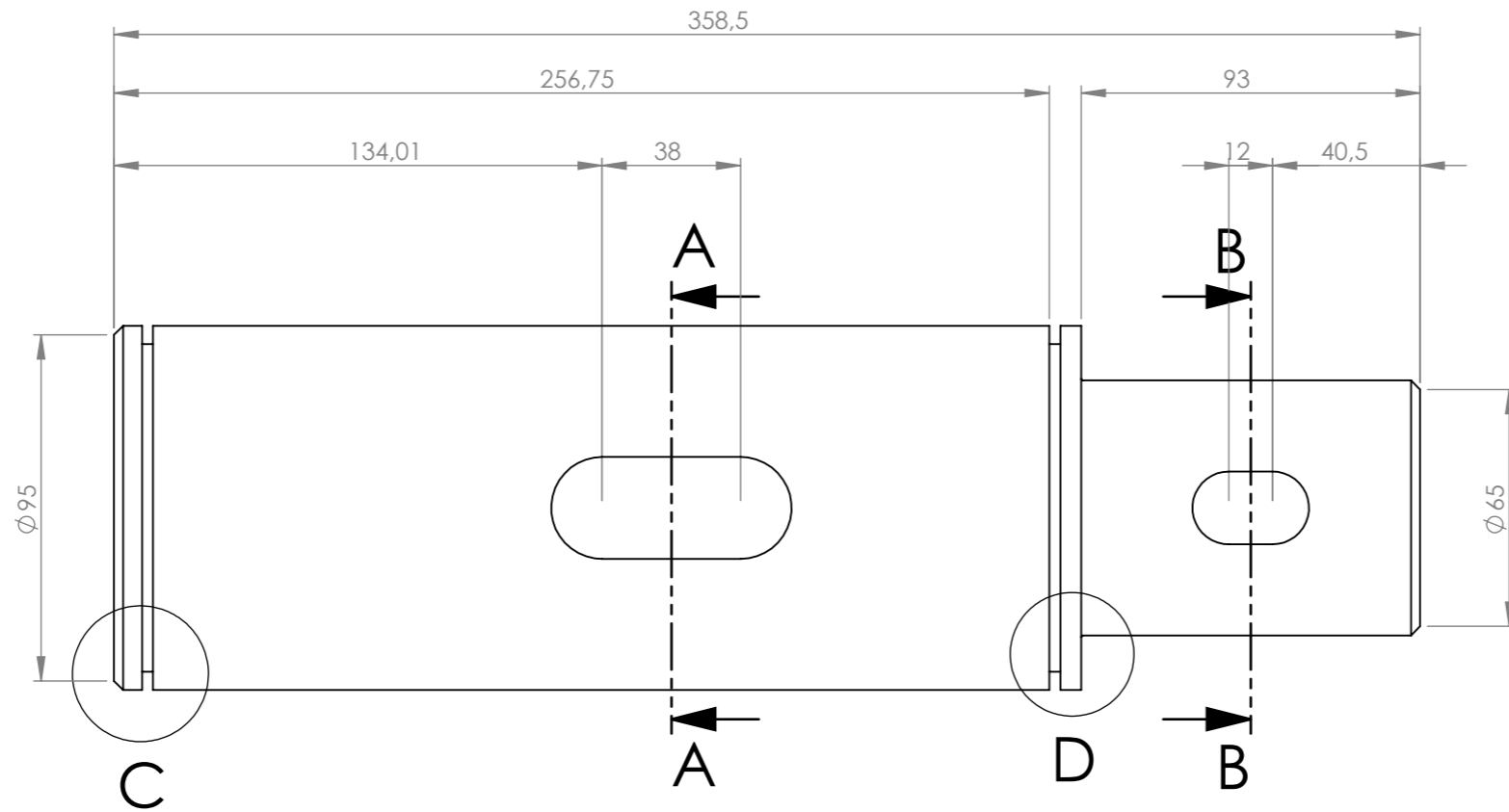
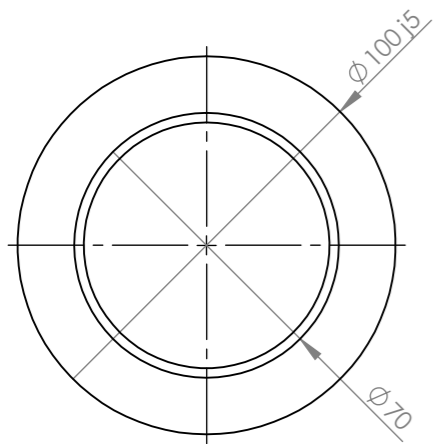


DETALLE D
ESCALA 2 : 1

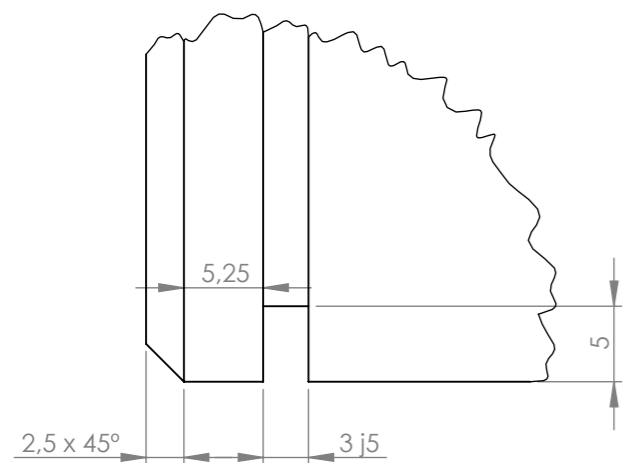


*EL ACHAFALANDO ES EL MISMO PARA AMBOS EXTREMOS

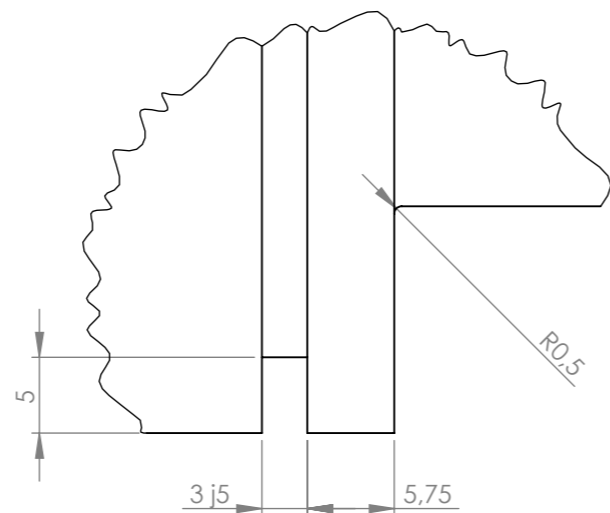
Autor: Adrián Plaza Jarque		ETSID CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Tutor: Francisco José Rubio Montoya		
ESCALA 1:2	EJE INTERMEDIO	JUNIO 2019
		PLANO Nº 6



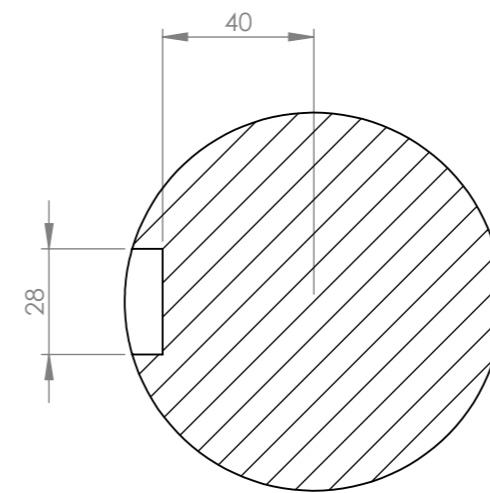
DETALLE C
ESCALA 2:1



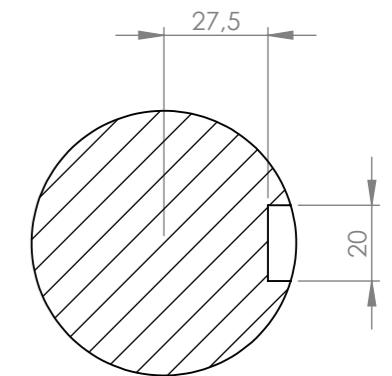
DETALLE D
ESCALA 2:1



SECCIÓN A-A
ESCALA 1:2

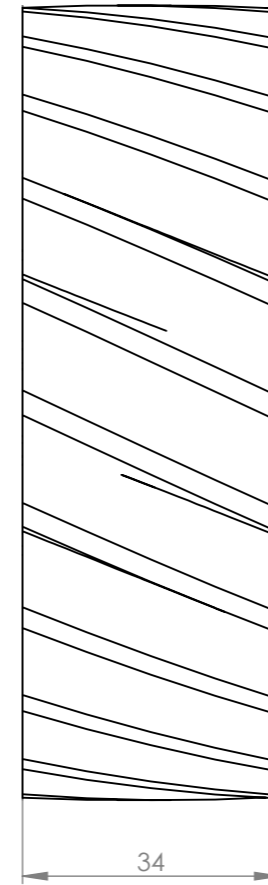
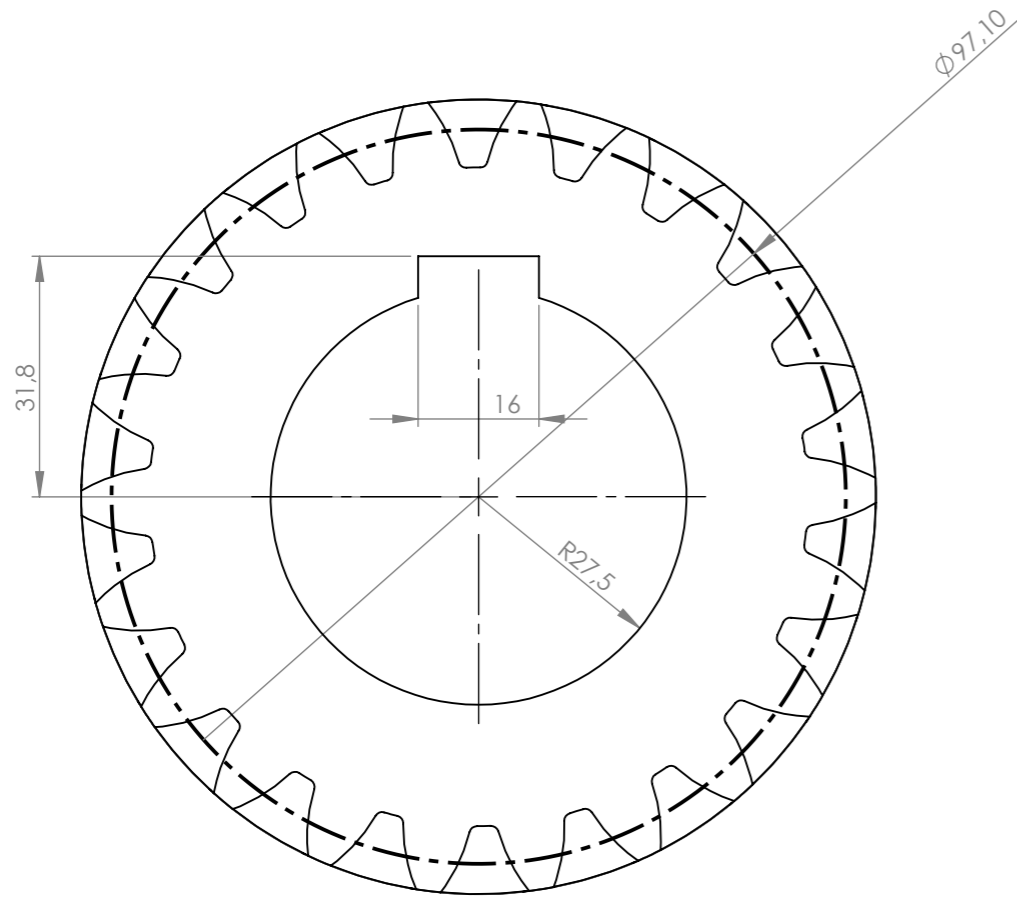


SECCIÓN B-B
ESCALA 1:2



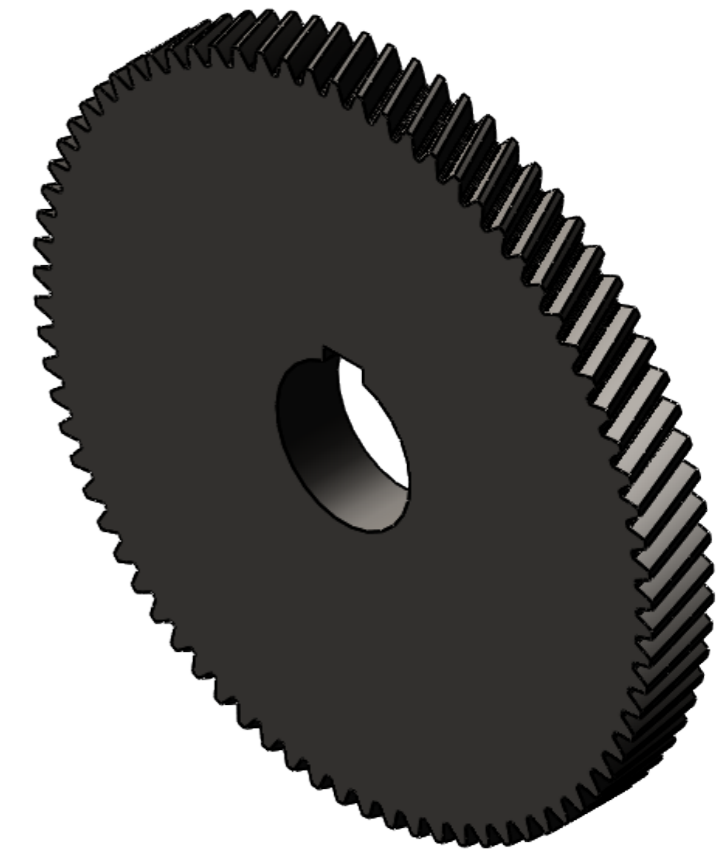
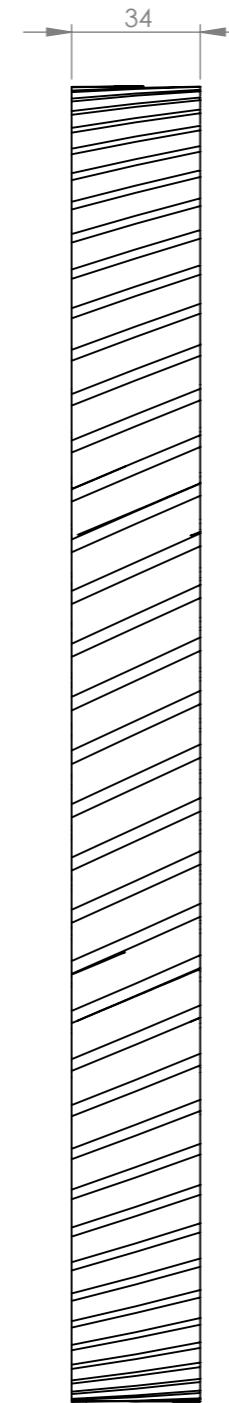
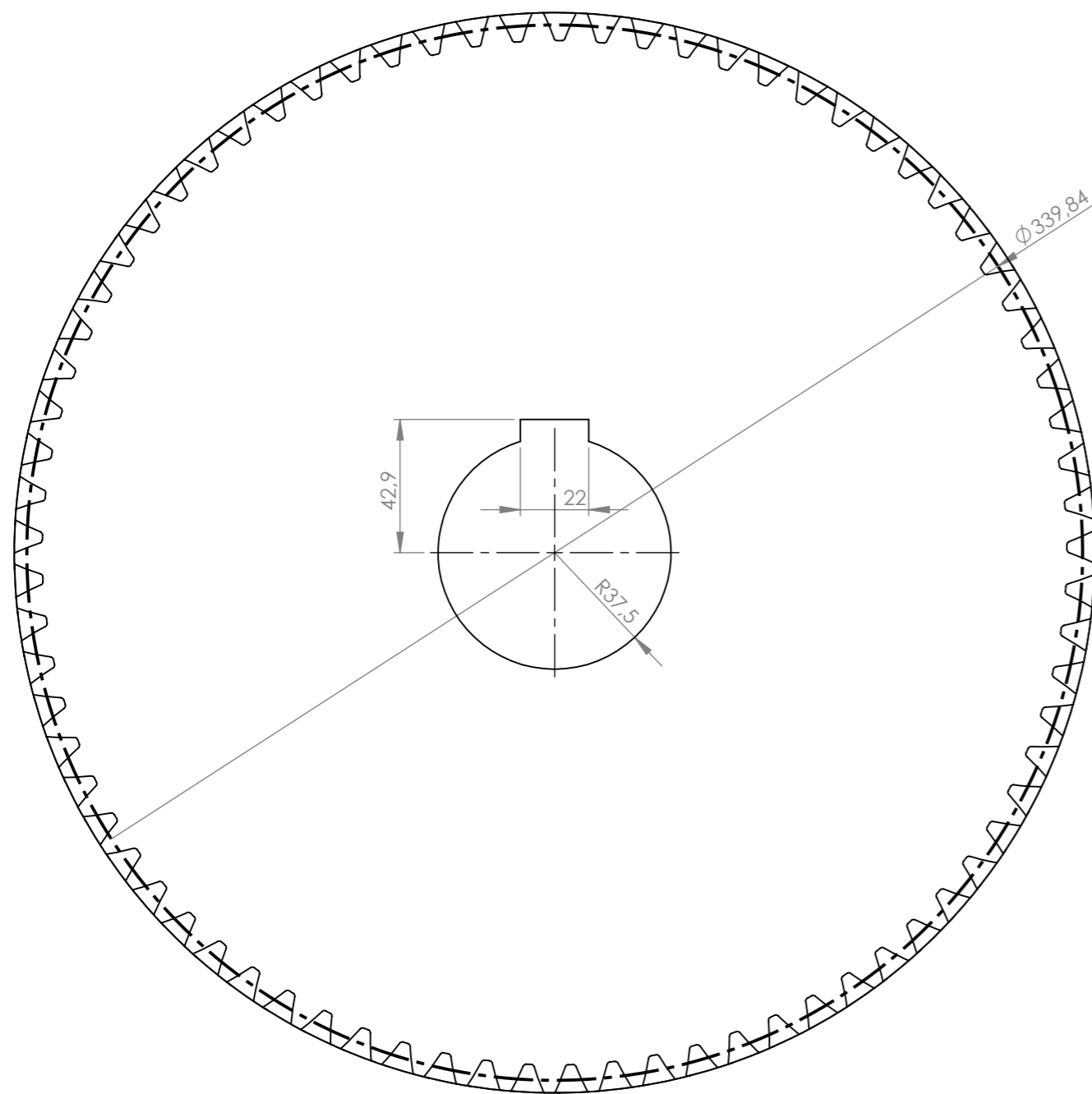
*EL ACHAFLANADO ES EL MISMO PARA AMBOS EXTREMOS

Autor: Adrián Plaza Jarque		ETSID CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Tutor: Francisco José Rubio Montoya		
ESCALA 1:2	EJE SALIDA	JUNIO 2019
		PLANO Nº7



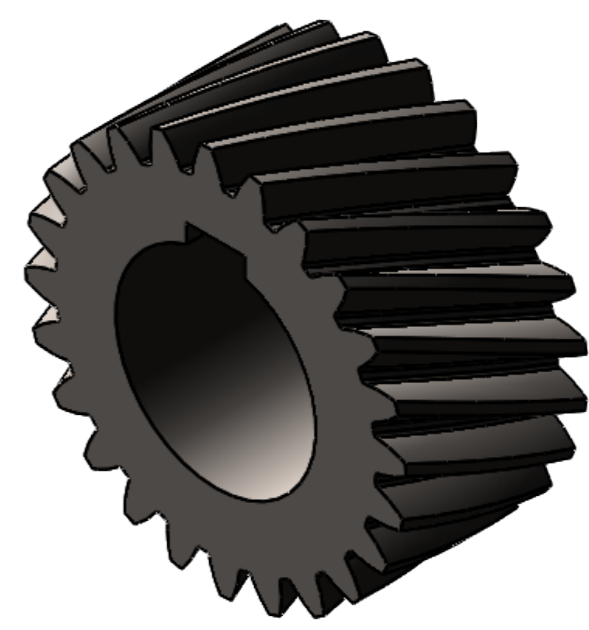
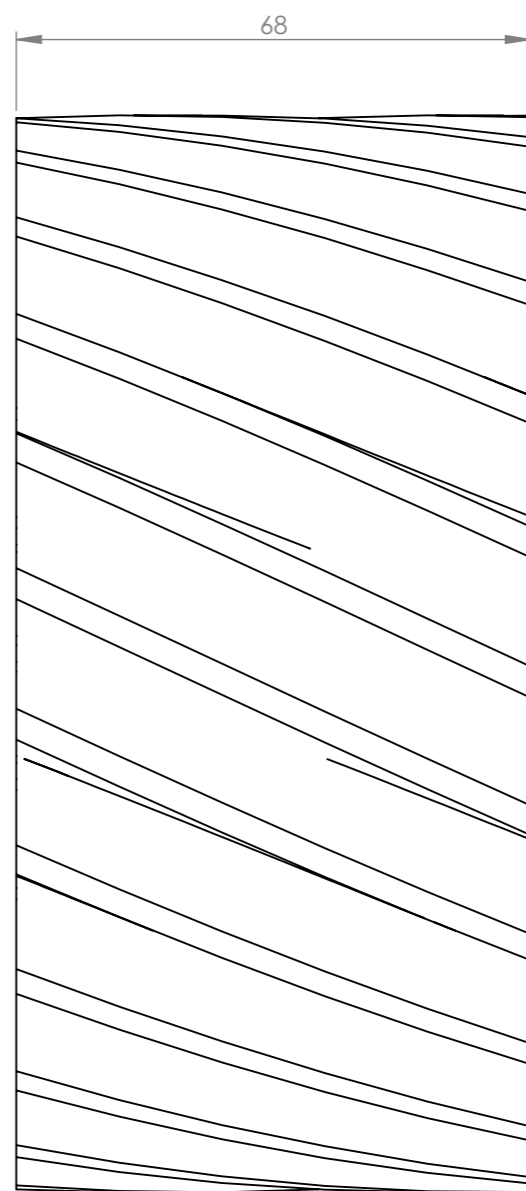
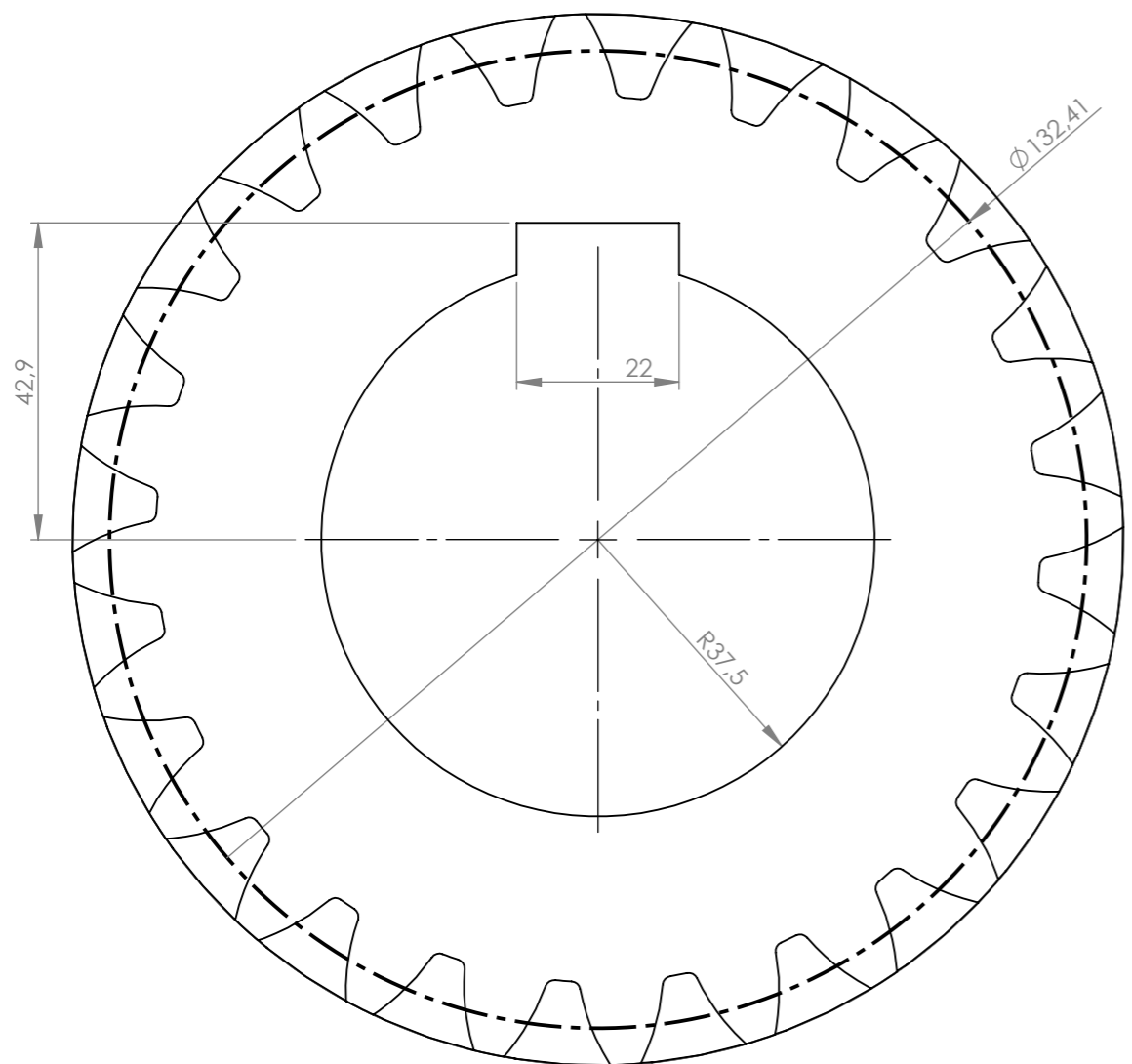
Nº DE DIENTES	22
MÓDULO NORMAL	4
MÓDULO APARENTE	4,41
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°
ÁNGULO DE HÉLICE	25°
DIÁMETRO PRIMITIVO	97,1 mm

Autor: Adrián Plaza Jarque		ETSID CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Tutor: Francisco José Rubio Montoya		
ESCALA 1:1	PIÑÓN 1ª ETAPA	JUNIO 2019
		PLANO Nº8



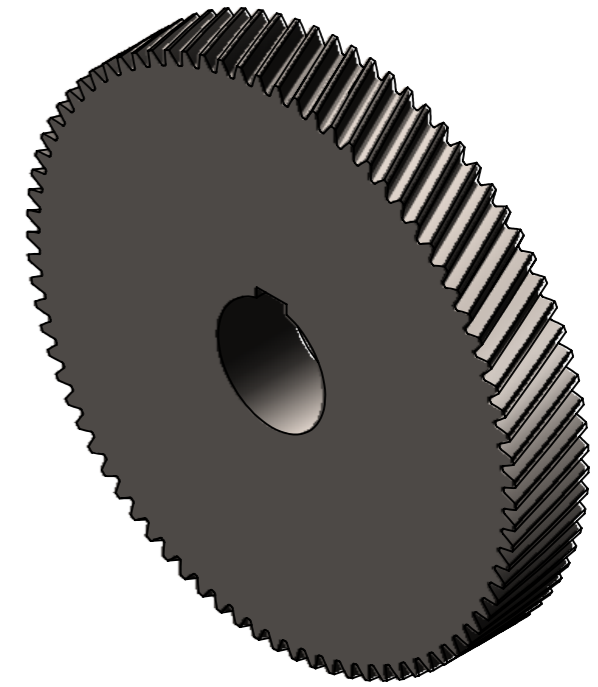
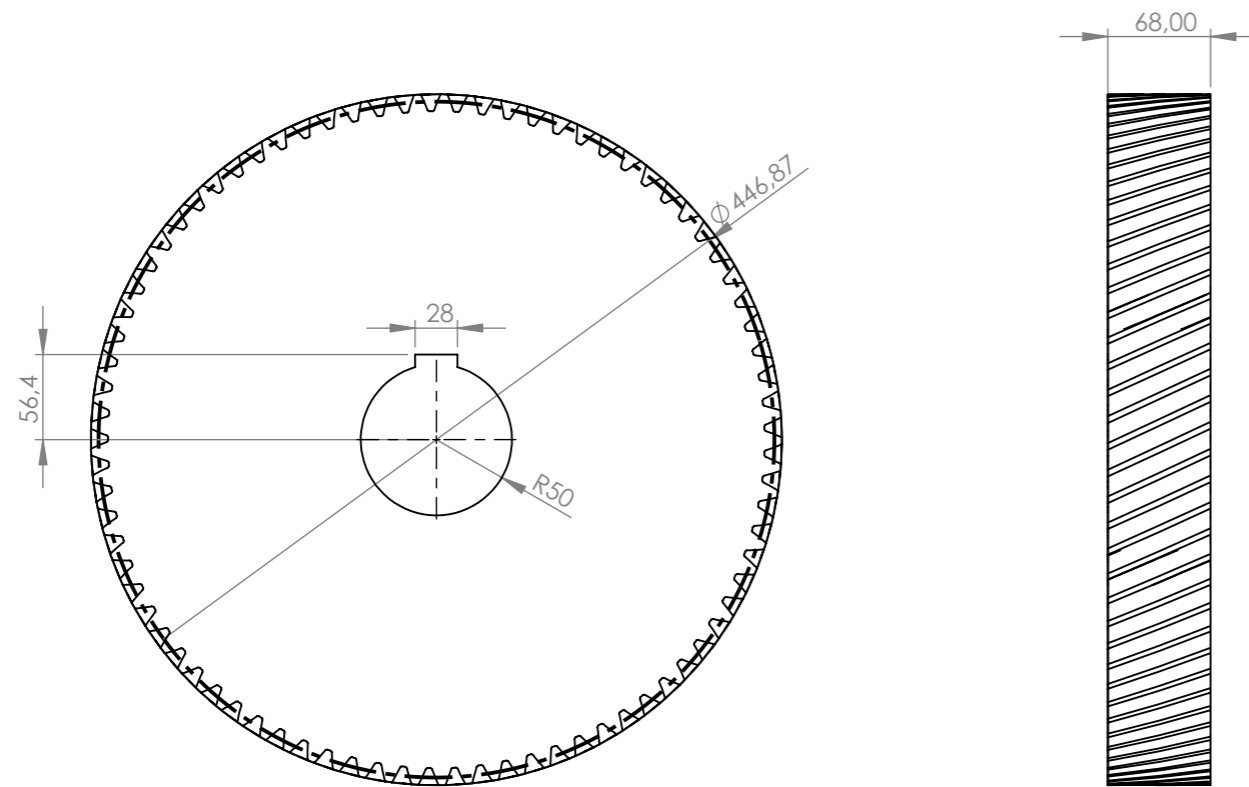
Nº DE DIENTES	77
MÓDULO NORMAL	4
MÓDULO APARENTE	4,41
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°
ÁNGULO DE HÉLICE	25°
DIÁMETRO PRIMITIVO	339,84 mm

Autor: Adrián Plaza Jarque		ETSID CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD	
Tutor: Francisco José Rubio Montoya			
ESCALA 1:2	RUEDA 1ª ETAPA		JUNIO 2019
			PLANO Nº9



DIENTES	24
MÓDULO NORMAL	5
MÓDULO APARANTE	5,52
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°
ÁNGULO DE HÉLICE	25°
DIÁMETRO PRIMITIVO	132,41 mm

Autor: Adrián Plaza Jarque		ETSID CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Tutor: Francisco José Rubio Montoya		
ESCALA 1:1	PIÑÓN 2ª ETAPA	JUNIO 2019
		PLANO Nº10



DIENTES	81
MÓDULO NORMAL	5
MÓDULO APARENTE	5,52
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°
ÁNGULO DE HÉLICE	25°
DIÁMETRO PRIMITIVO	446,87 mm

Autor: Adrián Plaza Jarque		ETSID CÁLCULO Y DISEÑO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD	
Tutor: Francisco José Rubio Montoya			
ESCALA 1:5	RUEDA 2ª ETAPA		JUNIO 2019
			PLANO Nº11