



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERIA DEL DISEÑO

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISION 32,1 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 3310 NM

TRABAJO FIN DE GRADO
GRADO DE INGENIERIA MECANICA

Autor: Víctor Pérez Soto

Tutor: José Enrique Tarancón Caro



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR
DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE
TRANSMISION 32,1 Y PAR MÁXIMO A LA
SALIDA DE 3310 NM**

MEMORIA

Documento nº 1

INDICE

1. OBJETO	3
2. FACTORES A CONSIDERAR	3
2.1 Necesidades de par.....	3
2.2 Condiciones de trabajo y temperatura	3
2.3 Condiciones de mantenimiento y duración	4
3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS	4
3.1 Transmisión por rozamiento. Correas	4
3.2 Correas planas.....	4
3.3 Correas trapezoidales	5
3.4 Cadenas	5
3.5 Correas dentadas o síncronas.....	5
3.6 Transmisiones por contacto directo, engranajes	6
4. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA	7
4.1 Descripción general del reductor	7
4.2 Descripción de los engranajes	8
4.2.1 Etapa 1.....	9
4.2.2 Etapa 2.....	10
4.3 DESCRIPCIÓN DE LOS EJES.....	11
4.3.1 Eje de entrada	11
4.3.2 Eje intermedio.....	12
4.3.3 Eje de salida	12
4.4 Descripción de los rodamientos	12
4.5 Descripción de chavetas.....	13
4.6 Elementos de fijación axial.....	14
4.7 Sellos radiales de aceite	14
4.8 Tapones y visores de la carcasa	14
4.9 Carcasa.....	15
5. BIBLIOGRAFIA	16

1. OBJETO

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

El reductor de velocidad diseñado tiene como especificaciones de uso:

- Velocidad del motor eléctrico: 1400 rpm
- Relación de transmisión total: 32,1
- Par máximo a la salida: 3310 Nm

La función del reductor de velocidad es la de otorgar el par necesario a la salida de este, con una disminución muy notable de la velocidad de giro que es transformada en el par requerido para el acople con la máquina industrial deseada. Esta transformación de la energía se debe de producir con la menor pérdida posible de potencia.

$$P = T_{entrada} \cdot \omega_{entrada} = T_{salida} \cdot \omega_{salida}$$

El sistema generará una potencia total de 15117,487 W

2. FACTORES A CONSIDERAR

2.1 Necesidades de par

La finalidad principal del reductor de velocidad es transformar la alta velocidad de entrada y su bajo par, en un par lo suficientemente alto en la salida para poder transmitir movimiento a la máquina industrial a la que sea conectada.

El reductor es accionado por un motor eléctrico que gira a 1400 rpm, transmitiendo al eje de entrada un par de 103,1152 Nm. Por otro lado, en el eje de salida tendremos un par máximo de 3310 Nm, con una velocidad de giro de 247,788 rpm.

2.2 Condiciones de trabajo y temperatura

El reductor de velocidad será utilizado en una fábrica industrial o taller donde las temperaturas oscilarán entre los 18 grados y los 30 grados variando notablemente en función de la estación del año.

El motor eléctrico al que va conectado el reductor genera una carga uniforme, con bajas vibraciones lo que otorga un funcionamiento suave para el reductor.

2.3 Condiciones de mantenimiento y duración

Como datos a destacar en el mantenimiento hay que revisar y sustituir los rodamientos que sean necesarios cada 50.000 horas de funcionamiento. En periodos más cortos, el aceite con un ciclo de vida aproximado de unas 3.000 horas. Es aconsejable revisar periódicamente el nivel del aceite en el cárter.

3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Para conseguir el par y la velocidad que se necesita en el eje de salida, es bastante común la utilización de sistemas de transmisión para conseguir las necesidades de la máquina arrastrada. Estos sistemas o elementos de transmisión disminuyen la velocidad y aumentan el par a la salida. A continuación, se describen los elementos de transmisión más comunes.

3.1 Transmisión por rozamiento. Correas

Estos sistemas tienen un rendimiento entre el 85 y 98%, no posee una relación de velocidades exactas y depende de la potencia que se transmite, a causa del deslizamiento entre la correa y poleas.

Ventajas:

- Coste reducido y bajos requerimientos en el posicionamiento de los árboles.
- Funcionamiento silencioso.
- Absorción óptima de los choques y protección contra sobrecargas.

Inconvenientes:

- Relación de transmisión inexacta y dependiente de la carga.
- Se sobrecargan los cojinetes debido a la necesidad de la tensión previa.
- Duración limitada.
- Son sensibles al ambiente y a las condiciones climatológicas.

3.2 Correas planas

Se utilizan entre árboles paralelos y cruzados, empleados en aplicaciones de alta velocidad de trabajo o que requiera el paso por poleas de pequeño radio.

Tienen un rendimiento alrededor del 85%.

3.3 Correas trapezoidales

Para la misma fuerza de presión poseen una capacidad de transmisión hasta tres veces superior a las correas planas, arranca con más suavidad y con menor deslizamiento.

Se utilizan solamente entre árboles paralelos y el rango de velocidades oscila entre los 2 y 50 m/s pudiendo alcanzar un rendimiento del 98%.

3.4 Cadenas

Consiste en la unión de dos o más ruedas o piñones por medio de una cadena. Empleado en árboles paralelos cuando la distancia entre sus ejes es muy elevada. La relación de transmisión que se puede llegar a alcanzar es de $i=6$, con un rendimiento comprendido entre el 97 – 98%.

Ventajas

- El coste es menor respecto a los engranajes
- Mantienen una relación de transmisión constante
- Posibilidad de accionar más de una rueda con una sola cadena
- Pueden trabajar en ambientes agresivos sin necesidad de cárter

Desventajas

- Duración limitada
- Limitaciones de potencia y velocidad de funcionamiento hasta 15 m/s
- Ocupan mucho espacio
- Necesitan lubricación
- No trabajan elásticamente
- Son más caras que las correas

3.5 Correas dentadas o síncronas

Con este tipo de correas se pueden conseguir ventajas parecidas a las de las cadenas, pero eliminando los problemas de lubricación y pudiendo trabajar a velocidades superiores hasta 60 m/s.

Como inconvenientes estas transmisiones necesitan mayor espacio para trabajar que las cadenas y son mucho más ruidosas.

3.6 Transmisiones por contacto directo, engranajes

Es el sistema más utilizado, ya que sirven para una gran variedad de potencias, velocidades y relaciones de transmisión.

Ventajas

- Relación de transmisión constante
- Alta fiabilidad y larga duración
- Dimensiones reducidas
- Alto rendimiento
- Mantenimiento reducido
- Capacidad de soportar sobrecargas

Desventajas

- Coste elevado
- Altos ruidos durante su funcionamiento
- Transmisión muy rígida

Tipos de transmisiones por engranajes:

1. **Engranajes cilíndricos helicoidales:** utilizados entre árboles paralelos, admitiendo hasta relaciones de transmisión entre etapas de $i=8$ y el rendimiento de cada etapa es de 96-99%. Son más costosos que los engranajes de dientes rectos, pero estos tienen un funcionamiento más silencioso y realizan una transmisión mucho más suave
2. **Engranajes cónicos:** se emplean en árboles que se cortan y con relaciones de transmisión hasta $i=6$, para exigencias muy elevadas utilizan dentado especial
3. **Engranajes cónicos desplazados:** se utilizan entre árboles cruzados cuando la distancia entre ellos es pequeña, con el fin de reducir los ruidos y tener posibilidad de prolongar los árboles de transmisión. El rendimiento de este tipo de transmisión es inferior al de engranajes cónicos debido al mayor deslizamiento
4. **Transmisión por tornillo sin fin:** se utiliza con árboles cruzados y altas relaciones de transmisión con rendimientos entre el 45% y el 97%, disminuyendo al aumentar la relación de transmisión

5. **Transmisión por engranajes cilíndricos helicoidales cruzados:** utilizados para árboles entrecruzados con distancias pequeñas y con relaciones de transmisión de 1 hasta 5.

4. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA

Tras nombrar en el apartado anterior los diferentes sistemas, la solución optada para nuestro reductor de velocidad es la transmisión del movimiento por engranaje de contacto directo mediante engranajes cilíndricos de dientes helicoidales.

Se ha optado por la solución descrita por los requisitos que exige el reductor de velocidad que a continuación nombramos:

- Alta relación de transmisión
- Elevado rendimiento
- Diseño del reductor compacto
- Transmisión suave y uniforme, sin apenas vibraciones
- Bajo mantenimiento y alta durabilidad de los componentes

4.1 Descripción general del reductor

Como ya se ha comentado anteriormente uno de los principales requisitos del reductor era que la relación de transmisión era muy elevada, tomando el valor de $i = 32,1$. Este valor tan elevado condiciona el diseño debiendo de hacer dos etapas para así reducir el tamaño de los engranajes y poder hacerlo un poco más compacto, aunque veremos a continuación que el tamaño aún así es grande. Con esto obtendremos dos etapas con el mismo valor de relación de transmisión $i_1 = 5,66$ y $i_2 = 5,66$.

A la hora de dimensionar y calcular los diámetros de los árboles, se procederá al cálculo mediante el criterio de la rigidez torsional, pero no solo se estudian los árboles con este método, debemos de estudiar el fallo a fatiga y estudiaremos la deflexión lateral de los ejes. Estudiamos todos los casos y comprobamos que ninguna de las tres condiciones genere fallo, si esto ocurriera, se cambiaría el material empleado o se sobredimensionarían los ejes.

Para evitar pérdidas por fricción en cada eje, se instalarán rodamientos, concretamente dos rodamientos por eje. Los rodamientos elegidos son rodamientos de rodillos cónicos de una hilera.

De manera simétrica a los árboles estudiaremos los engranajes para los cuales tendremos un coeficiente de seguridad de $X = 1,5$. Estudiaremos los dos fallos ocurrentes en los engranajes, fallo superficial y fallo por flexión. El primero es progresivo y avisa del problema generando ruido o vibración en el sistema, en cambio el fallo por flexión no presenta aparentemente ningún fallo y es catastrófico. Por tanto, el coeficiente de seguridad a flexión debe de ser superior al coeficiente de fallo superficial.

$$X_f > X_s > X$$

Las uniones entre engranajes y árboles se realizarán mediante chavetas normalizadas. Además, para la sujeción axial de los elementos que irán montados sobre los ejes, se instalarán anillos de retención como cambios de sección en el eje para ayudar a sostener estos elementos. Estos cambios de sección producirán concentradores de tensiones que tendremos muy en cuenta a la hora de estudiar los ejes reduciendo la vida a fatiga de nuestros árboles.

El contacto entre elementos metálicos debe siempre ir lubricado, en este caso la vamos a realizar con aceite (VG 680) por barboteo, de modo que el aceite será llevado a los rodamientos del sistema a partir de los engranajes que estarán parcialmente cubiertos de aceite y salpicarán el sistema lubricando y manteniendo en todo momento el sistema en perfecto funcionamiento y manteniendo los elementos en perfecto estado. El aceite que está contenido en el cárter, debe de ser inspeccionado periódicamente gracias a los visores de nivel, para comprobar el nivel y el estado de este. El sistema será totalmente estanco mediante tapones situados en la parte superior e inferior del reductor, sirviendo también como vía para el llenado y vaciado del aceite. Para evitar que dicho aceite se salga hacia el exterior del reductor, se dispondrán retenes de goma sobre el eje de entrada y salida, además de unas juntas de estanqueidad entre las dos partes que construyen la carcasa del reductor.

4.2 Descripción de los engranajes

Un reductor por engranajes es el conjunto de, como mínimo, dos o más ruedas dentadas capaces de transmitir un par y una velocidad de un elemento a otro. Este conjunto está formado por un piñón, rueda de menor tamaño y con la característica de ser la rueda motriz del sistema, por otro lado, tenemos la rueda de mayor tamaño llamada rueda que es el elemento conducido del engranaje.

Para definir cada rueda hay que especificar el módulo empleado, ya que este valor estandarizado permite la transmisión entre dos ruedas fijando el valor de la altura del diente en función del adendo y dedendo. El adendo corresponde a 1.00 veces el

módulo, y 1.25 al dedendo. Con lo que podemos establecer el diámetro exterior, siendo este el diámetro primitivo más la altura del adendo y en cambio, para obtener el diámetro del fondo de la entalla emplearemos el dedendo, restando el diámetro primitivo menos 1.25 el valor del módulo.

La referencia de las ruedas es el diámetro primitivo y equivale al valor del diámetro si las ruedas fueran ruedas de fricción, pero en este reductor los engranajes empleados son de tipo cilíndricos de dientes helicoidales, para garantizar un funcionamiento suave.

4.2.1 Etapa 1

La primera etapa esta formada por el piñón situado en el eje de entrada y la rueda del eje intermedio, con las siguientes características:

piñón primera etapa	
Relación de transmisión	5,66
Módulo	3
Número dientes piñón	19
Diámetro primitivo piñón (mm)	60,66
Diámetro exterior (mm)	63,66
Diámetro fondo	56,908
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	20°

rueda primera etapa	
Relación de transmisión	5,66
Módulo	3
Número dientes rueda	107
Diámetro primitivo rueda (mm)	341,60
Diámetro exterior (mm)	344,60
Diámetro fondo (mm)	337,851
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	20°

Una vez dichos los parámetros de los engranajes de la primera etapa se calcula el ancho de los engranajes, teniendo en cuenta el coeficiente de seguridad al fallo a flexión siendo mucho más crítico que el fallo a presión superficial. El valor del ancho de este engranaje es de $b=28\text{mm}$, mostrado en el anexo de cálculos.

El material empleado en la fabricación de estos engranajes es un acero aleado templado y revenido 42CrMo4 cuyas características son:

- Resistencia a rotura: 1120 MPa
- Resistencia a fluencia: 1040 MPa
- Dureza superficial: HB 321

4.2.2 Etapa 2

La segunda etapa está formada por el piñón situado en el eje intermedio y la rueda del eje salida, con las siguientes características:

piñón segunda etapa	
Relación de transmisión	5,66
Módulo	3
Número dientes rueda	25
Diámetro primitivo rueda (mm)	79,81
Diámetro exterior (mm)	82,81
Diámetro fondo (mm)	76,063
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	20°

rueda segunda etapa	
Relación de transmisión	5,66
Módulo	3
Número dientes rueda	141
Diámetro primitivo rueda (mm)	450,15
Diámetro exterior (mm)	453,15
Diámetro fondo (mm)	446,4
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	20°

Con el mismo método que en el caso anterior, obtendremos el ancho de las ruedas siendo este $b = 127 \text{ mm}$

El material empleado es el mismo que para el otro par de ruedas, un acero aleado templado y revenido 42CrMo4 cuyas características son:

- Resistencia a tracción: 1120 MPa
- Resistencia a fluencia: 1040 MPa
- Dureza superficial: HB 321

Todos los valores del acero empleado en la fabricación están recogidos en la TABLA Nº1

4.3 Descripción de los ejes

El reductor consta de tres ejes o árboles, formado por el eje de entrada, intermedio y salida que son capaces de transmitir el movimiento a los piñones y ruedas que van sujetos a los ejes mediante chavetas y chaveteros.

Los ejes deben ser lo suficientemente resistentes para soportar las deformaciones mínimas permitidas por deflexión lateral y por rigidez torsional, además debe ser capaz de no sufrir fallo por fatiga.

4.3.1 Eje de entrada

Es el eje que recibe la fuerza inicial del motor eléctrico al que está conectado, con una velocidad de 1400 rpm y un par de giro de 103,25 Nm aproximadamente. En el anexo de cálculo podemos comprobar cómo mediante el criterio de la rigidez torsional obtenemos un valor de eje de $d = 30 \text{ mm}$ como mínimo donde tenga que soportar momentos torsores y comprobando posteriormente que es el valor más restrictivo comparándolo con el dimensionado a fatiga y deflexión lateral.

El material empleado para la fabricación del eje intermedio ha sido 34NiCrMo6 normalizado, siendo las características principales de este:

- Resistencia a fluencia: 860 MPa
- Resistencia a rotura: 1300 MPa
- Dureza superficial: HB 388
- Elongación máxima 12%

4.3.2 Eje intermedio

Árbol encargado de soportar el trabajo transmitido a la rueda de la primera etapa por el piñón de la etapa de entrada, obteniendo una velocidad de giro de 247,35 rpm y un par de giro de 584,81 Nm, obteniendo por rigidez torsional un diámetro mínimo de 50mm y una vez estudiados los casos también desfavorables como la deflexión y la fatiga, se puede confirmar que el diámetro del eje intermedio será de 50mm.

El material empleado, coincide con el del eje de entrada, es 34NiCrMo6 normalizado, siendo las características principales de este:

- Resistencia a fluencia: 860 MPa
- Resistencia a rotura: 1300 MPa
- Dureza superficial: HB 388
- Elongación máxima 12%

4.3.3 Eje de salida

Este eje es el encargado de transmitir a la máquina arrastrada el par arrastrado de 3310 Nm con una velocidad de 43,5 rpm, debido a la unión que se establece entre el piñón del eje intermedio y la rueda del eje de salida. Como se ha visto en los apartados anteriores, mediante el criterio de rigidez torsional se obtiene un valor de diámetro de eje de 80mm y tras estudiar los condicionantes de fallo a fatiga y deflexión lateral, se establece como diámetro de eje el valor dicho de 80 mm.

El material empleado, coincide con los anteriormente estudiados, es 34NiCrMo6 normalizado, siendo las características principales de este:

- Resistencia a fluencia: 860 MPa
- Resistencia a rotura: 1300 MPa
- Dureza superficial: HB 388
- Elongación máxima 12%

4.4 Descripción de los rodamientos

Los rodamientos son los encargados de permitir una mínima fricción entre los ejes y la carcasa, favoreciendo un funcionamiento suave del mecanismo. Se han empleado rodamientos de rodillos cónicos de una sola hilera, con la finalidad de contrarrestar los

esfuerzos axiales aparecidos en los engranajes. Los rodamientos han sido seleccionados de la página web del fabricante de rodamientos SKF (www.skf.com)

Los cálculos para la selección de los rodamientos se encuentran en el anexo “Cálculos”.

Rodamientos para eje de entrada:

- Rodamiento A: 30206
- Rodamiento B: 31305

Rodamientos para eje intermedio:

- Rodamiento A: 30208
- Rodamiento B: 30208

Rodamientos para eje de salida:

- Rodamiento A: 32314
- Rodamiento B: 30216

Las tablas donde se recogen todos los datos técnicos de los rodamientos se encuentran en el anexo de tablas.

4.5 Descripción de chavetas

Las chavetas son los elementos empleados para transmitir los esfuerzos de torsión entre el eje y las ruedas dentadas que están situadas sobre los ejes, sirviendo de unión entre ambos elementos. Estos dispositivos son colocados en unos orificios mecanizados sobre los ejes, llamados chaveteros.

Las dimensiones de las chavetas están normalizadas según la norma UNE 171012-1:1967 y las podemos encontrar en el anexo de tablas TABLA N°3

Dimensiones de las chavetas utilizadas:

- Eje de entrada: longitud: 38mm; 8 x 7 mm de sección
- Eje intermedio: longitud: 63mm; 14 x 9 mm de sección
- Eje de salida: longitud: 100mm; 22 x 14 mm de sección

El material empleado para la fabricación de las chavetas es un Acero normalizado 20MnCr5 con un límite de fluencia de 400 MPa y un límite de fractura de 680 MPa. Se

trata de un acero mucho menos resistente que el material de los engranajes debido a que si rompe la chaveta no resultará un coste elevado.

4.6 Elementos de fijación axial

Casquillos

Empleados para la fijación y separación entre dos elementos montados sobre un eje.

Cambios de sección del eje

El aumento del diámetro en el eje puede ayudar a mantener y fijar elementos sobre el eje, pero no solo podemos tener este método de fijación para los diferentes elementos porque imposibilitan el montaje de los demás elementos.

4.7 Sellos radiales de aceite

Estos elementos son también llamados retenes, que actúan como juntas de estanqueidad para ejes rotativos. Se trata de elementos elásticos que actúan por tensión radial propia del material.

Anillo de seguridad utilizado en el eje de entrada:

- HMS5 V 30x45x7 del fabricante SKF

Anillo de seguridad utilizado en el eje de salida:

- HMS5 V 80x100x10 del fabricante SKF

En las tablas N°22 y N°23 encontramos las fichas técnicas de dichos elementos

4.8 Tapones y visores de la carcasa

La carcasa del reductor incluirá diferentes elementos para el llenado y vaciado de la carcasa con el lubricante seleccionado. Instalando un tapón para el llenado, uno para el vaciado y un visor para comprobar el nivel y suciedad del aceite.

Tapón de llenado

Situado en la parte superior de la carcasa nos ayudará a la hora de llenar el interior de la carcasa. Hemos seleccionado el tapón 4853200000 de M20x1,5.

Ficha técnica en el anexo de tablas, siendo la tabla que lo recoge la tabla N°24

Tapón de vaciado

Situado en la parte inferior de la base de la carcasa, para facilitar el vaciado por gravedad de esta. Además, el tapón de vaciado incluye una base magnética que facilitará a la agrupación de la viruta y partículas metálicas que se produzcan a partir del rozamiento generado entre los engranajes.

El tapón seleccionado es el TM1415 con M14X1,5, la ficha técnica se encuentra en la tabla N° 25 del anexo de tablas de dicho documento.

Visor de nivel

Otro elemento instalado en la carcasa del reductor es el visor de nivel para comprobar el nivel de aceite en el cárter de este, además el visor incluye un reflector para facilitar la lectura y comprobación de la medición.

El visor de nivel de aceite seleccionado es 482120000 con M20x1,5, la ficha técnica del visor de aceite se encuentra en la tabla n°26 del anexo de tablas.

4.9 Carcasa

El diseño de la carcasa debe de ser el adecuado para que el reductor pueda ser montado y alojado en el interior de esta. Tiene además diferentes funciones, no sólo la de contener los elementos del reductor, servirá de soporte para los engranajes de cada una de las etapas, por lo que soportará diferentes fuerzas que estos soportan. Otra función que tiene la carcasa y es de cárter para lubricar los componentes, trabajando como cárter para el aceite que se utiliza para lubricar, por esto la carcasa dispondrá de un tapón de llenado y otro de vaciado.

La fabricación de la carcasa se realizará mediante molde de arena, al tener una forma sencilla y es más fácil de obtener, formada por dos semicajas, incluyendo nervios para dar mayor resistencia las secciones que soportan mayores cargas.

El material seleccionado será una fundición gris FG-25, según la norma UNE 1561:2011. Con una resistencia a la tracción de: 250 – 350 MPa y una dureza: 200 HB. Este material es de bajo coste y es empleado en la mayoría de los casos que se necesite un acabado superficial muy alto. Además, una característica muy importante es que tienen una gran resiliencia, absorbiendo gran cantidad de esfuerzo sin presentar apenas deformaciones permanentes

La parte superior de la carcasa albergará una argolla de métrica M20x1,5 para facilitar el transporte.

5. BIBLIOGRAFIA

- Besa González, Antonio; Giner Maravilla, Eugenio; Ródenas García, Juan José; Tarancón Caro, José Enrique; Valero Chuliá, Francisco. *Componentes de máquinas: Fatiga de alto ciclo*. Madrid: Pearson Educación, 2003.
- González Contreras, Francisco; Meseguer Calas. *Planificación de procesos y control numérico*. Valencia: Editorial Politècnica de València, 2014.
- García Ricart, José Manuel. *Apuntes de normalización*. Valencia: Editorial Politècnica de València, 2005.
- Tur Valiente, Manuel; Pedrosa Sánchez, Ana. Grado en ingeniería mecánica: *Diseño de máquinas I*. Valencia: Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.
- Grado en ingeniería mecánica: *Diseño de máquinas II*. Valencia: Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.
- SKF. (s.f.). <http://www.skf.com>
- Rotorclip. (s.f.). <https://rotorclip.com>

- Tecnodin. (s.f.). <http://tecnodin.com>



**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR
DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE
TRANSMISION 32,1 Y PAR MÁXIMO A LA
SALIDA DE 3310 NM**

CÁLCULOS

DEL RDUCTOR DE VELOCIDAD

Anexo I. Documento nº 1

INDICE

1.	INTRODUCCIÓN	20
2.	DATOS INICIALES	20
3.	DISEÑO CONCEPTUAL	20
4.	DIMENSIONADO DE LOS EJES	21
4.1	Relación de transmisión de cada etapa.....	21
4.2	Características de los ejes	21
4.3	Cálculo del diámetro de los ejes por rigidez torsional.....	22
5.	DIMENSIONADO DE LOS ENGRANAJES.....	23
5.1	Cálculo del espesor de los engranajes.....	25
5.1.1	Cálculo de resistencia a la rotura por fallo superficial.....	26
5.1.2	Cálculo de resistencia a rotura por flexión	28
5.2	Selección del lubricante a utilizar y comprobación	30
5.3	Justificación de los resultados	31
6.	DISEÑO DE CHAVETAS Y CHAVETEROS	33
7.	DISEÑO DE LOS EJES.....	35
7.1	Dimensiones de los ejes.....	35
7.2	Fuerzas actuantes en los ejes	37
7.3	Estudio de la deflexión en los ejes	40
7.3.1	Eje de entrada:	40
7.3.2	Eje intermedio.....	49
7.3.3	Eje de salida	52
7.4	Dimensionado de los ejes por fatiga.....	60
7.4.1	Estudio a fatiga del eje de entrada	62
7.4.2	Eje intermedio.....	65
7.4.3	Eje de salida	70
8.	CÁLCULO DE RODAMIENTOS	73
8.1	Cálculo de esfuerzos:	73
8.2	Cálculo de la vida del rodamiento	74
8.3	Resultados	76

1. INTRODUCCIÓN

En este apartado del proyecto se van a detallar los cálculos realizados a lo largo del diseño del reductor de velocidad, especificando y detallando los procesos empleados para ello.

2. DATOS INICIALES

Las características iniciales que sabemos del reductor son:

- o Velocidad de entrada: 1400rpm
- o Relación de transmisión: 32,1
- o Par torsor a la salida: 3310 Nm
- o Número de etapas 2

3. DISEÑO CONCEPTUAL

Como base inicial debemos de determinar el diseño conceptual de las etapas del reductor ya que este paso condicionará las principales características de este.

Una vez determinado el número de etapas del reductor, se deben definir una serie de condiciones: la disposición de los ejes, la forma aproximada de la caja, los métodos de fijación de los elementos sobre el eje, los rodamientos y la lubricación del mecanismo.

La **disposición de los ejes** seleccionada es la que se muestra en la figura 1, no es una solución muy compacta pero, es capaz de soportar los grandes esfuerzos a los que estará sometido el reductor. Además, nos facilitará un diseño más sencillo de la carcasa.

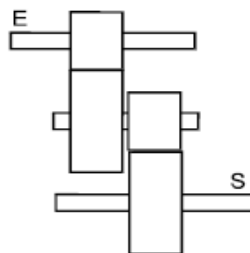


Fig.1 – Disposición de los ejes

Como **métodos de fijación** sobre el eje, se van a instalar casquillos para mantener la separación adecuada entre los distintos elementos que forman el sistema y para la unión de los ejes con las ruedas dentadas se utilizarán chavetas cuadradas.

El **lubricante empleado** será el mismo para las dos etapas al estar todas alojadas en el mismo cuerpo y así ahorraremos dinero y se podrán lubricar los elementos que así lo necesiten sin ningún problema, llegando el aceite a todos los puntos del reductor.

Los **rodamientos** seleccionados van en relación con el tipo de engranaje que tenemos, al ser engranajes de dientes helicoidales, se transmitirán fuerzas radiales y axiales, por ello colocaremos rodamientos de rodillos cónicos, debido a la buena actuación y absorción frente este tipo de esfuerzos.

4. DIMENSIONADO DE LOS EJES

4.1 Relación de transmisión de cada etapa

El primer paso es estimar las relaciones de transmisión de cada etapa, haciendo un primer cálculo con la raíz cuadrada del valor previamente dado:

$$i_{etapa} = \sqrt{32,1} = 5,66$$

Una vez sabemos el valor de la relación de una etapa, podemos buscar el valor que le otorgamos a cada etapa de modo que se consiga la relación de transmisión deseada.

$$i_{etapa1} = 5,66$$

$$i_{etapa2} = 5,66$$

4.2 Características de los ejes

Calculadas las relaciones de transmisión de cada una de las etapas del reductor y conociendo la velocidad del motor eléctrico y el par a la salida del reductor, podemos calcular las velocidades y pares de cada eje, además de la potencia total que soportará el sistema:

$$Potencia_{total} = 15117,487 \text{ W}$$

	W (rpm)	T (Nm)
Entrada	1400	103,115
Intermedio	247,350	584,806
Salida	43,614	3310

4.3 Cálculo del diámetro de los ejes por rigidez torsional

Un factor que es muy limitante a la hora de calcular el diámetro de los ejes del sistema, es la rigidez, siendo esta la capacidad que tiene el material para soportar esfuerzos sin sufrir deformaciones. Para esto tenemos dos limitaciones que condicionan el cálculo de diámetros para ejes sometidos a momentos torsionales y flectores:

- 1° de deformación torsional en una longitud de 20 veces el diámetro
- Deformación torsional máxima de 1,5 °/m

La fórmula que nos permite calcular el diámetro en los ejes:

$$\theta = \frac{T * L}{J * G}$$

Para sección circular:

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

Donde:

G: Módulo de rigidez torsional del material del eje. En nuestro caso conocemos el valor de la rigidez torsional del acero $G = 8,1 \cdot 10^{10} N/m^2$

θ : Deformación angular

T: Momento torsor

L: Longitud

d: diámetro (incógnita)

Para el cálculo del diámetro con la restricción de 1° en $20d$ la fórmula se nos queda con la siguiente forma:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * 20 * T}{\pi * \theta * G}}$$

En el otro de los casos la fórmula una vez despejada para calcular el diámetro:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 * T}{\theta * \pi * G * L}}$$

EJE	D1 (mm)	D2 (mm)	Dmín. (mm)	Dnorm. (mm)
Entrada	24,58	26,53	27	30
Intermedio	43,84	40,94	44	50
Salida	78,13	63,15	79	80

En la última columna observamos el valor redondeado a los diámetros normalizados comerciales

5. DIMENSIONADO DE LOS ENGRANAJES

Tras el cálculo del diámetro de los ejes, continuaremos con el dimensionado de los engranajes, determinando el diámetro de estos. Calculando el diámetro de la circunferencia primitiva de los piñones, después se multiplicará por el valor de la relación de transmisión de cada etapa y así lograremos establecer el diámetro de las ruedas del reductor.

También definiremos el ángulo de presión normal ($\alpha_n = 20^\circ$) y el ángulo de inclinación ($\beta=20^\circ$).

Además de los ángulos de presión y de inclinación debemos de calcular el número mínimo de dientes que tendrán las ruedas dentadas a partir de la fórmula que tenemos a continuación. Por motivos de costes estableceremos un número máximo

de dientes $Z_{m\acute{a}x.} = 150$ dientes, con la finalidad de no aumentar mucho el precio de fabricaci3n

$$Z_{m\acute{i}n} = \frac{2 * \cos\beta}{\text{sen}^2(\alpha_t)}$$

Donde α_t : es el 1ngulo de presi3n tangencial:

$$\text{tg}(\alpha_t) = \frac{\text{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta)}$$

$$Z_{min} = 14, 14 \text{ dientes}$$

$$Z_{m\acute{a}x} = 150 \text{ dientes}$$

Es necesario el c1lculo del m3dulo aparente, al utilizar dientes helicoidales:

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

Como primera aproximaci3n al di1metro del pi3n3n emplearemos la siguiente f3rmula:

$$d_{pi3n3n} = d_{eje} + 2h_2 + 7,5 * m_n$$

Donde h_2 es la profundidad del chavetero. Este valor lo obtendremos de la tabla N33 Dimensiones normalizadas para chavetas del anexo de tablas.

1El m3dulo normal (m_n) se trata del valor de los m3dulos estandarizados, los cuales podemos observar en la siguiente tabla :

m_n	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6
-------	---	------	-----	---	-----	---	---	---	---

Una vez calculado los di1metros con los datos previamente dichos, seleccionaremos aquellos m3dulos los cuales no generan interferencia y que no generen un n3mero mayor de 150 dientes

Para sacar el n3mero de dientes aproximado:

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

Una vez obtenido el valor de z , redondearemos al n3mero entero m1s cercano y volveremos a calcular el di1metro del engranaje. Para obtener el di1metro y n3mero de dientes en cada etapa nos apoyaremos en las relaciones de transmisi3n de cada una:

Etapa 1

mn	mt	d1*(mm)	z1*	z1	d1 (mm)	z2*	z2	d2(mm)	i	Valoración
1	1,06	44,10	41,44	42,00	44,70	237,00	237,00	252,21	5,64	z2>Zmáx.
1,25	1,33	45,98	34,56	35,00	46,56	198,00	198,00	263,38	5,66	z2>Zmáx.
1,5	1,60	47,85	29,98	30,00	47,89	170,00	170,00	271,37	5,67	z2>Zmáx.
2	2,13	51,60	24,24	24,00	51,08	136,00	136,00	289,46	5,67	Válido
2,5	2,66	55,35	20,80	21,00	55,87	119,00	119,00	316,59	5,67	Válido
3	3,19	59,10	18,51	19,00	60,66	107,00	107,00	341,60	5,63	Válido
4	4,26	66,60	15,65	16,00	68,11	90,00	90,00	383,10	5,63	Válido
5	5,32	74,10	13,93	14,00	74,49	79,00	79,00	420,35	5,64	interferencia
6	6,39	81,60	12,78	13,00	83,01	73,00	73,00	466,11	5,62	interferencia

Etapa 2

mn	mt	d1*(mm)	z1*	z1	d1 (mm)	z2*	z2	d2(mm)	i	Valoración
1	1,06	65,10	61,17	62,00	65,98	350,00	350,00	372,46	5,65	z2>Zmáx
1,25	1,33	66,98	50,35	50,00	66,51	283,00	283,00	376,45	5,66	z2>Zmáx
1,5	1,60	68,85	43,13	43,00	68,64	243,00	243,00	387,89	5,65	z2>Zmáx
2	2,13	72,60	34,11	34,00	72,36	192,00	192,00	408,64	5,65	z2>Zmáx
2,5	2,66	76,35	28,70	29,00	77,15	164,00	164,00	436,31	5,66	z2>Zmáx
3	3,19	80,10	25,09	25,00	79,81	141,00	141,00	450,15	5,64	Válido
4	4,26	87,60	20,58	21,00	89,39	119,00	119,00	506,55	5,67	Válido
5	5,32	95,10	17,87	18,00	95,78	102,00	102,00	542,73	5,67	Válido
6	6,39	102,60	16,07	16,00	102,16	90,00	90,00	574,66	5,63	válido
8	8,51	117,60	13,81	14,00	119,19	79,00	79,00	672,56	5,64	Interferencia

5.1 Cálculo del espesor de los engranajes

Para poder empezar a calcular los espesores de los engranajes de las diferentes etapas debemos de seleccionar el material que vamos a emplear para la construcción, en nuestro caso el acero seleccionado es un acero aleado templado y revenido (42CrMo4) con un límite de rotura de 1120 MPa y un límite de fluencia de 950 MPa mostrando una dureza de 321 HB

El método de diseño empleado para el cálculo consiste en buscar que el coeficiente de seguridad a flexión sea superior al coeficiente de seguridad por fallo superficial, teniendo en cuenta que el fallo por flexión es mucho más restrictivo y perjudicial para los engranajes aparte de no dar señales a simple vista y no “avisa”, definiéndose en la siguiente ecuación:

$$X_F \geq X_H \geq X$$

El primer valor que se establece para el cálculo del espesor del engranaje es el coeficiente de seguridad, nuestro coeficiente de seguridad lo establecemos en el valor 1,5, ($X=1,5$).

Por consiguiente, se calculará el ancho por fallo superficial y con ello obtendremos el coeficiente de seguridad que tiene a flexión, una vez obtenido este comprobaremos con la ecuación anterior si cumple o no, si cumple realizaremos la siguiente comprobación:

$$b \leq 2 \cdot d_1 \quad y \quad b > 0,25 \cdot d_1$$

Si se cumplen ambas condiciones el material seleccionado será el adecuado, aceptando el diseño, si no se cumple alguna de las dos condiciones deberíamos de cambiar el material seleccionado para los engranajes

5.1.1 Cálculo de resistencia a la rotura por fallo superficial

El coeficiente de seguridad a presión superficial se define como:

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

Donde:

- S_{HP} : tensión de contacto máxima admisible por el material en las condiciones geométricas, de funcionamiento y lubricación del engranaje para una vida determinada y con un nivel de confianza conocido
- σ_H : tensión máxima debida a la presión superficial.

El fallo a tensión máxima debida a la presión superficial, se ha obtenido a partir de la tensión de Hertz adoptando el criterio de obtener esta tensión en el punto primitivo

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

Donde:

- Z_H : coeficiente geométrico.
- Z_E : coeficiente elástico.
- Z_ϵ : coeficiente de conducción, el cual considera el reparto de carga entre los varios dientes de los engranajes, en nuestro caso trabajamos con las fórmulas que hacen referencia a los engranajes de dientes helicoidales.
- Z_β : factor de ángulo de hélice, considerando la inclinación del diente.
- F_t : fuerza tangencial.
- K_A : coeficiente que pondera las sobrecargas dinámicas debidas a factores externos del engranaje.
- K_V : coeficiente dinámico, que considera las cargas dinámicas ocasionadas por la vibración de los engranajes.
- $K_{H\beta}$: coeficiente de distribución de carga longitudinal.
- $K_{H\alpha}$: coeficiente de distribución de carga transversal.

Tras el cálculo de la tensión máxima debida a la presión superficial, calcularemos y evaluaremos la tensión de contacto máxima admisible (S_{HP}) con los cuales calcularemos el coeficiente de seguridad por fallo superficial. La tensión de contacto máxima admisible se expresa como:

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

Donde:

- S_{HL} : tensión de contacto límite del material
- Z_N : coeficiente de duración
- Z_L : coeficiente de viscosidad del lubricante
- Z_R : coeficiente de rugosidad
- Z_V : coeficiente de velocidad
- Z_W : coeficiente de dureza
- Z_X : coeficiente de tamaño

Finalmente obtendremos la ecuación resultante para calcular el espesor del engranaje, tras despejar de la ecuación de la tensión superficial:

$$b = \frac{F_t}{d_1} \cdot \frac{1+i}{i} \cdot K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} \cdot \left(\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta}{S_{HP}} \right)^2$$

5.1.2 Cálculo de resistencia a rotura por flexión

El estudio y cálculo del ancho del engranaje prosigue con la obtención del coeficiente de seguridad a flexión con el ancho obtenido con el fallo superficial y comprobar que sea mayor que el coeficiente de seguridad del fallo superficial:

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

El factor S_{FP} es la tensión normal máxima admisible y se puede calcular con la siguiente fórmula:

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

Vamos a estudiar cada uno de los términos de la ecuación

- S_{FL} : tensión a flexión límite del engranaje
- S_{HL} : tensión límite del engranaje a flexión
- Y_{ST} : coeficiente de concentración de tensiones del engranaje
- Y_{NT} : coeficiente de duración
- $Y_{\delta rT}$: coeficiente de sensibilidad a la entalla
- Y_{RtT} : coeficiente de rugosidad relativa
- Y_X : coeficiente de tamaño

En el denominador del coeficiente de seguridad a flexión tenemos la tensión originada por la flexión en la base del diente utilizando el método de Lewis para su obtención:

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

Donde:

- Y_{Fa} : coeficiente de forma para carga aplicada en el extremo
- Y_ϵ : coeficiente de conducción
- Y_{sa} : coeficiente de concentración de tensiones
- Y_β : factor de inclinación
- Y_B : factor de espesor de aro
- Y_A : coeficiente de aplicación

- K_V : coeficiente dinámico
- $K_{F\beta}$: coeficiente de distribución de carga longitudinal
- $K_{F\alpha}$: coeficiente de distribución de carga transversal

Una vez obtenidos los valores que dan paso al cálculo del coeficiente de seguridad a flexión, se comprobará si este es mayor que el coeficiente deseado para el sistema.

Tras la estimación del ancho del engranaje mediante presión superficial y comprobado que el coeficiente de seguridad a flexión es mayor que el requerido se comprobará que el ancho está entre los siguientes valores:

$$b < 2d$$

$$b > 0,5 * d$$

En las siguientes tablas tenemos las posibles anchuras para los engranajes del reductor, tanto para la primera etapa como para la segunda:

Etapa 1:

mn	mt	z1	d1 (mm)	z2	d2(mm)	b(mm)	xf
2	2,128	24	51,081	136	289,456	44	2,31
2,5	2,660	21	55,869	119	316,593	34	2,9
3	3,193	19	60,658	107	341,601	28	3,29
4	4,257	16	68,107	90	383,104	24	3,76

Etapa 2:

mn	mt	z1	d1 (mm)	z2	d2(mm)	b (mm)	xf
3	3,193	25	79,813	141	450,147	127	2,26
4	4,257	21	89,391	119	506,549	80	3,05
5	5,321	18	95,776	102	542,731	67	3,16
6	6,385	16	102,161	90	574,656	57	3,25

5.2 Selección del lubricante a utilizar y comprobación

Para seleccionar el lubricante debemos de conocer el tamaño del engranaje, pero para calcular este debemos de tener en cuenta las características del lubricante a emplear. Por lo tanto, inicialmente supondremos un lubricante y a raíz de su valor de viscosidad comprobaremos que finalmente el valor obtenido del engranaje determinará si el lubricante es adecuado para el uso en nuestro reductor o no.

Vamos a empezar un aceite ISO VG 680, tomando su viscosidad cinemática a 40 grados siendo esta 680 cSt y a 38 grados 700 cSt valores extraído de la TABLA N° 2 que relaciona la viscosidad con la temperatura

El lubricante lo vamos a comprobar por el Método United, el cual se puede aplicar a engranajes con velocidades y cargas medias, donde la carga se evalúa por medio de:

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

Donde F_t es la fuerza tangencial que se produce en el engranaje y se calcula como:

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

La comprobación del lubricante la realizamos calculando la viscosidad del lubricante a 38°C con:

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

Donde:

$$v_t = w_{\text{piñón}} * \frac{d_1}{2}$$

Con las fórmulas anteriores obtendremos la viscosidad adecuada para nuestros engranajes a una temperatura de 38°C y esta viscosidad la compararemos con la del aceite seleccionado previamente

Primera etapa:

Vt	4,45	m/s
K	2,36	N/mm ²

$v_{38} = 291,578 < v_{38}$	CUMPLE
-----------------------------	---------------

Segunda etapa

Vt	1,04	m/s
K	1,69	N/mm ²

$v_{38} = 489,35 < v_{38}$	CUMPLE
----------------------------	---------------

5.3 Justificación de los resultados

Para concluir el diseño de los engranajes, se van a justificar los resultados gracias a la hoja de cálculo proporcionada por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales, dando a conocer los valores que obtienen los parámetros descritos en el apartado del cálculo del espesor del engranaje.

Etapa 2:

Datos generales				Geometría dentado				Resultados eje por Torsión							
X	1,5			α_f	21,17 °	0,3695 rad		G	7,92E+10 N/m ²						
Pot	15117,589 W			β_b	18,75 °	0,3272 rad		T	582,60 N·m						
i	5,65			m_n	3,19			1° en 20° d	44,1 mm						
$\omega_{pinón}$	247,788 rpm	25,95 rad/s		b_{m1}	79,81 mm			d	44,1 mm						
m_h	3 mm			h_1	6,750 mm	altura diente		d_1	81,1 mm	estimado					
β	20 °	0,3491 rad		h_2	4,3 mm	h chavetero cubo									
α_a	20 °	0,3491 rad		s_e	6,86 mm	S _w /h	1,02								
d_1	79,81 mm														
Datos eje				Datos generales				Interferencia dentado helicoidal							
E eje	2,06E+11 N/m ²			Z ₁	25 dientes	d ₁ real	79,81 mm	Z _{inter}	14,41						
v _{eqe}	0,3			Z ₂	141 dientes	d ₂ real	450,15 mm								
θ/L _{max}	1,5 °/m	0,0262 rad/m		Z _{v1}	30,13 dientes	Dc	264,98 mm								
d eje	50 mm			Z _{v2}	169,93 dientes	Par (T)	582,60 N/m								
				F _{torq}	14599,17 N	Vz/100R	0,255 m/s								
				V _{torq}	1,04 m/s	i real=	5,6400								
Datos Engranajes				Coef. a fallo superficial				Coeficientes de tensión a flexión				Coef. de funcionamiento			
N° Material piñón =	7	Ac. aleado templado y revenido		Z _H	2,37	Y _{Fa1}	2,58	Y _{Fa2}	2,16	K _{sF}	0,0193				
E1	2,06E+05 N/mm ²			Z _H	189,81 (N/mm ²) ^{0,5}	s _{sa}	1,69			K _{βh}	0,0087				
v1	0,3			Z _β	1,03	Y _{Fe}	0,69			K _s	1,98				
N° Material rueda =	7	Ac. aleado templado y revenido				Y _{sa1}	1,76	Y _{sa2}	2,16	K _{σH}	1,00				
E2	2,06E+05 N/mm ²					Y _β	1,27			K _{σV}	1,00				
v2	0,3	min	max	Cálculos previos material											
HB1	321 O.K.	200	360	σ _F	12,2										
HB2	321 O.K.	200	360	R _m	3,00	2,16									
S _{HL1}	794,5 N/mm ²			C _{ZL1}	0,83	C _{ZL2}	0,83								
S _{RL1}	323,4 N/mm ²			C _{ZV1}	0,85	C _{ZV2}	0,85								
S _{HL2}	794,5 N/mm ²			C _{ZR1}	0,15	C _{ZR2}	0,15								
S _{RL2}	323,4 N/mm ²			R _{σH}	1,31										
Sy1	1120 N/mm ²			Material a fallo superficial				Material a flexión				0,7194			
Sy2	1120 N/mm ²			Z _σ	1,000	Z _σ	1,090	Y _{NT}	1,000						
v _{eq}	320 mm ² /s			Z _{V1}	0,903	Z _{V2}	0,903	Y _{ST}	2,100						
Qiso	5			Z _{R1}	1,133	Z _{R1}	1,133	Y _{σT1}	0,000	0,910	Y _{σT2}	0,000	1,061		
K _s r	7,5			Z _w	1,088			Y _{σT1}	1,097		Y _{σT2}	1,097			
K _s h	6,7			S _{SP1}	885,47	S _{SP2}	885,47 N/mm ²	Y _{σL}	1,000		Y _{σL}	1,000			
Rz1	1,4 μm			b _H =	133,2342 Z ² ·K _{σH} ·K _s mm	PIÑÓN		S _{FP1}	678,11 N/mm ²		S _{FP2}	790,22 N/mm ²			
Rz2	1,4 μm			Anchura a fallo superficial											
Rz	1,4 μm			b _H	b _β	Z _ε	K _{βH}	K _{βF/b}	K _{vσ}	K _{vβ}	K _v	b _H			
K _α	1,5			79,81	2,90	0,77	1,289	274,37	1,024	1,017	1,017	103,43			
				103,43	3,75	0,77	1,414	211,72	1,028	1,020	1,020	113,87			
				113,87	4,13	0,77	1,479	192,31	1,029	1,022	1,022	119,32			
				119,32	4,33	0,77	1,516	183,54	1,030	1,023	1,023	122,36			
				122,36	4,44	0,77	1,537	178,97	1,031	1,023	1,023	124,12			
				124,12	4,50	0,77	1,550	176,43	1,031	1,024	1,024	125,16			
				125,16	4,54	0,77	1,557	174,96	1,031	1,024	1,024	125,79			
				125,79	4,56	0,77	1,562	174,09	1,031	1,024	1,024	126,16			
				126,16	4,58	0,77	1,564	173,58	1,032	1,024	1,024	126,39			
				126,39	4,59	0,77	1,566	173,27	1,032	1,024	1,024	126,52 CAMBIAR			
												PIÑÓN			
				Coeficiente de seguridad a flexión				X _{normado} = 1,50				d1			
				N _e	K _{βH}	Y _F	σ _p piñón	σ _p rueda	X _e				79,8 mm		
				0,9468	1,529	0,83	300,55 N/mm ²	244,35 N/mm ²	2,26 O.K.				20,0 mm		
							X _e	2,26	3,23				159,6 mm		
													b=		
													127 mm		

6. DISEÑO DE CHAVETAS Y CHAVETEROS

Como paso previo para el dimensionado y diseño de los ejes, vamos a calcular los elementos que unirán los engranajes con los ejes e impedirán su rotación, además serán las encargadas de transmitir el par torsor adecuadamente.

Para las chavetas vamos a utilizar un acero normalizado y muy utilizado en la fabricación de estas, se trata de 20MnCr5 con un límite de fluencia de 400MPa y de fractura de 680 MPa

La longitud de las chavetas se obtiene de la siguiente expresión:

$$L_{chaveta} \geq 1,25 * D$$

Tras la obtención de la longitud de la chaveta, emplearemos la TABLA Nº 3 seleccionaremos la chaveta según la norma UNE 17102-1:1967

Tamaño de chavetas:

	EJE 1	EJE 2	EJE 3
Diámetro D (mm)	30	50	80
Ancho chaveta b (mm)	8	14	22
Alto chaveta h (mm)	7	9	14
Profundidad en eje h_i (mm)	4,1	5,5	9
Profundidad en cubo h_2 (mm)	3,3	3,8	5,4
longitud l (mm)	37,5	62,5	99,2
	38	63	100

Y por último deberemos de establecer el tamaño del chavetero que albergará la chaveta en el eje, calculando en función de la longitud de la chaveta:

$$L_{chavetero} = L_{chaveta} + Ancho$$

Eje de entrada	46 mm
Eje Intermedio	77 mm
Eje de salida	122 mm

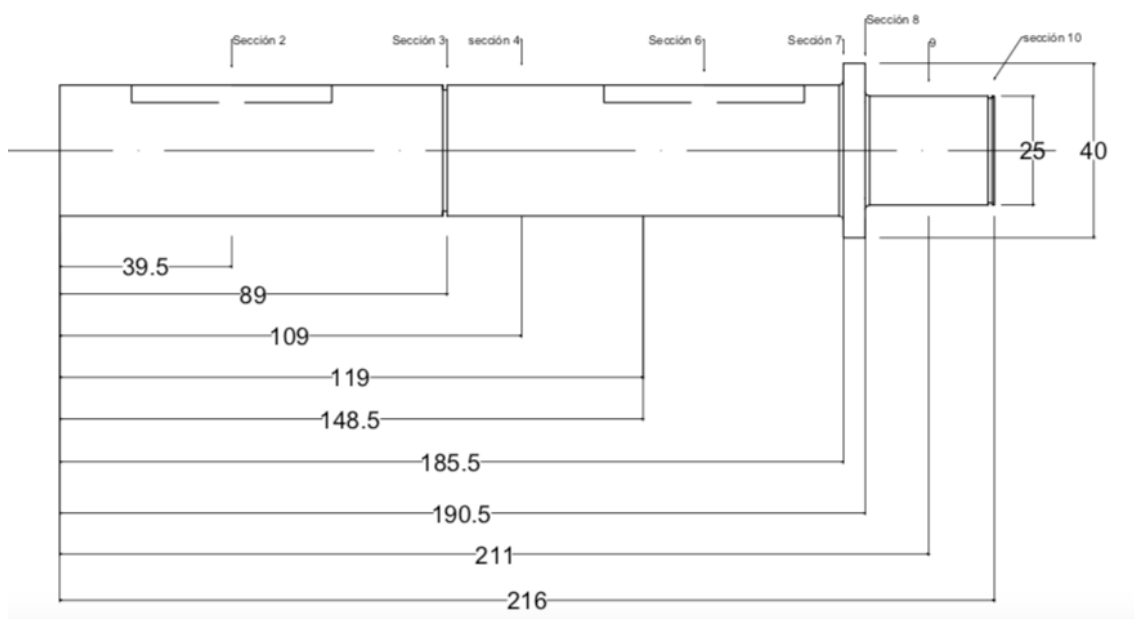
7. DISEÑO DE LOS EJES

Para el dimensionado de los ejes tenemos que tener en cuenta tres criterios que lo condicionan, como es la rigidez torsional, la fatiga y la flexión lateral. El dimensionado por rigidez torsional ya lo vimos y analizamos previamente para poder obtener el diámetro de los engranajes.

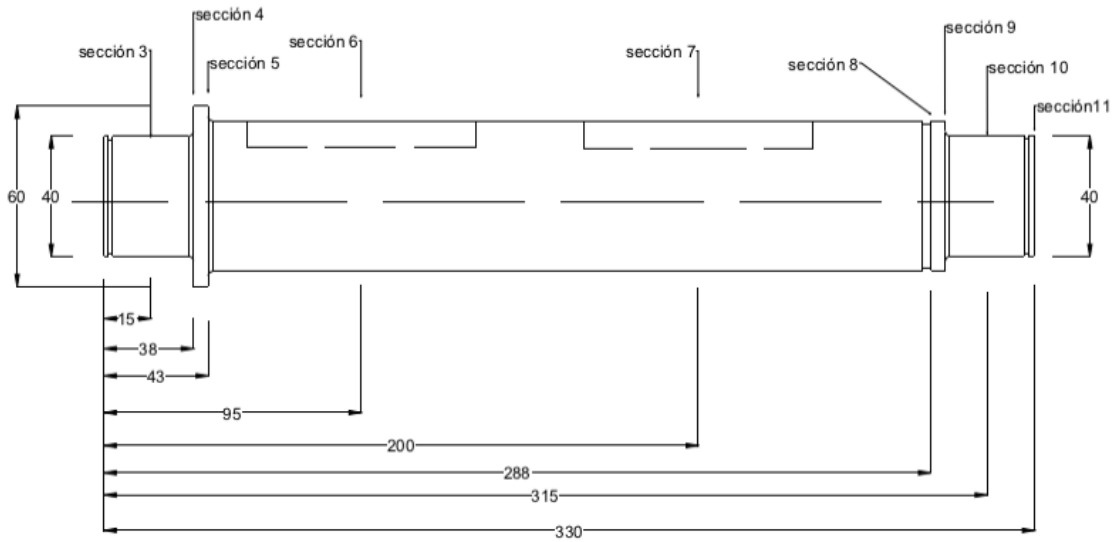
Para la fabricación de los ejes emplearemos un acero laminado y forjado, el acero 34NiCrMo6 el cual posee una resistencia a tracción de 1300 MPA, un límite de fluencia de 860 MPa y una dureza de 388 HB. Este material es más resistente que el de los engranajes, debido a que los ejes soportan muchas más sollicitaciones y tiene que tener mucha más rigidez y resistencia.

7.1 Dimensiones de los ejes

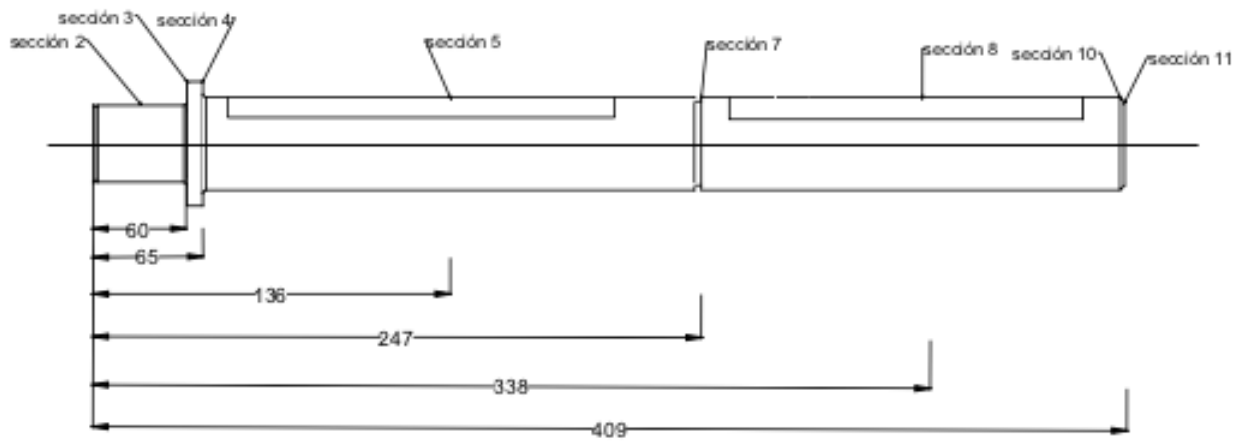
Eje de entrada:



Eje intermedio:



Eje de salida

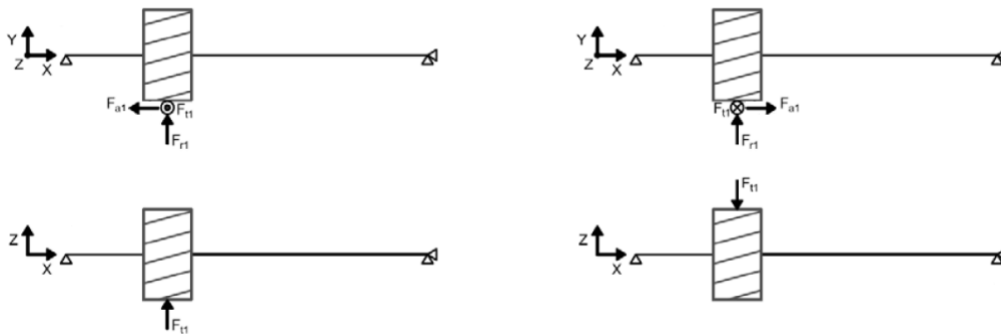


7.2 Fuerzas actuantes en los ejes

Entrada

HORARIO

ANTIHORARIO



Encontramos diferentes fuerzas actuantes en el eje de entrada, la primera y que se encontrará en la sección 2 del esquema del eje, es una fuerza radial y la calcularemos como:

$$F_r = \frac{T_e}{2 \cdot d_{eje}} = \frac{103,115}{2 \cdot \frac{30}{1000}} = 1718,588 \text{ N}$$

En la sección 6 del eje estarán las fuerzas debidas al piñón de la primera etapa y aparecerán tres fuerzas, una tangencial, radial y axial:

$$F_t = \frac{T_e}{\frac{d_{piñon1}}{2}} = \frac{103,115}{\frac{60,658/1000}{2}} = 3399,88 \text{ N}$$

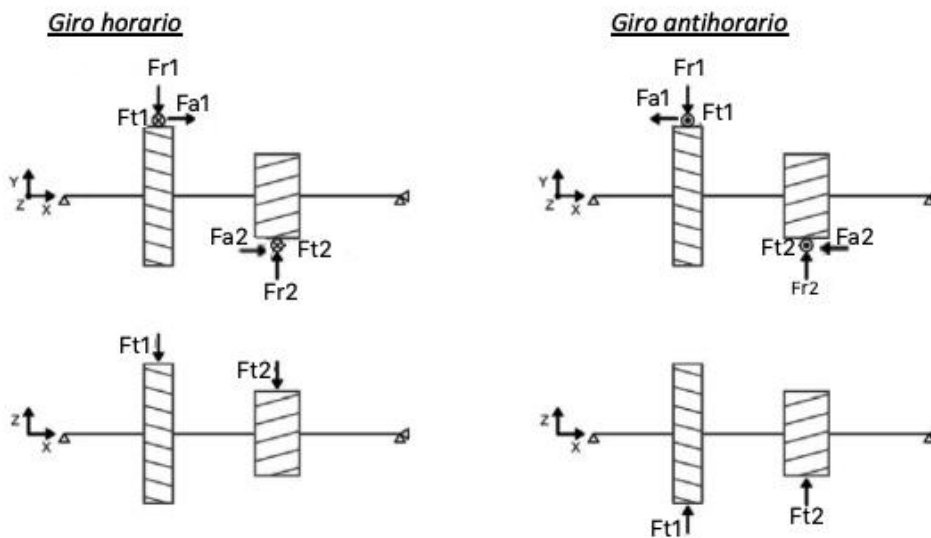
$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 3399,88 \cdot \tan(21,17) = 1316,88 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 3399,88 \cdot \tan 20 = 1237,45 \text{ N}$$

La fuerza axial generará un momento sobre la sección

$$M = \frac{d}{2} \cdot F_a = 37,53 \text{ Nm}$$

Intermedio



En el eje intermedio no tenemos fuerza radial producida por el acoplamiento con la máquina externa, solo tenemos las fuerzas que generan los engranajes en el eje En la sección 6 y 7 del croquis.

Sección 6:

$$F_t = \frac{T_i}{\frac{d_{rueda1}}{2}} = \frac{585,841}{\frac{341,601/1000}{2}} = 3429,97N$$

$$F_r = F_t * \tan(\alpha_t) = 3429,97 * \tan(21,17) = 1328,54 N$$

$$F_a = F_t * \tan(\beta) = 3429,97 * \tan 20 = 1248,41 N$$

Sección 7:

$$F_t = \frac{T_i}{\frac{d_{piñon2}}{2}} = \frac{585,841}{\frac{79,813/1000}{2}} = 14680,27N$$

$$F_r = F_t * \tan(\alpha_t) = 3429,97 * \tan(21,17) = 5686,145 N$$

$$F_a = F_t * \tan(\beta) = 3429,97 * \tan 20 = 5343,18 \text{ N}$$

Las fuerzas axiales en ambas secciones generan momento flector:

Sección 6:

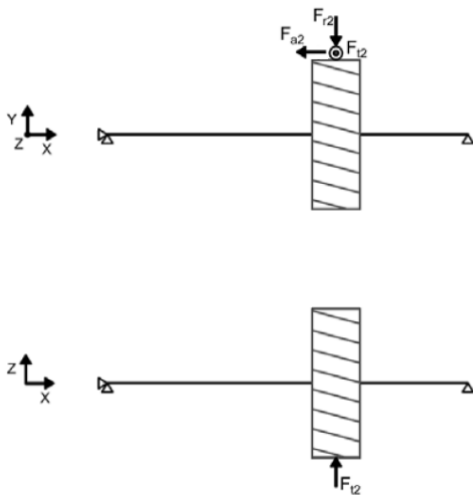
$$M = \frac{d}{2} * F_a = 213,23 \text{ Nm}$$

Sección 7:

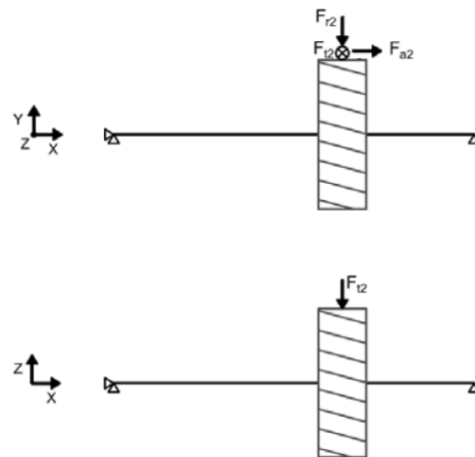
$$M = \frac{d}{2} * F_a = 213,228 \text{ Nm}$$

Eje de salida

HORARIO



ANTIHORARIO



En el eje de salida nos encontramos en una situación similar a la que posee el eje de entrada en el cual tenemos las fuerzas generadas por la unión entre el piñón 2 y rueda 2, además de la fuerza generada por el acoplamiento con la máquina exterior:

$$F_r = \frac{T_s}{2 \cdot d_{eje}} = \frac{103,115}{2 \cdot \frac{80}{1000}} = 20687,5N$$

En la sección 6 del eje estarán las fuerzas debidas al piñón de la primera etapa y aparecerán tres fuerzas, una tangencial, radial y axial:

$$F_t = \frac{T_e}{\frac{d_{piñon2}}{2}} = \frac{103,115}{\frac{450,147/1000}{2}} = 14706,30N$$

$$F_r = F_t * \tan(\alpha_t) = 14706,3 * \tan(21,17) = 5696,23 N$$

$$F_a = F_t * \tan(\beta) = 14706,3 * \tan 20 = 5352,655 N$$

Momento flector

$$M = \frac{d}{2} * F_a = 1204,74Nm$$

7.3 Estudio de la deflexión en los ejes

Para ver si cumplen los ejes con la deflexión lateral, vamos a utilizar una hoja de cálculo de Excel facilitada por el Departamento de Ingeniería Mecánica y Materiales (DIMM), esta hoja evalúa la deformación del eje en función de las fuerzas que están actuando en cada uno de los ejes del sistema.

Procedimiento empleado:

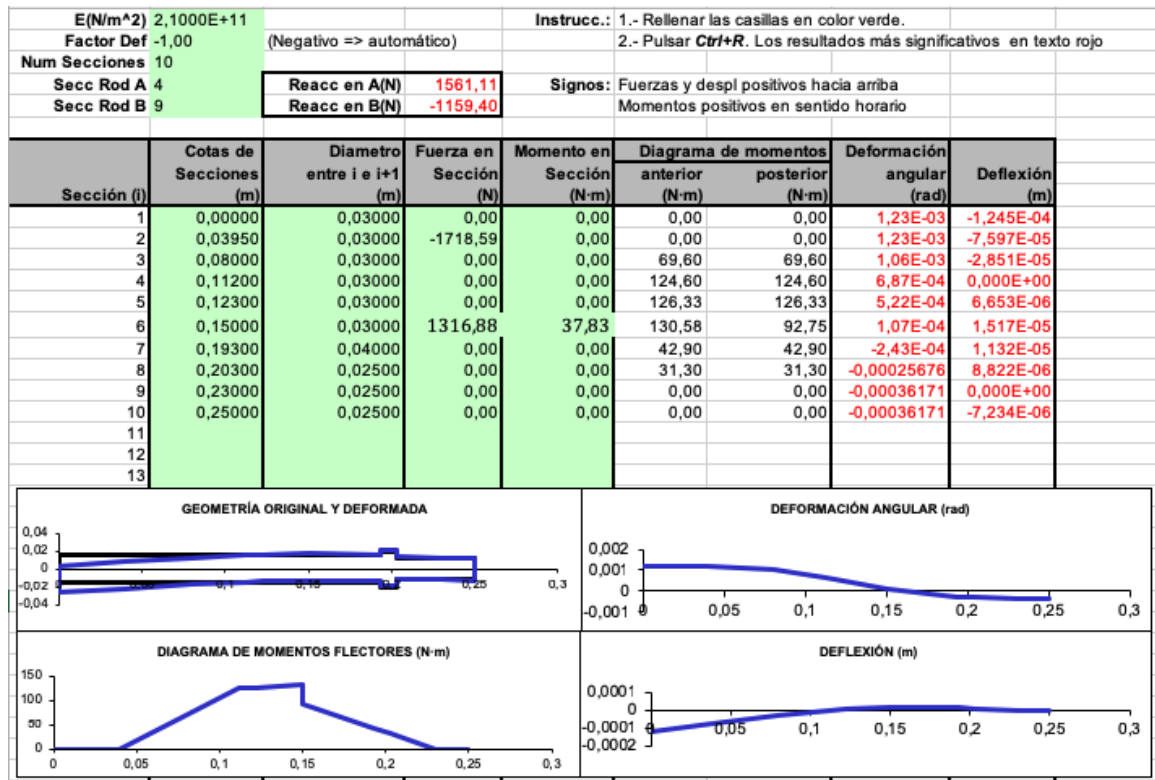
1. Planteamiento del posible eje
2. Representación del esquema de las fuerzas actuantes
3. Calcular deflexión lateral (con la hoja de excel) para los planos ortogonales XZ y XY y teniendo en cuenta los ambos sentidos de giro
4. Combinación de esfuerzos de ambos planos

7.3.1 Eje de entrada:

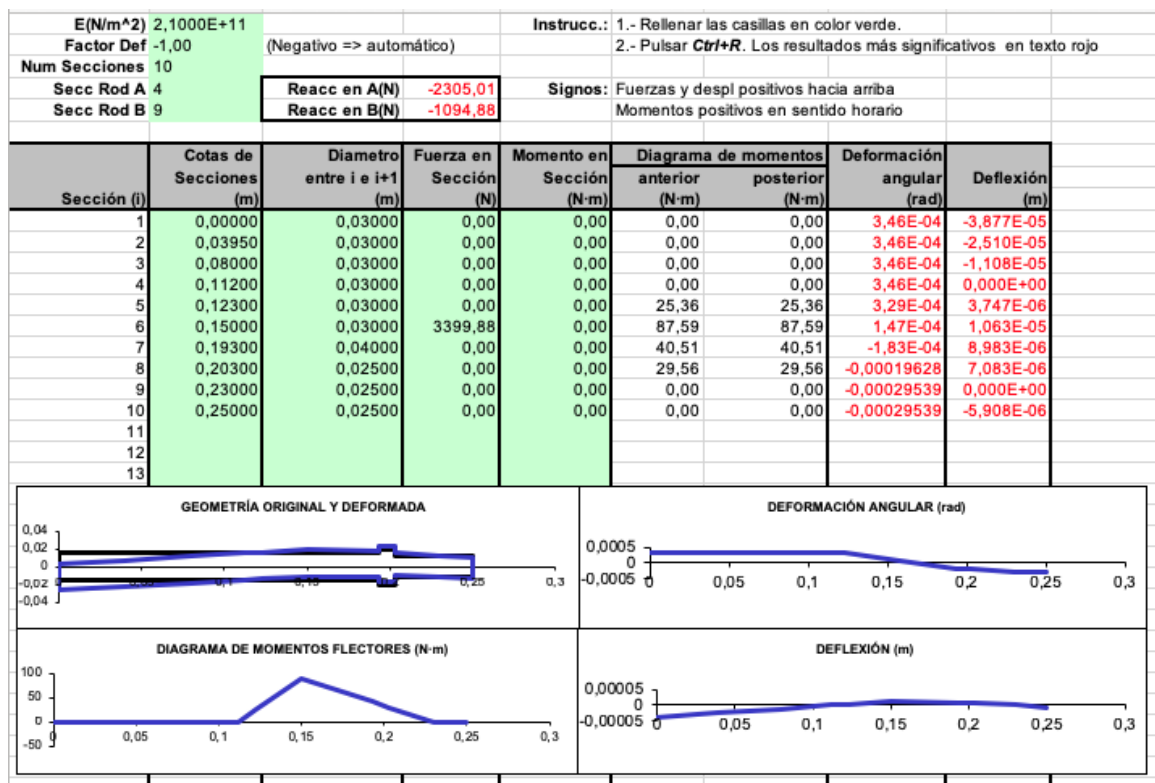
Máquina de anclaje ejerciendo fuerza negativa sobre el eje

Sentido horario de giro

Plano XY:



Plano XZ:



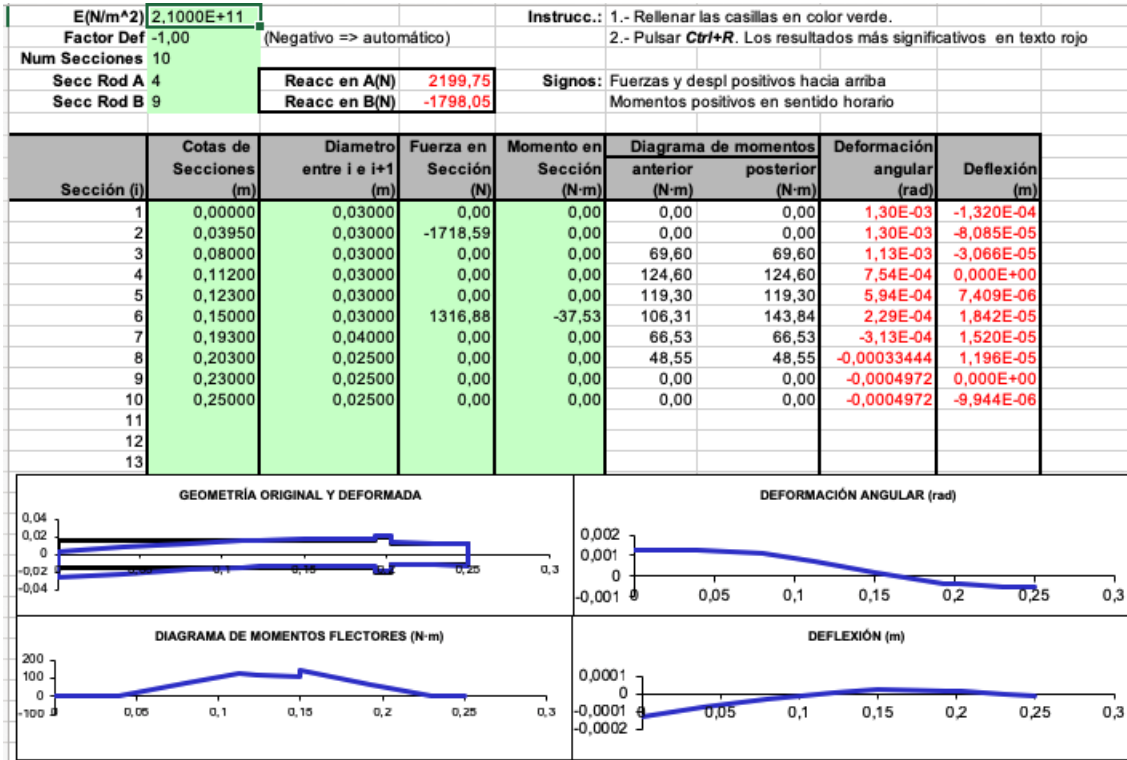
Combinación eje de entrada sentido horario:

Sección (i)	Cotas de	Diametro	Diagrama de momentos		Deformación	
	Secciones (m)	entre i e i+1 (m)	anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	1,276E-03	1,304E-04
2	0,03950	0,03000	0,00	0,00	1,276E-03	8,001E-05
3	0,08000	0,03000	69,60	69,60	1,115E-03	3,058E-05
4	0,11200	0,03000	124,60	124,60	7,695E-04	0,000E+00
5	0,12300	0,03000	128,85	128,85	6,172E-04	7,635E-06
6	0,15000	0,03000	157,24	127,57	1,815E-04	1,852E-05
7	0,19300	0,04000	59,00	59,00	3,040E-04	1,445E-05
8	0,20300	0,02500	43,06	43,06	3,232E-04	1,131E-05
9	0,23000	0,02500	0,00	0,00	4,670E-04	0,000E+00
10	0,25000	0,02500	0,00	0,00	4,670E-04	9,340E-06

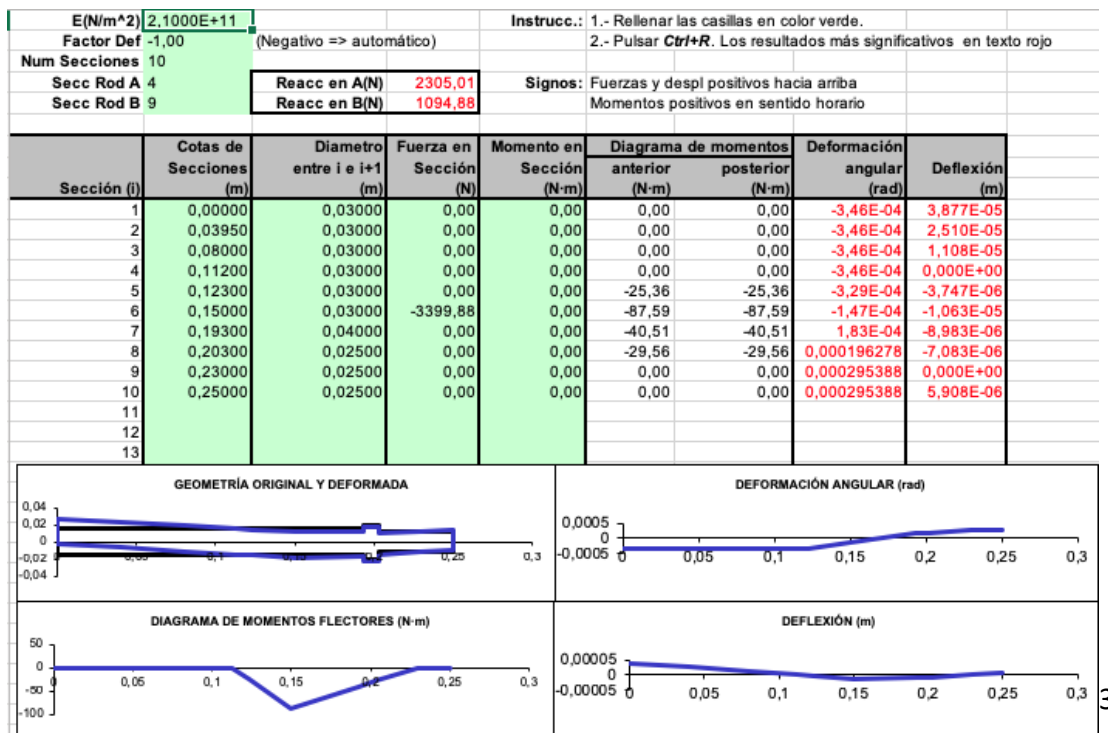
Reacc. en A(N)	2783,90
Reacc. en B(N)	1594,67

Sentido antihorario de giro

Plano XY:



Plano XZ:



Combinación giro anti horario eje de entrada:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación	
			anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	1,341E-03	1,376E-04
2	0,03950	0,03000	0,00	0,00	1,341E-03	8,465E-05
3	0,08000	0,03000	69,60	69,60	1,179E-03	3,260E-05
4	0,11200	0,03000	124,60	124,60	8,301E-04	0,000E+00
5	0,12300	0,03000	121,97	121,97	6,791E-04	8,303E-06
6	0,15000	0,03000	137,75	168,41	2,721E-04	2,127E-05
7	0,19300	0,04000	77,89	77,89	3,623E-04	1,766E-05
8	0,20300	0,02500	56,84	56,84	3,878E-04	1,390E-05
9	0,23000	0,02500	0,00	0,00	5,783E-04	0,000E+00
10	0,25000	0,02500	0,00	0,00	5,783E-04	1,157E-05

Reacc en A(N)	3186,22
Reacc en B(N)	2105,17

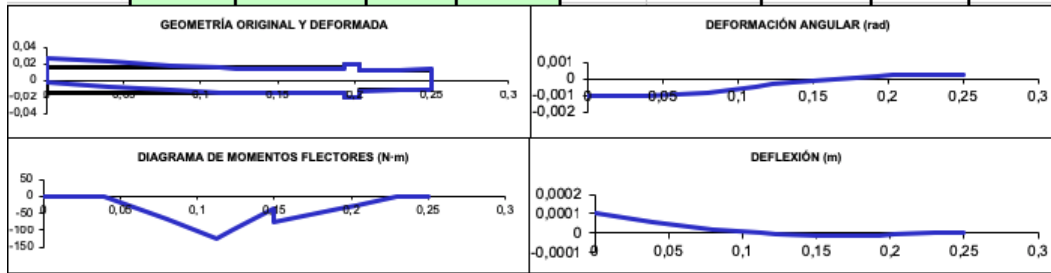
Máquina de anclaje ejerciendo fuerza positiva sobre el eje

Sentido horario de giro

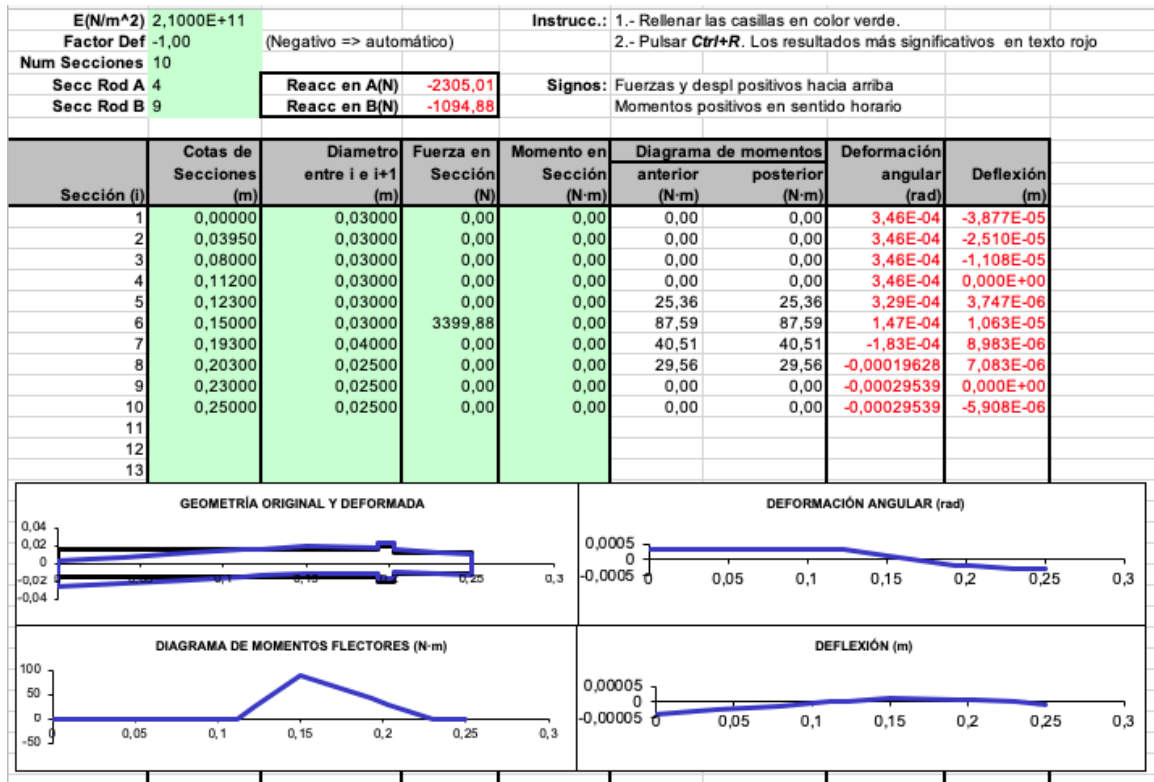
Plano XY:

E(N/m ²)	2,1000E+11	Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	10		
Secc Rod A	4	Reacc en A(N)	-3985,36
Secc Rod B	9	Reacc en B(N)	949,89
		Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba Momentos positivos en sentido horario

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,03E-03	1,020E-04
2	0,03950	0,03000	1718,59	0,00	0,00	0,00	-1,03E-03	6,140E-05
3	0,08000	0,03000	0,00	0,00	-69,60	-69,60	-8,58E-04	2,208E-05
4	0,11200	0,03000	0,00	0,00	-124,60	-124,60	-4,86E-04	0,000E+00
5	0,12300	0,03000	0,00	0,00	-99,66	-99,66	-3,39E-04	-4,507E-06
6	0,15000	0,03000	1316,88	37,53	-38,46	-75,99	-1,15E-04	-1,019E-05
7	0,19300	0,04000	0,00	0,00	-35,15	-35,15	1,71E-04	-8,241E-06
8	0,20300	0,02500	0,00	0,00	-25,65	-25,65	0,000182386	-6,472E-06
9	0,23000	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000268371	0,000E+00
10	0,25000	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000268371	5,367E-06
11								
12								
13								



Plano XZ:



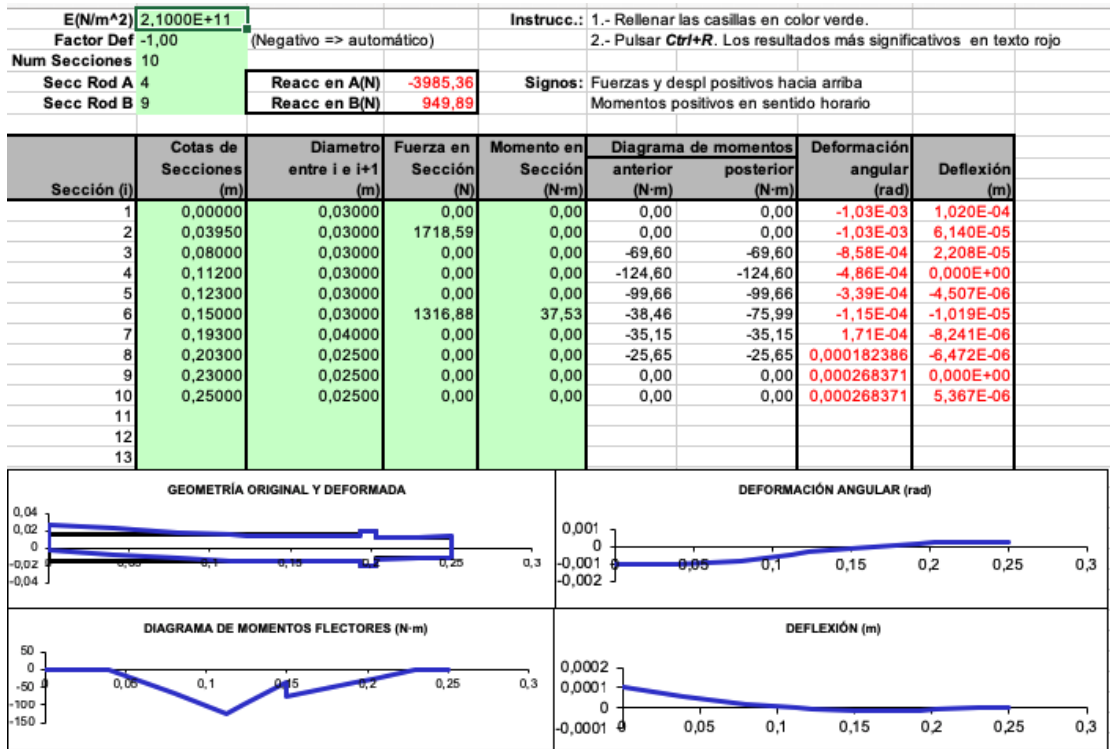
Combinación horario eje de entrada:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación	
			anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	1,084E-03	1,091E-04
2	0,03950	0,03000	0,00	0,00	1,084E-03	6,634E-05
3	0,08000	0,03000	69,60	69,60	9,256E-04	2,470E-05
4	0,11200	0,03000	124,60	124,60	5,970E-04	0,000E+00
5	0,12300	0,03000	102,84	102,84	4,724E-04	5,861E-06
6	0,15000	0,03000	95,66	115,96	1,867E-04	1,472E-05
7	0,19300	0,04000	53,63	53,63	2,504E-04	1,219E-05
8	0,20300	0,02500	39,14	39,14	2,679E-04	9,595E-06
9	0,23000	0,02500	0,00	0,00	3,991E-04	0,000E+00
10	0,25000	0,02500	0,00	0,00	3,991E-04	7,982E-06

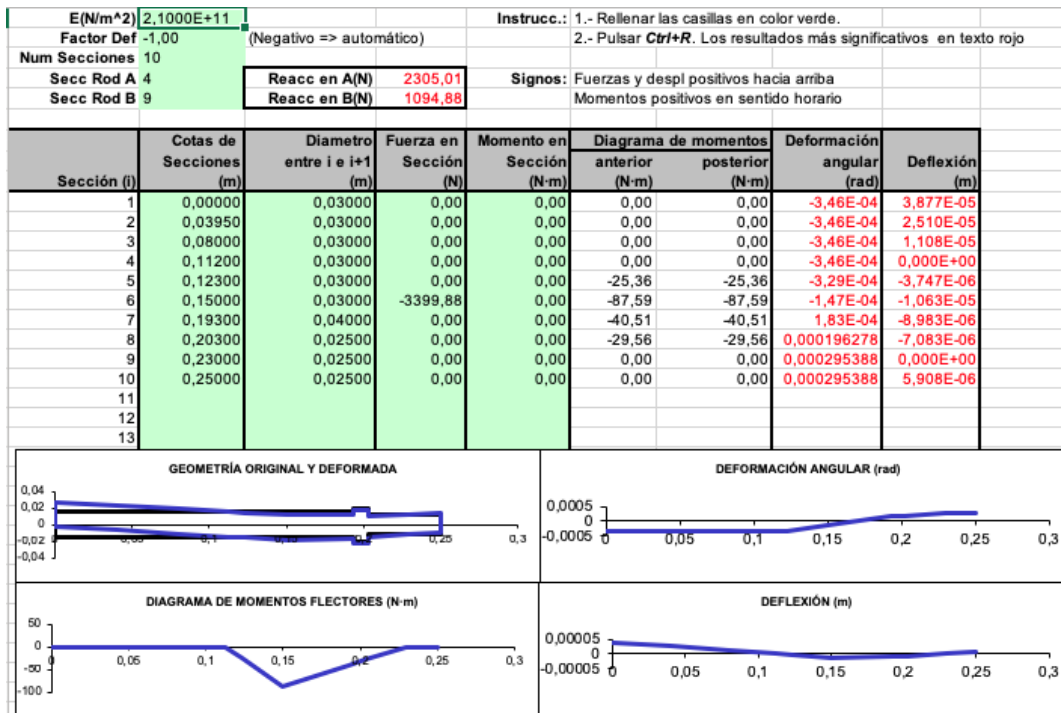
Reacc en A(N)	4603,92
Reacc en B(N)	1449,50

Sentido antihorario de giro

Plano XY:



Plano XZ:



Combinación anti horario eje de entrada:

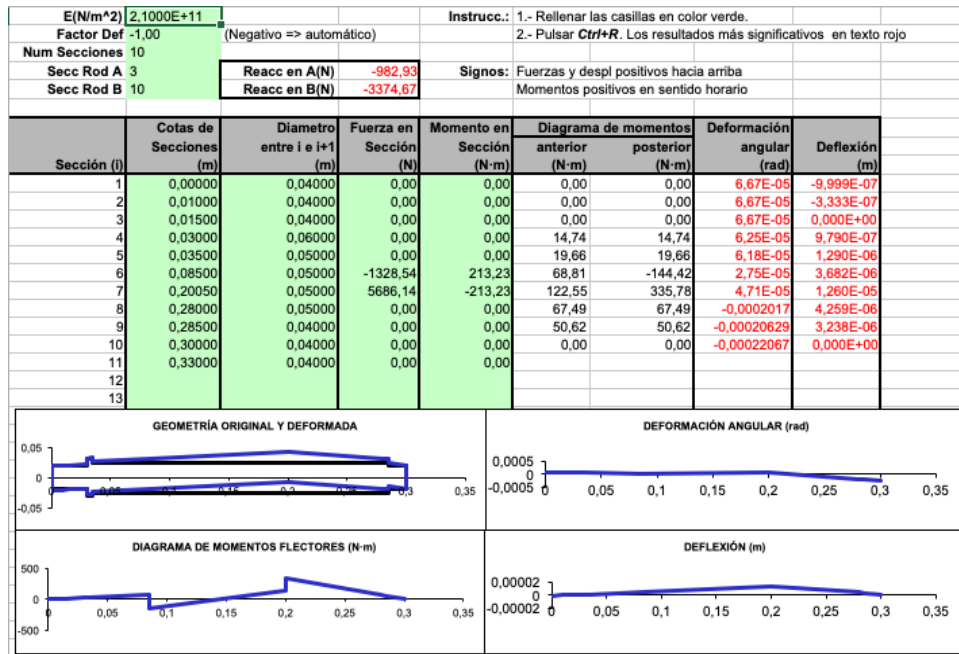
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación	
			anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,03000	0,00	0,00	1,021E-03	1,021E-04
2	0,03950	0,03000	0,00	0,00	1,021E-03	6,187E-05
3	0,08000	0,03000	69,60	69,60	8,639E-04	2,281E-05
4	0,11200	0,03000	124,60	124,60	5,438E-04	0,000E+00
5	0,12300	0,03000	109,63	109,63	4,241E-04	5,303E-06
6	0,15000	0,03000	107,68	91,12	1,470E-04	1,270E-05
7	0,19300	0,04000	42,14	42,14	2,091E-04	9,994E-06
8	0,20300	0,02500	30,75	30,75	2,226E-04	7,834E-06
9	0,23000	0,02500	0,00	0,00	3,241E-04	0,000E+00
10	0,25000	0,02500	0,00	0,00	3,241E-04	6,482E-06

Reacc en A(N)	4065,77
Reacc en B(N)	1138,95

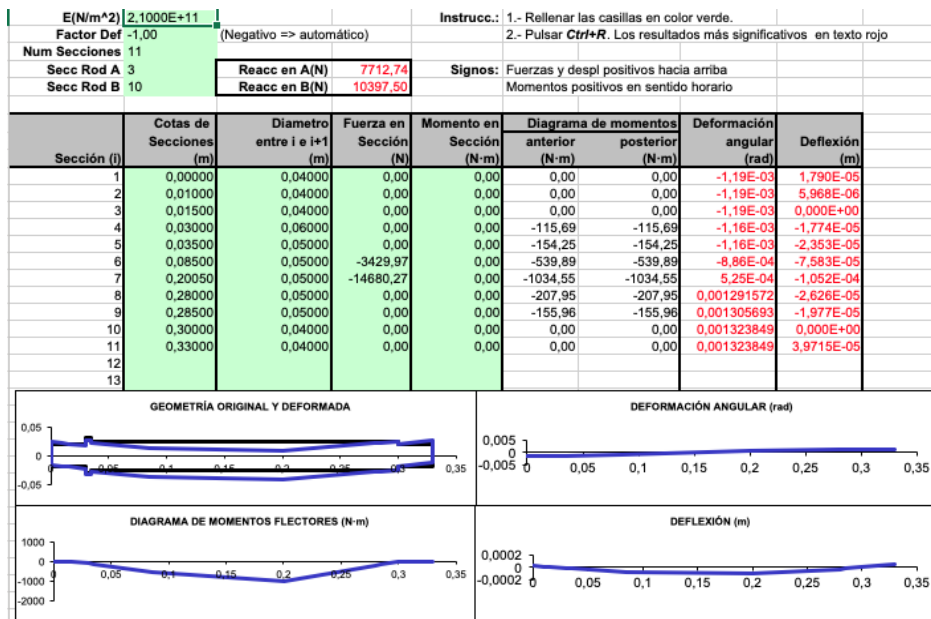
7.3.2 Eje intermedio

Sentido de giro horario

Plano XY:



Plano XZ:



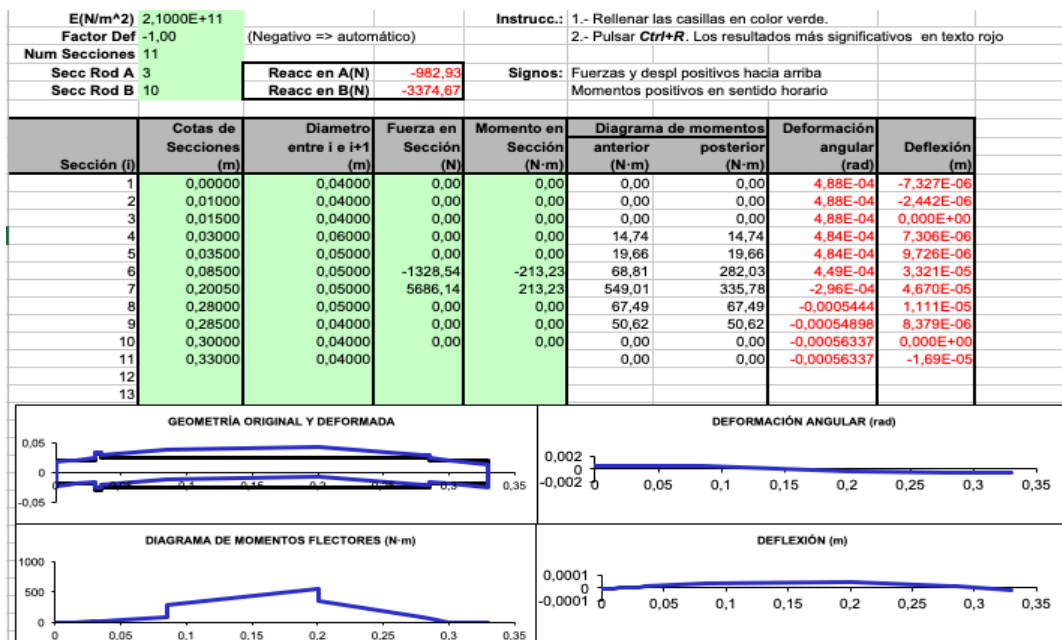
Combinación eje intermedio giro horario:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación	
			anterior (N·m)	posterior (N·m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	1,20E-03	1,79E-05
2	0,01000	0,04000	0,00	0,00	1,20E-03	5,98E-06
3	0,01500	0,04000	0,00	0,00	1,20E-03	0,00E+00
4	0,03000	0,06000	116,63	116,63	1,16E-03	1,78E-05
5	0,03500	0,05000	155,50	155,50	1,16E-03	2,36E-05
6	0,08500	0,05000	544,26	558,87	8,87E-04	7,59E-05
7	0,20050	0,05000	1041,78	1087,68	5,27E-04	1,06E-04
8	0,27500	0,05000	218,63	218,63	1,31E-03	2,66E-05
9	0,30000	0,04000	163,97	163,97	1,32E-03	2,00E-05
10	0,33000	0,04000	0,00	0,00	1,34E-03	0,00E+00

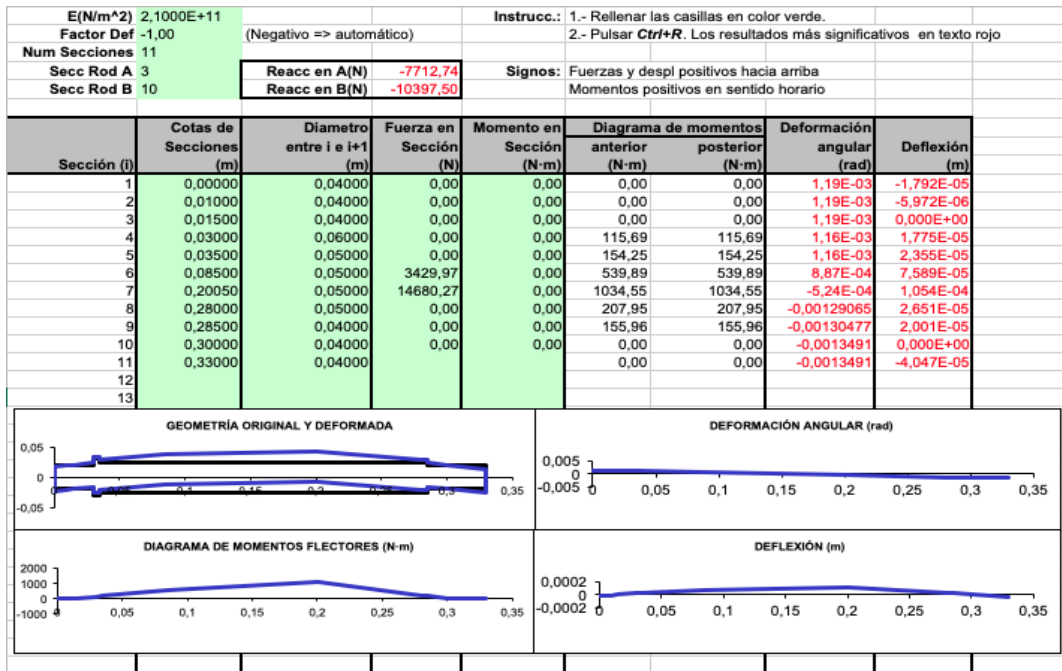
Reacc en A(N)	7775,12
Reacc en B(N)	10931,45

Sentido de giro antihorario

Plano XY:



Plano XZ:



Combinación eje intermedio giro antihorario:

Sección (i)	Cotas de	Diametro	Diagrama de momentos		Deformación	Deflexión (m)
	Secciones (m)	entre i e i+1 (m)	anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	1,29E-03	1,94E-05
2	0,01000	0,04000	0,00	0,00	1,29E-03	6,45E-06
3	0,01500	0,04000	0,00	0,00	1,29E-03	0,00E+00
4	0,03000	0,06000	116,63	116,63	1,26E-03	1,92E-05
5	0,03500	0,05000	155,50	155,50	1,25E-03	2,55E-05
6	0,08500	0,05000	544,26	609,12	9,95E-04	8,28E-05
7	0,20050	0,05000	1171,20	1087,68	6,02E-04	1,15E-04
8	0,27500	0,05000	218,63	218,63	1,40E-03	2,87E-05
9	0,30000	0,04000	163,97	163,97	1,42E-03	2,17E-05
10	0,33000	0,04000	0,00	0,00	1,46E-03	0,00E+00

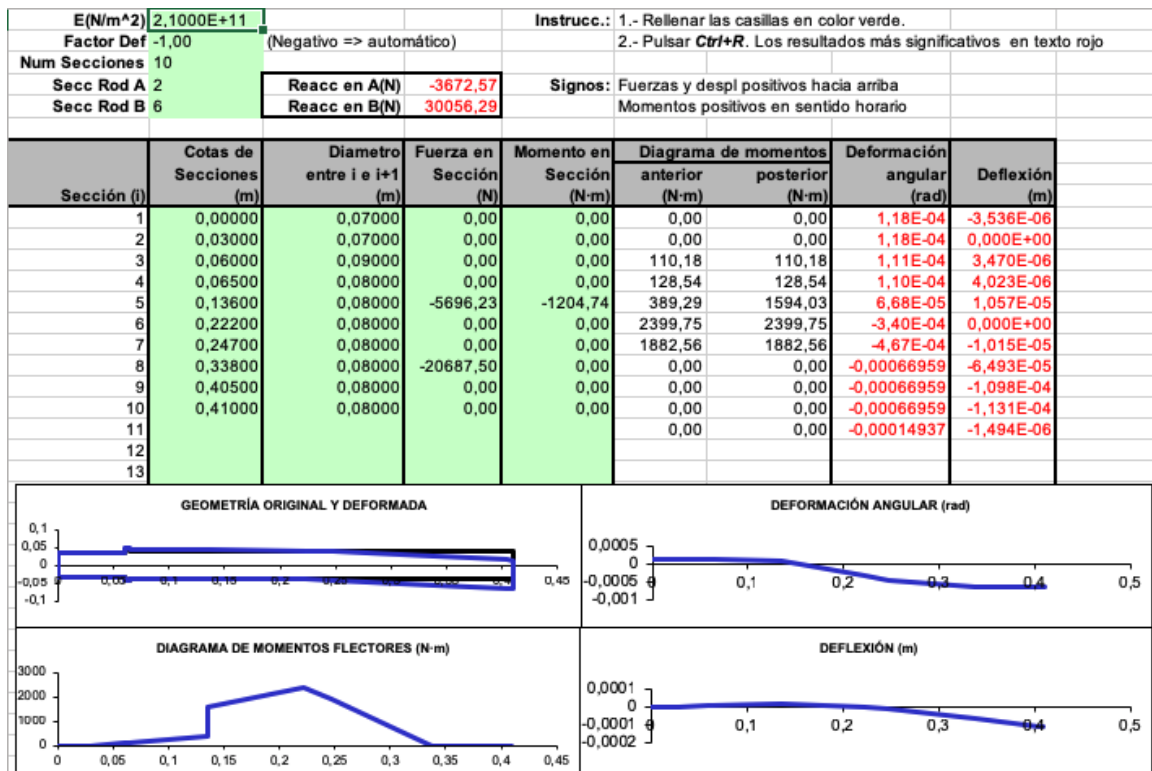
Reacc en A(N)	7775,12
Reacc en B(N)	10931,45

7.3.3 Eje de salida

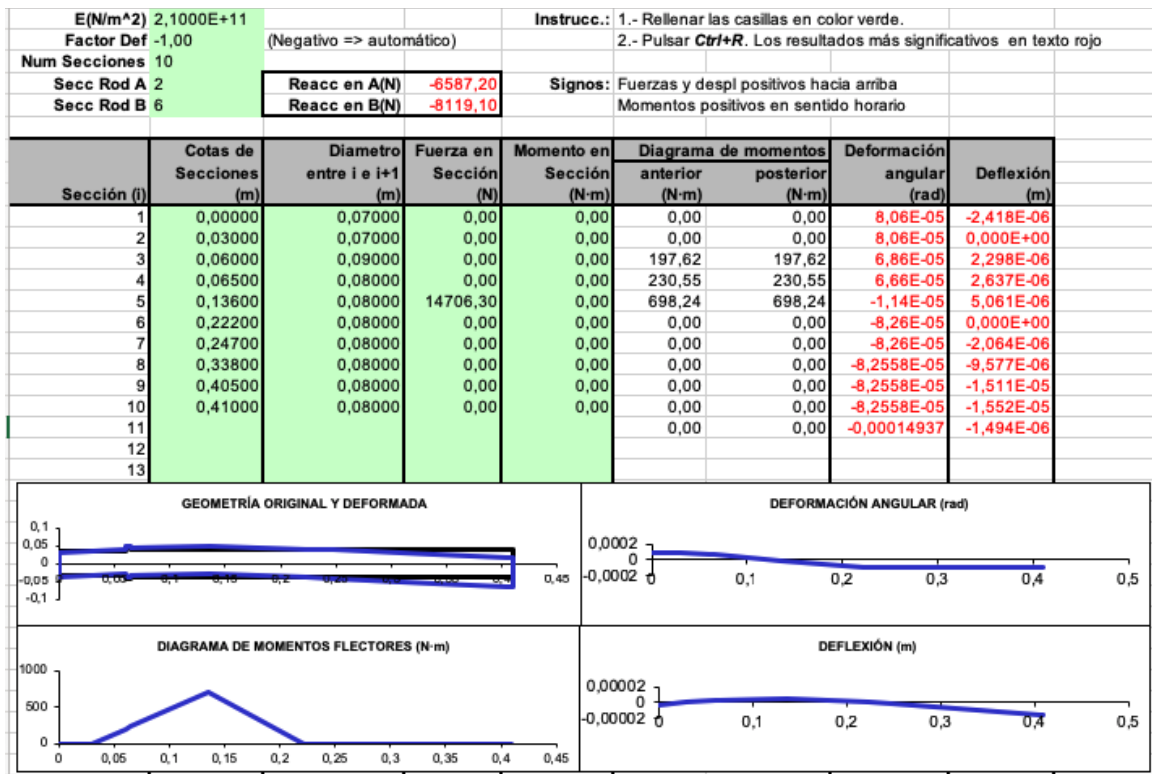
Fuerza de anclaje negativa

Sentido de giro horario

Plano XY:



Plano XZ:



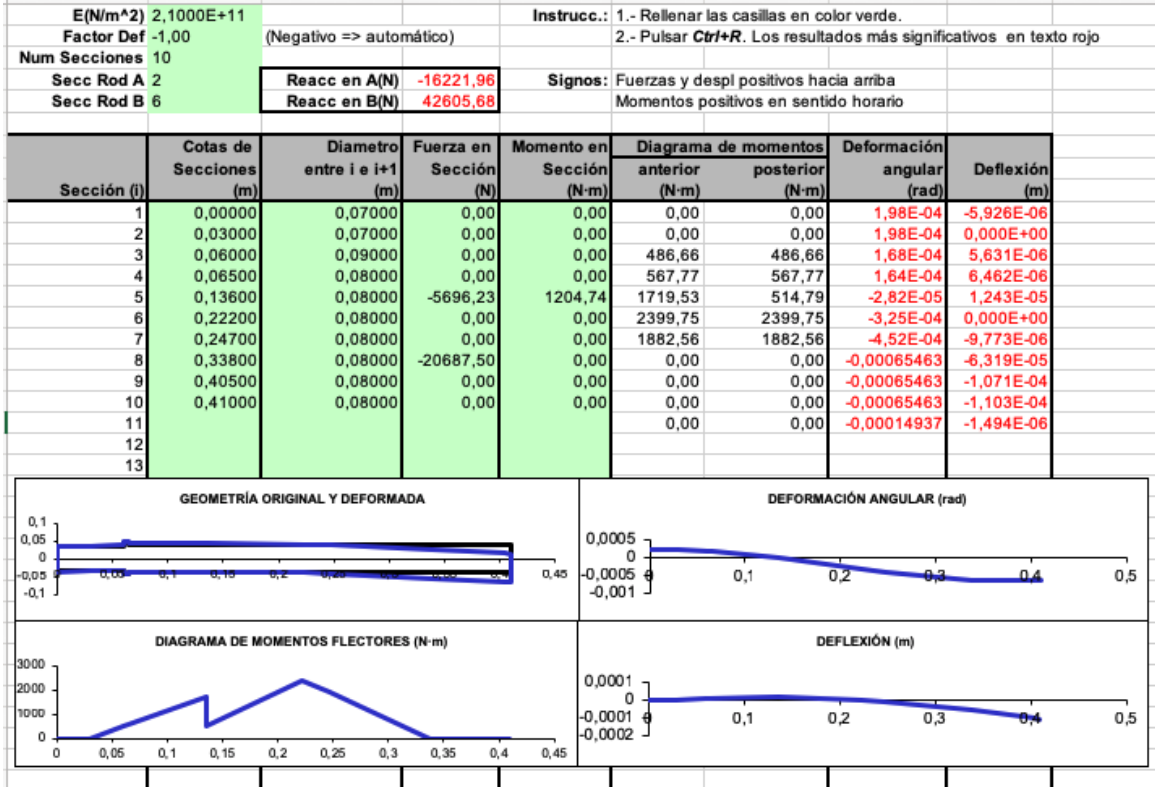
Combinación sentido de giro horario del eje de salida:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	1,43E-04	4,29E-06
2	0,03000	0,07000	0,00	0,00	1,43E-04	0,00E+00
3	0,06000	0,09000	226,25	226,25	1,31E-04	4,17E-06
4	0,06500	0,08000	263,96	263,96	1,29E-04	4,82E-06
5	0,13600	0,08000	799,43	1740,25	6,77E-05	1,17E-05
6	0,22200	0,08000	2399,75	2399,75	3,50E-04	0,00E+00
7	0,24700	0,08000	1882,56	1882,56	4,74E-04	1,04E-05
8	0,33800	0,08000	0,00	0,00	6,75E-04	6,56E-05
9	0,40500	0,08000	0,00	0,00	6,75E-04	1,11E-04
10	0,41000	0,08000	0,00	0,00	6,75E-04	1,14E-04

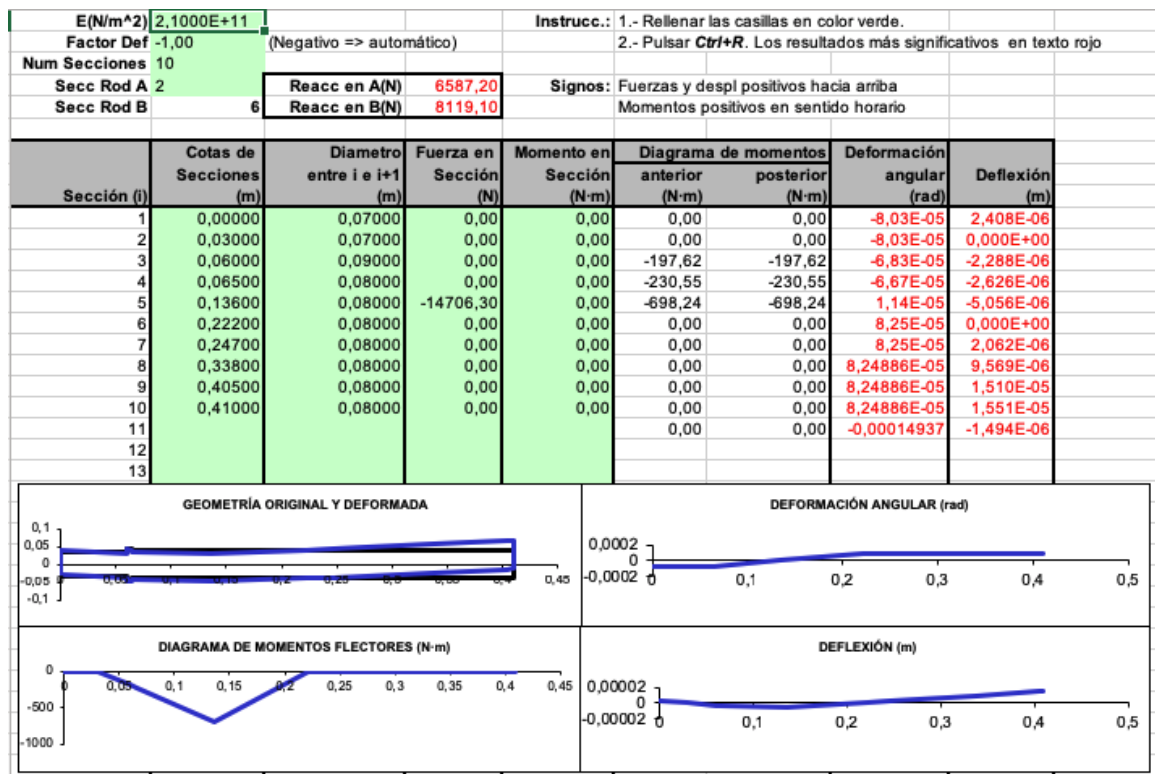
Reacc en A(N)	7541,81
Reacc en B(N)	31133,59

Sentido de giro antihorario

Plano XY:



Plano XZ:



Combinación sentido de giro anti horario del eje de salida:

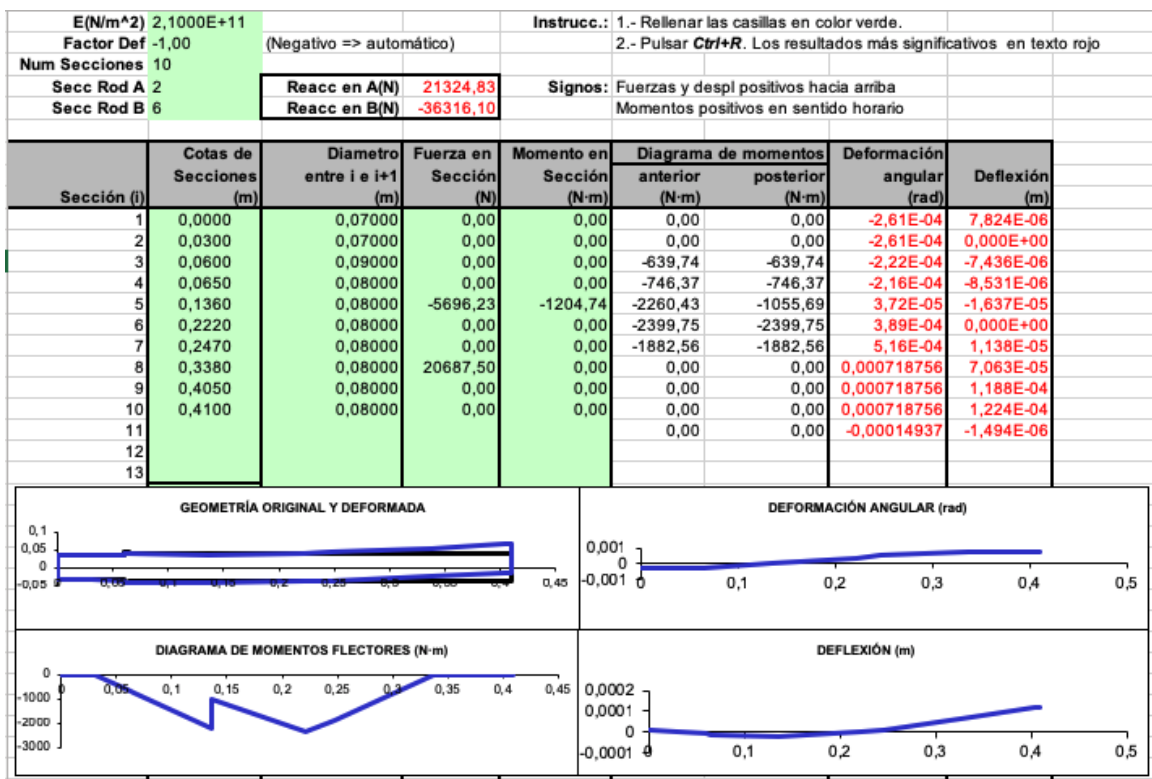
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N·m)	posterior (N·m)		
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	2,13E-04	6,40E-06
2	0,03000	0,07000	0,00	0,00	2,13E-04	0,00E+00
3	0,06000	0,09000	525,25	525,25	1,81E-04	6,08E-06
4	0,06500	0,08000	612,79	612,79	1,77E-04	6,97E-06
5	0,13600	0,08000	1855,89	867,50	3,04E-05	1,34E-05
6	0,22200	0,08000	2399,75	2399,75	3,35E-04	0,00E+00
7	0,24700	0,08000	1882,56	1882,56	4,59E-04	9,99E-06
8	0,33800	0,08000	0,00	0,00	6,60E-04	6,39E-05
9	0,40500	0,08000	0,00	0,00	6,60E-04	1,08E-04
10	0,41000	0,08000	0,00	0,00	6,60E-04	1,11E-04

Reacc en A(N)	17508,37
Reacc en B(N)	43372,39

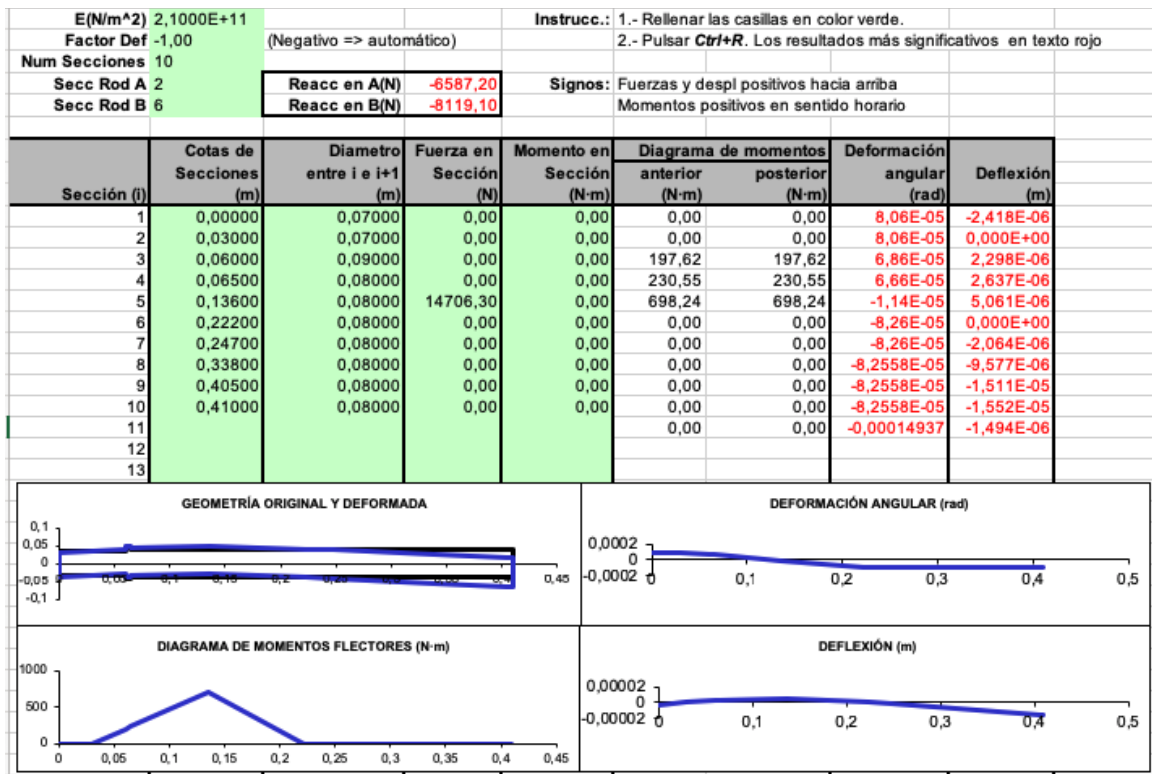
Fuerza de anclaje positiva

Sentido de giro horario

Plano XY:



Plano XZ:



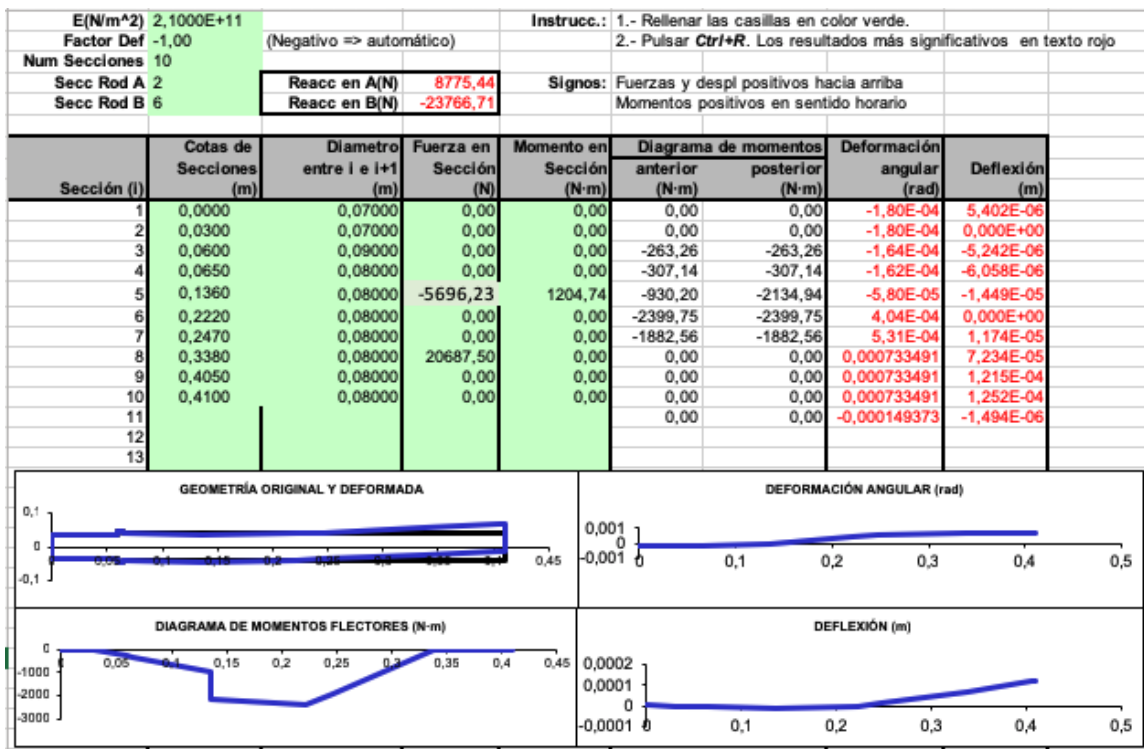
Combinación sentido de giro horario del eje de salida:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	2,73E-04	8,19E-06
2	0,03000	0,07000	0,00	0,00	2,73E-04	0,00E+00
3	0,06000	0,09000	669,57	669,57	2,32E-04	7,78E-06
4	0,06500	0,08000	781,17	781,17	2,26E-04	8,93E-06
5	0,13600	0,08000	2365,82	1265,71	3,89E-05	1,71E-05
6	0,22200	0,08000	2399,75	2399,75	3,98E-04	0,00E+00
7	0,24700	0,08000	1882,56	1882,56	5,22E-04	1,16E-05
8	0,33800	0,08000	0,00	0,00	7,23E-04	7,13E-05
9	0,40500	0,08000	0,00	0,00	7,23E-04	1,20E-04
10	0,41000	0,08000	0,00	0,00	7,23E-04	1,23E-04

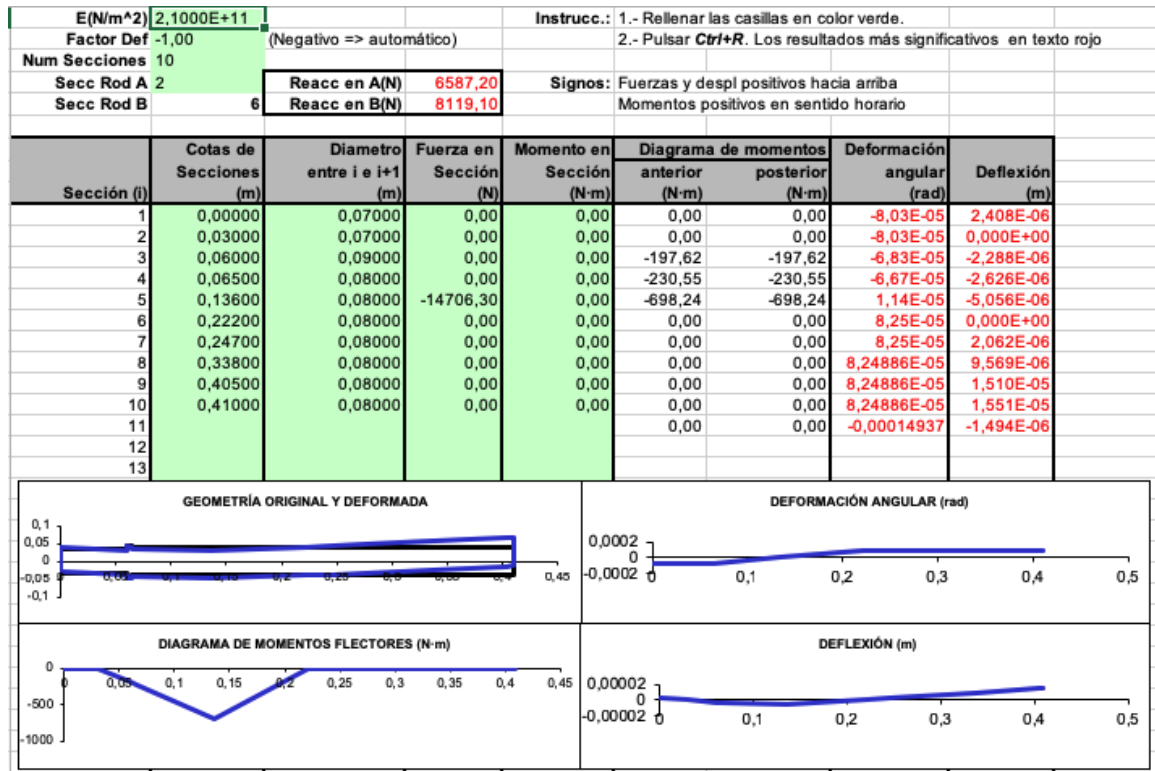
Reacc en A(N)	22319,04
Reacc en B(N)	37212,62

Sentido de giro antihorario

Plano XY:



Plano XZ:



Combinación en el eje de salida de sentido de giro antihorario:

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos anterior (N-m)	Diagrama de momentos posterior (N-m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,07000	0,00	0,00	8,05E-05	6,40E-06
2	0,03000	0,07000	0,00	0,00	8,03E-05	0,00E+00
3	0,06000	0,09000	329,18	197,62	6,85E-05	6,08E-06
4	0,06500	0,08000	384,04	230,55	6,70E-05	6,97E-06
5	0,13600	0,08000	2246,22	698,24	1,84E-05	1,34E-05
6	0,22200	0,08000	2399,75	0,00	8,25E-05	0,00E+00
7	0,24700	0,08000	1882,56	0,00	8,33E-05	9,99E-06
8	0,33800	0,08000	0,00	0,00	1,10E-04	6,39E-05
9	0,40500	0,08000	0,00	0,00	1,47E-04	1,08E-04
10	0,41000	0,08000	0,00	0,00	1,50E-04	1,11E-04

Reacc en A(N)	10972,67
Reacc en B(N)	25115,26

7.4 Dimensionado de los ejes por fatiga

Se procede a estudiar cada una de las secciones críticas de los ejes, como puedan ser cambios de secciones, chaveteros, etc. donde el diámetro no ha sido establecido por rigidez torsional, comprobando que el diámetro obtenido es inferior al propuesto en el diseño del eje.

Este estudio se analiza el comportamiento del eje cuando está sometido a tensiones alternantes y con ciclos de carga muy elevados. El eje tiene un condicionante a la hora de fallo superior a los engranajes siendo más difícil de reparar y costoso que un engranaje por lo que determinaremos un coeficiente de seguridad de 2,5.

El método empleado en el estudio es el Criterio de Soderberg además del criterio de máxima tensión tangencial, utilizando la siguiente fórmula para el cálculo del diámetro:

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

Dado que el momento torsor alternante y el momento flector medio es nulo en cualquier sección del eje, podemos simplificar:

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

Donde:

- d: diámetro mínimo para que no falle por fatiga
- X: coeficiente de seguridad
- S_Y : límite elástico del material
- M_a : momento flector alternante
- T_m : momento torsor medio
- S_e : límite de fatiga para $N > 10^6$ ciclos. Calculando mediante la siguiente expresión:

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

- S'_e : límite fatiga para el material: $S'_e = 0,5 \cdot S_U$
- K_a : Factor de superficie. En función del tipo de acabado y localizamos dichos valores en la tabla N° 5

$$K_a: a \cdot (S_U)^b$$

- K_b : Factor de tamaño. Depende del diámetro del eje:

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0,107} \text{ si } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

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

- K_c : Factor de tipo de carga. $K_c = 1$ (flexión)
- K_d : Factor de temperatura, toma el valor de 1,01 debido a que el mecanismo trabajará entre 50 y 60°C
- K_e : Factor de confiabilidad, estimamos una confiabilidad del 95% y como observamos en el anexo de tablas en la tabla N°5 $K_e = 0,868$
- K_f : Factor de concentrador de tensiones. Se calcula mediante la siguiente expresión:

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

- q = factor de sensibilidad a entalla

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

- α : constante del material. En aceros con $S_u > 550$ MPa:

$$\alpha = 0,025 \left(\frac{2070 \text{ Mpa}}{S_u}\right)^{1.8}$$

- ρ : radio de acuerdo
- Hay valores tabulados para los casos más comunes donde se localizan los concentradores de tensiones. En el caso que

tengamos chavetas $K_f = 1,6$ y para entallas en eje para los anillos de seguridad $K_f = 2,2$.

A continuación, encontramos los valores obtenidos en el estudio a fatiga de las secciones que nuestro criterio eran las más críticas

7.4.1 Estudio a fatiga del eje de entrada

Material eje	34NiCrMo6
S_u (Mpa)	1300
S_y (Mpa)	860
X	2,5

Sección 3

Esfuerzos	
Momento Flector (Nm)	69,06
Momento Torsor (Nm)	103,115

Dinicial supuesto(mm)	K_a	K_b	K_c	K_d	K_e	K_f	S_{e1} (MPa)	S_e (MPa)	Dmín fatiga (mm)
30	0,674	0,864	1	1,01	0,868	2,2	650	150,880	22,981
22,981	0,674	0,889	1	1,01	0,868	2,2	650	155,244	22,778
22,778	0,674	0,889	1	1,01	0,868	2,2	650	155,392	22,771
22,771	0,674	0,889	1	1,01	0,868	2,2	650	155,397	22,771
22,771	0,674	0,889	1	1,01	0,868	2,2	650	155,397	22,771
22,771	0,674	0,889	1	1,01	0,868	2,2	650	155,397	22,771

Sí que cumple el diámetro diseñado de 30mm, obteniendo en el estudio por fatiga un valor de 22,77 mm

Sección 4

Esfuerzos	
Momento Flector (Nm)	124,6
Momento Torsor (Nm)	0,000

Dinicial supuesto(mm)	K_a	K_b	K_c	K_d	K_e	K_f	S_{e1} (MPa)	S_e (MPa)	Dmín fatiga (mm)
30	0,674	0,864	1	1,01	0,868	1,6	650	207,459	24,822
24,822	0,674	0,881	1	1,01	0,868	1,6	650	211,708	24,655
24,655	0,674	0,882	1	1,01	0,868	1,6	650	211,861	24,649
24,649	0,674	0,882	1	1,01	0,868	1,6	650	211,867	24,649
24,649	0,674	0,882	1	1,01	0,868	1,6	650	211,867	24,649
24,649	0,674	0,882	1	1,01	0,868	2,6	650	130,380	24,649

Sí que cumple el diámetro diseñado de 30mm, obteniendo en el estudio por fatiga un valor 24,649 mm

Sección 6

Esfuerzos	
Momento Flector (Nm)	168,41
Momento Torsor (Nm)	103,115

Dinicial supuesto(mm)	K_a	K_b	K_c	K_d	K_e	K_f	S_{e1} (MPa)	S_e (MPa)	Dmín fatiga (mm)
30	0,674	0,864	1	1,01	0,868	1,6	650	207,46	27,544
27,544	0,674	0,872	1	1,01	0,868	1,6	650	209,36	20,800
20,800	0,674	0,898	1	1,01	0,868	1,6	650	215,75	20,617
20,617	0,674	0,899	1	1,01	0,868	1,6	650	215,95	20,612
20,612	0,674	0,899	1	1,01	0,868	1,6	650	215,96	20,611

Sí que cumple el diámetro diseñado de 30mm, obteniendo en el estudio por fatiga un valor de 20,61 mm

Sección 7

Esfuerzos	
Momento Flector (Nm)	77,89
Momento Torsor (Nm)	0,000

q	0,962105857
alfa	0,05908
radio entalla	1,5

Dinicial supuesto(mm)	r	D	r/d	D/d	K_t (tabla)	K_f	K_b	S_e (Mpa)	Dmin a fatiga (mm)
30	1,5	40	0,05	1,333	2,1	2,058	0,864	161,265	23,083
23,083	1,5	40	0,065	1,733	2,2	2,155	0,888	158,446	23,219
23,219	1,5	40	0,065	1,723	2,2	2,155	0,888	158,346	23,224
23,224	1,5	40	0,065	1,722	2,2	2,155	0,888	158,343	23,224
23,224	1,5	40	0,065	1,722	2,2	2,155	0,888	158,343	23,224

Sí que cumple el diámetro diseñado de 30mm, obteniendo en el estudio por fatiga un valor de 23,224 mm.

Sección 8

Esfuerzos	
Momento Flector (Nm)	56,84
Momento Torsor (Nm)	0,000

q	0,9621
alfa	0,05908
radio entalla	1,5

Dinicial supuesto(mm)	r	D	r/d	D/d	K_t (tabla)	K_f	K_b	S_e (Mpa)	Dmin a fatiga (mm)
25	1,5	40	0,06	1,6	1,8	1,770	0,881	191,262	19,633
19,63	1,50	40	0,08	2,04	1,90	1,05	0,90	329,80	16,37
16,37	1,50	40	0,09	2,44	2,00	1,06	0,92	334,40	16,30
16,30	1,50	40	0,09	2,45	2,00	1,06	0,92	334,57	16,29
16,29	1,50	40	0,09	2,45	2,00	1,06	0,92	334,57	16,29

ka	Kc	Kd	Se`	ke
0,67449	1	1,01	650	0,868

Sí que cumple el diámetro diseñado de 25mm, obteniendo en el estudio por fatiga un valor de 16,29 mm.

7.4.2 Eje intermedio

Sección 4

Material eje	34NiCrMo6
S_u (Mpa)	1300
S_y (Mpa)	860
X	2,5

q	0,962105857
alfa	0,05908
radio entalla	1,5

Esfuerzos	
Momento Flector (Nm)	116,63
Momento Torsor (Nm)	0,000

Dinicial supuesto(mm)	r	D	r/d	D/d	K_t (tabla)	K_f	K_b	S_e (Mpa)	Dmin a fatiga (mm)
40	1,5	60	0,0375	1,5	2,51	2,453	0,837	131,228	28,286
28,286	1,5	60	0,0530	2,121	2,4	1,083	0,869	308,513	21,273
21,273	1,5	60	0,0705	2,820	2,2	1,071	0,896	321,574	20,981
20,981	1,5	60	0,0715	2,860	2,3	1,077	0,897	320,283	21,009
21,009	1,5	60	0,0714	2,856	2,3	1,077	0,897	320,237	21,010
21,010	1,5	60	0,0714	2,856	2,3	1,077	0,897	320,235	21,010

ka	Kc	Kd	Se`	ke
0,674499378	1	1,01	650	0,868

Sí que cumple el diámetro diseñado de 40mm, obteniendo en el estudio por fatiga un valor 21,01 mm

Sección 5

Esfuerzos	
Momento Flector (Nm)	155,5
Momento Torsor (Nm)	0,000

Dinicial supuesto(mm)	r	D	r/d	D/d	K_t (tabla)	K_f	K_b	S_e (Mpa)	Dmin a fatiga (mm)
50	1,5	60	0,03	1,2	2,2	2,155	0,818	145,869	30,054
30,054	1,5	60	0,0499	1,996	2,4	2,347	0,863	141,405	30,367
30,367	1,5	60	0,0494	1,976	2,4	2,347	0,862	141,249	30,378
30,378	1,5	60	0,0494	1,975	2,4	2,347	0,862	141,243	30,379
30,379	1,5	60	0,0494	1,975	2,4	2,347	0,862	141,243	30,379

Sí que cumple el diámetro diseñado de 50mm, obteniendo en el estudio por fatiga un valor 30,38 mm

Sección 6

Esfuerzos	
Momento Flector (Nm)	609,12
Momento Torsor (Nm)	0,000

Dinicial supuesto(mm)	K_a	K_b	K_c	K_d	K_e	K_f	S_e (MPa)	S_e (MPa)	Dmín fatiga (mm)
50	0,674	0,818	1	1,01	0,868	1,6	650	196,424	42,902
42,902	0,674	0,831	1	1,01	0,868	1,6	650	199,669	27,068
27,068	0,674	0,873	1	1,01	0,868	1,6	650	209,755	26,627
26,627	0,674	0,875	1	1,01	0,868	1,6	650	210,124	26,611
26,611	0,674	0,875	1	1,01	0,868	1,6	650	210,137	26,611

Sí que cumple el diámetro diseñado de 50mm, obteniendo en el estudio por fatiga un valor 26,611

Sección 7

Esfuerzos	
Momento Flector (Nm)	1171,2
Momento Torsor (Nm)	0,000

Dinicial supuesto(mm)	K_a	K_b	K_c	K_d	K_e	K_f	S_{el} (MPa)	S_e (MPa)	Dmín fatiga (mm)
50	0,674	0,818	1	1,01	0,868	1,6	650	196,424	53,349
53,349	0,674	0,812	1	1,01	0,868	1,6	650	195,067	27,279
27,279	0,674	0,872	1	1,01	0,868	1,6	650	209,581	26,634
26,634	0,674	0,875	1	1,01	0,868	1,6	650	210,118	26,611
26,611	0,674	0,875	1	1,01	0,868	1,6	650	210,137	26,611
26,611	0,674	0,875	1	1,01	0,868	1,6	650	210,138	26,611

Sí que cumple el diámetro diseñado de 50mm, obteniendo en el estudio por fatiga un valor 26,611 mm

Sección 8

Esfuerzos	
Momento Flector (Nm)	218,63
Momento Torsor (Nm)	0,000

Dinicial supuesto(mm)	K_a	K_b	K_c	K_d	K_e	K_f	S_e (MPa)	S_e (MPa)	Dmín fatiga (mm)
50	0,674	0,818	1	1,01	0,868	2,2	650	142,854	33,904
33,904	0,674	0,852	1	1,01	0,868	2,2	650	148,917	29,848
29,848	0,674	0,864	1	1,01	0,868	2,2	650	150,962	29,712
29,712	0,674	0,865	1	1,01	0,868	2,2	650	151,035	29,707
29,707	0,674	0,865	1	1,01	0,868	2,2	650	151,038	29,707

Sí que cumple el diámetro diseñado de 50mm, obteniendo en el estudio por fatiga un valor 29,707 mm

Sección 9

Esfuerzos	
Momento Flector (Nm)	163,97
Momento Torsor (Nm)	0,000

Dinicial supuesto(mm)	r	D	r/d	D/d	K_t (tabla)	K_f	K_b	S_e (Mpa)	Dmín a fatiga (mm)
40	1,5	50	0,0375	1,250	2,35	2,299	0,837	140,015	31,011
31,011	1,5	50	0,0484	1,612	2,4	2,347	0,861	140,932	30,943
30,943	1,5	50	0,0485	1,616	2,4	2,347	0,861	140,965	30,941
30,941	1,5	50	0,0485	1,616	2,4	2,347	0,861	140,966	30,941
30,941	1,5	50	0,0485	1,616	2,4	2,347	0,861	140,966	30,941

Sí que cumple el diámetro diseñado de 40mm, obteniendo en el estudio por fatiga un valor 30,941 mm

7.4.3 Eje de salida

Material eje	34NiCrMo6
S_u (Mpa)	1300
S_y (Mpa)	860
X	2,5

Sección 3

Momento Flector (Nm)	669,57
Momento Torsor (Nm)	0,000

q	0,962105857
alfa	0,05908
radio entalla	1,5

ka	Kc	Kd	Se`	ke
0,674499378	1	1,01	650	0,868

Dinicial supuesto(mm)	r	D	r/d	D/d	K_t (tabla)	K_f	K_b	S_e (Mpa)	Dmin a fatiga (mm)
70	1,5	90	0,021	1,286	2,8	2,732	0,78	110,97	53,559
53,559	1,5	90	0,028	1,680	2,7	2,636	0,81	118,37	55,852
55,852	1,5	90	0,027	1,611	2,6	2,539	0,80	122,30	55,441
55,441	1,5	90	0,027	1,623	2,6	2,539	0,80	122,40	55,432
55,432	1,5	90	0,027	1,624	2,6	2,539	0,80	122,40	55,431

Sí que cumple el diámetro diseñado de 70mm, obteniendo en el estudio por fatiga un valor 55,431 mm

Sección 4

Momento Flector (Nm)	781,17
Momento Torsor (Nm)	0,000

Dinicial supuesto(mm)	r	D	r/d	D/d	K_t (tabla)	K_f	K_b	S_e (Mpa)	Dmin a fatiga (mm)
80	1,5	90	0,019	1,12	1,9	1,866	0,77	160,17	49,892
49,892	1,5	90	0,030	1,80	2,3	2,251	0,81	139,66	52,223
52,223	1,5	90	0,029	1,72	2,3	2,251	0,81	138,98	52,309
52,309	1,5	90	0,029	1,72	2,3	2,251	0,81	138,96	52,312
52,312	1,5	90	0,029	1,72	2,3	2,251	0,81	138,96	52,312
52,312	1,5	90	0,029	1,72	2,3	2,251	0,81	138,96	52,312
52,312	1,5	90	0,029	1,72	2,3	2,251	0,81	138,96	52,312

Sí que cumple el diámetro diseñado de 80mm, obteniendo en el estudio por fatiga un valor 52,3 12mm

Sección 5

Esfuerzos	
Momento Flector (Nm)	2365,82
Momento Torsor (Nm)	0,000

Dinicial supuesto(mm)	K_a	K_b	K_c	K_d	K_e	K_f	$S_{e'}(MPa)$	$S_e(MPa)$	Dmín fatiga (mm)
80	0,6745	0,7776	1	1	0,868	2	650	147,953	74,120
74,120	0,6745	0,7839	1	1	0,868	2	650	149,166	73,918
73,918	0,6745	0,7842	1	1	0,868	2	650	149,210	73,911
73,911	0,6745	0,7842	1	1	0,868	2	650	149,211	73,911
73,911	0,6745	0,7842	1	1	0,868	2	650	149,211	73,911

Sí que cumple el diámetro diseñado de 80mm, obteniendo en el estudio por fatiga un valor 73,911 mm

Sección 6

Esfuerzos	
Momento Flector (Nm)	3537,56
Momento Torsor (Nm)	0,000

Dinicial supuesto(mm)	K_a	K_b	K_c	K_d	K_e	K_f	$S_{e'}(MPa)$	$S_e(MPa)$	Dmín fatiga (mm)
80	0,6745	0,7776	1	1	0,868	1,6	650	184,941	69,134
69,134	0,674	0,790	1	1	0,868	1,6	650	187,852	68,775
68,775	0,674	0,790	1	1	0,868	1,6	650	187,957	68,762
68,762	0,674	0,790	1	1	0,868	1,6	650	187,961	68,762
68,762	0,674	0,790	1	1	0,868	1,6	650	187,961	68,762

Sí que cumple el diámetro diseñado de 80mm, obteniendo en el estudio por fatiga un valor 68,762 mm

Sección 7

Esfuerzos	
Momento Flector (nm)	1448,13
Momento Torsor (nm)	0,000

Dinicial supuesto(mm)	K_a	K_b	K_c	K_d	K_e	K_f	S_e (MPa)	S_e (MPa)	Dmín fatiga (mm)
80	0,6745	0,7776	1	1	0,868	2,2	650	134,503	70,901
70,901	0,674	0,788	1	1	0,868	2,2	650	136,251	70,596
70,596	0,674	0,788	1	1	0,868	2,2	650	136,314	70,586
70,586	0,674	0,788	1	1	0,868	2,2	650	136,317	70,585
70,585	0,674	0,788	1	1	0,868	2,2	650	136,317	70,585

Sí que cumple el diámetro diseñado de 80mm, obteniendo en el estudio por fatiga un valor 70,585 mm

8. CÁLCULO DE RODAMIENTOS

Se realiza el estudio de la selección de rodamientos cumpliendo una vida de 50 000h. Utilizaremos rodamientos de rodillos cónicos, ya que son capaces de absorber grandes esfuerzos axiales, eligiendo del fabricante SKF.

8.1 Cálculo de esfuerzos:

Los rodamientos necesitan de una carga axial para no desmontarse, la fuerza equivalente se calcula:

- Cuando $F_a/F_r < e$, se ignora la fuerza axial; $F_{eq} = F_r$.
- Cuando $F_a/F_r > e$; $F_{eq} = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a$

Los valores de e y de Y se encuentran en el catálogo de los rodamientos

Debemos de tener en cuenta que en los rodamientos seleccionados se produce una fuerza axial debido al ángulo de contacto al estar sometido a una carga radial. Este empuje axial depende del valor geométrico Y:

$$F_{a\ rod} = 0,5 \cdot F_r / Y$$

Debido a esto, estudiaremos el sentido de la fuerza axial resultante a partir de la directamente aplicada junto con la generada por los rodamientos en cada uno de los sentidos de giro y para el supuesto de que el rodamiento A sea el que se oponga a la fuerza axial del eje y el rodamiento B el extremo opuesto:

1. Si $F_{axial} + 0,5 \cdot F_{radial, B} / Y_B > 0,5 \cdot F_{radial, A} / Y_A$:

$$F_{axial, A} = F_{axial} + 0,5 \cdot F_{radial, B} / Y_B$$

$$F_{axial, B} = 0,5 \cdot F_{radial, B} / Y_B$$

2. Si $F_{axial} + 0,5 \cdot F_{radial, B} / Y_B < 0,5 \cdot F_{radial, A} / Y_A$:

$$F_{axial, A} = 0,5 \cdot F_{radial, A} / Y_A$$

$$F_{axial, B} = 0,5 \cdot F_{radial, A} / Y_A - F_{axial}$$

8.2 Cálculo de la vida del rodamiento

El cálculo de la vida de los rodamientos se puede expresar mediante la siguiente fórmula:

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

Dónde:

- L_{10} : vida nominal. Número de revoluciones u horas que el 90% de un grupo de rodamientos completará sin fallar.
- C: capacidad dinámica de carga. Relaciona la fuerza transmitida con la vida en revoluciones del rodamiento.

- F: fuerza equivalente calculada.
- q: constante de valor 10/3 para rodamientos de rodillos (contacto lineal).

La vida del rodamiento en la norma ISO 281:2007 viene dada por la siguiente expresión:

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

Dónde:

- **a_1** : coeficiente de corrección por fiabilidad. En nuestro caso tomaremos fiabilidad del 99% con un valor de 0,25. (tabulado)
- **a_{ISO}** : factor corrector por condiciones de trabajo. Es la relación entre la carga y la carga límite a fatiga del rodamiento P_u , de la contaminación del lubricante, de su viscosidad a temperatura de trabajo, de las dimensiones del rodamiento y de la velocidad de trabajo. Para calcular el factor a_{ISO} , debemos obtener la viscosidad relativa v_1 que dependiendo de la velocidad de giro obtendremos dos ecuaciones
 - Viscosidad relativa v_1 en función de D_m :

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm}$$

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

- Con la viscosidad relativa podremos obtener el valor de la letra kappa que se calcula como el cociente entre la viscosidad a la temperatura de trabajo ya la viscosidad relativa.
- Por otro lado, tendremos la siguiente relación contaminación – carga: $\eta_c(P_u/F)$

- Finalmente, obtenemos el valor de a_{iso} , mediante gráficas

8.3 Resultados

El procedimiento seguido para seleccionar los rodamientos ha sido el siguiente:

- Selección del rodamiento más pequeño de diámetro interior correspondiente
- Cálculo mediante hoja Excel de la capacidad dinámica necesaria:

$$C = F \left(\frac{L60n}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6} \right)^{\frac{1}{q}}$$

- Comprobar si la capacidad dinámica del rodamiento seleccionado cumple con el valor necesario

Eje de entrada:

Caso A:

Faxial piñon1 (N)	-1237,45
Frad motor (N)	-1718,59
Frad A (N)	2783,9
Frad B (N)	1594,67

RODAMIENTO A			
TIPO	30206		
D (mm)	30	Faxial eje (N)	1237,45
D (mm)	62	FrA (N)	2783,9
d medio (mm)	46	FrB (N)	1594,67
C (kN)	50000	Faxial RodA (N)	2344,85972
Pu (kN)	48000	Feq A (N)	3575,66271
e	0,57	N (rpm)	1400
Y	1,05	Vida (h)	50000
q	3,33	v1 (mm/s^2)	18,3406308
W (rpm)	1400	k	11,1111111
contaminación	0,5	factor contam	6,71204248
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	20512,4242
a ISO	50		

RODAMIENTO B			
TIPO	31305		
D (mm)	25	Faxial eje (N)	1237,45
D (mm)	62	FrA (N)	2783,9
d medio (mm)	43,5	FrB (N)	1594,67
C (kN)	46600	Faxial RodA (N)	1107,40972
Pu (kN)	4400	Feq A (N)	1594,67
e	0,83	N (rpm)	1400
Y	0,72	Vida (h)	50000
q	3,33	v1 (mm/s^2)	18,3406308
W (rpm)	1400	k	11,1111111
contaminación	0,5	factor contam	1,37959578
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	10664,7951
a ISO	30		

Caso B:

Faxial piñon1 (N)	1237,45
Frad motor (N)	-1718,59
Frad A (N)	3216,45
Frad B (N)	2435,48

RODAMIENTO A			
TIPO	30206		
D (mm)	30	Faxial eje (N)	1237,45
D (mm)	62	FrA (N)	3186,22
d medio (mm)	46	FrB (N)	2105,17
C (kN)	50000	Faxial RodA (N)	1517,24762
Pu (kN)	48000	Feq A (N)	3186,22
e	0,57	N (rpm)	1400
Y	1,05	Vida (h)	50000
q	3,33	v1 (mm/s ²)	18,3406308
W (rpm)	1400	k	11,1111111
contaminación	0,5	factor contam	7,53243655
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	18278,3169
a ISO	50		

RODAMIENTO B			
TIPO	31305		
D (mm)	25	Faxial eje (N)	1237,45
D (mm)	62	FrA (N)	3186,22
d medio (mm)	43,5	FrB (N)	2105,17
C (kN)	46600	Faxial RodA (N)	2754,69762
Pu (kN)	4400	Feq A (N)	1733,032
e	0,83	N (rpm)	1400
Y	0,72	Vida (h)	50000
q	3,33	v1 (mm/s ²)	18,3406308
W (rpm)	1400	k	11,1111111
contaminación	0,5	factor contam	1,26945146
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	9941,84586
a ISO	50		

Caso C:

Faxial piñon1 (N)	-1237,45
Frad motor (N)	1718,59
Frad A (N)	4567,24
Frad B (N)	1671,01

RODAMIENTO A			
TIPO	30206		
D (mm)	30	Faxial eje (N)	1237,45
D (mm)	62	FrA (N)	4603,92
d medio (mm)	46	FrB (N)	1449,5
C (kN)	50000	Faxial RodA (N)	2244,04722
Pu (kN)	48000	Feq A (N)	4603,92
e	0,57	N (rpm)	1400
Y	1,05	Vida (h)	50000
q	3,33	v1 (mm/s ²)	18,3406308
W (rpm)	1400	k	11,1111111
contaminación	0,5	factor contam	5,21294897
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	26411,2048
a ISO	50		

RODAMIENTO B			
TIPO	31305		
D (mm)	25	Faxial eje (N)	1237,45
D (mm)	62	FrA (N)	4603,92
d medio (mm)	43,5	FrB (N)	1449,5
C (kN)	46600	Faxial RodA (N)	1006,59722
Pu (kN)	4400	Feq A (N)	1449,5
e	0,83	N (rpm)	1400
Y	0,72	Vida (h)	50000
q	3,33	v1 (mm/s ²)	18,3406308
W (rpm)	1400	k	11,1111111
contaminación	0,5	factor contam	1,51776475
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	8315,31419
a ISO	50		

Caso D

Faxial piñon1 (N)	1237,45
Frad motor (N)	1718,59
Frad A (N)	4065,77
Frad B (N)	1138,95

RODAMIENTO A			
TIPO	30206		
D (mm)	30	Faxial eje (N)	1237,45
D (mm)	62	FrA (N)	4065,77
d medio (mm)	46	FrB (N)	1138,95
C (kN)	50000	Faxial RodA (N)	2028,3875
Pu (kN)	48000	Feq A (N)	4065,77
e	0,57	N (rpm)	1400
Y	1,05	Vida (h)	50000
q	3,33	v1 (mm/s ²)	18,3406308
W (rpm)	1400	k	11,1111111
contaminación	0,5	factor contam	5,90294089
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	23324,0117
a ISO	50		

RODAMIENTO B			
TIPO	31305		
D (mm)	25	Faxial eje (N)	1237,45
D (mm)	62	FrA (N)	4065,77
d medio (mm)	43,5	FrB (N)	1138,95
C (kN)	46600	Faxial RodA (N)	790,9375
Pu (kN)	4400	Feq A (N)	1138,95
e	0,83	N (rpm)	1400
Y	0,72	Vida (h)	50000
q	3,33	v1 (mm/s ²)	18,3406308
W (rpm)	1400	k	11,1111111
contaminación	0,5	factor contam	1,93160367
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	7272,47451
a ISO	35		

Eje intermedio:

Caso A:

Faxial piñon1 (N)	6591,59
Frad motor (N)	0
Frad A (N)	7775,12
Frad B (N)	10931,45

RODAMIENTO A			
TIPO	30208		
D (mm)	40	Faxial eje (N)	40,00
D (mm)	80	FrA (N)	80,00
d medio (mm)	60	FrB (N)	60,00
C (kN)	128000	Faxial RodA (N)	128000,00
Pu (kN)	15000	Feq A (N)	15000,00
e	0,35	N (rpm)	0,35
Y	1,7	Vida (h)	1,70
q	3,33	v1 (mm/s ²)	3,33
W (rpm)	247,3498233	k	247,35
contaminación	0,5	factor contam	0,50
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	0,25
a ISO	8		

RODAMIENTO B			
TIPO	30208		
D (mm)	40	Faxial eje (N)	4094,77
D (mm)	80	FrA (N)	7775,12
d medio (mm)	60	FrB (N)	10931,45
C (kN)	128000	Faxial RodA (N)	3215,13
Pu (kN)	15000	Feq A (N)	10931,45
e	0,35	N (rpm)	247,35
Y	1,7	Vida (h)	50000,00
q	3,33	v1 (mm/s ²)	56,48
W (rpm)	247,3498233	k	3,54
contaminación	0,5	factor contam	0,69
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	74399,07
a ISO	5		

Caso B:

Faxial piñon1 (N)	-6591,59
Frad motor (N)	0
Frad A (N)	7775,12
Frad B (N)	10931,45

RODAMIENTO A			
TIPO	30208		
D (mm)	40	Faxial eje (N)	4094,77
D (mm)	80	FrA (N)	7775,12
d medio (mm)	60	FrB (N)	10931,45
C (kN)	128000	Faxial RodA (N)	7309,90
Pu (kN)	15000	Feq A (N)	7775,12
e	0,35	N (rpm)	247,35
Y	1,7	Vida (h)	50000,00
q	3,33	v1 (mm/s ²)	56,48
W (rpm)	247,3498233	k	3,54
contaminación	0,5	factor contam	0,96
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	34897,80
a ISO	20		

RODAMIENTO B			
TIPO	30208		
D (mm)	40	Faxial eje (N)	4094,77
D (mm)	80	FrA (N)	7775,12
d medio (mm)	60	FrB (N)	10931,45
C (kN)	128000	Faxial RodA (N)	3215,13
Pu (kN)	15000	Feq A (N)	10931,45
e	0,35	N (rpm)	247,35
Y	1,7	Vida (h)	50000,00
q	3,33	v1 (mm/s ²)	56,48
W (rpm)	247,3498233	k	3,54
contaminación	0,5	factor contam	0,69
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	70435,14
a ISO	5		

Eje de salida

Caso A:

Faxial piñon1 (N)	-5352,655
Frad motor (N)	-20687,5
Frad A (N)	7541,80
Frad B (N)	31133,59

RODAMIENTO A			
TIPO	32314		
D (mm)	70	Faxial eje (N)	5352,655
D (mm)	150	FrA (N)	7541,81
d medio (mm)	110	FrB (N)	31133,59
C (kN)	363000	Faxial RodA (N)	14509,5932
Pu (kN)	45000	Feq A (N)	31744,1765
e	0,35	N (rpm)	43,6137072
Y	1,4	Vida (h)	50000
q	3,33	v1 (mm/s ²)	198,483741
W (rpm)	43,6137072	k	1,00763921
contaminación	0,5	factor contam	0,70879142
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	149569,19
a ISO	3		

RODAMIENTO B			
TIPO	30216		
D (mm)	80	Faxial eje (N)	5352,655
D (mm)	170	FrA (N)	7541,81
d medio (mm)	125	FrB (N)	31133,59
C (kN)	330000	Faxial RodA (N)	9156,93824
Pu (kN)	36500	Feq A (N)	31133,59
e	0,35	N (rpm)	43,6137072
Y	1,7	Vida (h)	50000
q	3,33	v1 (mm/s ²)	103,912259
W (rpm)	43,6137072	k	1,92470073
contaminación	0,5	factor contam	0,5861836
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	165686,657
a ISO	2		

Caso B:

Faxial piñon1 (N)	5352,655
Frad motor (N)	-20687,5
Frad A (N)	17508,37
Frad B (N)	43372,37

RODAMIENTO A			
TIPO	32314		
D (mm)	70	Faxial eje (N)	5352,655
D (mm)	150	FrA (N)	17508,37
d medio (mm)	110	FrB (N)	43372,37
C (kN)	363000	Faxial RodA (N)	6252,98929
Pu (kN)	45000	Feq A (N)	31744,1765
e	0,35	N (rpm)	43,6137072
Y	1,4	Vida (h)	50000
q	3,33	v1 (mm/s ²)	198,483741
W (rpm)	43,6137072	k	1,00763921
contaminación	0,5	factor contam	0,70879142
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	137190,172
a ISO	4		

RODAMIENTO B			
TIPO	30216		
D (mm)	80	Faxial eje (N)	5352,655
D (mm)	170	FrA (N)	17508,37
d medio (mm)	125	FrB (N)	43372,37
C (kN)	330000	Faxial RodA (N)	11605,6443
Pu (kN)	36500	Feq A (N)	43372,37
e	0,35	N (rpm)	43,6137072
Y	1,7	Vida (h)	50000
q	3,33	v1 (mm/s ²)	103,912259
W (rpm)	43,6137072	k	1,92470073
contaminación	0,5	factor contam	0,42077479
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	204357,806
a ISO	3		

Caso C:

Faxial piñon1 (N)	-5352,655
Frad motor (N)	20687,5
Frad A (N)	22319,04
Frad B (N)	37212,62

RODAMIENTO A			
TIPO	32314		
D (mm)	70	Faxial eje (N)	5352,655
D (mm)	150	FrA (N)	22319,04
d medio (mm)	110	FrB (N)	37212,62
C (kN)	363000	Faxial RodA (N)	16297,5432
Pu (kN)	45000	Feq A (N)	31744,1765
e	0,35	N (rpm)	43,6137072
Y	1,4	Vida (h)	50000
q	3,33	v1 (mm/s ²)	198,483741
W (rpm)	43,6137072	k	1,00763921
contaminación	0,5	factor contam	0,70879142
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	137190,172
a ISO	4		

RODAMIENTO B			
TIPO	30216		
D (mm)	80	Faxial eje (N)	5352,655
D (mm)	170	FrA (N)	22319,04
d medio (mm)	125	FrB (N)	37212,62
C (kN)	330000	Faxial RodA (N)	10944,8882
Pu (kN)	36500	Feq A (N)	37212,62
e	0,35	N (rpm)	43,6137072
Y	1,7	Vida (h)	50000
q	3,33	v1 (mm/s ²)	103,912259
W (rpm)	43,6137072	k	1,92470073
contaminación	0,5	factor contam	0,49042502
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	201112,095
a ISO	1,9		

Caso d:

Faxial piñon1 (N)	5352,655
Frad motor (N)	20687,5
Frad A (N)	10972,67
Frad B (N)	25115,26

RODAMIENTO A			
TIPO	32314		
D (mm)	70	Faxial eje (N)	5352,655
D (mm)	150	FrA (N)	10972,67
d medio (mm)	110	FrB (N)	25115,26
C (kN)	363000	Faxial RodA (N)	3918,81071
Pu (kN)	45000	Feq A (N)	10972,67
e	0,35	N (rpm)	43,6137072
Y	1,4	Vida (h)	50000
q	3,33	v1 (mm/s ²)	198,483741
W (rpm)	43,6137072	k	1,00763921
contaminación	0,5	factor contam	2,05054923
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	38509,8526
a ISO	8		

RODAMIENTO B			
TIPO	30216		
D (mm)	80	Faxial eje (N)	5352,655
D (mm)	170	FrA (N)	10972,67
d medio (mm)	125	FrB (N)	25115,26
C (kN)	330000	Faxial RodA (N)	9271,46571
Pu (kN)	36500	Feq A (N)	25807,5957
e	0,35	N (rpm)	43,6137072
Y	1,7	Vida (h)	50000
q	3,33	v1 (mm/s ²)	103,912259
W (rpm)	43,6137072	k	1,92470073
contaminación	0,5	factor contam	0,70715615
a1 99%	0,25	Cnecesaria (kN)	104304,82
a ISO	5		



**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR
DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE
TRANSMISION 32,1 Y PAR MÁXIMO A LA
SALIDA DE 3310 NM**

TABLAS

Anexo II. Documento nº2

INDICE

TABLA N°1: MATERIALES PARA ENGRANAJES	88
TABLA N°2 VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMATICA DE ACEITES CON LA TEMPERATURA	89
TABLA N°3: DIMENSIONES NORMALIZADAS PARA CHAVETAS.....	89
TABLA N°4: DATOS DE ACEROS	90
TABLA N°5: DEFINICIÓN DEL FACTOR DE ACBADO SUPERFICIAL PARA ACEROS.....	91
TABLA N°6: COEFICIENTE DE APLICACIÓN K_A.....	91
TABLA N°7: VALORES K_1 EN FUNCIÓN DE Q_{iso}	92
TABLA N°8: VALORES H_1, H_2 Y H_3 PARA $K_H\beta$	92
TABLA N°9: FACTOR DE CORRECIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA POR CONFIABILIDAD	92
TABLA N°10: FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES K_t	93
TABLA N°11 FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS	93
TABLA N°12: FACTOR A_{iso} PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS.....	94
TABLA N°13: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LIMITE A FLEXIÓN.....	95
TABLA N°14: VIDAS RECOMENDADAS PARA RODAMIENTOS:	96
TABLA N°15: FACTOR DE FIABILIDAD A_1:.....	96
TABLA N°16: RODAMIENTO EJE ENTRADA A.....	97
TABLA N°17: RODAMIENTO EJE ENTRADA B.....	98
TABLA N°18: RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO	99
TABLA N°19: RODAMIENTO EJE DE SALIDA A.....	100
TABLA N°20: RODAMIENTO EJE DE SALIDA B.....	101
TABLA N°21: ANILLOS DE EJE	102
TABLA N°22: SELLO RADIAL EJE DE ENTRADA	103
TABLA N°23: SELLO RADIAL EJE DE SALIDA	104
TABLA N°24 TAPÓN DE LLEGANO.....	104
TABLA N°25: TAPÓN DE VACIADO	105
TABLA N°26: VISOR NIVEL DE ACEITE	105

TABLA Nº1: MATERIALES PARA ENGRANAJES

MATERIAL (tabla iso 6336-5)	Denominación	S_u (N/mm ²)	S_y (N/mm ²)	Dureza superficial
		min - max	min - max	
Fundiciones grises (GG) UNE EN 1561:2012	GJL-200	200 - 300	-	HB (150-230)
	GJL-250	250 - 350	-	HB (170-250)
	GJL-350	350 - 450	-	HB (210-275) HB 150-275
Fundiciones maleables de corazón negro (GTS) UNE EN 1562:2012	GJMB-500-5	500 -	300 -	HB (165-215)
	GJMB-550-4	550 -	340 -	HB (180-230)
	GJMB-600-3	600 -	390 -	HB (195-245)
	GJMB-650-2	650 -	430 -	HB (210-260) HB 135-250
Fundiciones con grafito esferoidal (nodular o dúctil) (GGG) UNE-EN1563:2012	GJS-400-15	400 -	250 -	HB (150-180)
	GJS-600-3	600 -	380 -	HB (210-250)
	GJS-800-2	800 -	480 -	HB (260-300) HB 175-300
Acero moldeado no aleado (St cast) UNE-EN10293:2006	GE240	450 - 600	240 -	HB 140 - HV 152
	GE300	520 - 670	300 -	HB 175 - HV 200 HB 140-210
Acero no aleado forjado (St)	C25	400	280	HB 140 - HV 141
	C35	580	380	HB 180 - HV 182
	C45	680	430	HB 207 - HV 210 HB 110-210
Acero no aleado forjado, templado y revenido (V) UNE- EN10083-2:2008	C25	570	430	HB 168 - HV 170
	C35	600 - 750	430 - 520	HB 212 - HV 216 HV 135-210 HV 115-215
Aceros aleados templados y revenidos (V) UNE-EN10083-3:2008	20NiCrMoS2-2	850	580	HB 255 - HV 267
	20MnCr5	980	735	HB 302 - HV 317
	34CrMo4	1000 - 1200	800	HB 310 - HV 326
	42CrMo4	1100 - 1300	950	HB 321 - HV 337
	34NiCrMo16	1230 - 1420	1030	HB 352 - HV 368 HV 200 - 390
Acero moldeado no aleado templado (V cast)				HV 130-215
Acero moldeado aleado templado (V cast)	G35CrMo4	750-980	650	HB 290 - HV 305
	G42CrMo4	800-1025	700	HB 305 - HV 320 HV 200-360
Acero forjado de cementación. (Eh) UNE- EN10084:2010	20MnCr5	980	735	HV 720
	20NiCrMoS2-2 F1522	850	600	HV 600
	15 NiCr13 (F-1540)	950	750	HV 700
	14NiCrMo13 F 1560	1300	1100	HV 740
				HV 600-800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción (IF)	C45	1034	786	HB 525 - HV 560
	37Cr4 F-1201	1150		HV 550 - 610
	42CrMo4	1300	1200	HB 515 - HV 615 HV 485-615
Acero forjado de nituración(NT), acero templado de nituración(NV), acero de nituración (NT)UNE- EN10085:2001	42CrMo4	1450		HV 700
	24CrMo13-6 F 1711	1100	900	HV 700
	31CrMoV9 F 1721	1000	800	HV 850 - 950
	41 CrAlMo7-10 F 1741	950 - 1150	750	HV 850 - 950
	34CrAlNi7-10	900-1100	680	NT HV 650-900 NV HV 450-650
Acero forjado de nitrocarburoización (NV)				HV 300-650

TABLA Nº2 VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMATICA DE ACEITES CON LA TEMPERATURA

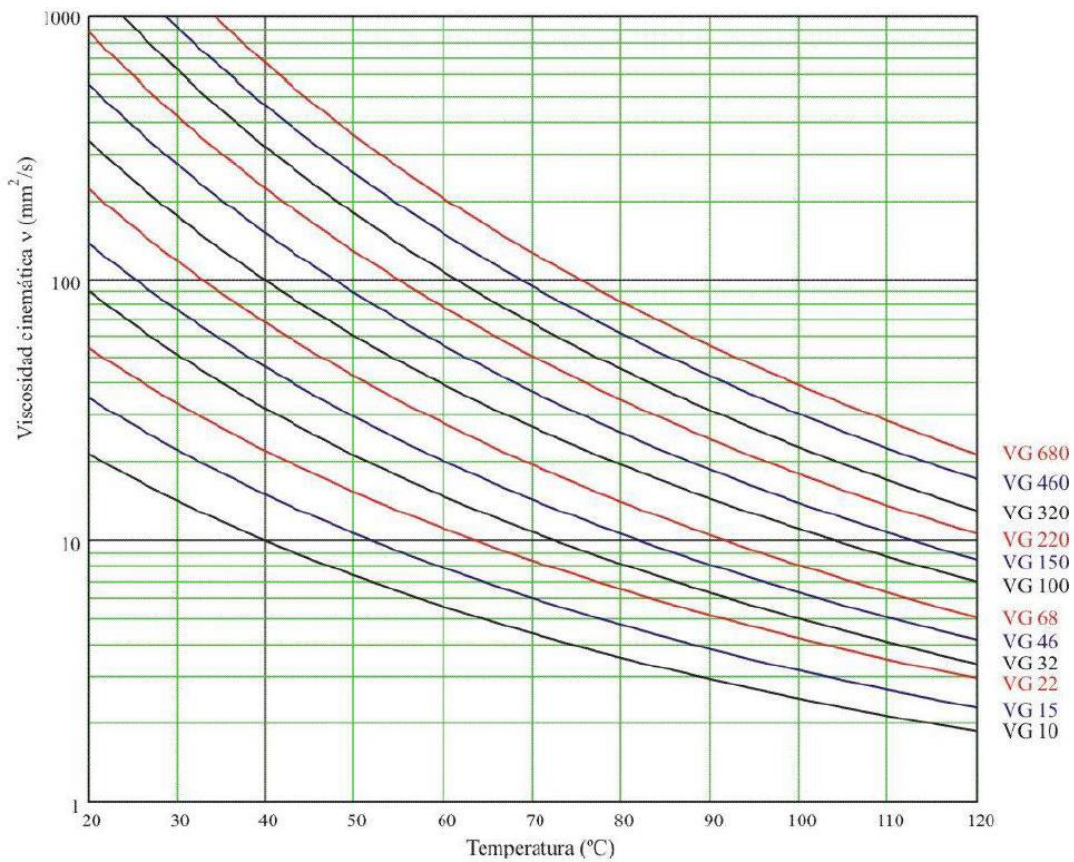


TABLA Nº3: DIMENSIONES NORMALIZADAS PARA CHAVETAS

Diámetros del eje d		Sección de la chaveta $b \times h$	Chavatero										Chañán P_1	
			Ancho h						Profundidad					
			Tolerancia						Eje h_1		Cubo h_2			
			Clase de ajuste del enchavetado						Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia		
Nominal	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 x 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004	\pm 0,0125	- 0,006	1,2	+ 0,1	1	+ 0,1	0,08	0,16
8	10	3 x 3	3	0	+ 0,020	- 0,029		- 0,031	1,8		1,4		0,08	0,16
10	12	4 x 4	4	+ 0,030	+ 0,078	0	\pm 0,015	- 0,012	2,5	0	1,8	0	0,08	0,16
12	17	5 x 5	5	0	+ 0,030	- 0,030		- 0,042	3		2,3		0,16	0,25
17	22	6 x 6	6	0					3,5	0	2,8	0	0,16	0,25
22	30	8 x 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	\pm 0,018	- 0,015	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10 x 8	10	0	+ 0,040	- 0,036		- 0,051	5	0	3,3	0	0,25	0,40
38	44	12 x 8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 x 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	\pm 0,0215	- 0,018	5,5	0	3,8	0	0,25	0,40
50	58	16 x 10	16	0	+ 0,050	- 0,043		- 0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 x 11	18						7	+ 0,2	4,4	+ 0,2	0,25	0,40
65	75	20 x 12	20						7,5		4,9		0,40	0,60
75	85	22 x 14	22	+ 0,052	- 0,149	0	\pm 0,026	- 0,022	9	0	5,4	0	0,40	0,60
85	95	25 x 14	25	0	+ 0,065	- 0,052		- 0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 x 16	28						10	0	6,4	0	0,40	0,60
110	130	32 x 18	32						11		7,4		0,40	0,60
130	150	36 x 20	36						12	0	8,4	0	0,70	1,00
150	170	40 x 22	40	+ 0,062	+ 0,180	0	\pm 0,031	- 0,076	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 x 25	45	0	+ 0,080	- 0,062		- 0,088	15	0	10,4	0	0,70	1,00
200	230	50 x 28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 x 32	56						20	+ 0,3	12,3	+ 0,3	0,70	1,00
260	290	63 x 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	\pm 0,037	- 0,032	20		12,4		1,20	1,60
290	330	70 x 36	70	0	- 0,100	- 0,074		- 0,106	22	0	14,4	0	1,20	1,60
330	380	80 x 40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 x 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0	\pm 0,0435	- 0,037	28	0	17,4	0	2,00	2,50
400	500	100 x 50	100	0	+ 0,120	- 0,087		- 0,124	31		19,5		2,00	2,50

TABLA Nº4: DATOS DE ACEROS

Designación	Composición							Tratamiento		Propiedades mecánicas			
	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Otros	Tipo	Temp (°C)	Su MPa	Sy MPa	ε %	Dureza HB
EN 10027-1 AISI / UNE (antigua)													
MOLDEADOS													
GC25 / F-8104	0.25		0.55							440	225	22	150
GC35 / F-8106	0.35		0.65							510	255	18	155
GC45 / F-8108	0.45		0.65							580	295	15	195
NO ALEADOS (Mn < 1%)													
C25 1025 / F-1120	0.25		0.55					N T + R	900 870 + 480	490 570	310 430	22 28	150 168
C35 1035 / F-1130	0.35		0.65					LC N T + R	900 840 + 430	585 680 730	375 420 520	29 28 15	190 183 212
C45 1045 / F-1140	0.45		0.65					N Rec T + R	870 790 825 + 450	660 600 850	390 360 640	20 23 14	197 180 248
C60 1060	0.6		0.75					N T + R	870 815 + 430	760 1000	410 790	22 6	225 315
ALEACIÓN INFERIOR AL 5%													
20MnCr5 5120 / F-150 D	0.2		1.25	1.15				N C + T + R	900 880 + 860 + 150	680 980	400 735	23 14	207 302
20NiCrMoS2-2 8620 / F-1522	0.2		0.8	0.55	0.2	0.55		LF N C + T + R	1100/850 900 910 + 845 + 150	650 600 850	320 340 580	22 26 19	192 174 255
41Cr4 5140 / F-1202	0.41		0.75	1.05				LF N T + R	1050/850 870 840 + 540	770 760 970	520 470 840	23 18	229 227 293
42CrMo4 4140 / F-1252	0.42		0.75	1.05	0.22			N Rec LF T + R	900 830 1100/850 840 + 540	950 650 1030 1120	560 420 720 1040	19 25 15 14	277 192 311 321
34CrNiMo6 4340 / F-128	0.34		0.65	1.5	0.22	1.5		LF N T + R	1150/900 870 840 + 540	1300 1280 1210	860 860 1100	12 14	401 388 352
51CrV4 6150	0.51		0.9	1.05			V 0.17	LF N T + R	1100/850 860 840 + 540	950 940 1200	630 615 1155	21 14	285 277 352
55Cr3 5160 / F-1431	0.55		0.85	0.85				LF N T + R	1050/850 900 840 + 540	1000 950 1200	680 600 1100	15 16 14	302 285 352
ALEACIÓN SUPERIOR AL 5%													
X10CrNi18-8 304	0.1	<0.8	<2	18-20		8-10		Recoc	1100	510	206	40	160
X5CrNiMo17-12-2 316	0.05	<0.8	<2	16-18	2-3	10_11		Recoc	1100	510	206	40	150
X6CrNiTi18-10 321	0.06	<1	<2	17-19		9_10	Ti			540	245	45	

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

TABLA N°5: DEFINICIÓN DEL FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS

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

TABLA N°6: COEFICIENTE DE APLICACIÓN K_A

Características de la máquina motriz	Características de la máquina arrastrada			
	Uniforme	Choques ligeros	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	1,00	1,25	1.50	1,75
Choques ligeros	1,10	1,35	1.60	1,85
Choques moderados	1,25	1,50	1.75	2,00
Choques fuertes	1,50	1,75	2,00	2,25 o mayor

TABLA N°7: VALORES K1 EN FUNCIÓN DE Qiso

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

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

TABLA N°8: VALORES H₁, H₂ Y H₃ PARA K_{Hβ}

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

TABLA N°9: FACTOR DE CORRECCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA POR CONFIABILIDAD

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

TABLA Nº10: FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES K_t

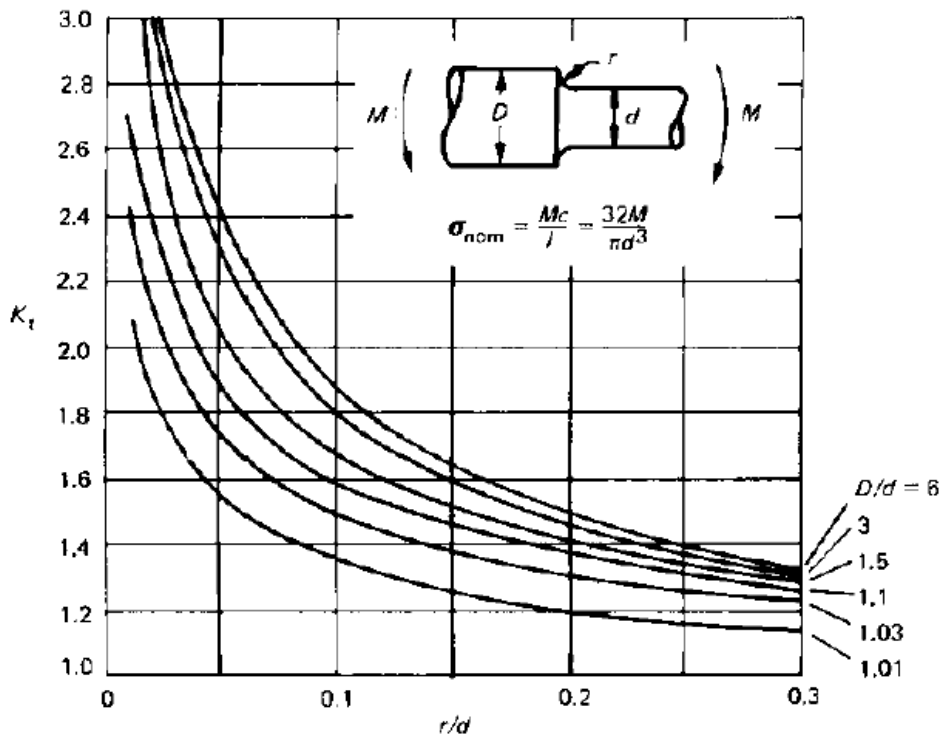


TABLA Nº11 FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS

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

TABLA Nº12: FACTOR A_{ISO} PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS

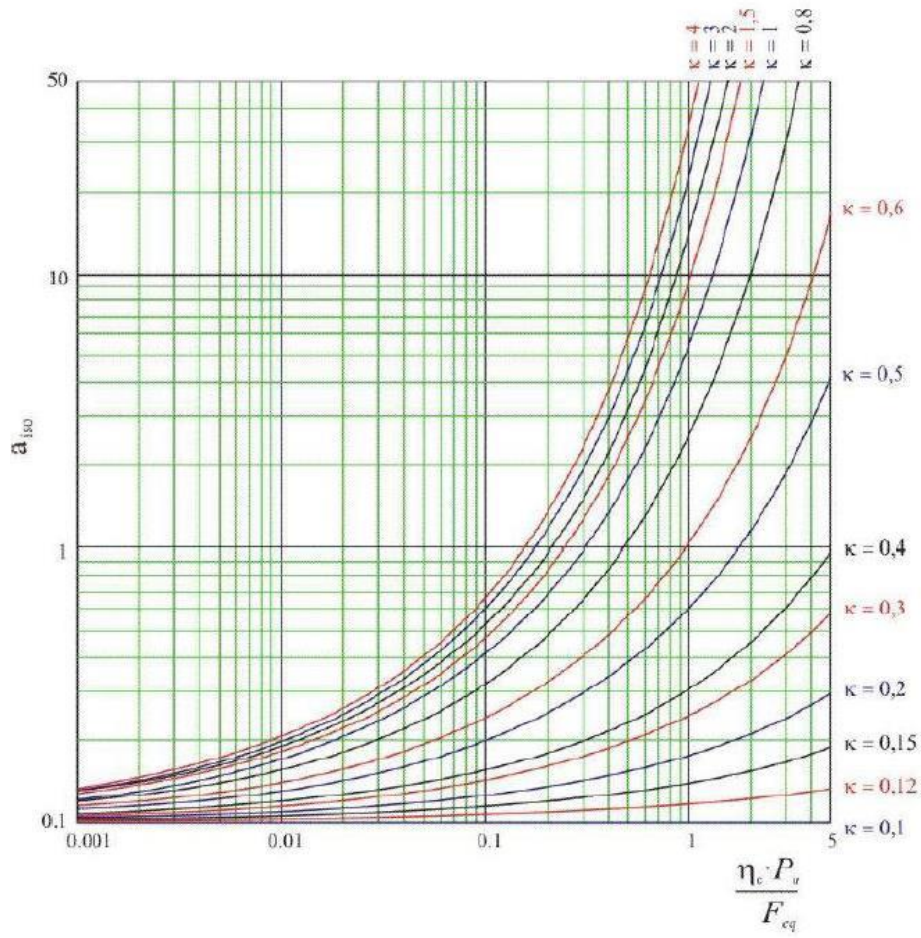


TABLA Nº13: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FLEXIÓN

Material	Calidad	A	B	Dureza min	Dureza max
Aceros al carbono forjados no aleados (normalizados)	ML/MQ	0,455	69	HB 110	HB210
	ME	0,386	147	HB 110	HB210
Acero al carbono moldeado no aleado (fundido)	ML/MQ	0,313	62	HB 140	HB210
	ME	0,254	137	HB 140	HB210
Fundición maleable de corazón negro	ML/MQ	0,345	77	HB 135	HB250
	ME	0,403	128	HB 175	HB250
Fundición con grafito esferoidal	ML/MQ	0,350	119	HB 175	HB300
	ME	0,380	134	HB 200	HB300
Fundición gris	ML/MQ	0,256	8	HB 150	HB240
	ME	0,200	53	HB 175	HB275
Acero al carbono (no aleado) forjado, templado y revenido	ML	0,250	108	HV 115	HV215
	MQ	0,240	163	HV 115	HV215
	ME	0,283	202	HV 115	HV215
Aceros aleados forjado, templado y revenido	ML	0,423	104	HV 200	HV360
	MQ	0,425	187	HV 200	HV360
	ME	0,358	231	HV 200	HV390
Acero al carbono moldeado, templado.	ML/MQ	0,224	117	HB 130	HB215
	ME	0,286	167	HB 130	HB215
Acero aleado moldeado templado	ML/MQ	0,364	161	HB 200	HB360
	ME	0,356	186	HB 200	HB360
Acero forjado de cementación	ML	0	312	HV 600	HV800
	MQ	0	461	HV 660	HV800
	ME	0	525	HV 660	HV800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción	ML	0,305	76	HV 485	HV615
	MQ	0,138	290	HV 500	HV570
		0	369	HV 570	HV615
	ME	0,271	237	HV 500	HV615
Aceros de nitruración forjados	ML	0	270	HV 650	HV900
	MQ	0	420	HV 650	HV900
	ME	0	468	HV 650	HV900
Aceros de nitruración templados	ML	0	258	HV 450	HV 650
	MQ	0	363	HV 450	HV 650
	ME	0	432	HV 450	HV 650
Aceros forjado de nitrocarburoización	ML	0	224	HV 300	HV 650
	MQ	0,653	94	HV 300	HV 450
	ME	0	388	HV 450	HV 650

TABLA N°14: VIDAS RECOMENDADAS PARA RODAMIENTOS:

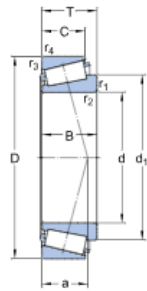
Tipo de aplicación	Vida (horas·1000)
Instrumentos y similares de uso infrecuente	Hasta 0.5
Electrodomésticos	1 - 2
Motores para aviación	2 - 4
Máquinas de periodos de servicio cortos o intermitentes, donde la interrupción del servicio es de escasa importancia.	4 - 8
Máquinas de uso intermitente en las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

TABLA N°15: FACTOR DE FIABILIDAD A1:

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

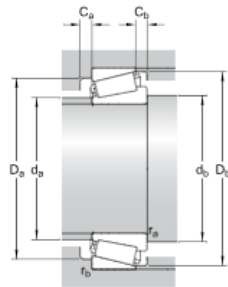
TABLA Nº16: RODAMIENTO EJE ENTRADA A

Dimensions



d	30	mm
D	62	mm
T	17.25	mm
d ₁	≈ 45.3	mm
B	16	mm
C	14	mm
r _{1,2}	min. 1	mm
r _{3,4}	min. 1	mm
a	13.643	mm

Abutment dimensions



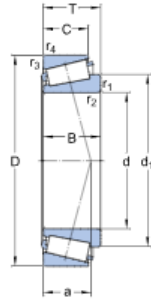
d _a	max. 38	mm
d _b	min. 37	mm
D _a	min. 53	mm
D _a	max. 56	mm
D _b	min. 57	mm
C _a	min. 2	mm
C _b	min. 3	mm
r _a	max. 1	mm
r _b	max. 1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	50	kN
Basic static load rating	C ₀	44	kN
Fatigue load limit	P _u	4.8	kN
Reference speed		9000	r/min
Limiting speed		11000	r/min
Calculation factor	e	0.37	
Calculation factor	Y	1.6	
Calculation factor	Y ₀	0.9	

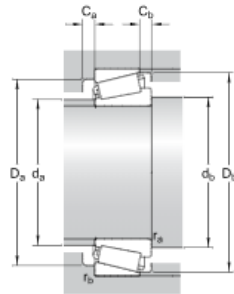
TABLA N°17: RODAMIENTO EJE ENTRADA B

Dimensiones



d	25	mm
D	62	mm
T	18.25	mm
d ₁	≈ 45.8	mm
B	17	mm
C	13	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm
r _{3,4}	min. 1.5	mm

Dimensiones de los resaltes



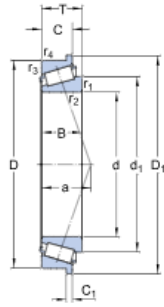
d _a	max. 34	mm
d _b	min. 33	mm
D _a	min. 47	mm
D _a	max. 55	mm
D _b	min. 59	mm
C _a	min. 3	mm
C _b	min. 5	mm
r _a	max. 1.5	mm
r _b	max. 1.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	46.6	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	40	kN
Carga límite de fatiga	P _u	4.4	kN
Velocidad de referencia		8500	r/min
Velocidad límite		11000	r/min
Factor de cálculo	e	0.83	
Factor de cálculo	Y	0.72	
Factor de cálculo	Y ₀	0.4	

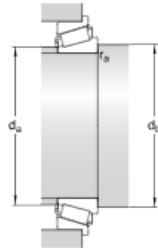
TABLA Nº18: RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO

Dimensiones



d	40	mm
D	80	mm
T	19.75	mm
d ₁	≈ 57.55	mm
D ₁	85	mm
B	18	mm
C	16	mm
C ₁	4	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm
r _{3,4}	min. 1.5	mm

Dimensiones de los resaltes



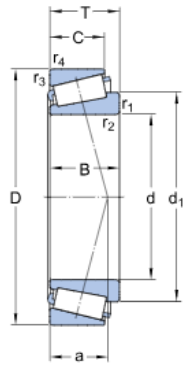
d _a	max. 49	mm
d _b	min. 48.5	mm
r _a	max. 1.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	75.8	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	68	kN
Carga límite de fatiga	P _u	7.65	kN
Velocidad de referencia		7000	r/min
Velocidad límite		8500	r/min
Factor de cálculo	e	0.37	
Factor de cálculo	Y	1.6	
Factor de cálculo	Y ₀	0.9	

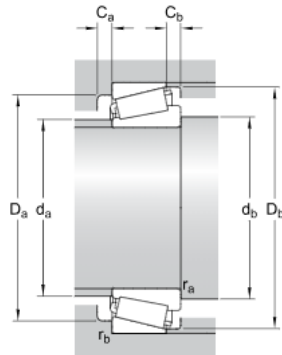
TABLA Nº19: RODAMIENTO EJE DE SALIDA A

Dimensiones



d	70	mm
D	150	mm
T	54	mm
d ₁	≈ 106.15	mm
B	51	mm
C	42	mm
r _{1,2}	min. 3	mm
r _{3,4}	min. 2.5	mm

Dimensiones de los resaltes



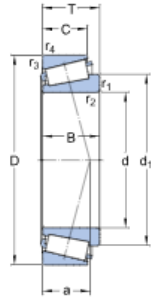
d _a	max. 87	mm
d _b	min. 83	mm
D _a	min. 125	mm
D _a	max. 139	mm
D _b	min. 140	mm
C _a	min. 6	mm
C _b	min. 12	mm
r _a	max. 3	mm
r _b	max. 2.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	363	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	380	kN
Carga límite de fatiga	P _u	45	kN
Velocidad de referencia		3400	r/min
Velocidad límite		4500	r/min
Factor de cálculo	e	0.35	
Factor de cálculo	Y	1.7	
Factor de cálculo	Y ₀	0.9	

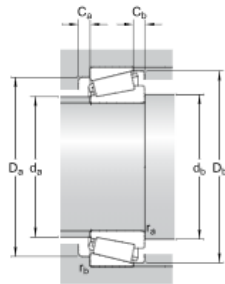
TABLA Nº20: RODAMIENTO EJE DE SALIDA B

Dimensiones



d	80	mm
D	170	mm
T	42.5	mm
d ₁	≈ 122	mm
B	39	mm
C	33	mm
r _{1,2}	min. 3	mm
r _{3,4}	min. 2.5	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	max. 103	mm
d _b	min. 93.5	mm
D _a	min. 148	mm
D _a	max. 158.5	mm
D _b	min. 159	mm
C _a	min. 5	mm
C _b	min. 9.5	mm
r _a	max. 3	mm
r _b	max. 2.5	mm

Datos del cálculo

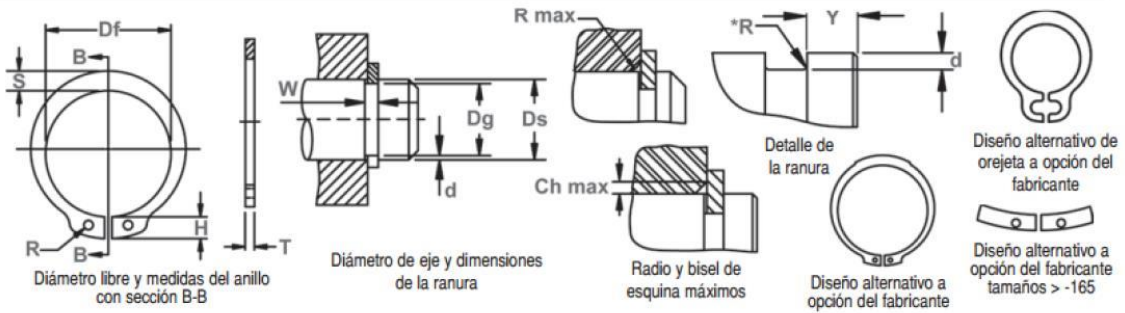
Capacidad de carga dinámica básica	C	333	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	320	kN
Carga límite de fatiga	P _u	36.5	kN
Velocidad de referencia		3200	r/min
Velocidad límite		4000	r/min
Factor de cálculo	e	0.35	
Factor de cálculo	Y	1.7	
Factor de cálculo	Y ₀	0.9	

TABLA Nº21: ANILLOS DE EJE



DSH Anillo de Eje (DIN 471)

Montados Axialmente, Externos, Métricos
Una vez instalado en la ranura de un eje, la parte del anillo que sobresale de la ranura (también llamado un "hombro") es un montaje en su lugar.



No. DE ANILLO	EJE		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS				
	DIAMETR (mm)		ANCHURA	PROFUNDIDAD	ESPESOR ***	DIAMETRO LIBRE		ALTURA DE LA OREJETA	SECCION MAX.	DIAMETRO DEL AGUJERO	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles Cham.	Carga max. c/Ch Max.	LIMITES DE RPM
	Ds	Dg				TOL.	W Min.										
DSH-3	3	2.8		0.50	0.10	0.40	2.7										360000
DSH-4	4	3.8	-0,04	0.50	0.10	0.40	3.7	+0,04									211000
DSH-5	5	4.8		0.70	0.10	0.60	4.7	-0,15									154000
DSH-6	6	5.7		0.80	0.15	0.70	5.6										114000
DSH-7	7	6.7		0.90	0.15	0.80	6.5	+0,06									121000
DSH-8	8	7.6	-0,06	0.90	0.20	0.80	7.4	-0,18									96000
DSH-9	9	8.6		1.10	0.20	1.00	8.4										85000
DSH-10	10	9.6		1.10	0.20	1.00	9.3										84000
DSH-11	11	10.6		1.10	0.25	1.00	10.2										70000
DSH-12	12	11.6		1.10	0.25	1.00	11.0										75000
DSH-13	13	12.4		1.10	0.30	1.00	11.9	+0,10									66000
DSH-14	14	13.4	-0,11	1.10	0.30	1.00	12.9	-0,36									58000
DSH-15	15	14.3		1.10	0.35	1.00	13.8										50000
DSH-16	16	15.2		1.10	0.40	1.00	14.7										45000
DSH-17	17	16.2		1.10	0.40	1.00	15.7										41000
DSH-18	18	17.0		1.30	0.50	1.20	16.5										39000
DSH-19	19	18.0		1.30	0.50	1.20	17.5										35000
DSH-20	20	19.0		1.30	0.50	1.20	18.5	-0,06									32000
DSH-21	21	20.0	-0,13	1.30	0.50	1.20	19.5	+0,13									29000
DSH-22	22	21.0		1.30	0.50	1.20	20.5	-0,42									27000
DSH-23	23	22.0	-0,15	1.30	0.50	1.20	21.5										25000
DSH-24	24	22.9		1.30	0.55	1.20	22.2										27000
DSH-25	25	23.9		1.30	0.55	1.20	23.2										25000
DSH-26	26	24.9		1.30	0.55	1.20	24.2										24000
DSH-27	27	25.6	-0,21	1.30	0.70	1.20	24.9	+0,21									22500
DSH-28	28	26.6		1.60	0.70	1.50	25.9	-0,42									21200
DSH-29	29	27.6		1.60	0.70	1.50	26.9										20000
DSH-30	30	28.6		1.60	0.70	1.50	27.9										18900
DSH-31	31	29.3		1.60	0.85	1.50	28.6										17900
DSH-32	32	30.3		1.60	0.85	1.50	29.6										16900
DSH-33	33	31.3	-0,25	1.60	0.85	1.50	30.5	+0,25									17400
DSH-34	34	32.3		1.60	0.85	1.50	31.5	-0,50									16100
DSH-35	35	33.0		1.60	1.00	1.50	32.2										15500

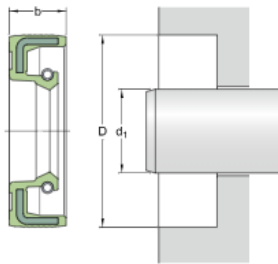
No. de ANILLO	EJE DIAMETRO (mm)		TAMANO DE RANURA			TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS							
			DIAMETRO	ANCHURA	PROFUNDIDAD	ESPESOR ***		DIAMETRO LIBRE		ALTURA DE LA OREJETA	SECCION MAX.	DIAMETRO DEL AGUJERO	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles	Carga max. c/CH Max.	LIMITES DE RPM
						T	ToL.	Df	ToL.										
DSH-36	36	34.0		1.85	1.00	1.75		33.2		5.6	4.0	2.5	5.000	3.0	49.40	18.3	2.0	9.00	14500
DSH-37	37	35.0		1.85	1.00	1.75		34.2	+0.25	5.7	4.1	2.5	5.370	3.0	50.00	18.8	2.0	9.15	14100
DSH-38	38	36.0		1.85	1.00	1.75		35.2	-0.50	5.8	4.2	2.5	5.620	3.0	49.50	19.3	2.0	9.10	13600
DSH-39	39	37.0		1.85	1.00	1.75		36.0		5.9	4.3	2.5	5.850	3.0	49.80	19.9	2.0	9.25	14500
DSH-40	40	37.5		1.85	1.25	1.75		36.5		6.0	4.4	2.5	6.030	3.8	51.00	25.3	2.0	9.50	14300
DSH-41	41	38.5		1.85	1.25	1.75		37.5		6.2	4.5	2.5	6.215	3.8	50.10	26.0	2.0	9.40	13500
DSH-42	42	39.5	-0.25	1.85	1.25	1.75		38.5	-0.06	6.5	4.5	2.5	6.500	3.8	50.00	26.7	2.0	9.45	13000
DSH-44	44	41.5		1.85	1.25	1.75		40.5		6.6	4.6	2.5	7.000	3.8	48.50	28.0	2.0	9.20	11800
DSH-45	45	42.5		1.85	1.25	1.75		41.5		6.7	4.7	2.5	7.500	3.8	49.0	28.6	2.0	9.35	11400
DSH-46	46	43.5		1.85	1.25	1.75		42.5		6.7	4.8	2.5	7.600	3.8	48.9	29.4	2.0	9.40	10900
DSH-47	47	44.5		1.85	1.25	1.75		43.5		6.8	4.9	2.5	7.500	3.8	49.5	30.0	2.0	9.55	11000
DSH-48	48	45.5		1.85	1.25	1.75		44.5		6.9	5.0	2.5	7.900	3.8	49.4	30.7	2.0	9.55	10000
DSH-50	50	47.0		2.15	1.50	2.00		45.8		6.9	5.1	2.5	10.20	4.5	73.3	38.0	2.0	14.40	11000
DSH-52	52	49.0		2.15	1.50	2.00		47.8		7.0	5.2	2.5	11.10	4.5	73.1	39.7	2.5	11.50	10000
DSH-54	54	51.0		2.15	1.50	2.00		49.8		7.1	5.3	2.5	11.30	4.5	71.2	41.2	2.5	11.30	9000
DSH-55	55	52.0		2.15	1.50	2.00		50.8		7.2	5.4	2.5	11.40	4.5	71.4	42.0	2.5	11.40	9000
DSH-56	56	53.0		2.15	1.50	2.00		51.8		7.3	5.5	2.5	11.80	4.5	70.8	42.8	2.5	11.30	9000
DSH-57	57	54.0		2.15	1.50	2.00		52.8		7.3	5.5	2.5	12.20	4.5	70.9	43.7	2.5	11.40	8000
DSH-58	58	55.0		2.15	1.50	2.00		53.8		7.3	5.6	2.5	12.60	4.5	71.1	44.3	2.5	11.50	8000
DSH-60	60	57.0		2.15	1.50	2.00		55.8		7.4	5.6	2.5	12.90	4.5	69.2	46.0	2.5	11.30	8000
DSH-62	62	59.0		2.15	1.50	2.00		57.8	-0.07	7.5	6.0	2.5	14.30	4.5	69.3	47.5	2.5	11.40	7000
DSH-63	63	60.0	-0.30	2.15	1.50	2.00		58.8		7.6	6.2	2.5	15.90	4.5	70.2	48.3	2.5	11.60	7000
DSH-65	65	62.0		2.65	1.50	2.50		60.8		7.8	6.3	3.0	18.20	4.5	135.0	49.8	2.5	22.70	7000
DSH-67	67	64.0		2.65	1.50	2.50		62.5	+0.46	7.9	6.4	3.0	20.30	4.5	136.0	51.3	2.5	23.00	7000
DSH-68	68	65.0		2.65	1.50	2.50		63.5	-1.10	8.0	6.5	3.0	21.80	4.5	135.0	52.2	2.5	23.10	7000
DSH-70	70	67.0		2.65	1.50	2.50		65.5		8.1	6.6	3.0	22.00	4.5	134.0	53.8	2.5	23.00	7000
DSH-72	72	69.0		2.65	1.50	2.50		67.5		8.2	6.8	3.0	22.50	4.5	131.0	55.3	2.5	22.80	6000
DSH-75	75	72.0		2.65	1.50	2.50		70.5		8.4	7.0	3.0	24.60	4.5	130.0	57.6	2.5	22.80	6000
DSH-77	77	74.0		2.65	1.50	2.50		72.5		8.5	7.2	3.0	25.70	4.5	131.0	59.3	3.0	19.70	6000
DSH-78	78	75.0		2.65	1.50	2.50		73.5		8.6	7.3	3.0	26.20	4.5	131.0	60.0	3.0	19.70	5000
DSH-80	80	76.5		2.65	1.75	2.50		74.5		8.6	7.4	3.0	27.30	5.3	126.0	71.6	3.0	19.50	6000
DSH-82	82	78.5		2.65	1.75	2.50		76.5		8.7	8.7	3.0	31.20	5.3	126.0	73.5	3.0	19.60	6000
DSH-85	85	81.5	-0.35	3.15	1.75	3.00	-0.08	79.5		8.7	7.8	3.5	36.40	5.3	215.0	76.2	3.0	33.40	6000

TABLA N°22: SELLO RADIAL EJE DE ENTRADA

30x45x7 HMS5 V

Número de referencia para EE. UU.	562594
Diseño	HMS5
Material del labio	V
Muelle tiroidal flexible de acero inoxidable	

Dimensiones



d ₁	30	mm
D	45	mm
b	7	mm

Aplicación y condiciones de funcionamiento

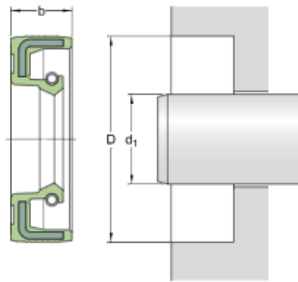
Diferencial de presión	max.	0.03	MPa
Temperatura de funcionamiento	min.	-40	°C
Temperatura de funcionamiento	max.	200	°C
Temperatura de funcionamiento, período breve	max.	220	°C
Velocidad de giro	max.	8913	r/min
Velocidad de la superficie del eje	max.	14	m/s

TABLA Nº23: SELLO RADIAL EJE DE SALIDA

80x100x10 HMS5 V

Número de referencia para EE. UU.	692632
Diseño	HMS5
Material del labio	V
De acuerdo con la norma ISO/DIN	

Dimensiones



d_1	80	mm
D	100	mm
b	10	mm

Aplicación y condiciones de funcionamiento

Diferencial de presión	max.	0.03	MPa
Temperatura de funcionamiento	min.	-40	°C
Temperatura de funcionamiento	max.	200	°C
Temperatura de funcionamiento, período breve	max.	220	°C
Velocidad de giro	max.	3342	r/min
Velocidad de la superficie del eje	max.	14	m/s

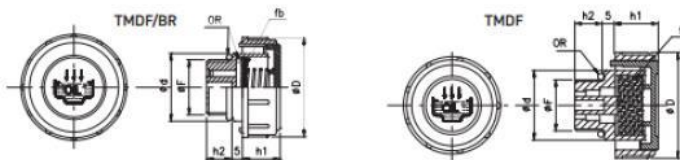
TABLA Nº24 TAPÓN DE LLENADO

4853-4870

TAPÓN DESVAPORIZADOR TMD CON FILTRO



Código sin filtro	P(l/min) sin filtro	Código con filtro	P(l/min) con filtro	F	D	d	h1	h2
485309000	230	487003038	200	G 3/8"	36	23	17	11
485312000	260	487004012	230	G 1/2"	41	28	18	12
485319000	430	487006034	350	G 3/4"	47	33	17	12
485325000	430	487008001	400	G 1"	52	38	20	12
485331000	660	487010014	600	G 1 1/4"	63	49	23	13
485338000	660	487010112	600	G 1 1/2"	63	55	23	13,5
485316000	260	487016000	230	M 16x1,5	36	23	17	11
485318000	260	487018000	230	M 18x1,5	41	28	17,5	12
485320000	260	487020000	230	M 20x1,5	41	28	17,5	12
485322000	260	487022000	230	M 22x1,5	41	28	17,5	12



fb - Filtro de bronce
f - Filtro de aire
OR - Junta tórica NBR

Tapón de llenado con respiradero de cabeza cilíndrica y nervios verticales para una mejor sujeción, fabricado en poliamida 6.6 garantizando una óptima resistencia mecánica a altas y bajas temperaturas.

Temperatura máx. de trabajo: 100 °C.

Fabricados en cuerpo de color negro y tapón rojo con el símbolo de carga y la inscripción OIL.

Junta tórica de retención de goma antiaceite 70 Shore.

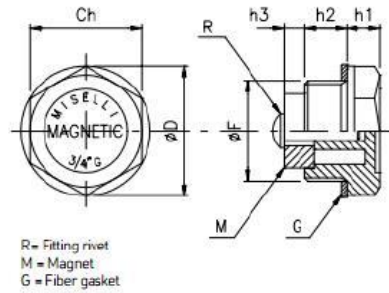
Estos tapones se caracterizan por permitir el paso de un gran volumen de aire y por tanto están recomendados para aplicaciones en centrales oleodinámicas o depósitos que contengan líquidos sujetos a rápidas variaciones de volumen, donde es necesaria una rápida salida y entrada de aire sin salida de aceite.

Incorporan un filtro de aire de espuma de poliuretano (grado de filtración indicativo 40 micrones). Este filtro puede desmontarse fácilmente.

El caudal de aire (P) indicado en la tabla se expresa en litros/min. con una presión de 50mbar.

TABLA Nº25: TAPÓN DE VACIADO

TM - DRAIN PLUGS WITH MAGNET (PLASTIC)



-Thermoplastic hex plug with magnet

-The plug is fitted to the bottom of the transmission or tank, to be used as drain plug; the magnet attract ferrous metal parts, preventing damage to gears and other moving components

-Production colour black, marked MAGNETIC on the hex surface.

-Oil resistant asbestos-free seal

-In larger quantities, these plugs are available with threads other than those shown, ie M16-18-20-22

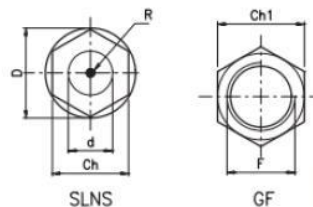
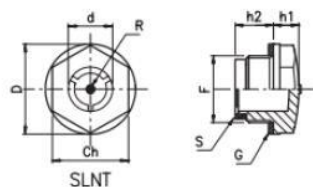
Code	F	Ch	D	h2	h1	h3
TM-14	G 1/4"	17	20	9	7	5
TM-38	G 3/8"	18	22	10	7,5	10
TM-12	G 1/2"	24	27	11	8	9
TM-34	G 3/4"	30	34	11	9	6,5
TM-1	G 1"	35	42	12	10,5	14
TM-1415	M14x15	17	20	9	7	5

TABLA Nº26: VISOR NIVEL DE ACEITE

4821-4823 VISOR SIMPLEX SLN CON REFLECTOR Y SIN REFLECTOR



Código sin reflector	Código con reflector	Ch	F	D	d	h1	h2	P (Nm)	Ch1	s
482301014	-	17	G 1/4"	20,5	12	8	8,5	8	-	-
482303038	482103038	18	G 3/8"	22	12	6,5	12	12	19	5
482304012	482104012	24	G 1/2"	28	16	8	12	16	27	5
482305034	482105034	30	G 3/4"	36	21	8,5	13,5	21	32	6
482307001	482107001	36	G 1"	42	30	9	14	24	36	6
482309114	482109114	42	G 1 1/4"	51	32	10	17	-	46	6
482310112	482110112	50	G 1 1/2"	58	39	10	21	-	-	-
482311002	482111002	64	G 2"	74	48	12	20	-	-	-
482301415	-	17	M14x1,5	20	12	7,5	8	8	-	-
482301615	482116000	18	M16x1,5	22	12	6,5	12,5	12	-	-
482301815	482118000	21	M18x1,5	25,5	14	6	12,5	12	-	-
482302015	482120000	24	M20x1,5	28	16	7,5	12	16	-	-
482322000	482122000	24	M22x1,5	28	16	7,5	12,5	16	-	-
482326000	482126000	30	M26x1,5	36	21	8,5	13,5	21	-	-
482327000	482127000	30	M27x1,5	36	21	8,5	13,5	21	-	-
482340000	482140000	42	M40x1,5	51	32	10	17	-	-	-



Para el montaje en paredes de menos de 5 mm. de grosor, se necesita una tuerca de latón GF.

G - Junta de fibra
R - Punto rojo
S - Reflector

Material: Resina poliamídica de gran transparencia. Óptima resistencia mecánica a alta y baja temperatura, gran estabilidad dimensional y muy buena resistencia al aceite y gasolina. Evitar el contacto con alcohol, líquidos anticongelantes a altas temperaturas y agua a más de 80°C. El modelo con reflector mejora la visualización del nivel de aceite.

Arandela plana de retención en fibra exenta de amianto (sobre encargo se puede suministrar en goma sintética NBR 70).

Presión de trabajo hasta 1 bar. Temperatura máx. de trabajo: 100°C

Nm - Par de apriete máx. para el montaje.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR
DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE
TRANSMISION 32,1 Y PAR MÁXIMO A LA
SALIDA DE 3310 NM**

**CONDICIONES
TÉCNICAS**

Documento nº2

INDICE

1.	INTRODUCCION.....	109
2.	PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS.....	109
2.1	Materiales	109
2.1.1	Ejes.....	110
2.1.2	Engranajes	110
2.1.3	Cártér y tapa del reductor.....	110
2.2	Proceso de fabricación	110
2.2.1	Eje de entrada.....	110
2.2.2	Eje de intermedio.....	111
2.2.3	Eje de salida.....	111
2.3.4	Piñón primera etapa.....	112
2.3.5	Rueda primera etapa.....	112
2.3.6	Piñón segunda etapa	113
2.3.7	Rueda segunda etapa	113
3.	PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS.....	114
3.1	El contratista	114
3.2	El contrato.....	114
3.3	La Dirección técnica	114
3.4	Comienzo, ritmo, plazo y condiciones	115
3.4.1	Fase de fabricación.....	115
3.4.2	Fase de ensamblaje y pruebas	115
3.4.3	Fase de transporte	115
3.5	Trabajos deficientes	116
3.6	Recepción provisional	116
3.7	Periodo de garantía.....	116
3.8	Recepción definitiva.....	116
4.	PLIEGO DE CONDICIONES ECONOMICAS.....	117
4.1	Fianzas.....	117
4.2	Precio	117
4.2.1	Precios de la contrata	117
4.2.2	Precios contradictorios.....	117
4.2.3	Revisión de precios.....	117
4.3	Valoración, medición y abono,	117

4.4 Penalizaciones	118
4.5 Seguros.....	118
5. CONTROL DE CALIDAD.....	119
5.1 control de calidad de los engranajes	119
5.2 control de calidad de los ejes.....	119

1. INTRODUCCIÓN

En el presente documento se establecen las condiciones de calidad técnica, legal y facultativa para la realización del presente proyecto que se tendrán en consideración junto con la normativa para su realización. Para tal efecto, se necesita la aprobación de las partes contratantes para su cumplimiento sin alteración.

Para una buena índole de fabricación y utilización de los materiales a tal de conseguir un proyecto de calidad será necesario establecer unas cláusulas de elaboración.

Se deben establecer tales documentos básicos y necesarios para la elaboración y fabricación mencionada anteriormente del reductor de velocidad presente; memoria, planos, pliego de condiciones y presupuesto. En el supuesto que se observe alguna contradicción, la memoria descriptiva predominará en cuanto a la descripción de los materiales utilizados para la fabricación, los planos predominarán en la dimensionalidad del reductor de velocidad, el pliego de condiciones predominará en cuanto al ámbito normativo legal y por último, el presupuesto integra los gastos de fabricación de los elementos de proyecto.

Para acabar, el documento que prevalece entre todos los mencionados anteriormente es la memoria descriptiva.

2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

2.1 Materiales

En este apartado describiremos los materiales empleados para la fabricación de cada uno de los componentes del reductor. Una vez recibidos los materiales adecuados para el mecanizado de los elementos, se debe de realizar una comprobación de que posee las características adecuadas en cada uno de los casos. Además de comprobar que se trata del material adecuado, debemos de revisar y observar que las medidas de la pieza en bruto son adecuadas para poder mecanizar sobre estas, sin embargo, no deben de ser de un tamaño excesivo en comparación con el resultado final.

2.1.1 Ejes

En la fabricación de todos los ejes se ha empleado un acero aleado 34NiCrMo, que se trata de un acero normalizado a 870 grados con un límite de fluencia de 860 MPa y una resistencia a rotura de $1280 \frac{N}{mm^2}$, con una dureza de 388HB.

2.1.2 Engranajes

Para la fabricación de todos los engranajes del sistema se ha utilizado un acero aleado, templado y revenido 42CrMo4. Este acero posee un límite de rotura de 1120 MPa y una resistencia a fluencia de 950 MPa, además de una resistencia superficial de 321 HB

2.1.3 Cáster y tapa del reductor

Ambas piezas de la carcasa estarán constituidas por una fundición gris FG-25, la cual posee una resistencia a tracción de 250- 350 MPa y una dureza superficial de 200 HB

2.2 Proceso de fabricación

2.2.1 Eje de entrada

Se iniciará el proceso de fabricación del eje de entrada a partir de una pieza cilíndrica y 40mm de diámetro y 270 mm de longitud.

Procesos a seguir:

1. Corte a medida y refrentado de ambas caras
2. Sujeción en torno
3. Desbaste mediante cilindrado exterior, eliminando material restante. Se realizará una operación de desbaste hasta dejar 1 mm y luego se realizará el acabado.
4. Avellanado de los extremos
5. Ranurados para arandelas elásticas
6. Desbaste y acabado de chaveteros
7. Limpieza
8. Comprobar las medidas

2.2.2 Eje intermedio

Se iniciará el proceso de fabricación del eje intermedio a partir de una pieza cilíndrica de 60mm de diámetro y 340 mm de longitud.

Procesos a seguir:

1. Corte a medida y refrenado de ambas caras
2. Sujeción en torno
3. Desbaste mediante cilindrado exterior, eliminando material restante. Se realizará una operación de desbaste hasta dejar 1 mm y luego se realizará el acabado.
4. Avellanado de los extremos
5. Ranurados para arandelas elásticas
6. Desbaste y acabado de chaveteros
7. Limpieza
8. Comprobar las medidas

2.2.3 Eje de salida

Se iniciará el proceso de fabricación del eje de salida a partir de una pieza cilíndrica de 90mm de diámetro y 320 mm de longitud.

Procesos a seguir:

1. Corte a medida y refrentado de ambas caras
2. Sujeción en torno
3. Desbaste mediante cilindrado exterior, eliminando material restante. Se realizará una operación de desbaste hasta dejar 1 mm y luego se realizará el acabado.
4. Avellanado de los extremos
5. Ranurados para arandelas elásticas
6. Desbaste y acabado de chaveteros
7. Limpieza

8. Comprobar las medidas

2.3.4 Piñón primera etapa

Para la fabricación del piñón de la primera etapa, tomaremos como origen una pieza cilíndrica de 70 mm de diámetro y longitud 40 mm.

Pasos a seguir:

1. Corte y refrentado de los extremos del bruto cilíndrico
2. Sujeción en el torno mediante garras
3. Cilindrado exterior del cilindro, eliminando material sobrante
4. Cilindrado en desbaste de la superficie interior del cilindro, ya que la longitud de la chaveta es mayor que el ancho del engranaje
5. Tallado de los dientes mediante fresado
6. Taladrado del agujero interior que asegura la posición del eje
7. Mecanizado mediante corte por hilo de la zona del chavetero para asegurar su posición
8. Limpieza
9. Verificar medidas

2.3.5 Rueda primera etapa

Para la fabricación de la rueda de la primera etapa iniciaremos el mecanizado a partir de un bruto de 400mm de diámetro y de longitud 35mm.

Pasos a seguir:

1. Corte y refrentado de los extremos de la pieza cilíndrica
2. Sujeción en el torno
3. Cilindrado para eliminar material restante
4. Cilindrado para el desbaste de la superficie interior del cilindro, debido a que la longitud de la chaveta es mayor que el ancho del engranaje
5. Tallado de los dientes mediante la fresa
6. Taladrado del agujero interior que asegura la posición del eje
7. Mecanizado mediante corte por hilo del chavetero para asegurar posición
8. Limpieza
9. Verificación de las medidas

2.3.6 Piñón segunda etapa

Para la fabricación del piñón de la segunda etapa, tomaremos como origen una pieza cilíndrica de 90 mm de diámetro y longitud 150 mm.

Pasos a seguir:

1. Corte y refrentado de los extremos del bruto cilíndrico
2. Sujeción en el torno mediante garras
3. Cilindrado exterior del cilindro, eliminando material sobrante
4. Cilindrado en desbaste de la superficie interior del cilindro, ya que la longitud de la chaveta es mayor que el ancho del engranaje
5. Tallado de los dientes mediante fresado
6. Taladrado del agujero interior que asegura la posición del eje
7. Mecanizado mediante corte por hilo de la zona del chavetero para asegurar su posición
8. Limpieza
9. Verificar medidas

2.3.7 Rueda segunda etapa

Para la fabricación de la rueda de la segunda etapa iniciaremos el mecanizado a partir de un bruto de 550mm de diámetro y de longitud 35mm

Pasos a seguir:

1. Corte y refrenado de los extremos de la pieza cilíndrica
2. Sujeción en el torno
3. Cilindrado para eliminar material restante
4. Cilindrado para el desbaste de la superficie interior del cilindro, debido a que la longitud de la chaveta es mayor que el ancho del engranaje
5. Tallado de los dientes mediante la fresa
6. Taladrado del agujero interior que asegura la posición del eje
7. Mecanizado mediante corte por hilo del chavetero para asegurar posición
8. Limpieza
9. Verificación de las medidas

3. PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS

En esta parte del pliego de condiciones se regulan las responsabilidades presentes del proyecto que recaen sobre las condiciones establecidas en el contrato.

3.1 El contratista

El contratista es el máximo responsable del proyecto ante cualquier contingencia proporcionada durante la ejecución y fabricación del reductor de velocidad, además también tienen la responsabilidad de ofrecer a todo el equipo los materiales necesarios para la ejecución en cuanto a la normativa vigente.

A todos los productores que estén bajo la responsabilidad del contratista, éste se encuentra en la obligación de que cada uno de ellos proporcione los títulos cualificados para poder realizar todas las labores establecidas.

A su vez el contratista no podrá llevar a cabo ninguna fase de fabricación sin el control y aprobación de la Dirección general, seguidamente es necesario la supervisión del funcionamiento del personal.

3.2 El contrato

El precio quedará estipulado en el presupuesto establecido para la realización del proyecto del reductor. El contrato es una herramienta que puede verse modificada por diferentes causas.

Entre ellas causas podemos destacar:

- Motivos administrativos.
- El incumplimiento del plazo establecido y las condiciones establecidos en el contrato.
- Abandono del proyecto sin causa justificada.
- El inadecuado funcionamiento de las tareas puede llevar a causa un fruto inapropiado.

3.3 La Dirección técnica

El cliente será el que tiene la facultad de poder designar una Dirección técnica para obtener la responsabilidad de representación del proyecto. La Dirección técnica estará obligada a intervenir en situaciones de gran relevancia, con la potestad de poder realizar un cambio en la fabricación.

La dirección técnica establecerá y dirigirá la ejecución material, normas y reglas de la construcción, así como ejecutar pruebas y ensayos necesarios para la fabricación.

3.4 Comienzo, ritmo, plazo y condiciones

El comienzo del proyecto se llevará a cabo cuando las partes estén de acuerdo con lo pactado por parte del cliente. Previamente habrá que comprobar que todos los materiales, tanto máquinas como herramientas estarán en buenas condiciones para ser utilizados.

Tendrá un plazo de dos meses para realizar todo el proceso del reductor, desde el diseño hasta su fabricación para poder ser enviado y manipulado. En caso de que el contratista se involucre en un retraso del proyecto, el cliente ostentará la facultad de poder cancelar el mismo.

Durante los dos meses para ser enviado, el proyecto necesita superar tres fases:

3.4.1 Fase de fabricación

En este caso, será la primera fase y la más importante, tendrá una duración aproximadamente de tres semanas desde el inicio.

Para completar esta fase, previamente el contratista tendrá que facilitar los elementos necesarios para lograr la fabricación del reductor.

3.4.2 Fase de ensamblaje y pruebas

Debemos de poner a prueba el ensamblaje del reductor, en ambos sentidos de giro que puede tomar el sistema. Además, tendríamos de comprobar el ajuste de todos los demás elementos que conforman el sistema del reductor de velocidad.

3.4.3 Fase de transporte

Cuando todo el proceso quede completado y aprobado por la dirección técnica, habiendo superado las dos fases anteriores; fabricación y ensamblajes y pruebas, lo recibirá el cliente en una semana aproximadamente, sin ningún desembolso, ya que los mismos pertenecen al contratista.

3.5 Trabajos deficientes

En el supuesto de que en la fase de elaboración y fabricación del reductor aparezca algún súbito tanto interno como externo el responsable será el contratista. Además, deberá de comprobar las operaciones elaboradas por parte de la Dirección Técnica, haciéndose él, el responsable de la elaboración de los procedimientos contratados e insuficiencias halladas, ya sean a consecuencias del material o productos utilizados. En caso de que se produzcan las deficiencias mencionadas anteriormente, el Ingeniero Técnico tiene la facultad de deshacerse de ellas y obtener aquellas que fueron contratadas.

3.6 Recepción provisional

Una vez superada la fase de transporte y comprobada de forma adecuada empezará la recepción provisional. Cuando no se cumpla por causas aplicables al contratista, se volverán a establecer unos plazos de entrega para poder corregir deficiencias ocasionadas. En el caso de no realizarse en el plazo establecido, el contrato será extinguido.

3.7 Periodo de garantía

Consiste en un plazo de tiempo que se le establece al cliente, para que una vez entregado el reductor de velocidad consiga comprobar las deficiencias que puedan ocurrir en el mismo.

Este periodo consta de medio año, en el cual el contratista tiene la obligación de atender a todas las insuficiencias que no sean producidas por el uso indebido/incorrecto del cliente hacia el producto. En este caso, el cliente sostendrá y será el responsable de los costes producidos. La garantía pasará a ser nula.

3.8 Recepción definitiva

Se producirá cuando finalice el periodo de garantía habiendo solucionado anteriormente todas las deficiencias surgidas.

4. PLIEGO DE CONDICIONES ECONÓMICAS

4.1 Fianzas

Es la cantidad de dinero anticipada que queda abonada para mantener una cláusula de seguridad, que es reembolsable al contratista cuando obtenga a su disposición el reductor de velocidad. Esta garantía equivaldrá a un 6% del coste total del proyecto, en caso de abandono del contratista o involucrarse en alguna penalización, no tendrá obligación de devolverse.

4.2 Precio

4.2.1 Precios de la contrata

Equivale al coste total de la fabricación del reductor de velocidad añadiendo un 20% o 23% dependiendo de las condiciones establecidas correspondiente al beneficio industrial del contratista.

4.2.2 Precios contradictorios

Se ejecutarán precios contradictorios en el caso de establecer cambios de calidad o introducir unidades o enfrentarse a circunstancias imprevisibles anteriormente. Estos precios oscilarán en un límite máximo de un 1.5% del total del presupuesto establecido.

4.2.3 Revisión de precios

Quedarán revisados cuando el aumento oscile entre el tres por ciento (3%) y el cinco por ciento (5%) del total del presupuesto. En caso contrario quedará revisado por el pliego de condiciones, respecto al BOE que corresponda en este caso.

4.3 Valoración, medición y abono.

El propietario será el responsable de realizar los pagos en los plazos establecidos, con un importe equivalente a las certificaciones de trabajo ejecutadas por el Ingeniero. En caso de existir plazos de garantía, se actuaría de la siguiente forma:

- Cuando aparezca en el reductor un desperfecto o deterioro por la baja calidad de las herramientas o por un mal mantenimiento de las mismas, actuará ante ello, el propio fabricante encargado de realizar el reductor de velocidad.

- Aquellos trabajos ejecutados para realizar la reparación de desperfectos por el uso en el trabajo, se le acreditarán los precios actuales establecidos.
- En el caso que la realización de trabajos por parte del contratista no quede figurada dentro de dicho periodo establecido sin causa que lo justifique y el Ingeniero Técnico reclame su realización, serán estimados conforme a lo manifestado en el presupuesto.

4.4 Penalizaciones

Las penalizaciones pueden realizarse mediante dos vías:

- Por demora: En caso que el propietario se retrase en el pago de los trabajos en el periodo de un mes, el contratista podrá reclamar un 4.5% anual en concepto de intereses de demora. Si todavía, sigue el retraso del pago y cumple el plazo de 2 meses siguientes, tendrá la facultad de resolver el contrato establecido originándose la anulación del mismo.
- Por quebrantamiento del contrato: También constará de un porcentaje sobre el total por cada día natural que pase desde la finalización del contrato.

4.5 Seguros

El contratista se verá en la obligación de establecer seguros que sirvan como garantía en el caso de incurrir en daños en las obras, maquinaria, operarios... y así poder hacer frente a ellos por las mismas.

Incluso se establece también que el contratista contrate vigilancia en el recinto para poder evitar hurtos de personas ajenas al proyecto y estar en posesión de un Seguro de Responsabilidad Civil.

5. CONTROL DE CALIDAD

Conjunto de actividades y métodos operativos que sirven para verificar que todos los conocimientos prácticos y teóricos se han realizado de la mejor forma y logrado adecuadamente cada servicio o producto.

5.1 Control de calidad de los engranajes

Por una parte, las diferentes partes que se deberán revisar con detalle para comprobar que todo está en perfecto funcionamiento serán:

- Número de dientes
- Paso entre dientes
- Dirección de los flancos
- Diámetro primitivo
- Dimensiones de los chaveteros

Por otra parte, se realizarán las mediciones teniendo en cuenta los siguientes pasos:

- La verificación del paso mediante un comprobador de paso estándar.
- El número de dientes se realizará mediante inspección visual.
- La directriz de los flancos se contará mediante maquinaria específica de verificación envolvente.
- Las dimensiones de los chaveteros se medirán mediante calibre teniendo en cuenta las tolerancias

5.2 Control de calidad de los ejes

Las partes que constituyen las piezas que quedarán en la obligación de ser revisadas para asegurarse del correcto funcionamiento de engranajes son:

- El diámetro de los ejes, deben tener la correcta tolerancia de los mismos para la adaptación de los engranajes con sus respectivas chavetas de fijación.
- Los radios en los cuales quedan establecidos los rodamientos, sea correcta su medición para ayudar al perfecto funcionamiento del reductor, produciendo un movimiento continuo y suave de los elementos que lo conforman.



**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR
DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE
TRANSMISION 32,1 Y PAR MÁXIMO A LA
SALIDA DE 3310 NM**

PRSUPUESTOS

Documento nº3

índice

1. Introducción.....	122
2. Cubicaciones	122
3. Cuadro de precios.....	123
3.1 Materiales y elementos normalizados	123
3.2 Mano de obra.....	123
3.3 Maquinaria.....	123
4. Mediciones.....	124
5. Cuadro de precios descompuestos	125
5.1 Eje de entrada	125
5.2 Eje intermedio.....	126
5.3 Eje de salida	126
5.4 Piñón primera etapa	127
5.5 Piñón segunda etapa	127
5.6 Rueda primera etapa	127
5.7 Rueda segunda etapa	128
5.8 Carcasa.....	128
5.9 Tapa eje de entrada 1	129
5.10 Tapa eje de entrada 2	129
5.11 Tapas eje intermedio	129
5.12 Tapa eje de salida	130
6. Presupuesto de ejecución del material.....	130
7. Presupuesto de ejecución por contrata	130
8. Presupuesto base de licitación	131

1. Introducción

En este apartado estableceremos el coste de fabricación y del coste general del reductor de velocidad, con cada uno de los componentes del sistema.

Primero obtendremos la masa de los componentes del reductor los cuales van a ser obtenidos a partir de un proceso de mecanizado. Seguidamente, analizaremos los elementos que conforman el reductor incluyendo el precio unitario de cada uno de ellos y seguidamente el precio definitivo del reductor.

2. Cubicaciones

A partir de las dimensiones del material y conociendo su densidad, en función del material que haya sido empleado para su fabricación conoceremos el peso bruto de cada uno de los elementos. Los engranajes, tapas laterales y ejes, se mecanizan a partir de cilindros en bruto, de los cuales obtendremos la masa de la siguiente forma:

- Volumen:

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

- Masa:

$$M = \rho \cdot V$$

Pesos:

- Eje de entrada: 2,08 kg
- Eje intermedio: 7,92 kg
- Eje de salida: 24,78 kg
- Piñón primera etapa: 1,04 kg
- Rueda primera etapa: 46,05 kg
- Piñón segunda etapa: 5,79 kg
- Rueda segunda etapa: 158,93 kg
- Tapas eje de entrada: 1,86 kg

- Tapas eje intermedio: 1,7 kg
- Tapas eje de salida: 10,98 kg

3. Cuadro de precios

3.1 Materiales y elementos normalizados

Acero 34NiCrMo6	2,2€/kg
Acero 42CrMo4	1,66€/kg
Fundición GRIS fg-25	1,7 €/kg
Chaveta del eje de entrada 38x8x7.....	1,5 €/ud
Chaveta del eje intermedio 63x14x9.....	2,3 €/ud
Chaveta del eje de salida 100x22x14.....	4 €/ud
Rodamiento SKF 30206	11,27 €/ud
Rodamiento SKF 31305	32,57 €/ud
Rodamiento SKF 30208	15,6€/ud
Rodamiento SKF 32314	100€/ud
Rodamiento SKF 30216.....	77€/ud
Retén entrada ISO 6194-1.....	11,23€/ud
Retén salida ISO 6194-1.....	16,66 €/ud
Tornillo M6x1.....	0,12 €/ud
Tornillo M6.....	0,20 €/ud
Tuerca M6x1,5	0,15 €/ud
Tapón de llenado de aceite 4853200000	3,20€/ud
Tapón de vaciado de aceite TM 1415.....	1,7€/ud
Visor de aceite 482120000	1,88€
Lubricante VCG 680	4,5€/l
Molde de carcasa.....	2050€/ud
Argolla M20	3,3€
Casquillo.....	0,95€/ud
Pintura.....	4,2€/l

3.2 Mano de obra

Oficial de primera	8,5€
Oficial de segunda	7,5€

3.3 Maquinaria

Torno:	20 €/h
--------------	--------

Fresadora:	25 €/h
Taladro y roscado:	25€ /h
Rectificadora:	30€/h

4. Mediciones

Ejes

- Eje de entrada 1 ud.
- Eje intermedio 1 ud.
- Eje de salida 1 ud.

Engranajes

- Piñón primera etapa 1 ud.
- Rueda primera etapa1 ud.
- Piñón segunda etapa 1 ud.
- Rueda segunda etapa 1 ud.

Rodamientos

- Rodamiento SKF 30206 B 1 ud.
- Rodamiento SKF 313051 ud.
- Rodamiento SKF 302082 ud.
- Rodamiento SKF 302141 ud.
- Rodamiento SKF 302161 ud.

Tapas

- Tapa eje de entrada 1 ud.
- Tapa eje de intermedio 1ud.
- Tapa eje de salida1 ud.

Retenes

- Retén entrada ISO 6194-1 1 ud.
- Retén salida ISO 6194-1 1 ud.

Chavetas

- Chaveta del eje de entrada 2 ud.
- Chaveta del eje intermedio 2 ud.

- Chaveta del eje de salida 2 ud.

Casquillos

- Casquillos 6 ud.

Carcasa

- Tornillo M6x1 DIN 7991 20 ud
- Tornillo M6x1,5 DIN 993 30 ud
- Tuerca M6 DIN 993 30 ud
- Tapón de llenado 1 ud.
- Tapón de vaciado 1 ud.
- Visor de aceite 1 ud.
- Argolla 1ud
- Lubricante VG 680 10L
- Molde carcasa 1 ud.
- Pintura 3 L

5. Cuadro de precios descompuestos

5.1 Eje de entrada

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total (€)
material				
ACERO 34NiCrMo6	kg	2,82	2,20	6,20
Retén salida ISO 6194-1	ud	1	3,56	3,56
Chaveta	ud	2	1,50	3,00
Casquillo	ud	2	0,95	1,90
Rodamiento A	ud	1	11,27	11,27
Rodamiento B	ud	1	32,57	32,57
mano de obra				
Oficial 1ª	h	3	8,50	25,50
operaciones				
Torno	h	1,5	20,00	30,00
Fresadora	h	0,5	25,00	12,50
Rectificado	h	0,5	30,00	15,00
TOTAL				97,66

5.2 Eje intermedio

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total (€)
material				
ACERO 34NiCrMo6	kg	7,92	2,20	17,42
Chaveta	ud	2	2,30	4,60
Casquillo	ud	2	0,95	1,90
Rodamiento A	ud	1	15,60	15,60
Rodamiento B	ud	1	15,60	15,60
mano de obra				
Oficial 1ª	h	3,4	8,50	28,90
operaciones				
Torno	h	2,1	20,00	42,00
Fresadora	h	0,7	25,00	17,50
Rectificado	h	0,6	30,00	18,00
TOTAL				130,32

5.3 Eje de salida

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total (€)
material				
ACERO 34NiCrMo6	kg	24,78	2,20	54,52
Retén salida ISO 6194-1	ud	1	16,66	16,66
Chaveta	ud	2	4,00	8,00
Casquillo	ud	2	0,92	1,90
rod A	ud	1	100,00	100,00
rod B	ud	1	77,00	77,00
mano de obra				
Oficial 1ª	h	4	8,50	34,00
operaciones				
Torno	h	2,5	20,00	50,00
Fresadora	h	0,8	25,00	20,00
Rectificado	h	0,7	30,00	21,00
TOTAL				206,08

5.4 Piñón primera etapa

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total (€)
Material				
42CrMo4	1	1,04	1,66	1,73
mano de obra				
Oficial 1ª	h	2,2	8,50	18,70
operaciones				
Torno	h	0,9	20,00	18,00
Fresadora	h	1	25,00	25,00
Rectificado	h	0,3	30,00	9,00
TOTAL				72,43

5.5 Piñón segunda etapa

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total (€)
Material				
42CrMo4	1	5,79	1,66	9,61
mano de obra				
Oficial 1ª	h	2,8	8,50	23,80
operaciones				
Torno	h	1,2	20,00	24,00
Fresadora	h	1,2	25,00	30,00
Rectificado	h	0,4	30,00	12,00
TOTAL				99,41

5.6 Rueda primera etapa

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total (€)
material				
42CrMo4	kg	46,05	1,66	76,44
mano de obra				
Oficial 1ª	h	3,4	8,50	28,90
operaciones				
Torno	h	1,2	20,00	24,00
Fresadora	h	1,6	25,00	40,00
Rectificado	h	0,6	30,00	18,00
TOTAL				187,34

5.7 Rueda segunda etapa

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total (€)
Material				
42CrMo4	kg	158,93	1,66	263,85
mano de obra				
Oficial 1ª	h	4,4	8,50	37,40
operaciones				
Torno	h	1,6	20,00	32,00
Fresadora	h	2	25,00	50,00
Rectificado	h	0,8	30	24,00
TOTAL				407,22

5.8 Carcasa

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total (€)
Material				
pintura	L	3	4,20	12,60
molde	ud	1	2050,00	2050,00
argolla	ud	1	3,30	3,30
visor de aceite	ud	1	1,88	1,88
tapon vaciado	ud	1	1,70	1,70
tapon llenado	ud	1	3,20	3,20
lubricante	L	10	4,50	45,00
tornillo m6	ud	20	0,12	2,40
tornillo m6	ud	30	0,20	6,00
tuerca m6	ud	30	0,15	4,50
fundición gris FG-25	kg	65	1,70	110,50
mano de obra				
Oficial 1a	h	2,5	8,50	21,25
Oficial 2a	h	1,5	7,50	11,25
Opraciones				
moldeado	h	1,5	13,00	19,5
fresado	h	1,5	20,00	30,00
taladrado y roscado	h	1	25,00	25,00
rectificado	h	0,7	30,00	21,00
TOTAL				2369,08

5.9 Tapa eje de entrada 1

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total
Material				
Fundición gris FG-25	kg	1,86	1,70	3,16
mano de obra				
Oficial 2ª	h	2	7,50	15,00
Operaciones				
Fresadora	h	1,3	20,00	26,00
Rectificado	h	0,3	30,00	9,00
TOTAL				53,16

5.10 Tapa eje de entrada 2

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total
material				
Fundición gris FG-25	kg	1,29	1,70	2,19
mano de obra				
Oficial 2ª	h	2	7,50	15,00
Operaciones				
Fresadora	h	1,4	20,00	28,00
Rectificado	h	0,35	30,00	10,50
TOTAL				55,69

5.11 Tapas eje intermedio

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total
material				
Fundición gris FG-25	kg	3,55	1,7	6,04
mano de obra				
Oficial 2ª	h	2	7,5	15,00
Operaciones				
Fresadora	h	1,5	20	30,00
Rectificado	h	0,4	30	12,00
TOTAL				63,04

5.12 Tapa eje de salida

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio	Precio total
material				
Fundición gris FG-25	kg	10,98	1,7	18,67
mano de obra				
Oficial 2ª	h	2	7,5	15
operaciones				
Fresadora	h	2	20	40
Rectificado	h	0,5	30	15
TOTAL				88,67

6. Presupuesto de ejecución del material

ELEMENTO	PRECIO
PIÑÓN 1ª ETAPA	72,43
RUEDA 1ª ETAPA	187,34
PIÑÓN 2ª ETAPA	99,41
RUEDA 2ª ETAPA	407,22
EJE ENTRADA	97,66
EJE INTERMEDIO	130,32
EJE SALIDA	206,08
CARCASA	2369,08
TAPAS EJE ENTRADA	108,86
TAPAS EJE INTERMEDIO	126,07
TAPAS EJE SALIDA	88,67
MONTAJE (3h)	22,50
TOTAL	3915,64

7. Presupuesto de ejecución por contrata

Descripción	
Ejecución de material	3915,64
Gastos generales (13%)	509,03
Beneficio (20%)	783,13
TOTAL	5207,80

8. Presupuesto base de licitación

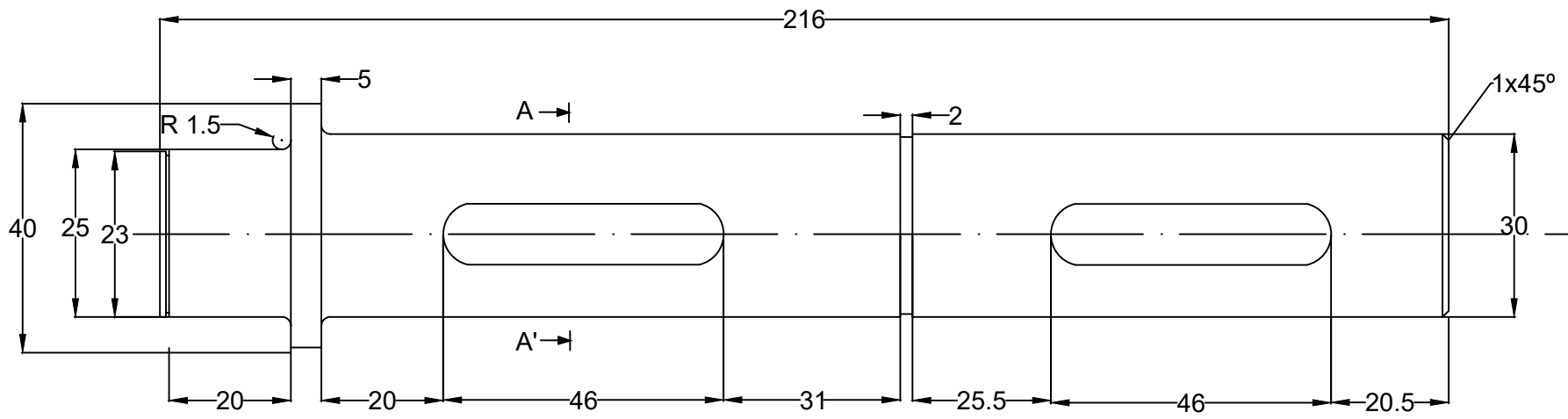
Descripción	
presupuesto de ejecución	5207,80
IVA (21%)	1093,64
TOTAL	6301,44



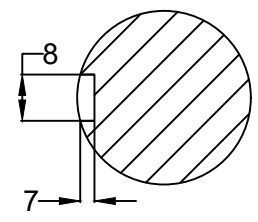
**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR
DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE
TRANSMISION 32,1 Y PAR MÁXIMO A LA
SALIDA DE 3310 NM**

PLANOS

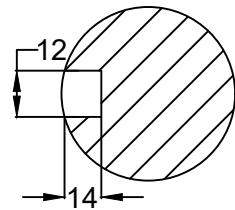
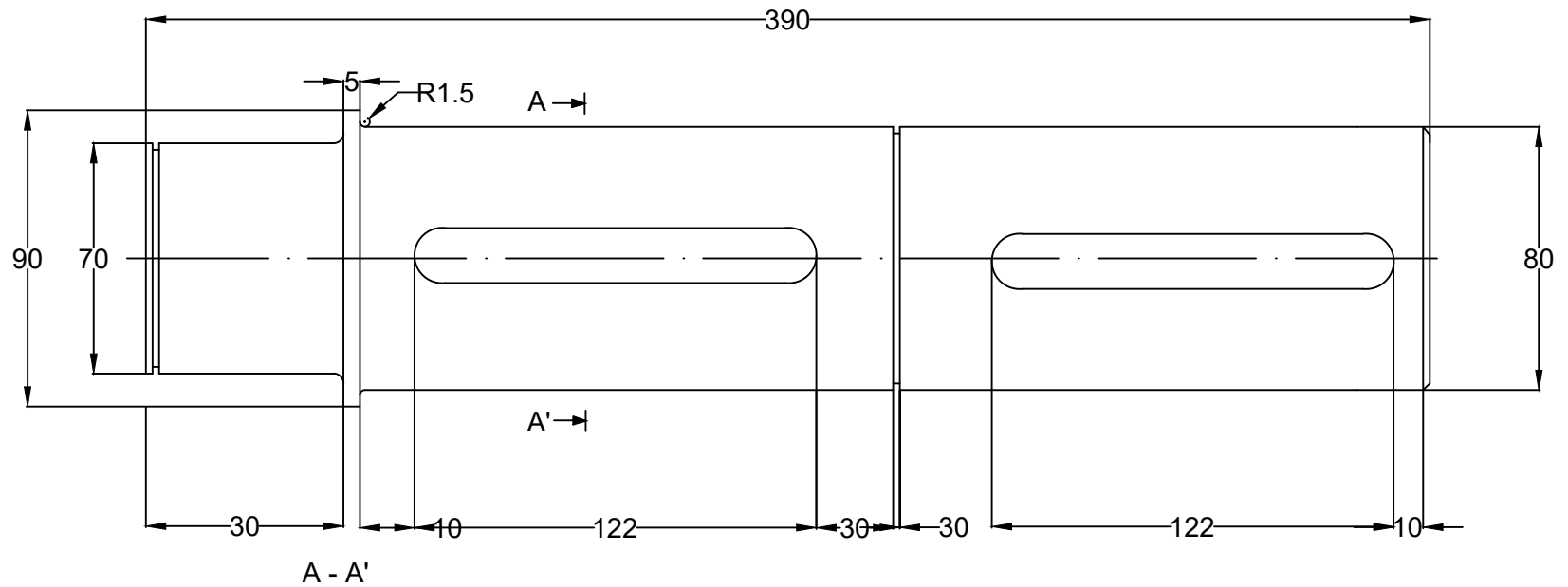
Documento nº4



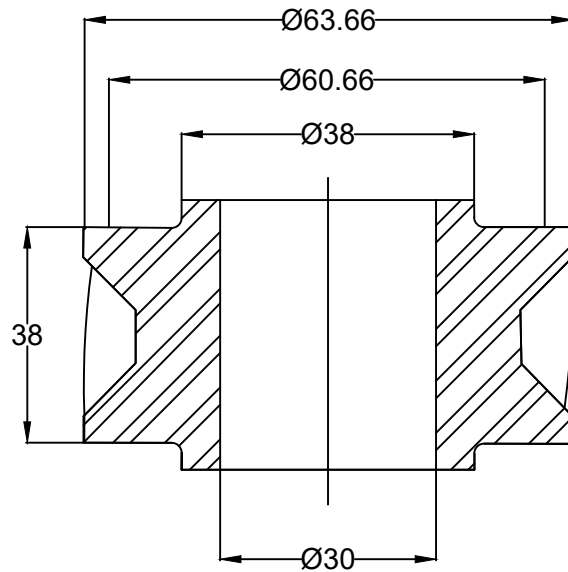
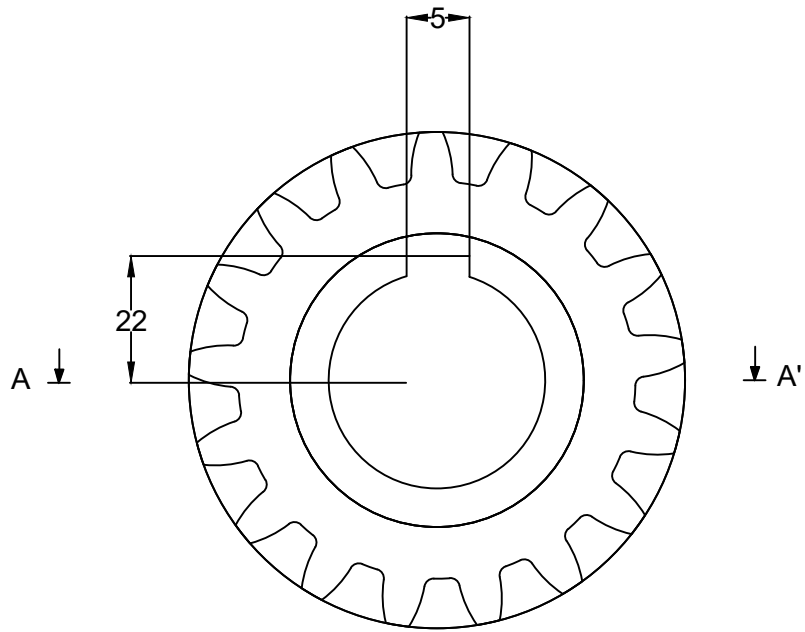
A - A'



Autor: Víctor Pérez Soto		TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO Y CALCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Revisado por: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1:1	Plano: EJE DE ENTRADA	Fecha: 14/03/19
		Nº: 1



Autor: Víctor Pérez Soto		TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO Y CALCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Revisado por: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1:2	Plano: EJE DE SALIDA	Fecha: 14/03/19
		Nº: 3



Módulo	3
Nº de dientes	19
Angulo de presión	20°
Angulo de hélice	20°

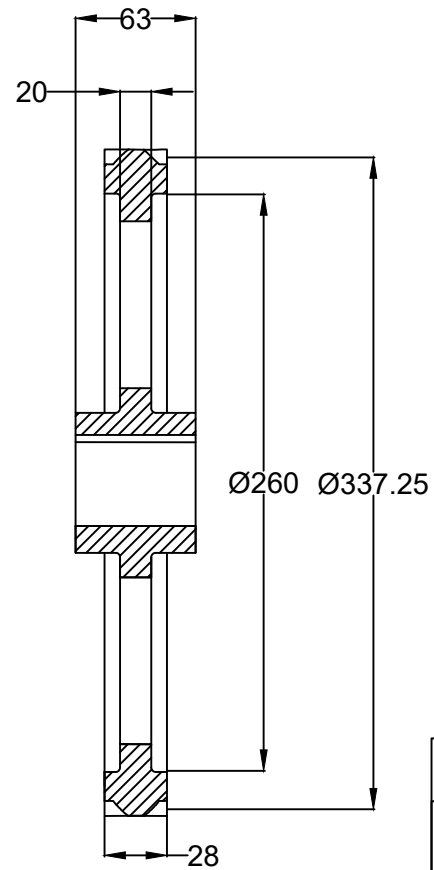
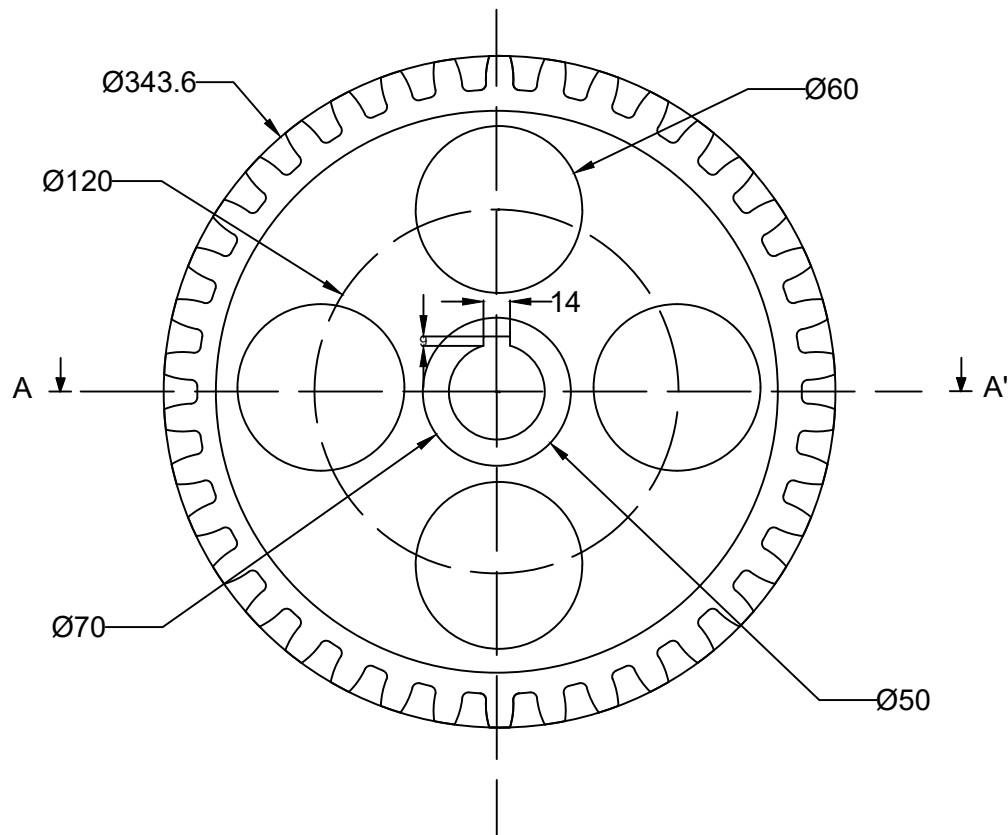
Autor: **Víctor Pérez Soto**
 Revisado por: **José Enrique Tarancón Caro**

TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO Y
 CALCULO DE UN REDUCTOR DE
 VELOCIDAD

Escala:
 1: 1

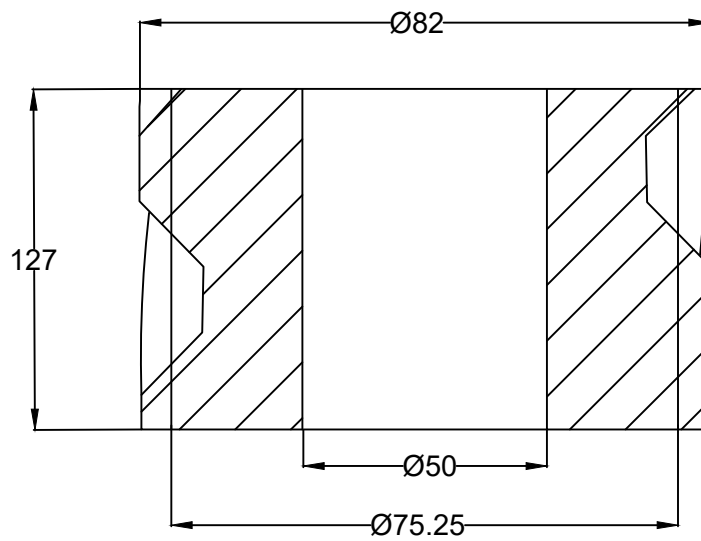
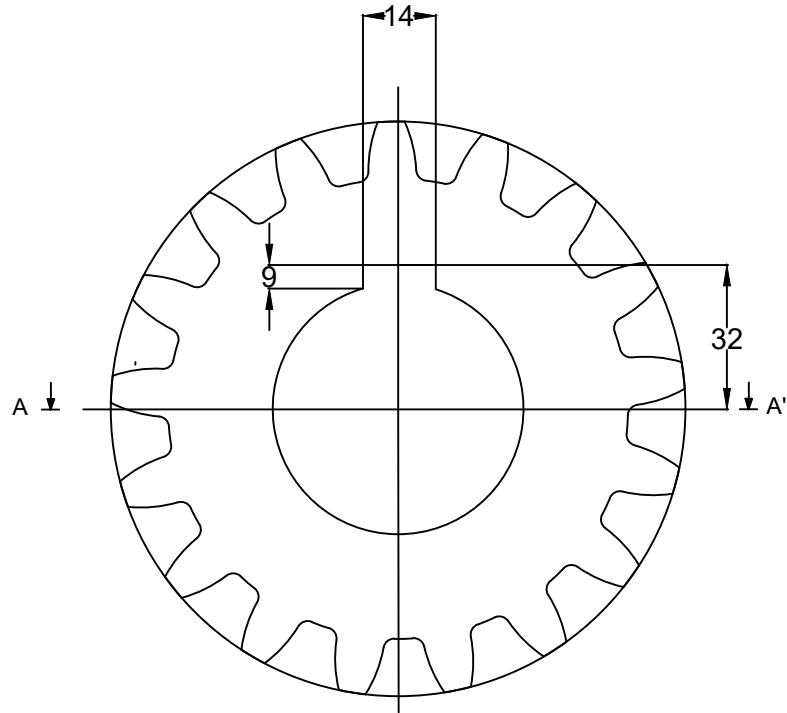
Plano:
PIÑÓN PRIMERA ETAPA

Fecha:
 14/03/19
 Nº :
 4



Módulo	3
Nº de dientes	107
Angulo de presión	20°
Angulo de hélice	20°

Autor: Víctor Pérez Soto		TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO Y CALCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Revisado por: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1: 1	Plano: RUEDA PRIMERA ETAPA	Fecha: 14/03/19
		Nº: 8



Módulo	3
Nº de dientes	25
Angulo de presión	20°
Angulo de hélice	20°

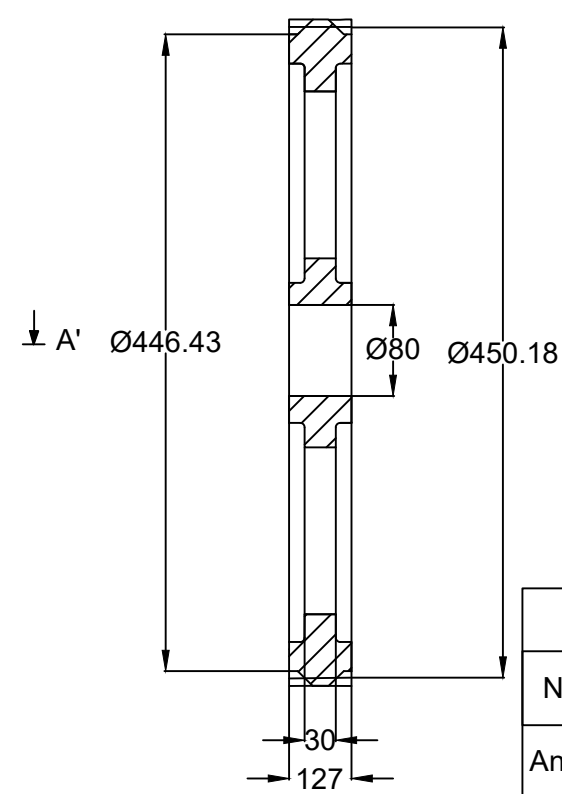
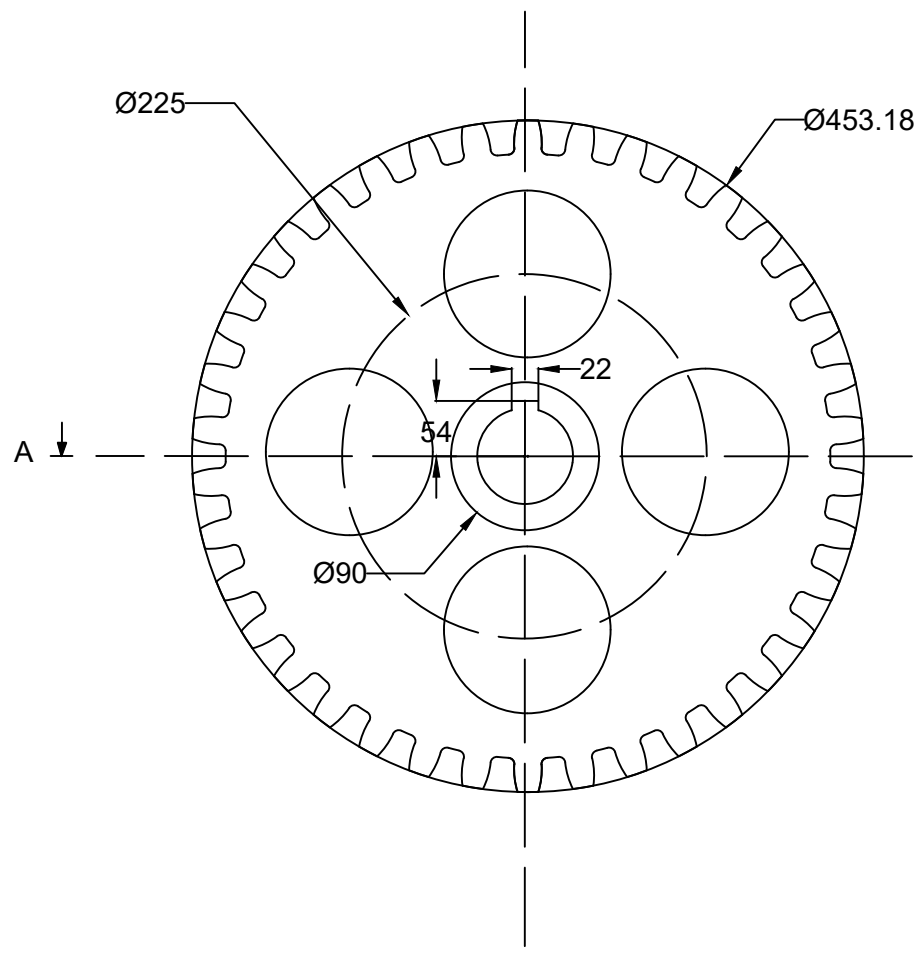
Autor: **Víctor Pérez Soto**
 Revisado por: **José Enrique Tarancón Caro**

TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO Y
 CALCULO DE UN REDUCTOR DE
 VELOCIDAD

Escala:
 1: 1

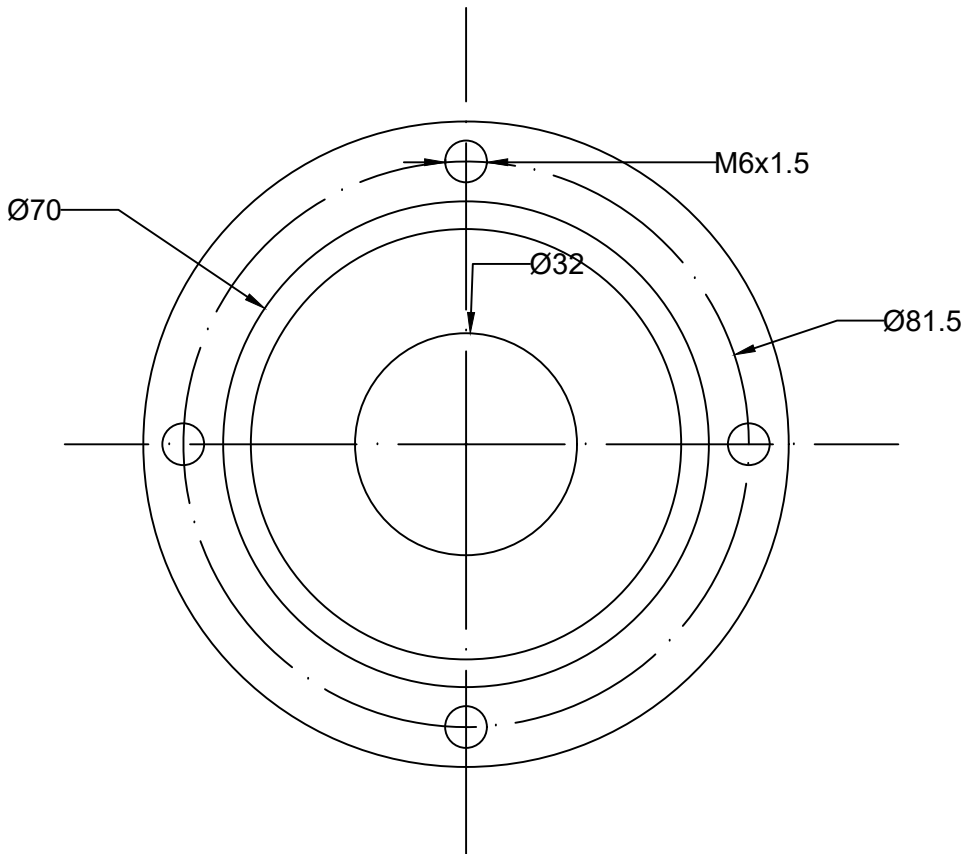
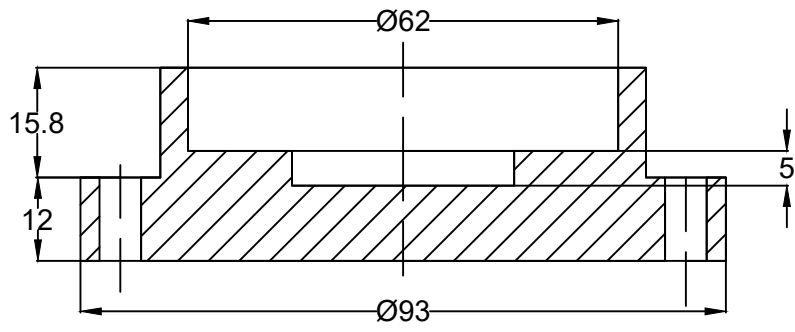
Plano:
PIÑÓN SEGUNDA ETAPA

Fecha:
 14/03/19
 Nº: 6

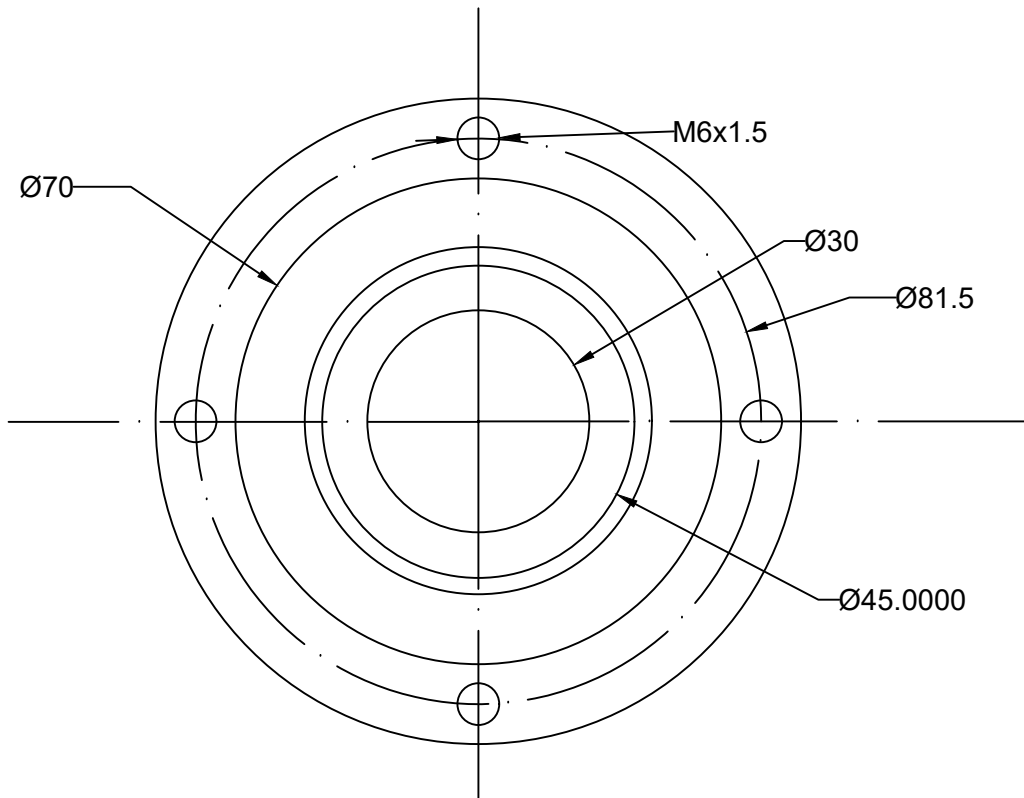
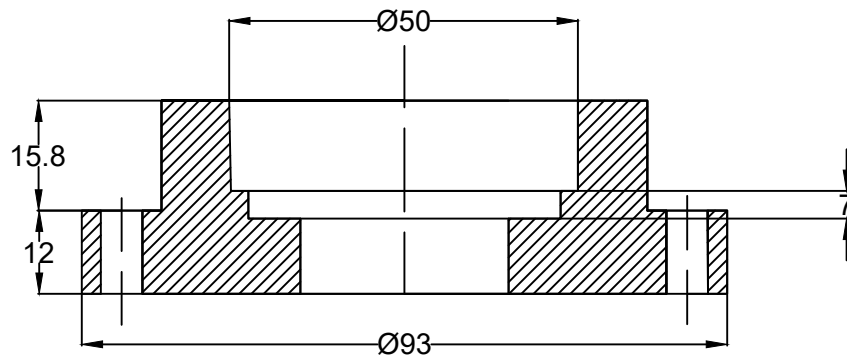


Módulo	3
Nº de dientes	141
Angulo de presión	20°
Angulo de hélice	20°

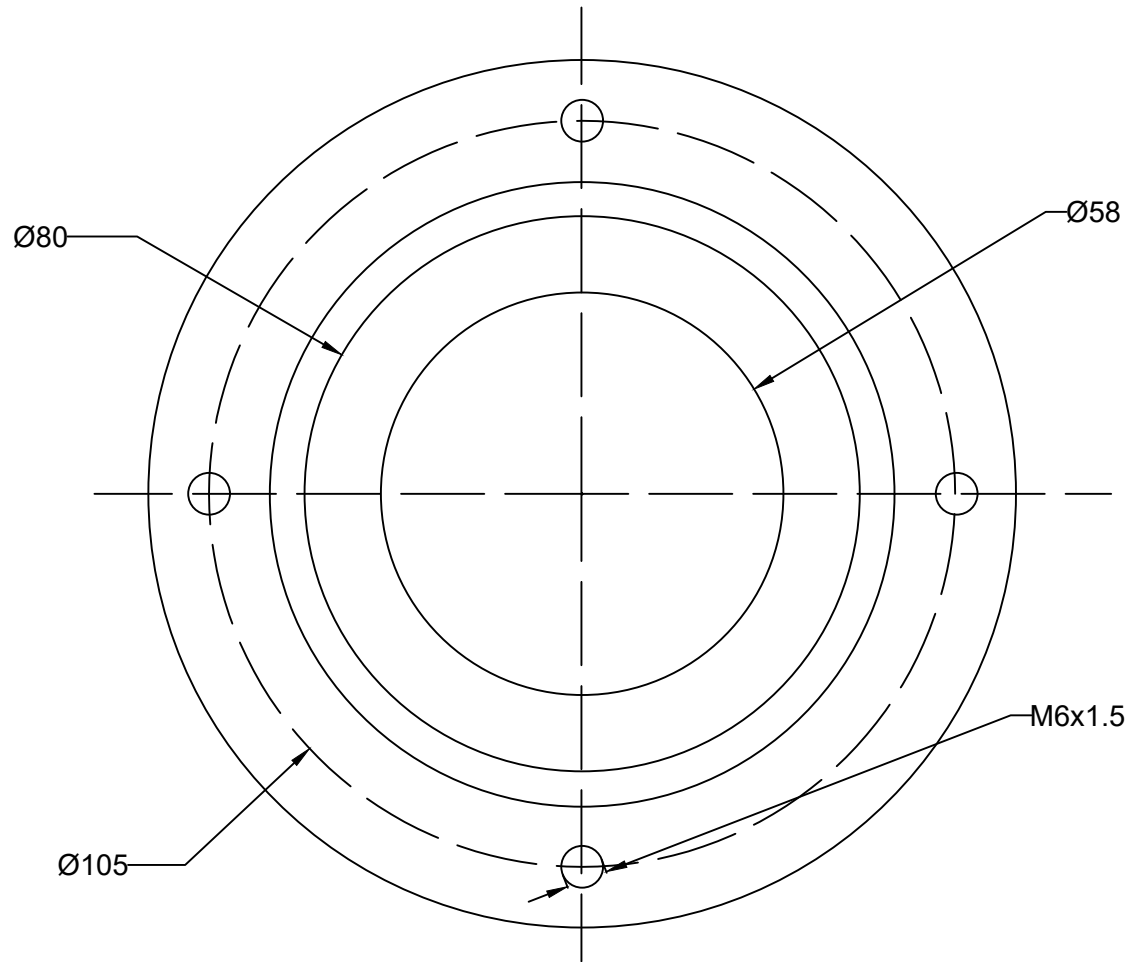
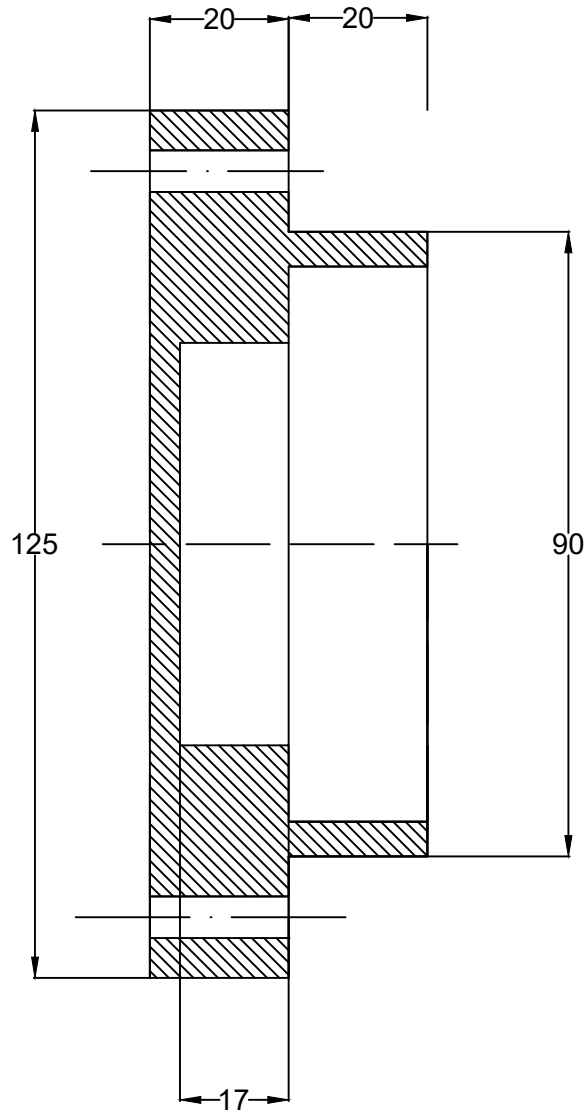
Autor: Víctor Pérez Soto		TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO Y CALCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Revisado por: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1: 1	Plano: RUEDA SEGUNDA ETAPA	Fecha: 14/03/19
		Nº: 7



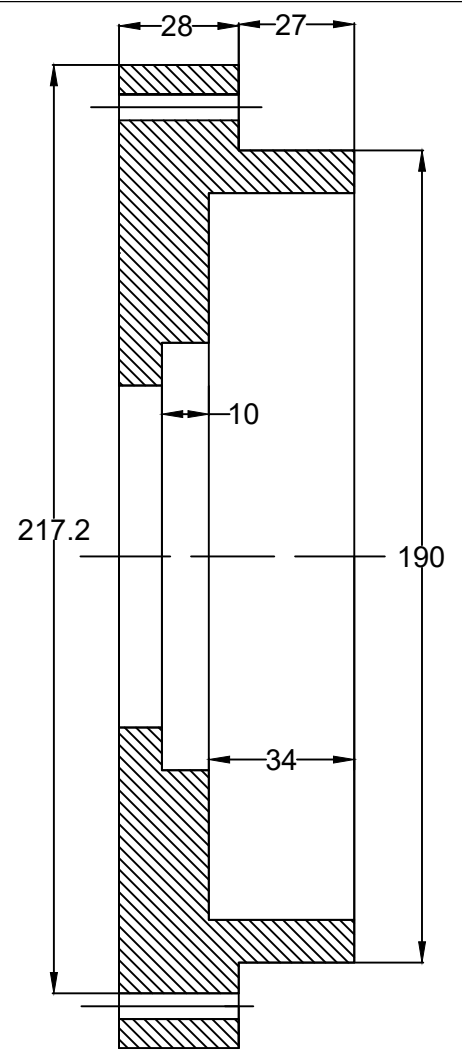
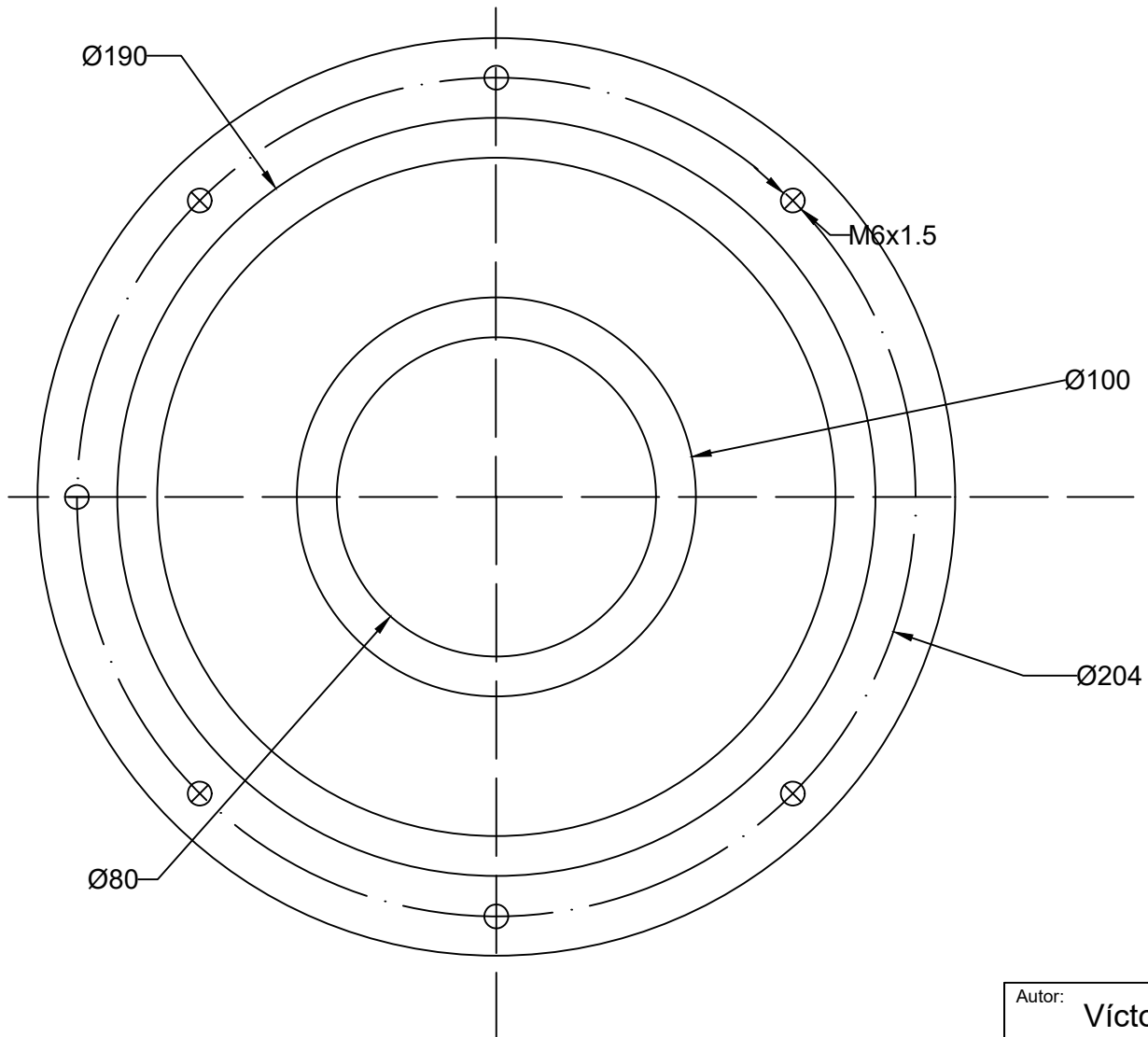
Autor: Víctor Pérez Soto		TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO Y CALCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Revisado por: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1:1	Plano: TAPA 1 EJE DE ENTRADA	Fecha: 14/03/19
		Nº: 8



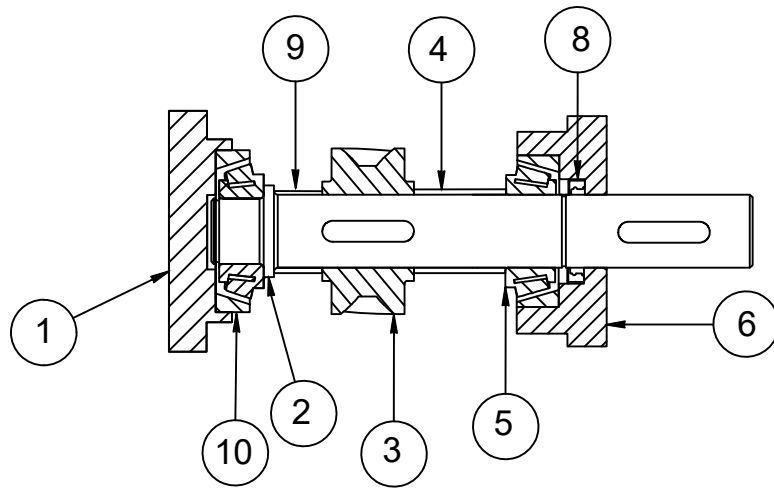
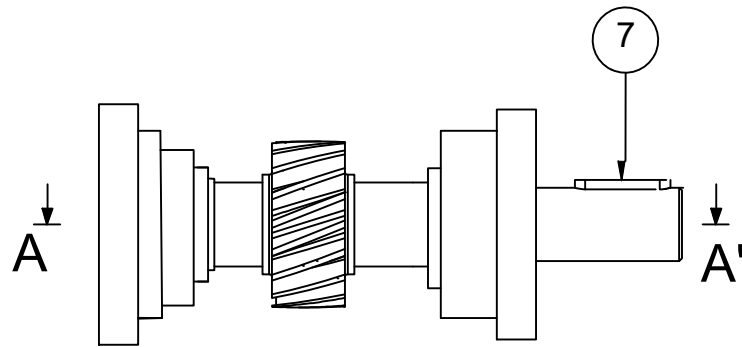
Autor: Víctor Pérez Soto		TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO Y CALCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Revisado por: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1:1	Plano: TAPA 2 EJE DE ENTRADA	Fecha: 14/03/19
		Nº: 9



Autor: Víctor Pérez Soto		TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO Y CALCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Revisado por: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1:1	Plano: TAPA 3Y4 EJE INTERMEDIO	Fecha: 14/03/19
		Nº: 10



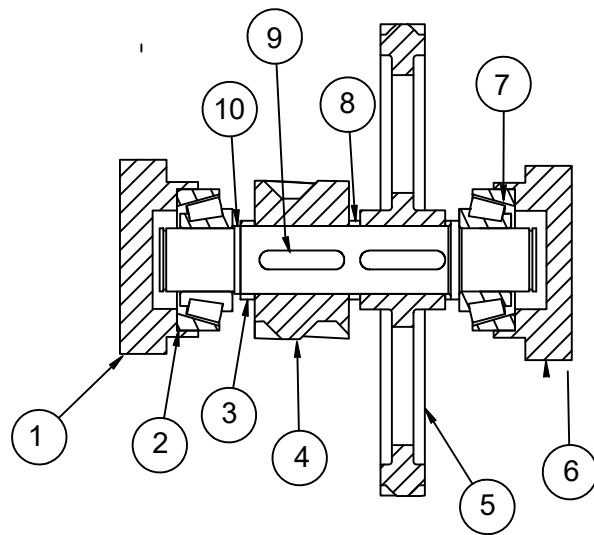
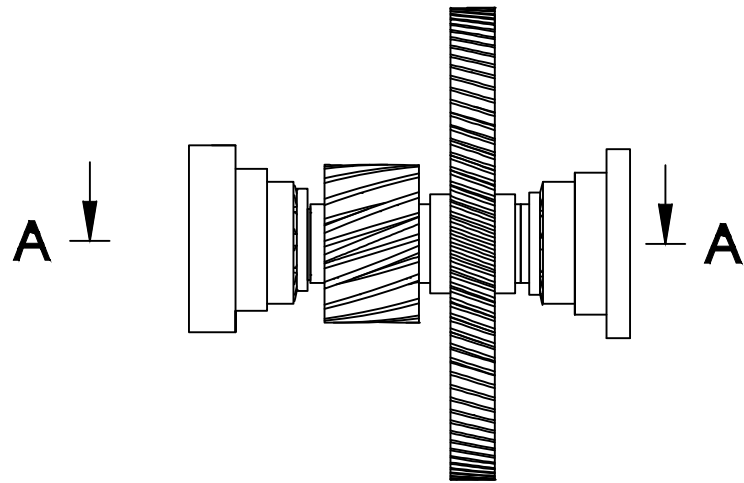
Autor: Víctor Pérez Soto		TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO Y CALCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Revisado por: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1:1	Plano: TAPA 5 EJE DE SALIDA	Fecha: 14/03/19
		Nº: 11



10	Rodamiento SKF 31305
9	Casquillo 2
8	Sello radial eje de entrada
7	Chaveta eje de entrada
6	Tapa 2
5	Rodamiento SKF 30206
4	Casquillo 1
3	Piñón eje de entrada
2	Eje de entrada
1	Tapa 1
Elemento	Pieza

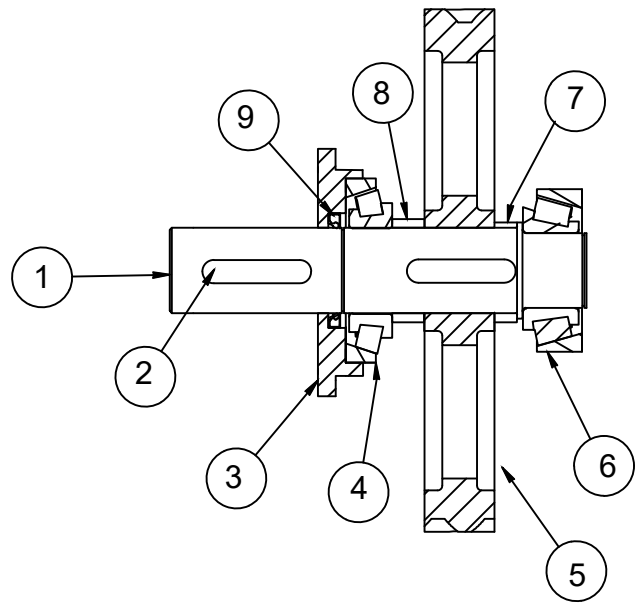
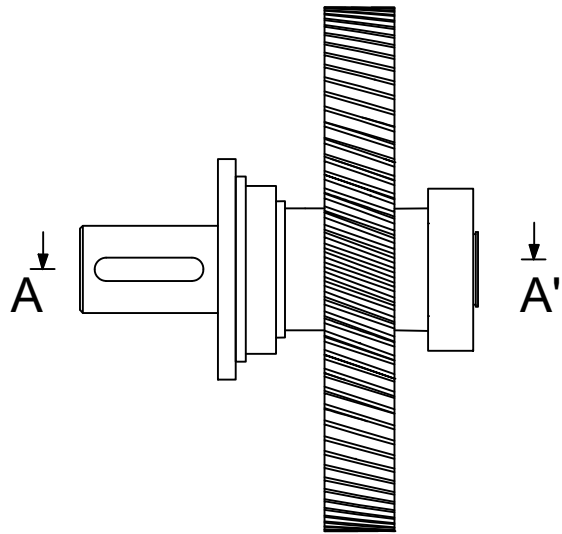
Autor: Víctor Pérez Soto		TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO Y CALCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Revisado por: José Enrique Tarancón Caro		

Escala: 1:1	Plano: SUBENSAMBLAJE DE ENTRADA	Fecha: 14/03/19
		Nº: 12



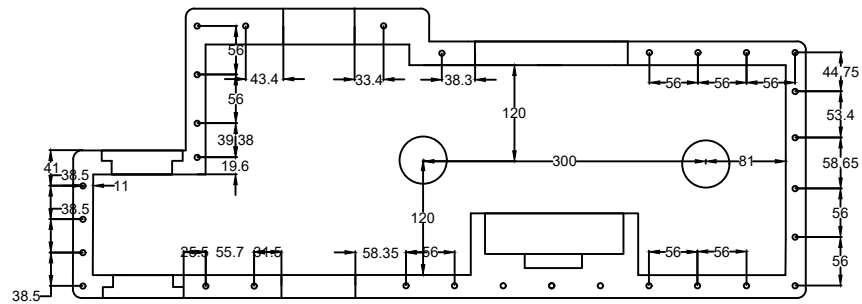
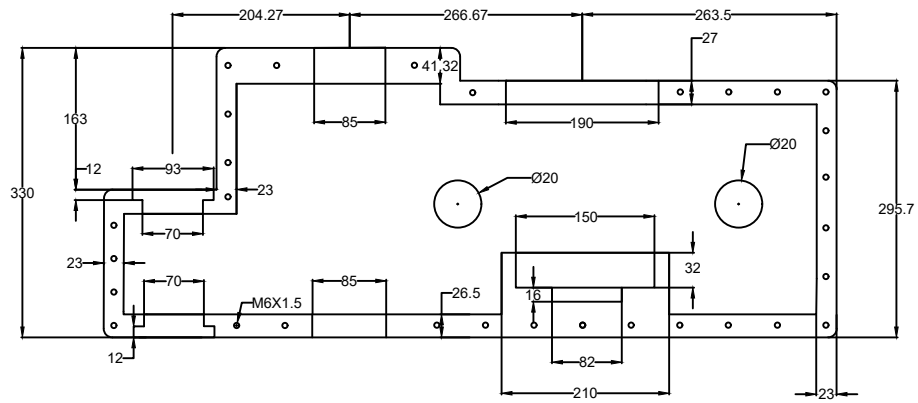
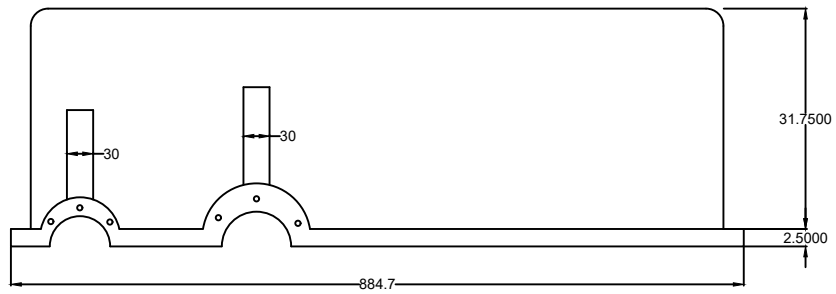
10	Eje intermedio
9	Chaveta eje intermedio
8	Casquillo
7	Rodamiento SKF 30208
6	Tapa 1
5	Rueda etapa 2
4	Piñon etapa 2
3	Casquillo 1
2	Rodamiento SKF 30208
1	Tapa 2
Elemento	Pieza

Autor: Víctor Pérez Soto		TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO Y CALCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Revisado por: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1:1	Plano: SUBENSAMBLAJE INTERMEDIO	Fecha: 14/03/19
		Nº : 13

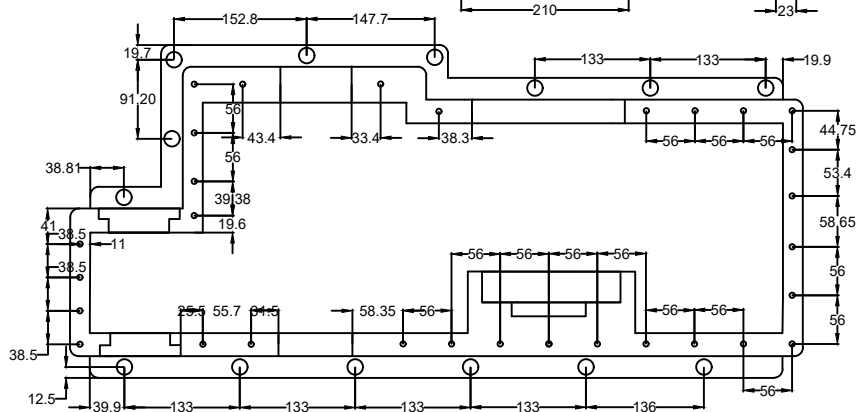
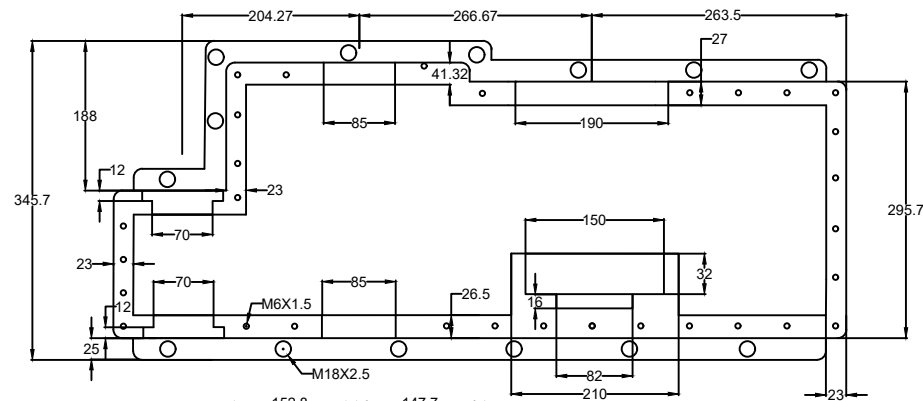
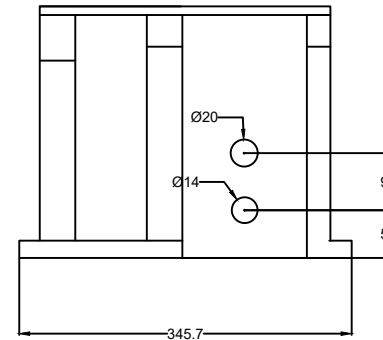
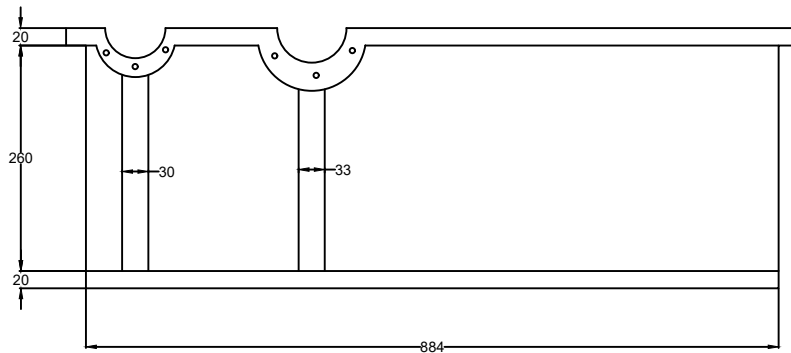


9	Sello radial eje de salida
8	Casquillo 2
7	Casquillo 1
6	Rodamiento SKF 32314
5	Rueda segunda etapa
4	Rodamiento SKF 30216
3	Tapa 2
2	Chaveta eje de salida x2
1	Eje de salida
Elemento	Pieza

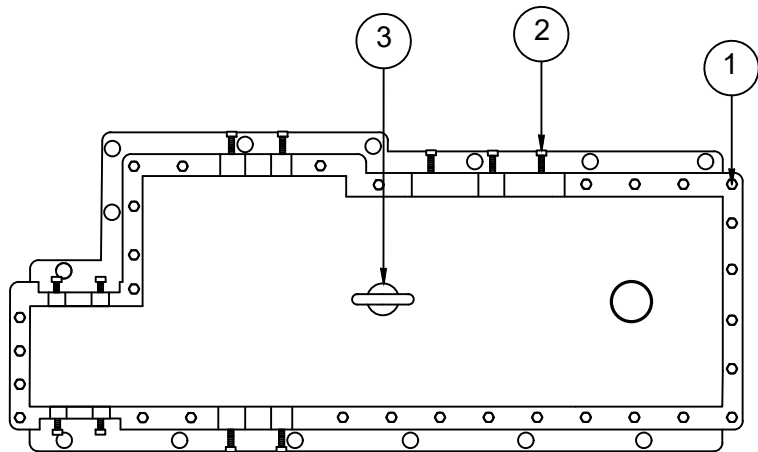
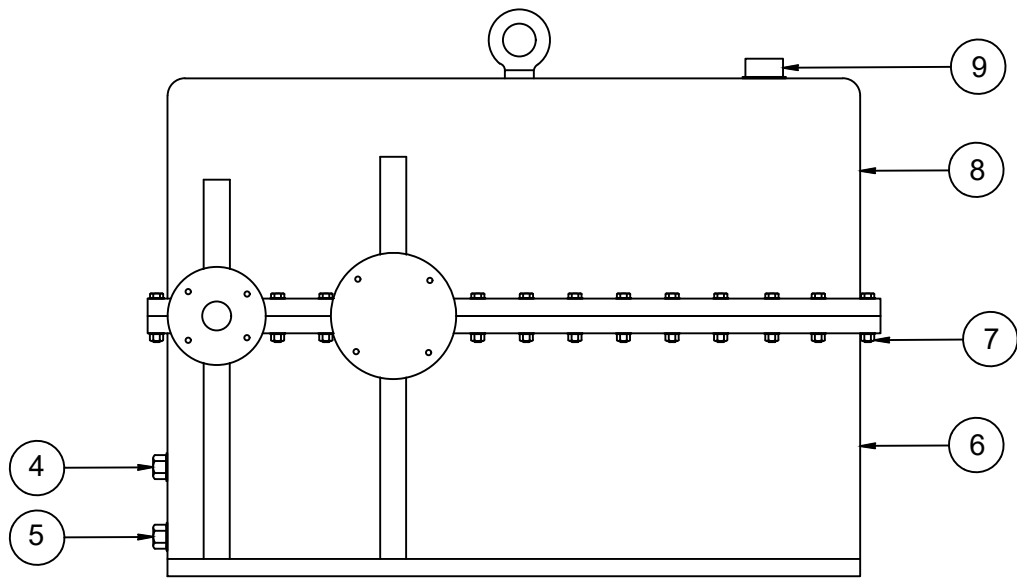
Autor: Víctor Pérez Soto		TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO Y CALCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Revisado por: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1:1	Plano: SUBENSAMBLAJE SALIDA	Fecha: 14/03/19
		Nº : 14



Autor: Víctor Pérez Soto		TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO Y CALCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Revisado por: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1:1	Plano: TAPA CARCASA	
		Fecha: 14/03/19
		N°: 15

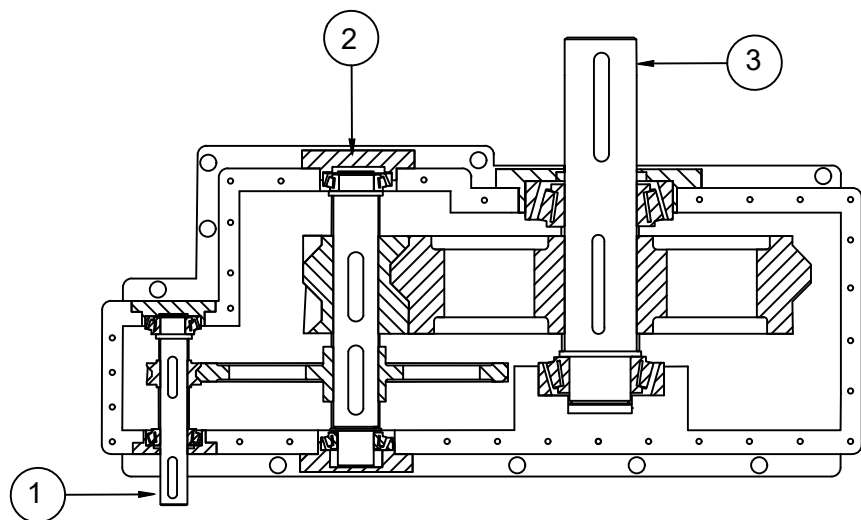
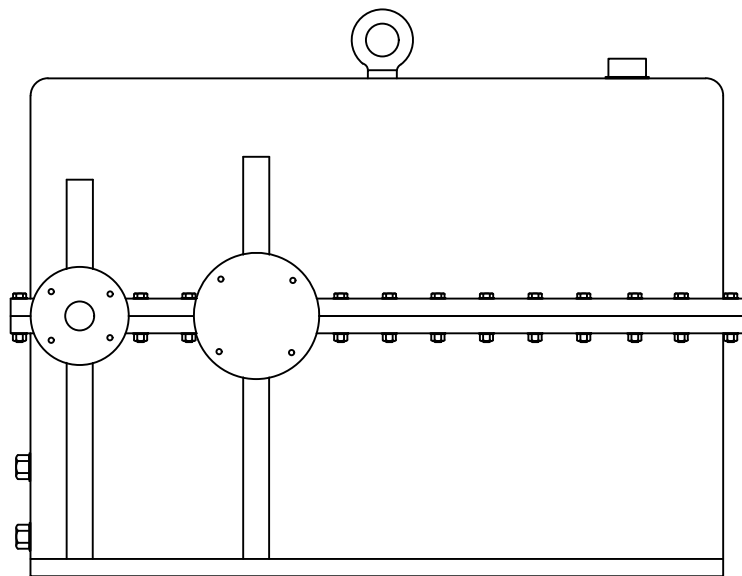


Autor: Víctor Pérez Soto		TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO Y CALCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Revisado por: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1:1	Plano: CARTER	Fecha: 14/03/19
		Nº: 16



9	Tapón de llenado
8	Tapa carcasa
7	Tuerca M6
6	Carter
5	Tapón de vaciado de aceite
4	Visor de aceite
3	Argolla
2	Tornillos M6
1	Tornillos M6
Elemento	Pieza

Autor: Víctor Pérez Soto		TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO Y CALCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Revisado por: José Enrique Tarancón Caro		
Escala: 1:1	Plano: SUBENSAMBLAJE CARCASA	Fecha: 14/03/19
		Nº: 17



3	Subconjunto de salida	
2	Subconjunto intermedio	
1	Subconjunto de entrada	
Elemento	Pieza	
Autor: Víctor Pérez Soto		
Revisado por: José Enrique Tarancón Caro		TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO Y CALCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
Escala: 1:1	Plano: CONJUNTO	Fecha: 14/03/19
		Nº: 18