



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 31,5 y par máximo a la salida de 2730 Nm

TRABAJO FIN DE GRADO

Autor: **MIRIAM VALERO RODRÍGUEZ**

Tutor: **JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO**

Titulación: **GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

SEPTIEMBRE 2021



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Diseño y cálculo de un reductor de
velocidad con relación de transmisión
31,5 y par máximo a la salida de 2730
Nm

MEMORIA

Índice

1.	OBJETO	3
2.	ESTUDIO DE NECESIDADES.....	3
2.1	PAR Y VELOCIDAD.....	3
2.2	CONDICIONES DE TRABAJO Y TEMPERATURA	3
2.3	CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y SUSTITUCIÓN.....	3
2.4	CONDICIONES DE DISEÑO Y PRECIO.....	3
3.	SOLUCIONES ALTERNATIVAS.....	3
3.1	TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO: CORREAS.	4
3.2	TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE	4
3.2.1	CADENAS	4
3.2.2	CORREAS DENTADAS O SÍNCRONAS	5
3.3	TRANSMISIONES POR CONTACTO DIRECTO: ENGRANAJES	5
4.	DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA	6
4.1	DESCRIPCIÓN GENERAL DEL REDUCTOR.....	6
4.2	DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES	7
4.2.1	ETAPA 1	7
4.2.2	ETAPA 2	7
4.3	DESCRIPCIÓN DE LOS EJES.....	8
4.3.1	EJE DE ENTRADA.....	8
4.3.2	EJE INTERMEDIO.....	8
4.3.3	EJE DE SALIDA.....	9
4.4	DESCRIPCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.....	9
4.5	DESCRIPCIÓN DE LAS CHAVETAS.....	9
4.6	DESCRIPCIÓN DE LOS ANILLOS DE SEGURIDAD	10
4.7	DESCRIPCIÓN DE LOS RETENES	11
4.8	DESCRIPCIÓN DE LOS CASQUILLOS	11
4.9	TAPONES DE LLENADO, VACIADO Y VISOR DEL NIVEL DE ACEITE.....	11
4.10	DESCRIPCIÓN DE LA CARCASA.....	12
5.	BIBLIOGRAFÍA.....	12

1. OBJETO

El objeto del proyecto es realizar el diseño y cálculo de un reductor de velocidad con unas características determinadas.

Un reductor de velocidad tiene como objetivo que mediante una serie de engranajes y ejes aumentar el par de entrada y reducir la velocidad de giro del motor eléctrico. El diseño debe asegurar realizar esta transformación de una forma eficiente y minimizando costes.

El reductor a diseñar tiene las siguientes características:

- Velocidad de giro del motor eléctrico: 1400 rpm
- Relación de transmisión global: 31,5
- Par máximo a la salida del reductor: 2730 Nm

2. ESTUDIO DE NECESIDADES

2.1 PAR Y VELOCIDAD

Partiendo de las especificaciones descritas en el apartado anterior se define el par que transmite el motor eléctrico al eje de entrada. Su valor es de 86,63 Nm.

La velocidad de salida cuando se esté transmitiendo el par máximo será aproximadamente de 44,44 rpm.

2.2 CONDICIONES DE TRABAJO Y TEMPERATURA

El reductor diseñado trabajará a temperatura ambiental. Se fija en 25°C.

El reductor y la máquina industrial acoplada en el eje de salida estarán sometidos a choques ligeros durante su funcionamiento.

La contaminación del entorno del reductor será baja. Una limpieza periódica normal será necesaria para su correcto mantenimiento.

2.3 CONDICIONES DE MANTENIMIENTO Y SUSTITUCIÓN

El aceite del reductor se debe sustituir cada 3000 horas de funcionamiento. Es recomendable realizar una revisión bimestral.

Los rodamientos se deben sustituir cada 50000 horas de trabajo según el uso del reductor de velocidad.

2.4 CONDICIONES DE DISEÑO Y PRECIO

El diseño debe ser lo más compacto posible, de este modo se reduce el coste de materiales y de espacio en el lugar de trabajo.

3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Para alcanzar las condiciones definidas previamente se utilizan elementos de transmisión. Estos elementos de transmisión consiguen disminuir la velocidad en el eje de salida y aumentar el par respecto al que transmite el motor eléctrico. Según el tipo de transmisión mecánica atendiendo a sus principios básicos de funcionamiento, se puede hacer la siguiente clasificación.

3.1 TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO: CORREAS.

El rendimiento de las correas está entre el 85% y el 98%. La relación de velocidades no es exacta y depende de la potencia que se transmite, esto es debido al deslizamiento entre la correa y la polea.

Este tipo de transmisiones presenta las siguientes ventajas y desventajas:

Ventajas:

- Coste reducido
- Requerimientos bajos en el posicionamiento de los árboles
- Buena absorción de los choques y protección contra las sobrecargas.
- Silencioso.

Desventajas:

- Relación de transmisión inexacta y dependiente de la carga.
- Sobrecarga de cojinetes.
- Duración limitada.
- Sensibles al ambiente y condiciones climatológicas.

Existen diferentes tipos de correas:

- Planas: utilizadas en árboles paralelos y cruzados. Óptimas para aplicaciones de alta velocidad de trabajo o que requieran el paso por poleas de radio pequeño. Su rendimiento suele estar en torno al 85%. Patinan con facilidad por lo que presentan gran protección a sobrecargas.
- Trapezoidales: Tienen hasta el triple de capacidad de transmisión para una misma fuerza que las correas planas, esto hace que los cojinetes estén menos sobrecargados por lo que arrancan con mayor suavidad y presentan menos deslizamiento. Se utilizan solamente entre árboles paralelos y con rangos de velocidad entre 2 y 50m/s. Alcanzan rendimientos de hasta el 98% pero se reducirá considerablemente si no se realizan los mantenimientos adecuados.

3.2 TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE

3.2.1 CADENAS

Utilizadas entre árboles paralelos. Transmiten mayores fuerzas que las correas con ángulos de abrazamiento y distancia entre ejes inferiores. Su rendimiento está ente el 97 al 98%.

Ventajas:

- Coste inferior a los engranajes.
- Relación de transmisión constante.
- Es posible accionar más de una rueda con una sola cadena.

Desventajas:

- Duración limitada.
- Limitaciones de potencia y velocidad de funcionamiento limitada a 15m/s
- Ocupan mucho espacio
- Requieren lubricación.
- No tienen elasticidad.

Existen diferentes tipos de cadenas, pero las más utilizadas son las de rodillos y las dentadas. En condiciones estándar las cadenas tienen una vida de 15000 horas.

3.2.2 CORREAS DENTADAS O SÍNCRONAS

Son un tipo de correas con las que se alcanzan ventajas similares a las cadenas, pero sin caer en los problemas de lubricación y pudiendo trabajar a velocidades superiores.

Su inconveniente es que requieren de mayor espacio que las cadenas.

Tienen un rendimiento de hasta el 98% y requieren de menos mantenimiento que el resto de las correas. En su contra, hacen más ruido y trabajan peor con las cargas de impacto. Soportan temperaturas de uso de hasta 80°C.

3.3 TRANSMISIONES POR CONTACTO DIRECTO: ENGRANAJES

Son las más utilizadas ya que se adaptan a una gran variedad de potencias, velocidades y relaciones de transmisión.

Ventajas:

- Relación de transmisión constante.
- Alta fiabilidad y larga duración.
- Dimensiones reducidas.
- Alto rendimiento.
- Bajo mantenimiento requerido.
- Buena capacidad para soportar sobrecargas.

Desventajas:

- Coste elevado.
- Ruidosos.
- Transmisión muy rígida.

Existen diferentes tipos de transmisión por engranajes:

- **Transmisiones por engranajes cilíndricos:** Utilizados en árboles paralelos y relaciones de transmisión de máximo 8. Los dientes pueden ser tanto rectos como helicoidales. Su rendimiento está entre el 95% y el 99%.
- **Transmisiones por engranajes cónicos:** utilizados entre árboles que se cortan. Relaciones de transmisión de máximo 6. Si hay altas exigencias se utilizará un dentado en espiral.
- **Transmisiones por engranajes cónicos desplazados:** Utilizados entre árboles cruzados cuando la distancia entre ellos es pequeña, de este modo se reduce el ruido a costa de reducir un poco el rendimiento.
- **Transmisiones por tornillo sin fin:** Para árboles cruzados y altas relaciones de transmisión. Los rendimientos son muy variados y se mueven entre el 45% y el 97%. A mayor relación de transmisión menor rendimiento.
- **Transmisiones por engranajes cilíndricos helicoidales cruzados:** Para árboles cruzados con pares reducidos y relaciones de transmisión entre 1 y 5.

4. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA

El tipo de transmisión que más se adapta a las condiciones de diseño es la de contacto directo mediante engranajes cilíndricos de dientes helicoidales para reducir el ruido y mantenimientos requeridos y aumentar el rendimiento. Estos además son más adecuados para la transmisión de altas relaciones como es nuestro caso.

4.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL REDUCTOR

La relación de transmisión total del reductor es $i = 31,5$. Este valor de transmisión es muy elevado es necesario dividirlo en dos etapas para evitar la utilización de engranajes de grandes dimensiones y poder hacer un diseño más compacto.

La primera etapa tiene una transmisión de $i_1 = 5,6$ y la segunda algo mayor $i_2 = 5,625$.

Para calcular el diámetro de los árboles se realizará con el criterio de rigidez torsional para una primera estimación. Posteriormente se realizará una comprobación a deflexión lateral y fatiga de los ejes para asegurar de que todos los requisitos son cumplidos.

El ancho mínimo de los engranajes se calcula con un coeficiente de seguridad $X=1,5$. El coeficiente de seguridad a flexión debe ser superior al coeficiente de seguridad por fallo superficial, ya que es catastrófico y no detectable. El fallo superficial es progresivo y detectable en un aumento de ruido y vibración.

El acople entre árboles y engranajes se realiza mediante chavetas de tipo perfilado. Para sujetar axialmente todos los elementos sobre los árboles se utilizarán anillos de retención y cambios de sección en el eje como casquillos. Todos ellos introducen concentradores de tensiones que tener en cuenta en el diseño del reductor y dimensionamiento de los ejes.

Se utilizarán rodamientos a modo de apoyos para evitar pérdidas por fricción en los ejes. Los rodamientos seleccionados son de rodillos cónicos de una sola hilera. En el eje de entrada, por tener unos requerimientos superiores respecto al diámetro del eje será necesario utilizar rodamientos de doble hilera. Se instalarán dos cojinetes por eje. Los rodamientos de rodillos cónicos son adecuados para engranajes de dientes helicoidales ya que estos producen una carga axial y es posible compensarla con los rodamientos. De los dos rodamientos por eje, uno de ellos actuará como fijo y el otro como libre, dependiendo de las cargas y las direcciones de giro.

La lubricación de todos los elementos del sistema se realizará con el aceite ISO VG 460 por barboteo: el aceite es salpicado hacia los rodamientos a través de los dientes de los engranajes. El aceite debe cubrir de manera parcial los engranajes. La carcasa por ello deberá incluir un visor de nivel para comprobar que siempre haya la cantidad adecuada de aceite. Serán también necesarios dos tapones para poder llenar y vaciar el aceite, estos se situarán en la parte superior e inferior de la carcasa.

Para asegurar la estanqueidad del reductor y evitar pérdidas de aceite se colocarán en la carcasa retenes de goma sobre los ejes de entrada y salida, así como unas juntas de estanqueidad entre las dos partes de la carcasa.

4.2 DESCRIPCIÓN DE LOS ENGRANAJES

Una transmisión por engranajes es un conjunto de dos o más ruedas dentadas que hacen posible transmitir un par y una velocidad de un componente a otro.

El engranaje básico se compone de dos elementos: una rueda, generalmente de mayor tamaño y que es conducida por el piñón que actúa como rueda motriz.

Para definir los diámetros de las ruedas se ha de tener en cuenta su módulo, es decir el cociente entre el diámetro primitivo y el número de dientes. El diámetro exterior es el diámetro primitivo menos la altura del dedendo. El dedendo es 1,25 veces el módulo, mientras que el adendo se corresponde directamente con el módulo.

En los engranajes cilíndricos de dientes helicoidales se diferencia entre módulo normal y módulo aparente.

4.2.1 ETAPA 1

La primera etapa está formada por el piñón del eje de entrada y la rueda del eje intermedio. La siguiente tabla expone sus características:

Primera etapa	
Relación de transmisión	5,612
Módulo	2,5
Número de dientes piñón	21
Número de dientes rueda	118
Diámetro primitivo piñón	55,9 mm
Diámetro primitivo rueda	313,93 mm
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	20°
Anchura engranajes	26 mm

El material utilizado para la fabricación de los engranajes es el 42CrMo4, que se trata de un acero templado y revenido con las siguientes características:

- Resistencia a tracción (S_u) = 1120 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 1000 MPa
- Dureza superficial = HB 350

4.2.2 ETAPA 2

La segunda etapa está formada por el piñón del eje intermedio y la rueda del eje de salida. La siguiente tabla muestra sus características:

Segunda etapa	
Relación de transmisión	5,632
Módulo	4
Número de dientes piñón	19
Número de dientes rueda	107
Diámetro primitivo piñón	80,88 mm
Diámetro primitivo rueda	455,47 mm
Ángulo de presión	20°
Ángulo de inclinación	20°
Anchura engranajes	69 mm

El material utilizado para la fabricación de los engranajes es el 42CrMo4, que se trata de un acero templado y revenido con las siguientes características:

- Resistencia a tracción (S_u) = 1120 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 1000 MPa
- Dureza superficial = HB 350

4.3 DESCRIPCIÓN DE LOS EJES

El reductor consta de tres ejes o árboles: entrada, intermedio y salida. Estos son los encargados de transmitir el movimiento a los piñones y ruedas acoplados a los mismos por medio de chaveteros y chavetas.

Los ejes son la parte más crítica del diseño y deben de estar correctamente dimensionados y diseñados para evitar fallos a fatiga y soportar las deformaciones mínimas permitidas tanto por deflexión lateral como rigidez torsional.

4.3.1 EJE DE ENTRADA

Recibe la fuerza y el giro inicial del motor eléctrico. La velocidad de giro es de 1400 rpm y su par torsor de 86,63 Nm.

El diámetro del eje es de 30 mm. El criterio escogido ha sido el de rigidez torsional puesto que es más restrictivo que el de fatiga y deflexión lateral, frente a los cuales también ha sido comprobado.

El material utilizado para la fabricación del eje de entrada es un acero laminado forzado de altas prestaciones 34CrNiMo6 cuyas características se pueden consultar en la tabla 3 en anexos. A modo de resumen:

- Resistencia a tracción (S_u) = 1300 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 860 MPa
- Dureza superficial = HB 401

4.3.2 EJE INTERMEDIO

El eje intermedio recibe el par y la velocidad a través de la rueda del eje intermedio y la transmite al piñón del eje intermedio acoplado a la rueda del eje de salida. Su velocidad de giro es de 250 rpm y el par torsor de 485,1 Nm.

El diámetro del eje es 45mm. El chavetero de acople con el eje de salida y en consecuencia toda la superficie del eje en esa zona ha de ser rectificadas para cumplir requerimientos de diseño a fatiga.

El material utilizado para la fabricación del eje de entrada es un acero laminado forzado de altas prestaciones 34CrNiMo6 cuyas características se pueden consultar en la tabla 3 en anexos. A modo de resumen:

- Resistencia a tracción (S_u) = 1300 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 860 MPa
- Dureza superficial = HB 401

4.3.3 EJE DE SALIDA

El eje de salida recibe el par y la velocidad de giro a través del piñón del eje intermedio. La velocidad de giro es de 44,44 rpm y el par transmitido de 2728,98 Nm, tal y como es requerido por diseño.

El diámetro del eje de salida es 75 mm. El criterio escogido ha sido el de rigidez torsional puesto que es más restrictivo que el de fatiga y deflexión lateral, frente a los cuales también ha sido comprobado.

El material utilizado para la fabricación del eje de entrada es un acero normalizado 42CrMo4 cuyas características se pueden consultar en la tabla 3 en anexos. Es posible utilizar un acero con menores cualidades al tener una sección de eje mucho mayor. A modo de resumen:

- Resistencia a tracción (S_u) = 950 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 560 MPa
- Dureza superficial = HB 277

4.4 DESCRIPCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Los rodamientos permiten un funcionamiento más suave y eficiente del reductor. Los cojinetes seleccionados son de rodillos cónicos de una sola hilera para el eje intermedio y de salida y de doble hilera para el eje de entrada. La selección de esta tipología de rodamientos se ha hecho con el fin de contrarrestar los esfuerzos axiales debidos a los engranajes.

Todos los rodamientos seleccionados pertenecen al catálogo del fabricante SKF.

Rodamientos eje entrada:

- Rodamiento A: 31306/DF
- Rodamiento B: 31305/DF

Rodamientos eje intermedio:

- Rodamiento A: 32308
- Rodamiento B: 32308

Rodamientos eje salida:

- Rodamiento A: 32315
- Rodamiento B: 30314

Las especificaciones técnicas de los mismos se pueden consultar en el anexo de tablas, en concreto en los apartados 20,21,22,23 y 24.

4.5 DESCRIPCIÓN DE LAS CHAVETAS

El acople entre engranajes y ejes se realiza por medio de chavetas. Estas se colocan entre las ranuras mecanizadas en los ejes y las ranuras mecanizadas en los engranajes. De este modo cuando el eje gira, el engranaje también lo hace solidariamente transmitiéndose así el par y velocidad de giro.

Las dimensiones de las chavetas son normalizadas según la norma UNE 171012-1:1967. Esta se puede consultar en la tabla 1 en anexos.

Las dimensiones dependen del diámetro del eje en el que van alojadas. Su longitud se puede estimar como 1,25 veces el diámetro del eje estudiado.

Las chavetas de nuestro diseño tienen las siguientes dimensiones:

<i>Eje</i>	Longitud (mm)	Ancho (mm)	Alto (mm)
<i>Entrada</i>	38	8	7
<i>Intermedio</i>	57	14	9
<i>Salida</i>	94	22	14

El material utilizado para su fabricación es un acero de características inferiores a el de los engranajes y ejes, ya que, en caso de rotura, se prefiere que rompa la chaveta en vez de los otros elementos más caros de cambiar.

El material es un acero no aleado C45 normalizado con las siguientes características:

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

4.6 DESCRIPCIÓN DE LOS ANILLOS DE SEGURIDAD

Los anillos de seguridad están colocados en los tres ejes en unas ranuras mecanizadas específicamente para ellos. Nos permiten bloquear el desplazamiento axial de algunos de los elementos que van montados sobre los ejes. Son concentradores de tensiones a considerar en el diseño de los mismos.

Los anillos de seguridad seleccionados pertenecen al catálogo del fabricante Rotorclip. La familia utilizada son los DSH debido a su geometría sencilla. Se pueden consultar sus características en la tabla 25 en Anexos.

Anillos de seguridad en el eje de entrada:

- Anillo DSH-30: Evita el desplazamiento axial del rodamiento A del eje de entrada. Su espesor es de 1,5mm.
- Anillo DSH-25: Evita el desplazamiento axial del rodamiento B del eje de entrada. Su espesor es de 1,2mm.

Anillos de seguridad en el eje intermedio:

- 2 x anillo DSH-40: Evitan el desplazamiento axial de los rodamientos A y B del eje intermedio. Su espesor es de 1,75mm.
- Anillo DHS-45: Evita el desplazamiento axial del piñón del eje intermedio: Su espesor es de 1,75mm.

Anillos de seguridad en el eje de salida:

- Anillo DSH-75: Evita el desplazamiento axial del rodamiento A del eje de salida, Su espesor es de 2,5mm.
- Anillo DSH-70: Evita el desplazamiento axial del rodamiento B del eje de salida. Su espesor es de 2,5mm.

4.7 DESCRIPCIÓN DE LOS RETENES

Evitan que el aceite utilizado para lubricar el reducto salga disparado hacia fuera durante el funcionamiento.

Los retenes se colocan en la entrada del eje de entrada y la salida del de salida, es decir en la parte que comunica con el exterior de la carcasa.

Se han seleccionado modelos del catálogo del fabricante SKF, concretamente de la familia HMS5 fabricados con caucho de nitrilo, un material con gran capacidad de adherencia en el alojamiento, esto reduce el riesgo de que el retén se salga de su sitio.

Los modelos seleccionados son:

- Retén entrada: 30X40X7 HMS5 RG
- Reten salida: 75X100X10 HMS5 RG

Las especificaciones técnicas de ambos se pueden consultar en el anexo de tablas, en concreto en los apartados 26 y 27.

4.8 DESCRIPCIÓN DE LOS CASQUILLOS

Los casquillos separadores se utilizan al igual que los anillos para fijar axialmente los elementos que hay en el eje montado. A diferencia de las chavetas y los anillos de retención, estos no introducen un concentrador de tensiones.

En el eje de entrada hay dos casquillos, el primero encargado de separar el rodamiento A y el piñón del eje y el segundo que hace tope entre el piñón del eje de entrada y el cambio de sección de 30 a 35mm.

En el eje intermedio hay tres casquillos, el primero es el encargado de hacer tope entre el primer cambio de sección de 50 a 45 mm y la rueda del eje intermedio. El segundo casquillo fija axialmente los dos engranajes: la rueda y piñón del eje intermedio. El tercer casquillo hace la misma función que el primero, pero con el siguiente piñón.

En el eje de salida encontramos dos casquillos: el primero separa la rueda del eje y el rodamiento A mientras que el segundo evita que se desplace axialmente la rueda del eje de salida y lo bloquea contra el cambio de sección de 75 a 80 mm.

	CASQUILLOS						
	Entrada		Intermedio			Salida	
Longitud (mm)	5,5	5,5	8,5	13	8,5	12,5	12,5
D _{interior} (mm)	30		45			75	
D _{exterior} (mm)	40		56			90	

4.9 TAPONES DE LLENADO, VACIADO Y VISOR DEL NIVEL DE ACEITE

Para llenar y vaciar el aceite en los correspondientes mantenimientos se necesita instalar dos tapones en la carcasa que lo permitan.

Los tapones seleccionados pertenecen al catálogo del fabricante Norelem.

El tapón de llenado se sitúa en la parte superior de la carcasa en una posición accesible con el fin de facilitar el llenado. Debe tener un filtro de aire para evitar la entrada de partículas que

puedan contaminar el lubricante y permita la ventilación. La referencia de este tapón es 28022-33018.

El tapón de vaciado se sitúa en la parte inferior de la carcasa para facilitar la extracción. El tapón tiene un imán para atraer las partículas metálicas que se hayan podido desprender en el uso. La referencia de este es 28024-201415.

Las especificaciones técnicas de ambas se pueden consultar en el anexo de tablas, en concreto en los apartados 28 y 29.

Se incluye también en la carcasa un visor de nivel, este debe estar en el lateral. El fabricante del visor es Elesa+Ganter y la referencia seleccionada es GN 743.5-11-M16x1,5-B. Las especificaciones técnicas del mismo se consultan en la tabla 30 en Anexos.

4.10 DESCRIPCIÓN DE LA CARCASA

La carcasa recubre el reductor y lo aísla del exterior protegiéndolo de la entrada de partículas que puedan dañar los engranajes o contaminar el lubricante. También soporta los esfuerzos de los rodamientos, ya que estos los transmiten a la carcasa.

El material de la carcasa es fundición gris EN-GJL-250 según la norma UNE-EN 1561:2011. Este material tiene gran capacidad de amortiguamiento de las vibraciones.

La carcasa está dividida en dos partes: superior e inferior. Estas se unen mediante tornillos. Entre ambas se coloca una junta de sellado para asegurar la estanqueidad del reductor.

Las propiedades mecánicas del material son las siguientes:

- Resistencia a tracción (S_u) = 250 – 350 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 165 – 228 MPa
- Dureza superficial = HB 180 – 220
- Densidad: 7200 Kg/m³

El proceso de fabricación será molde de arena con un mecanizado postprocesado para los alojamientos de los rodamientos, las roscas para los tornillos y los huecos para instalar los tapones de entrada, vaciado y el visor de nivel.

El espesor de pared es de 5mm, evitando así un peso excesivo del reductor y un gasto innecesario en material.

Para evitar la corrosión la parte exterior tendrá una base de pintura en color RAL5017.

5. BIBLIOGRAFÍA

BESA GONZÁLEZ, A.J. y VALERO CHULIÁ, F.J. (2016). *Diseño de Máquinas*. Valencia: Universitat Politècnica de València.

SHIGLEY, J.E. (2002). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. México: McGraw-Hill/Interamericana.

GONZÁLEZ CONTRERAS, F., [et al] (2015). *Control numérico: marco y fundamentos*. Valencia: Universitat Politècnica de València.

Apuntes del grado en ingeniería mecánica: *Diseño de máquinas I y II*. Valencia: Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.



Diseño y cálculo de un reductor de
velocidad con relación de transmisión
31,5 y par máximo a la salida de 2730
Nm

PLIEGO DE CONDICIONES

Índice

1.	INTRODUCCIÓN.....	3
2	PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS	3
2.1	MATERIALES	3
2.2	CONDICIONES DE LA EJECUCIÓN.....	4
2.3	ENSAMBLAJE Y ENSAYOS.....	7
2.4	EMBALAJE Y ENVIO DEL PRODUCTO	8
3	PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS.....	8
3.1	EL CONTRATISTA	8
3.2	LA DIRECCIÓN TÉCNICA.....	9
3.3	COMIENZO Y RITMO DEL PROYECTO	9
3.4	FALLOS DURANTE EL TRANCURSO DEL PROYECTO	10
3.5	PERIODO DE GARANTÍA.....	10

1. INTRODUCCIÓN

Con el fin de asegurar la calidad y fiabilidad del diseño es necesario establecer unas condiciones de fabricación que incluyan tanto materiales como ejecución.

Este documento marca las condiciones técnicas y legales a seguir. Se divide en dos partes: pliego de condiciones técnicas donde se recogen las características de los materiales y el proceso de fabricación de todos los componentes del reductor y el pliego de condiciones facultativas, en el cual se establecen las condiciones legales del contrato, el tiempo y construcción que tendrá cada una de las fases del proyecto.

En el proyecto, ante cualquier contradicción en relación con materiales y cálculos, prevalecerá lo definido en la memoria descriptiva. En cuanto a condiciones técnicas y legales, lo expuesto en el pliego de condiciones será prevaleciente. A nivel dimensionado de los elementos, los planos tendrán la prevalencia.

2 PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

2.1 MATERIALES

2.1.1.EJE DE ENTRADA E INTERMEDIO

El eje de entrada y el eje intermedio están fabricados en el mismo material: acero laminado forjado 34CrNiMo6 según la norma UNE-EN 10027-1:2017. Requieren un tratamiento térmico de fundido entre los 900 y los 1150°C.

Las principales propiedades del material son:

- Límite de fractura (S_u) = 1300 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 860 MPa
- Dureza = HB 401

Es una aleación inferior al 5% y su composición química es la siguiente:

Carbono (C)	Manganeso (Mn)	Cromo (Cr)	Molibdeno (Mo)	Níquel (Ni)
0,34%	0,65%	1,5%	0,22%	1,5%

Se requerirá un justificante por parte del fabricante que asegure las propiedades mecánicas citadas.

2.1.2.EJE DE SALIDA

El eje de salida está fabricado en: acero normalizado 42CrMo4 según la norma UNE-EN 10027-1:2017. Requieren un tratamiento térmico de fundido de 900°C.

Las principales propiedades del material son:

- Límite de fractura (S_u) = 950 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 560 MPa
- Dureza = HB 277

Es una aleación inferior al 5% y su composición química es la siguiente:

Carbono (C)	Manganeso (Mn)	Cromo (Cr)	Molibdeno (Mo)
0,42%	0,75%	1,05%	0,22%

Se requerirá un justificante por parte del fabricante que asegure las propiedades mecánicas citadas.

2.1.3. ENGRANAJES

Todos los engranajes del reductor: piñones y ruedas están fabricados en acero templado y revenido 42CrMo4 según la norma UNE-EN 10027-1:2017. Requieren un tratamiento térmico de fundido de 840°C y posteriormente a 1380°C.

Las principales propiedades del material son:

- Límite de fractura (S_u) = 1120 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 1040 MPa
- Dureza = HB 321

Es una aleación inferior al 5% y su composición química es la siguiente:

Carbono (C)	Manganeso (Mn)	Cromo (Cr)	Molibdeno (Mo)
0,42%	0,75%	1,05%	0,22%

Se requerirá un justificante por parte del fabricante que asegure las propiedades mecánicas citadas.

2.1.4. CARCASA

La carcasa se fabrica en función gris EN-GJL 250 según la norma UNE-EN 1561:2021. Sus principales características son las siguientes:

- Límite de fractura (S_u) = 250 a 350 MPa
- Límite de fluencia (S_y) = 165 a 228 MPa
- Dureza = HB 180 a 220

Su composición química es la siguiente:

Carbono (C)	Silicio (Si)
2,53% a 4%	1% a 3%

Se requerirá un justificante por parte del fabricante que asegure las propiedades mecánicas citadas.

2.2 CONDICIONES DE LA EJECUCIÓN

2.2.1. EJE DE ENTRADA

El eje de entrada se fabricará mediante mecanizado. Para ello se partirá de una pieza cilíndrica de 40mm de diámetro y 200 mm de largo. Las medidas son algo superiores a las máximas de la pieza final ya que es posible que existan imperfecciones en la superficie, así que para asegurar un buen acabado superficial es necesario tener ese exceso.

Las zonas del eje en las que van situados los rodamientos deben tener una tolerancia de ajuste k5.

El resumen de las operaciones de mecanizado se presenta en la siguiente tabla:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 35mm a lo largo de todo el eje.
	Cilindrado exterior de 30 mm de 155,5 mm de longitud
	Cilindrado exterior de 25mm de 37,8mm en el extremo contrario.
	Ranurado para los alojamientos de los anillos retenedores.
	Achaflanado de los extremos
FRESADORA	Ranurado de los chaveteros.

2.2.2.EJE INTERMEDIO

El eje intermedio se fabricará mediante mecanizado y un posterior rectificando en uno de los chaveteros. Para ello se partirá de una pieza cilíndrica de 55 mm de diámetro y 250 mm de largo. Las medidas son algo superiores a las máximas de la pieza final ya que es posible que existan imperfecciones en la superficie, así que para asegurar un buen acabado superficial es necesario tener ese exceso.

Las zonas del eje en las que van situados los rodamientos deben tener una tolerancia de ajuste k5.

El resumen de las operaciones de mecanizado se presenta en la siguiente tabla:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 50mm a lo largo de todo el eje.
	Cilindrado exterior de 45 mm de 162,75 mm de longitud
	Cilindrado exterior de 35 mm de 38,8 mm en ambos extremos.
	Ranurado para los alojamientos de los anillos retenedores.
	Achaflanado de los extremos
FRESADORA	Ranurado de los chaveteros.
RECTIFICADO	Rectificado del chavetero del piñón 2 y toda la superficie de su sección.

2.2.3.EJE DE SALIDA

El eje de salida se fabricará mediante mecanizado. Para ello se partirá de una pieza cilíndrica de 85 mm de diámetro y 385 mm de largo. Las medidas son algo superiores a las máximas de la pieza final ya que es posible que existan imperfecciones en la superficie, así que para asegurar un buen acabado superficial es necesario tener ese exceso.

Las zonas del eje en las que van situados los rodamientos deben tener una tolerancia de ajuste k5.

El resumen de las operaciones de mecanizado se presenta en la siguiente tabla:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 80mm a lo largo de todo el eje.
	Cilindrado exterior de 75 mm de 326,5 mm de longitud
	Cilindrado exterior de 70mm de 42,5 mm en el extremo contrario.
	Ranurado para los alojamientos de los anillos retenedores.
	Achaflanado de los extremos
FRESADORA	Ranurado de los chaveteros.

2.2.4. PIÑÓN 1

El piñón de la primera etapa se fabrica por mecanizado. Para ello se parte de una pieza cilíndrica de 65 mm de diámetro y 38 mm de ancho. Las medidas son algo superiores a las máximas de la pieza final ya que es posible que existan imperfecciones en la superficie, así que para asegurar un buen acabado superficial es necesario tener ese exceso.

El resumen de las operaciones de mecanizado se presenta en la siguiente tabla:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 62 mm
	Cilindrado interior de 30 mm
FRESADORA	Tallado de los dientes
	Ranurado del chavetero

2.2.5. RUEDA 1

El piñón de la primera etapa se fabrica por mecanizado. Para ello se parte de una pieza cilíndrica de 320 mm de diámetro y 75 mm de ancho. Las medidas son algo superiores a las máximas de la pieza final ya que es posible que existan imperfecciones en la superficie, así que para asegurar un buen acabado superficial es necesario tener ese exceso.

El resumen de las operaciones de mecanizado se presenta en la siguiente tabla:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Taladrado de 60 mm de los agujeros interiores
	Cilindrado exterior de 318,5 mm
	Cilindrado interior de 45 mm
FRESADORA	Fresado interior de las caras internas.
	Tallado de los dientes.
	Ranurado de los chaveteros.

2.2.6. PIÑÓN 2

El piñón de la primera etapa se fabrica por mecanizado. Para ello se parte de una pieza cilíndrica de 90 mm de diámetro y 69 mm de ancho. Las medidas son algo superiores a las máximas de la pieza final ya que es posible que existan imperfecciones en la superficie, así que para asegurar un buen acabado superficial es necesario tener ese exceso.

El resumen de las operaciones de mecanizado se presenta en la siguiente tabla:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Cilindrado exterior de 88,8 mm
	Cilindrado interior de 45 mm
FRESADORA	Tallado de los dientes
	Ranurado del chavetero

2.2.7. RUEDA 2

El piñón de la primera etapa se fabrica por mecanizado. Para ello se parte de una pieza cilíndrica de 465 mm de diámetro y 94 mm de ancho. Las medidas son algo superiores a las máximas de la pieza final ya que es posible que existan imperfecciones en la superficie, así que para asegurar un buen acabado superficial es necesario tener ese exceso.

El resumen de las operaciones de mecanizado se presenta en la siguiente tabla:

MÁQUINA	OPERACIÓN
TORNO	Refrentado de las caras exteriores
	Taladrado de 80 mm de los agujeros interiores
	Cilindrado exterior de 463,7 mm
	Cilindrado interior de 75 mm
FRESADORA	Fresado interior de las caras internas.
	Tallado de los dientes.
	Ranurado de los chaveteros.

2.2.8. CARCASA

El proceso de fabricación de ambas partes de la carcasa será colada en molde de arena.

Después del desmolde de la carcasa, se comprobará que no haya grietas ni burbujas superficiales ya que eso podría provocar fugas del lubricante y menor resistencia de la carcasa frente a los esfuerzos que soportará.

Si las piezas son adecuadas se realizará el mecanizado superficial de los alojamientos de los rodamientos para planear su superficie para que haya un buen contacto. Estos tendrán un ajuste K6 para evitar desplazamientos no deseados.

Se realizarán los taladros laterales para los tapones de llenado y el medidor de nivel.

Por último, se realizarán las roscas de unión entre las carcasas y las necesarias para los tapones y accesorios.

2.3 ENSAMBLAJE Y ENSAYOS

Una vez se hayan fabricado y mecanizado todas las piezas del reductor y adquirido aquellas que ya son manufacturadas, se procederá al ensamblaje de todo el conjunto.

Antes de ensamblar todos los componentes en la carcasa del reductor, se revisarán que todos y cada uno de ellos no tengan defectos visuales que puedan provocar fallos en el funcionamiento del reductor de velocidad.

Después de ensamblar todos los elementos que conforman el reductor, se finalizará la preparación del reductor con una serie de ensayos trabajando en los dos sentidos de giro y viendo y comprobando que todo funciona correctamente.

Por último, se pintará la carcasa del reductor del color definido en la memoria.

2.4 EMBALAJE Y ENVIO DEL PRODUCTO

Una vez comprobado que todo funciona como debería se procederá al desmontaje del reductor y embalaje individualmente de todos y cada uno de los componentes del reductor protegidos con poliestireno expandido y en cajas de cartón para evitar cualquier golpe que pudieran tener durante el transporte hasta el punto donde lo quiera el cliente. Una vez allí se realizará de nuevo el montaje y puesta a punto del reductor.

3 PLIEGO DE CONDICIONES FACULTATIVAS

El pliego de condiciones facultativas define el marco legal del proyecto, las responsabilidades dentro de esta dirección. Se establecen también los plazos y ritmos de trabajo a realizar según lo establecido en el contrato.

3.1 EL CONTRATISTA

La persona responsable de la Dirección general del proyecto será el contratista, es decir, aquella persona o empresa que haya sido directamente contratada por el cliente para fabricar el reductor de velocidad.

Este contratista tendrá derecho a pedirle un ejemplar del proyecto al cliente y en caso de pérdida por causa justificada o rotura, el cliente deberá proporcionárselo de nuevo.

Ante cualquier duda, el contratista podrá dirigirse a la Dirección Técnica del cliente, al que le podrá transmitir cualquier problema o duda durante la realización del proyecto.

El contratista es responsable de proporcionar todos los materiales, equipo y mano de obra necesaria para la realización del proyecto.

Podrá tener a cargo a un jefe de proyecto, el cual supervisará junto con el contratista cada una de las fases del proyecto. En caso de no poder estar presente el contratista por alguna falta justificada, con el jefe de proyecto presente será suficiente.

Todos los operarios que disponga el contratista a su cargo deberán estar cualificados para realizar todos los trabajos necesarios y deberán de tener todos los documentos y certificados en regla.

Así mismo, el contratista será el principal responsable de cualquier accidente que pueda pasar durante la fabricación del reductor por lo que correrá a cargo de él cualquier indemnización a quien corresponda.

El contratista no podrá comenzar con los trabajos hasta que la Dirección Técnica del cliente dé el visto bueno y deberá de cumplir con los plazos establecidos en el contrato.

3.2 LA DIRECCIÓN TÉCNICA

Por el otro lado del contrato se encuentra el cliente, el cual podrá designar él mismo, una Dirección Técnica del proyecto para intervenir en cuestiones importantes en ausencia del cliente en persona y tomar decisiones sobre los plazos y ritmos del proyecto.

Esta Dirección Técnica podrá ordenarle al contratista cualquier cambio sobre el proyecto a realizar, siempre con la suficiente antelación, así como cambios en los plazos de entrega estipulados por razón justificada.

3.3 COMIENZO Y RITMO DEL PROYECTO

Antes de comenzar con los trabajos, se realizará una comprobación de todas las máquinas y herramientas que se van a utilizar, así como todas las medidas de seguridad y elementos de protección de las máquinas.

El plazo estipulado para fabricar y realizar todos los ensayos oportunos y tener preparado para su envío el reductor de velocidad será como máximo de mes y medio.

El inicio y fin de cada fase lo determinará la Dirección Técnica.

Durante este mes y medio tendrán lugar las siguientes fases:

3.3.1.FASE DE FABRICACIÓN

El periodo de fabricación de los engranajes, ejes y carcasa será como máximo de 3 semanas desde el comienzo del proyecto.

Los materiales empleados para la fabricación de dichos elementos están descritos en el Pliego de condiciones técnicas y deberán de cumplir todas sus características.

Durante estas tres semanas también se realizará la compra de aquellos elementos manufacturados: casquillos, sellos radiales, aceite... Todos estos gastos irán a cargo del contratista.

3.3.2.FASE DE ENSAMBLE Y PRUEBAS

El periodo de ensamblaje y posteriores ensayos se realizará en un periodo máximo de 2 semanas.

Los ensayos se realizarán funcionando el reductor en los dos sentidos posibles de giro para comprobar que todo funciona correctamente.

3.3.3.FASE DE TRANSPORTE DEL PRODUCTO

Por último, desde el momento en que el reductor ya esté listo para enviárselo al cliente hasta la recepción de este, y siempre y cuando tenga la aprobación de la Dirección Técnica, el periodo máximo de embalaje y transporte del producto dentro de territorio nacional será de 1 semana.

Para envíos al extranjero podrá ampliarse hasta 2 semanas como caso excepcional.

Todos los gastos que puedan ocasionar la fabricación del reductor y el transporte corren a cargo del contratista.

3.4 FALLOS DURANTE EL TRANSCURSO DEL PROYECTO

Si en algún momento, desde el comienzo del proyecto hasta la entrega o recepción del producto, surge algún imprevisto ya sea por defectos superficiales o internos en la fabricación de los componentes del reductor o por fallos en las máquinas, correrá a cargo del contratista cualquier gasto adicional que ello suponga.

3.5 PERIODO DE GARANTÍA

El periodo de garantía da comienzo una vez el cliente recibe el reductor de velocidad y compruebe que el ensamblaje y el funcionamiento del reductor son correctos.

Este periodo durará seis meses y durante dicho periodo el contratista estará obligado a atender cualquier problema que le surja al reductor y subsanarlo con sus propios medios haciéndose cargo de cualquier coste que ello conlleve.

La validez de la garantía está sujeta a que el reductor no haya sufrido modificaciones por parte del cliente. De no ser así, esta garantía quedará anulada y el cliente se encargará de todos los gastos necesarios.

Está anulación del periodo de garantía también se producirá si el cliente hace un uso indebido del reductor causándole daños, por ello, deberá estar claramente justificado cada vez que se requiera la presencia del contratista para la posible reparación del reductor de velocidad.



Diseño y cálculo de un reductor de
velocidad con relación de transmisión
31,5 y par máximo a la salida de 2730
Nm

PRESUPUESTO

Índice

1	INTRODUCCIÓN.....	3
2	EJES.....	3
	2.1. EJE DE ENTRADA.....	3
	2.2. EJE INTERMEDIO.....	3
	2.3. EJE SALIDA.....	4
3	ENGRANAJES.....	4
	3.1. PIÑÓN EJE DE ENTRADA.....	4
	3.2. RUEDA EJE INTERMEDIO.....	5
	3.3. PIÑÓN EJE INTERMEDIO.....	5
	3.4. RUEDA EJE SALIDA.....	6
4	CARCASA.....	6
	4.1. CARCASA INFERIOR.....	6
	4.2. CARCASA SUPERIOR.....	7
5.	COMPONENTES NORMALIZADOS.....	7
6.	COSTE TOTAL NETO DEL PRODUCTO.....	8
7.	VALORACIÓN FINAL.....	8

1 INTRODUCCIÓN

Para el diseño del reductor se ha tratado de utilizar la mayor cantidad de elementos normalizados comerciales para reducir costes, así como la reducción de cantidad de materiales y optimización del sistema sin comprometer la calidad y durabilidad de este.

El documento de presupuesto se ha dividido en dos partes: una primera parte donde se valoran los componentes a fabricar, en los cuales se debe considerar el material en bruto y los procesos de fabricación y una segunda parte en la que se contabiliza el valor de las piezas comerciales que no requieren ningún proceso de fabricación.

En la fabricación de todos los elementos que conforman el reductor de velocidad se ha incluido el coste de la mano de obra.

En la última sección se realiza un resumen del coste neto donde se suman el precio de las partes, los gastos generales, el beneficio industrial y el impuesto sobre el valor añadido.

2 EJES

2.1. EJE DE ENTRADA

MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
34CrNiMo6	0,950	2,64	2,508

MECANIZADO

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Refrentado caras	0,10	25,83	2,583
Cilindrado exterior	0,60	25,83	15,498
Ranurados	0,25	25,83	6,4575
Achaflanados	0,05	25,83	1,292
Fresado chaveteros	0,30	25,83	7,749
TOTAL			33,579

COSTE TOTAL

EJE DE ENTRADA	
Material	2,508
Procesos	33,579
TOTAL	36,09 €

2.2. EJE INTERMEDIO

MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
34CrNiMo6	2,854	2,64	7,535

MECANIZADO

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Refrentado caras	0,13	25,83	3,358
Cilindrado exterior	0,75	25,83	19,372
Ranurados	0,25	25,83	6,4575
Achaflanados	0,05	25,83	1,292

Fresado chaveteros	0,30	25,83	7,749
Rectificado chavetero	0,20	48,25	9,650
TOTAL			47,88

COSTE TOTAL

EJE INTERMEDIO	
Material	7,535
Procesos	47,88
TOTAL	55,42 €

2.3. EJE SALIDA

MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
42CrMo4	12,655	1,10	13,92

MECANIZADO

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Refrentado caras	0,20	25,83	5,166
Cilindrado exterior	1,72	25,83	44,4276
Ranurados	0,50	25,83	12,915
Achaflanados	0,10	25,83	2,583
Fresado chaveteros	0,70	25,83	18,081
TOTAL			83,173

COSTE TOTAL

EJE DE SALIDA	
Material	13,92
Procesos	83,173
TOTAL	97,09 €

3 ENGRANAJES

3.1. PIÑÓN EJE DE ENTRADA

MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
42CrMo4	0,431	3,52	1,517

MECANIZADO

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Refrentado caras	0,50	25,83	12,915
Cilindrado exterior	0,32	25,83	8,266
Cilindrado interior	0,45	25,83	11,624
Fresado dientes	0,93	25,83	24,022
Fresado chavetero	0,10	25,83	2,583
TOTAL			59,409

COSTE TOTAL

PIÑÓN EJE ENTRADA	
Material	1,517
Procesos	59,409
TOTAL	60,93 €

3.2. RUEDA EJE INTERMEDIO

MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
42CrMo4	16	3,52	56,32

MECANIZADO

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Refrentado caras	1,35	25,83	34,871
Taladrado	0,25	18,20	4,550
Cilindrado exterior	0,42	25,83	10,849
Cilindrado interior	0,35	25,83	9,041
Fresado interior	2,45	25,83	63,284
Fresado dientes	2,1	25,83	54,243
Fresado chavetero	0,15	25,83	3,875
TOTAL			180,711

COSTE TOTAL

RUEDA EJE INTERMEDIO	
Material	56,62
Procesos	180,711
TOTAL	237,03 €

3.3. PIÑÓN EJE INTERMEDIO

MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
42CrMo4	1,84	3,52	6,477

MECANIZADO

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Refrentado caras	0,45	25,83	11,624
Cilindrado exterior	0,32	25,83	8,266
Cilindrado interior	0,56	25,83	14,465
Fresado dientes	1,42	25,83	36,679
Fresado chavetero	0,10	25,83	2,583
TOTAL			73,616

COSTE TOTAL

PIÑÓN EJE INTERMEDIO	
Material	6,477
Procesos	73,616
TOTAL	80,09 €

3.4. RUEDA EJE SALIDA

MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
42CrMo4	85,713	3,52	287,77

MECANIZADO

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Refrentado caras	2,75	25,83	71,033
Taladrado	0,35	18,20	6,370
Cilindrado exterior	0,42	25,83	10,849
Cilindrado interior	0,55	25,83	14,207
Fresado interior	3,42	25,83	88,339
Fresado dientes	2,85	25,83	73,616
Fresado chavetero	0,20	25,83	5,166
TOTAL			269,578

COSTE TOTAL

RUEDA EJE SALIDA	
Material	287,77
Procesos	269,578
TOTAL	557,35 €

4 CARCASA

4.1. CARCASA INFERIOR

MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
Fundición gris EN-GJL 250	150	0,94	141

CONFORMADO

Operación	Coste (€)
Fabricación molde	1800,00
Desmoldado y desbarbado	85,00
Total	1885,00

MECANIZADO

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Fresado	1,3	25,83	33,579
Taladrado y roscado	0,8	18,20	14,56
TOTAL			48,139

COSTE TOTAL

CARCASA INFERIOR	
Material	141,00
Conformado	1885,00
Mecanizado	48,139
TOTAL	2074,14 €

4.2. CARCASA SUPERIOR

MATERIAL EN BRUTO

Material	Masa (Kg)	Coste (€/Kg)	Total (€)
Fundición gris EN-GJL 250	74,16	0,94	69,71

CONFORMADO

Operación	Coste (€)
Fabricación molde	1100,00
Desmoldado y desbarbado	56,00
Total	1156,00

MECANIZADO

Operación	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Total (€)
Fresado	1,3	25,83	33,579
Taladrado y roscado	0,2	18,20	3,64
TOTAL			37,219

COSTE TOTAL

CARCASA SUPERIOR	
Material	69,71
Conformado	1156,00
Mecanizado	37,219
TOTAL	1262,93 €

5. COMPONENTES NORMALIZADOS

Descripción	Cantidad	Coste (€/ud)	Total (€)
Rodamiento SKF 31306/DF	1 ud	85,35	85,35
Rodamiento SKF 31305/DF	1 ud	74,25	74,25
Rodamiento SKF 32308	2 ud	19,58	39,16
Rodamiento SKF 32315	1 ud	34,25	34,25
Rodamiento SKF 30314	1 ud	22,65	22,65
Chaveta 38x8x7	1 ud	1,45	1,45
Chaveta 57x14x9	2 ud	1,68	3,36
Chaveta 94x22x14	1 ud	2,86	2,86
Anillo de seguridad DSH-30	1 ud	0,52	0,52
Anillo de seguridad DSH-25	1 ud	0,48	0,48
Anillo de seguridad DSH-40	2 ud	0,58	1,16
Anillo de seguridad DSH-45	1 ud	0,65	0,65
Anillo de seguridad DSH-75	1 ud	1,02	1,02
Anillo de seguridad DSH-70	1 ud	0,94	0,94
Sello radial 30X40X7 HMS5 RG	1 ud	2,62	2,62
Sello radial 75X100X10 HMS5 RG	1 ud	10,25	10,25
Casquillo d=30 L=5,5	2 ud	0,15	0,30
Casquillo d=45 L=8,5	2 ud	0,25	0,50
Casquillo d=45 L=13	1 ud	0,37	0,37
Casquillo d=75 L=12,5	2 ud	0,48	0,96
Tornillo M10 x 140	16 ud	0,16	2,56

Visor de nivel GN 743.5-11-M16x1,5-B	1 ud	17,41	17,41
Tapón llenado 28022-33018	1 ud	1,31	1,31
Tapón vaciado 28024-201415	1 ud	1,64	1,64
Junta de estanqueidad	1 ud	9,85	9,85
Pintura RAL 5017	6 L	8,78	52,68
Aceita ISO VG 460	15 L	3,37	50,55
TOTAL			419,10 €

6. COSTE TOTAL NETO DEL PRODUCTO

ELEMENTO	COSTE (€)
Eje de entrada	36,09
Eje intermedio	55,42
Eje salida	97,09
Piñón eje de entrada	60,93
Rueda eje intermedio	237,03
Piñón eje intermedio	80,09
Rueda eje salida	557,35
Carcasa inferior	2074,14
Carcasa superior	1262,93
Componentes normalizados	419,10
Total	4880,17 €

7. VALORACIÓN FINAL

Concepto	Precio (€)
Coste total neto del producto	4880,17
Gastos generales (13%)	634,422
Beneficio industrial (25%)	1220,043
SUBTOTAL	6734,64
IVA (21%)	1414,27
PRECIO FINAL	8148,81 €

El precio final de venta del reductor de velocidad es de “OCHO MIL CIENTO CUARENTA Y OCHO EUROS CON OCHENTA Y UN CÉNTIMOS”.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

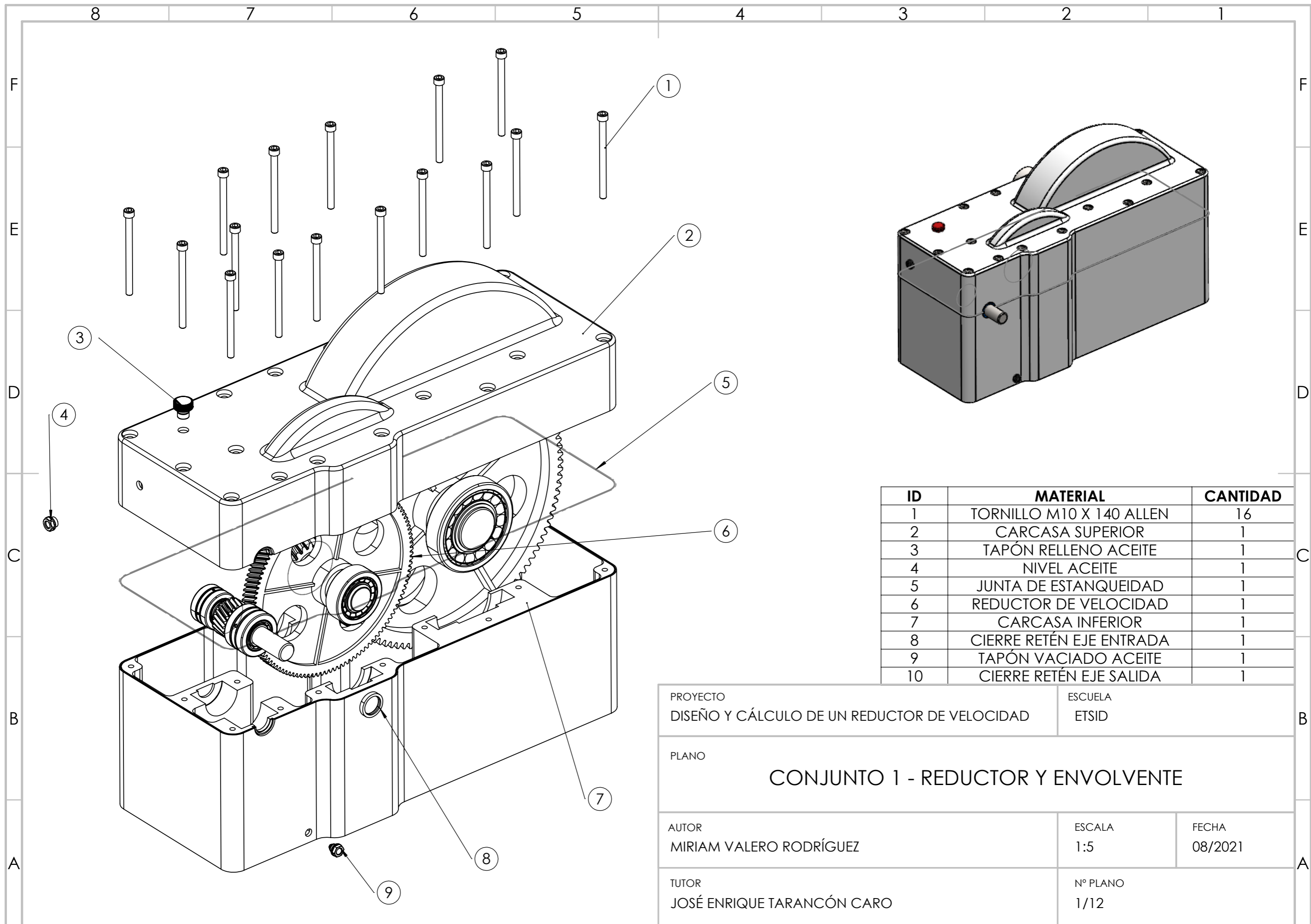


Diseño y cálculo de un reductor de
velocidad con relación de transmisión
31,5 y par máximo a la salida de 2730
Nm

PLANOS

ÍNDICE

1. CONJUNTO 1 – REDUCTOR Y ENVOLVENTE
2. CONJUNTO 2 – EXPLOSIONADO
3. CONJUNTO 3 – REDUCTOR DE VELOCIDAD
4. EJE DE ENTRADA
5. EJE INTERMEDIO
6. EJE DE SALIDA
7. PIÑÓN EJE DE ENTRADA
8. PIÑÓN EJE INTERMEDIO
9. RUEDA EJE INTERMEDIO
10. RUEDA EJE SALIDA
11. CARCASA INFERIOR
12. CARCASA SUPERIOR



ID	MATERIAL	CANTIDAD
1	TORNILLO M10 X 140 ALLEN	16
2	CARCASA SUPERIOR	1
3	TAPÓN RELLENO ACEITE	1
4	NIVEL ACEITE	1
5	JUNTA DE ESTANQUEIDAD	1
6	REDUCTOR DE VELOCIDAD	1
7	CARCASA INFERIOR	1
8	CIERRE RETÉN EJE ENTRADA	1
9	TAPÓN VACIADO ACEITE	1
10	CIERRE RETÉN EJE SALIDA	1

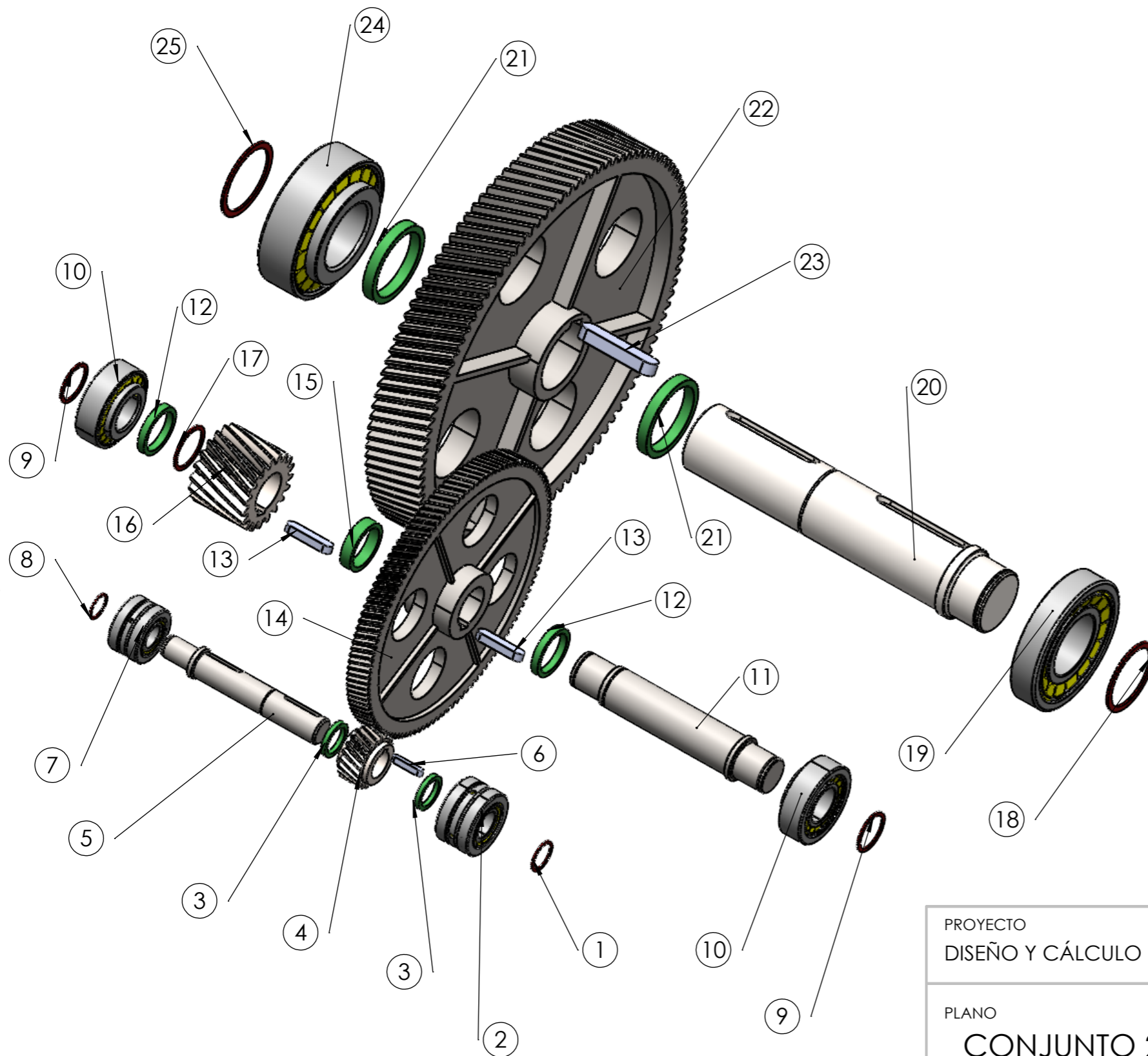
PROYECTO DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD	ESCUELA ETSID
--	------------------

PLANO

CONJUNTO 1 - REDUCTOR Y ENVOLVENTE

AUTOR MIRIAM VALERO RODRÍGUEZ	ESCALA 1:5	FECHA 08/2021
----------------------------------	---------------	------------------

TUTOR JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO	Nº PLANO 1/12
-------------------------------------	------------------



ID	MATERIAL	CANTIDAD
1	ANILLO DSH-30	1
2	RODAMIENTO SKF 31306/DF	1
3	CASQUILLO 30X5,5	2
4	PIÑÓN EJE ENTRADA	1
5	EJE DE ENTRADA	1
6	CHAVETA 38X8X7	1
7	RODAMIENTO SKF 31305/DF	1
8	ANILLO DSH-25	1
9	ANILLO DSH-40	2
10	RODAMIENTO SKF 32308	2
11	EJE INTERMEDIO	1
12	CASQUILLO 45X8,5	1
13	CHAVETA 57X14X9	2
14	RUEDA EJE INTERMEDIO	1
15	CASQUILLO 45X13	1
16	PIÑÓN EJE INTERMEDIO	1
17	ANILLO DSH-45	2
18	ANILLO DSH-70	1
19	RODAMIENTO SKF 32314	1
20	EJE DE SALIDA	1
21	CASQUILLO 75X12,5	2
22	RUEDA EJE SALIDA	1
23	CHAVETA 94X22X14	1
24	RODAMIENTO SKF 32315	1
25	ANILLO DSH-75	1

PROYECTO
DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

ESCUELA
ETSID

PLANO
CONJUNTO 2 - REDUCTOR DE VELOCIDAD EXPLOSIONADO

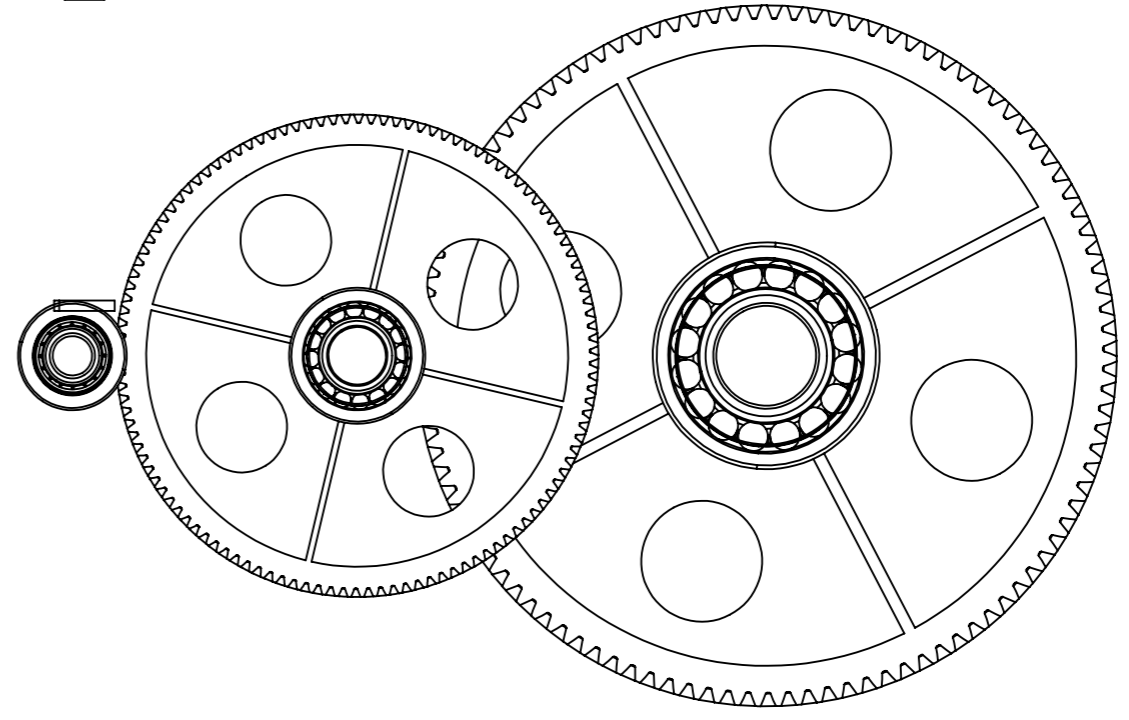
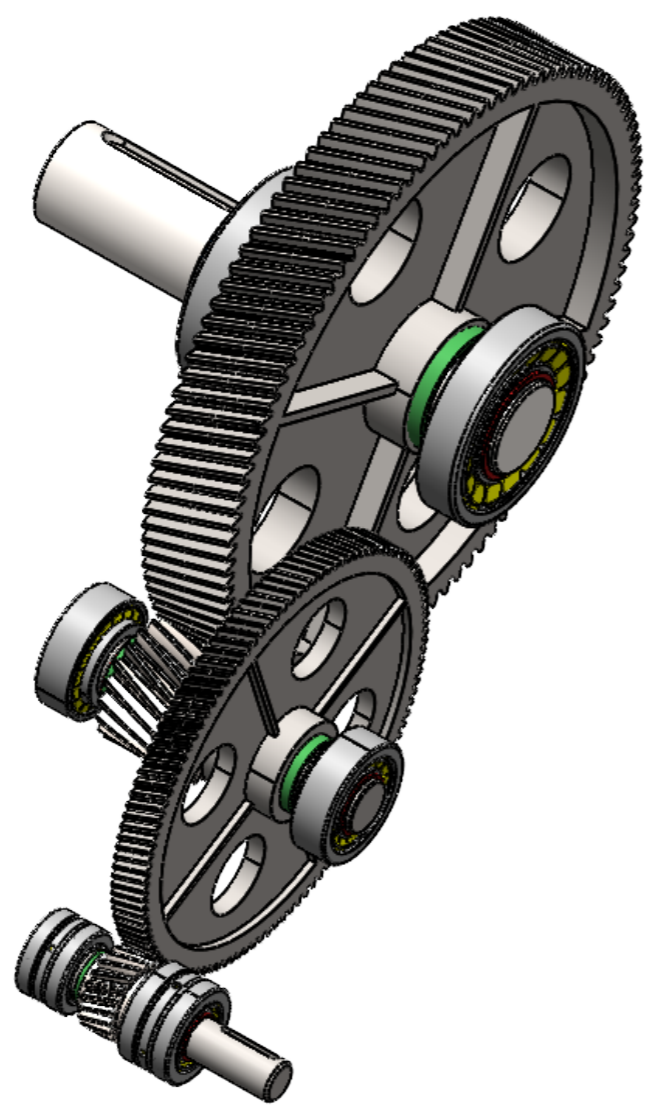
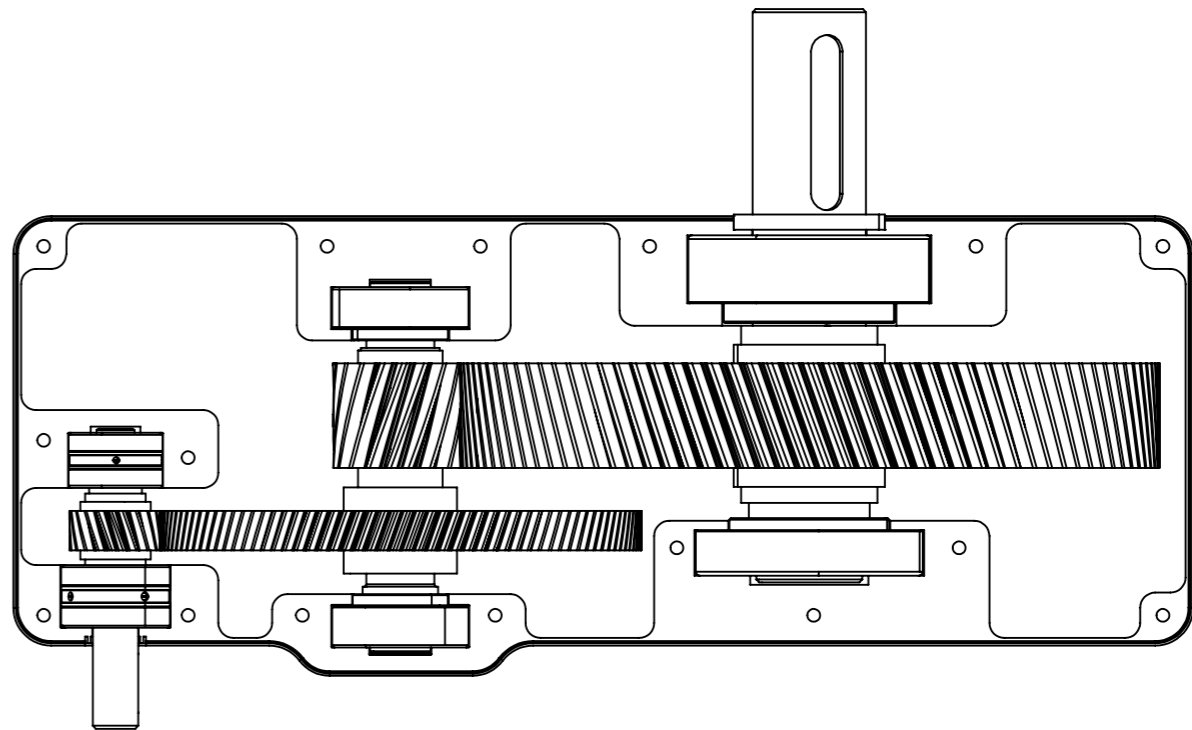
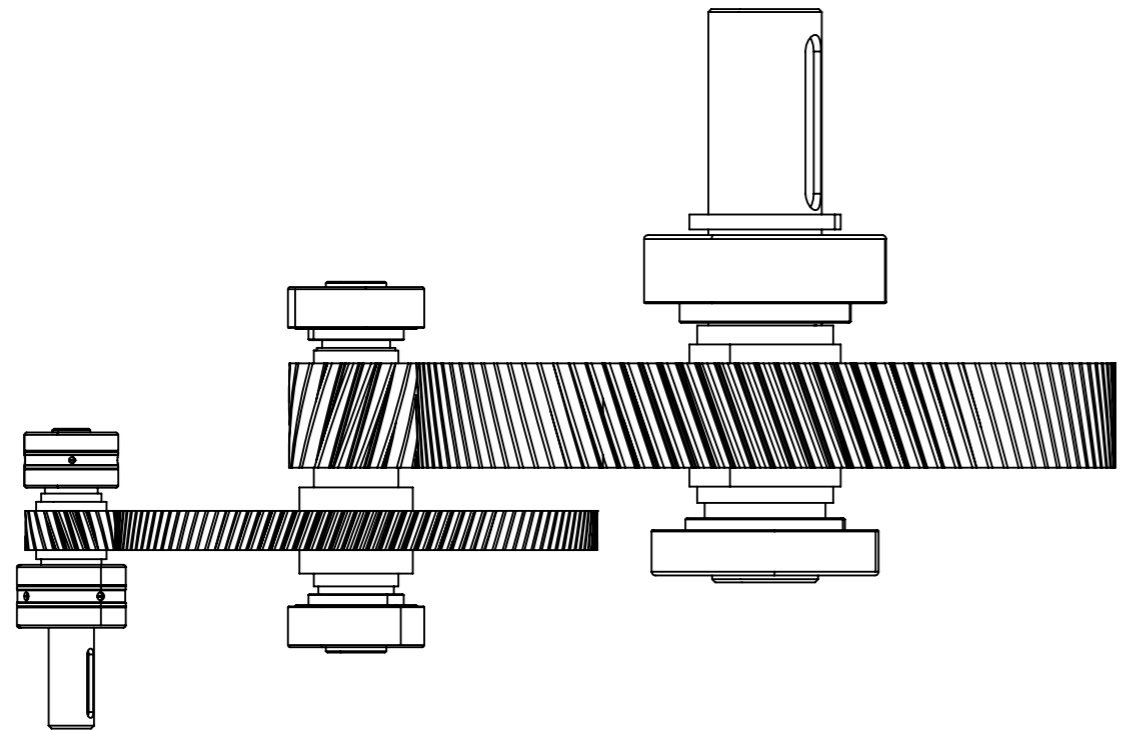
AUTOR
MIRIAM VALERO RODRÍGUEZ

ESCALA
1:5

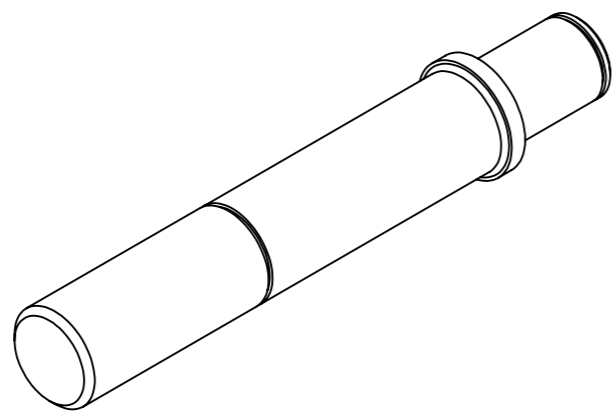
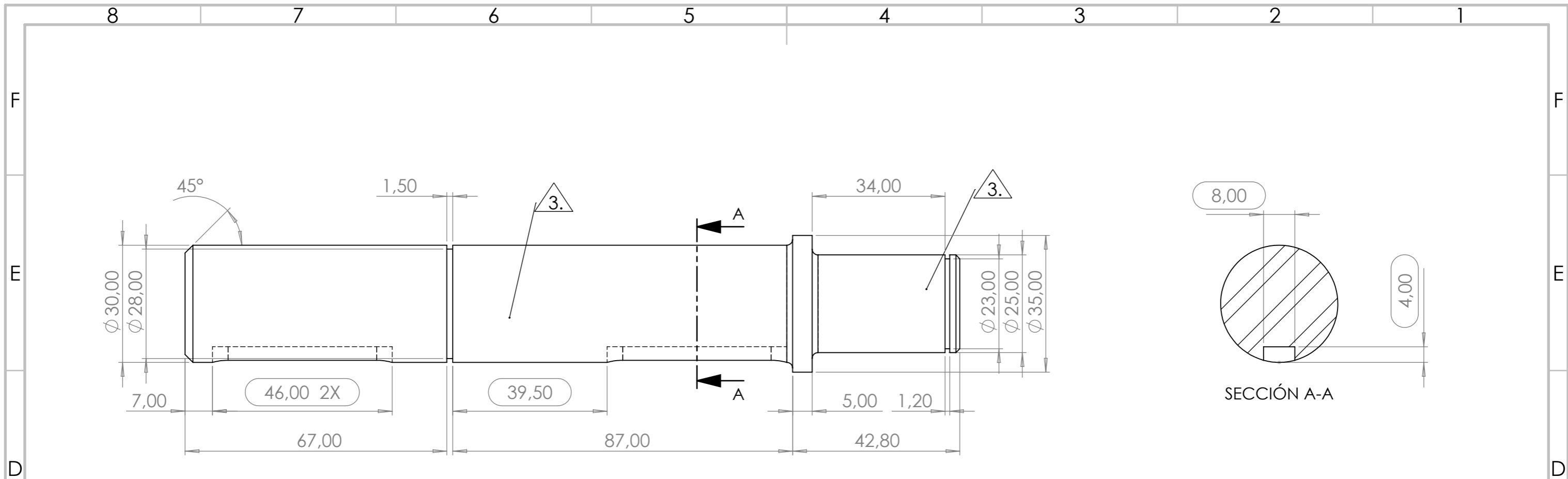
FECHA
08/2021

TUTOR
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO


Nº PLANO
2/12



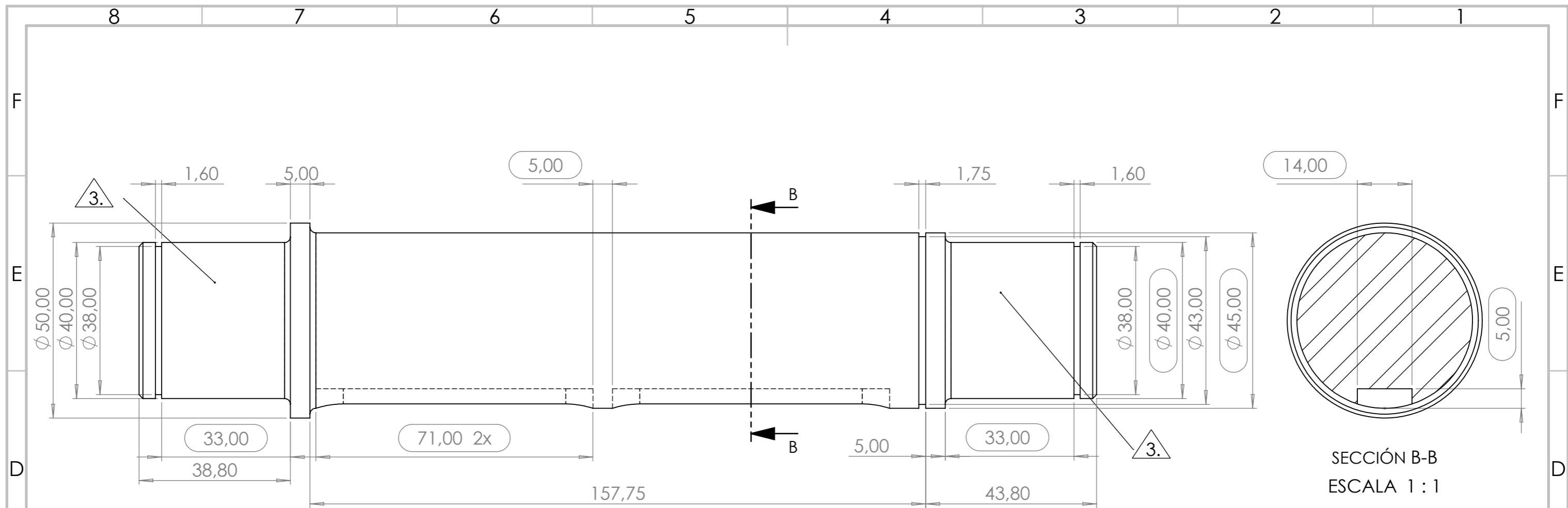
PROYECTO DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		ESCUELA ETSID	
PLANO CONJUNTO 3 - REDUCTOR DE VELOCIDAD			
AUTOR MIRIAM VALERO RODRÍGUEZ		ESCALA 1:5	FECHA 08/2021
TUTOR JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO		N° PLANO 3/12	



NOTAS:

1. Material: 34CrNiMo6
2. Rugosidad superficial Ra0.8
3. Ajuste k3
4. Las piezas deben de entregarse limpias y libres de aceites.
5. No están permitidos arañazos ni cantos vivos.
6. Las dimensiones rodeadas por  son críticas y serán verificadas.

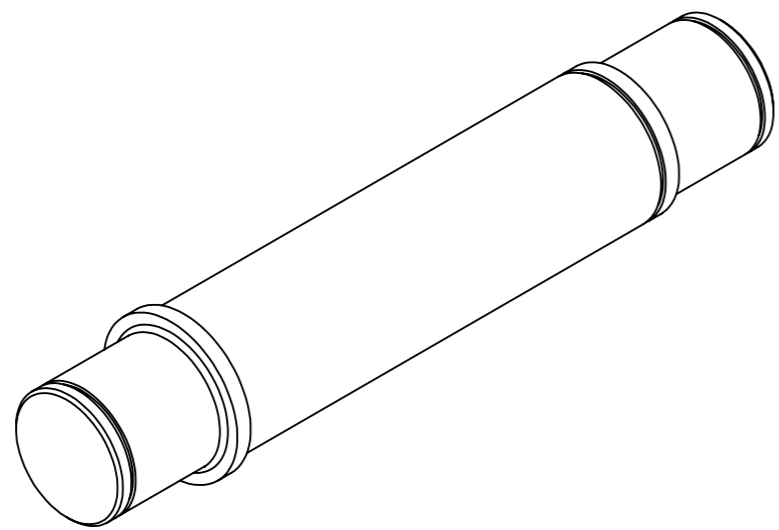
PROYECTO DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD	ESCUELA ETSID	
PLANO EJE DE ENTRADA		
AUTOR MIRIAM VALERO RODRÍGUEZ	ESCALA 1:1	FECHA 08/2021
TUTOR JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO	Nº PLANO 4/12	



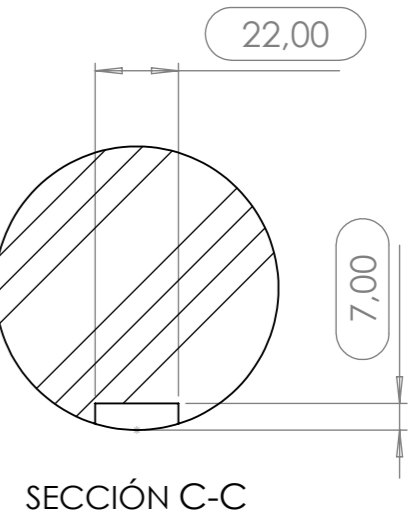
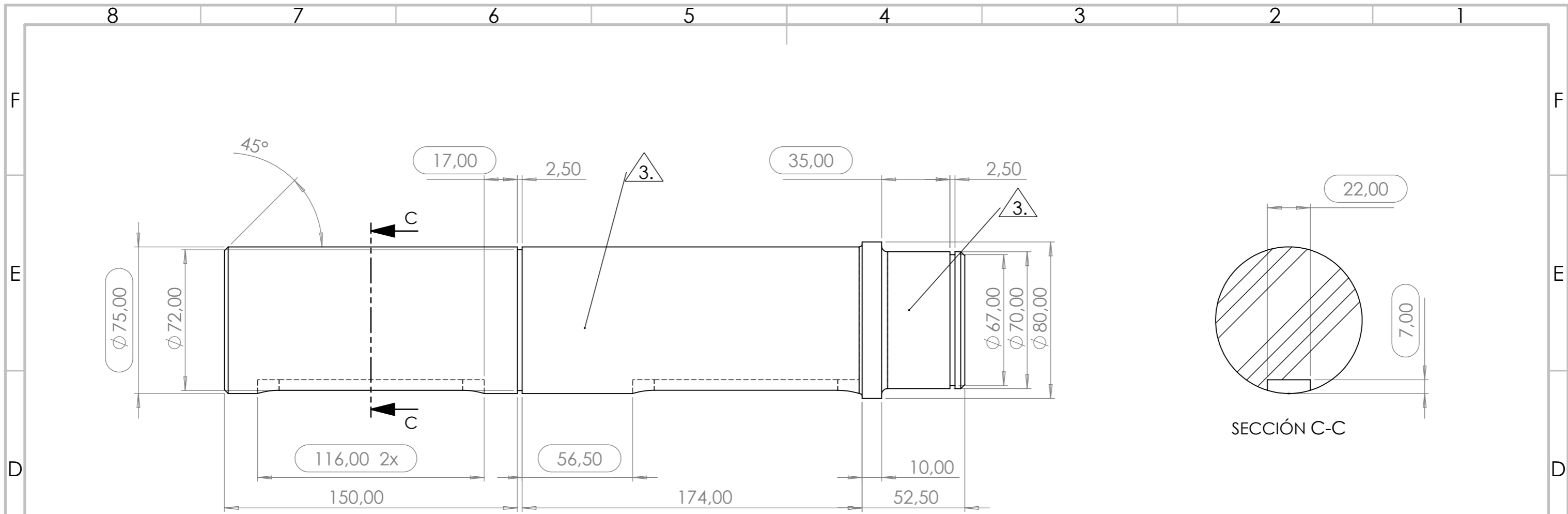
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 1

NOTAS:

1. Material: 34CrNiMo6
2. Rugosidad superficial Ra0.8
3. Ajuste k3
4. Las piezas deben de entregarse limpias y libres de aceites.
5. No están permitidos arañazos ni cantos vivos.
6. Las dimensiones rodeadas por son críticas y serán verificadas.

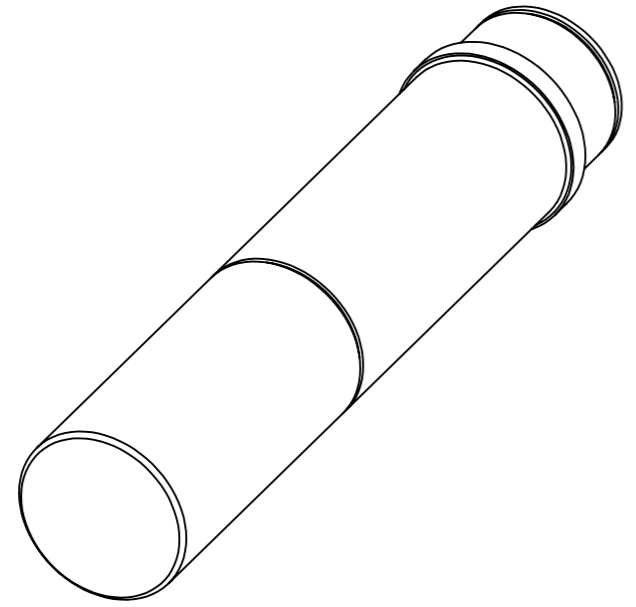


PROYECTO DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		ESCUELA ETSID	
PLANO EJE INTERMEDIO			
AUTOR MIRIAM VALERO RODRÍGUEZ		ESCALA 1:1	FECHA 08/2021
TUTOR JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO		Nº PLANO 5/12	

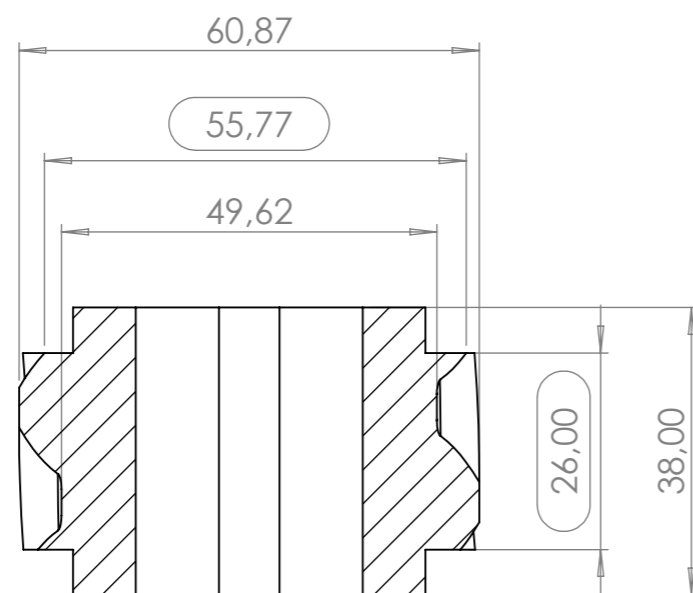
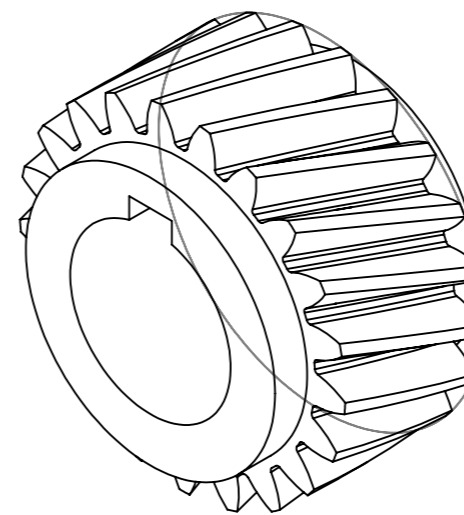
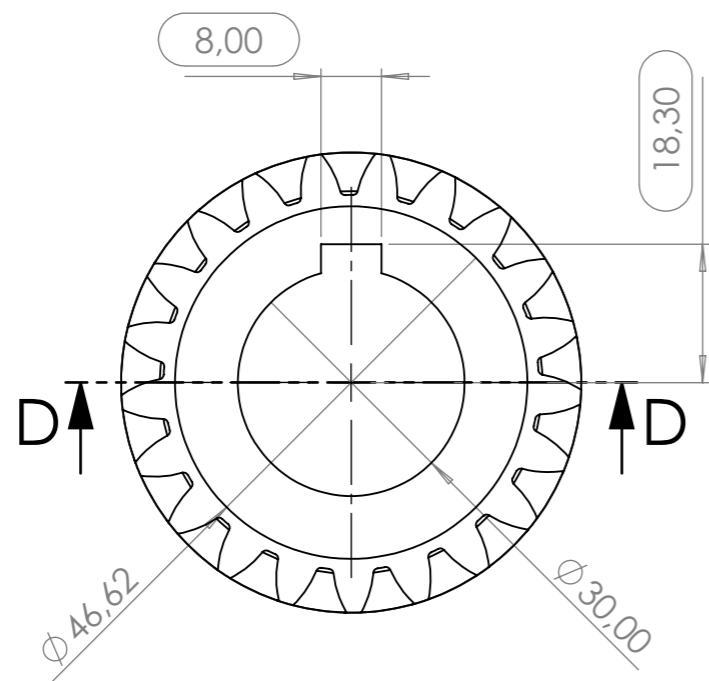


NOTAS:

1. Material: 42CrMo4
2. Rugosidad superficial Ra0.8
3. Ajuste k3
4. Las piezas deben de entregarse limpias y libres de aceites.
5. No están permitidos arañazos ni cantos vivos.
6. Las dimensiones rodeadas por son críticas y serán verificadas.



PROYECTO DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		ESCUELA ETSID	
PLANO EJE SALIDA			
AUTOR MIRIAM VALERO RODRÍGUEZ		ESCALA 1:2	FECHA 08/2021
TUTOR JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO		Nº PLANO 6/12	



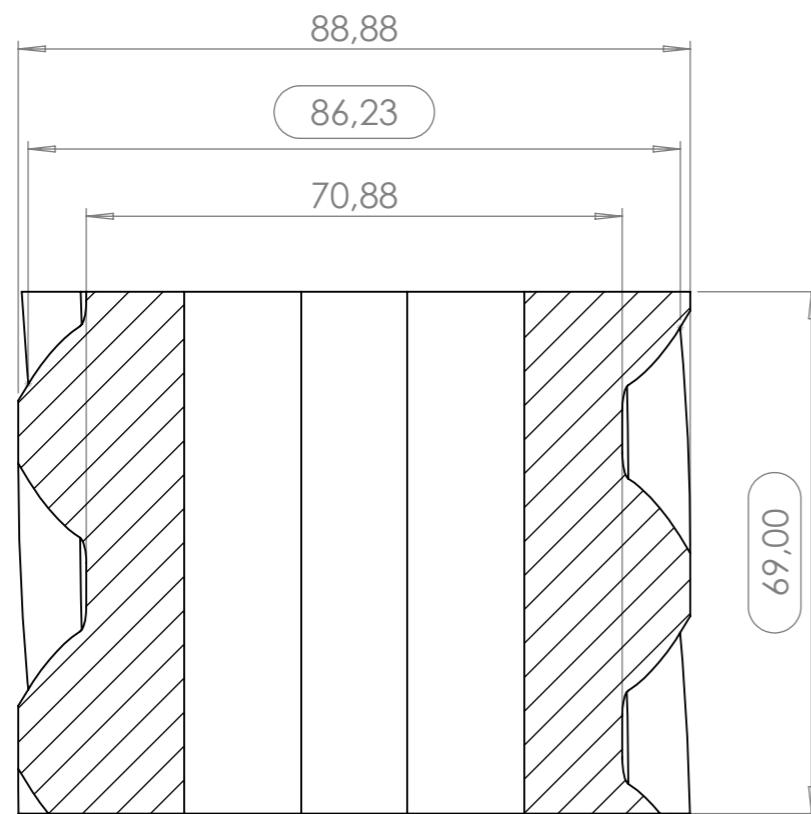
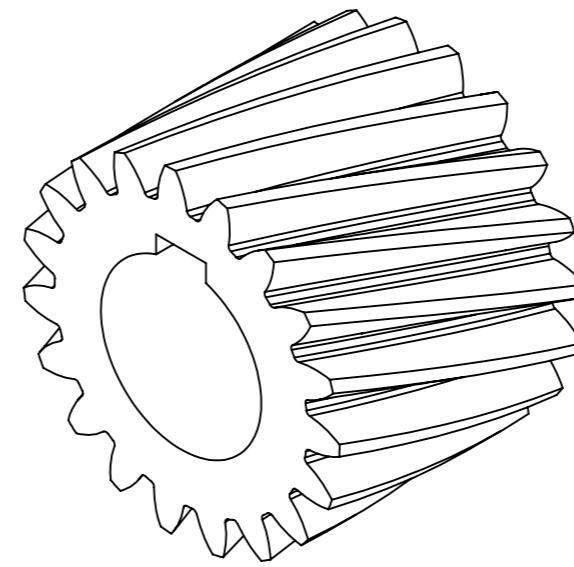
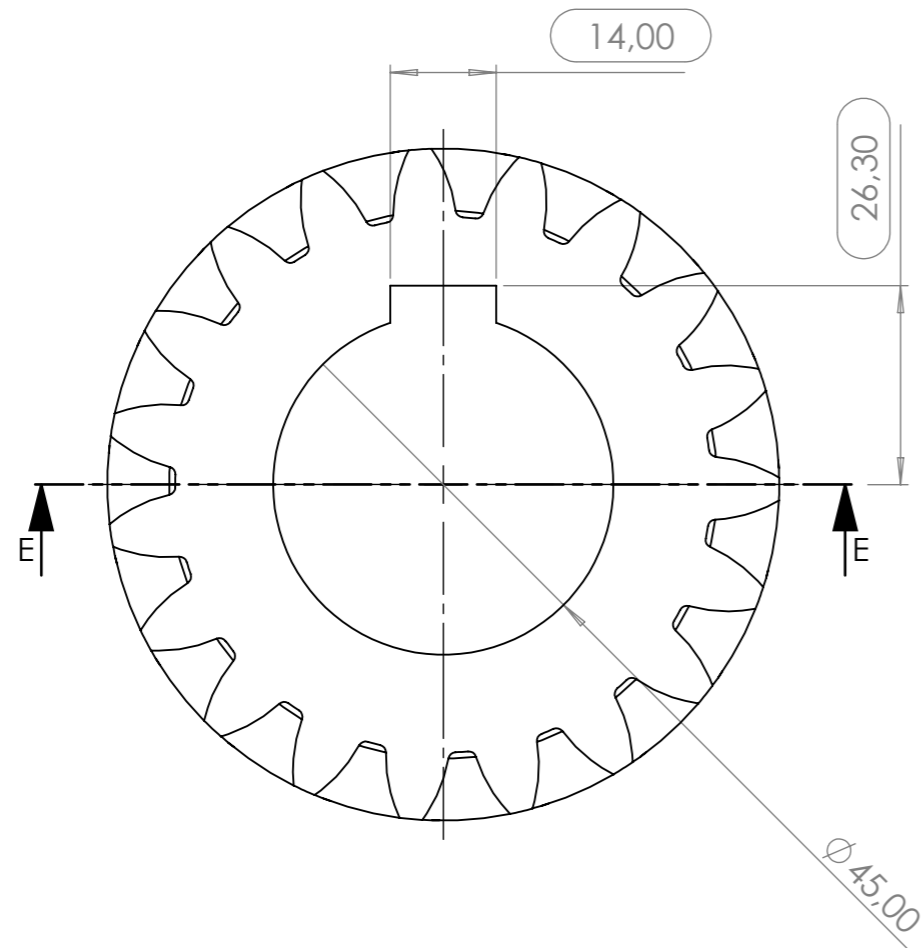
SECCIÓN D-D

MÓDULO	2,5
Nº DIENTES	21
ALFA	20°
BETA	20°

NOTAS:

1. Material: 42CrMo4
2. Rugosidad superficial Ra0.8
3. Las piezas deben de entregarse limpias y libres de aceites.
4. No están permitidos arañazos ni cantos vivos.
5. Las dimensiones rodeadas por son críticas y serán verificadas.

PROYECTO DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD		ESCUELA ETSID	
PLANO PIÑÓN EJE ENTRADA			
AUTOR MIRIAM VALERO RODRÍGUEZ		ESCALA 1:1	FECHA 08/2021
TUTOR JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO		Nº PLANO 7/12	



SECCIÓN E-E

MÓDULO	4
Nº DIENTES	19
ALFA	20°
BETA	20°

NOTAS:

1. Material: 42CrMo4
2. Rugosidad superficial Ra0.8
3. Las piezas deben de entregarse limpias y libres de aceites.
4. No están permitidos arañazos ni cantos vivos.
5. Las dimensiones rodeadas por son críticas y serán verificadas.

PROYECTO
DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

ESCUELA
ETSID

PLANO

PIÑÓN EJE INTERMEDIO

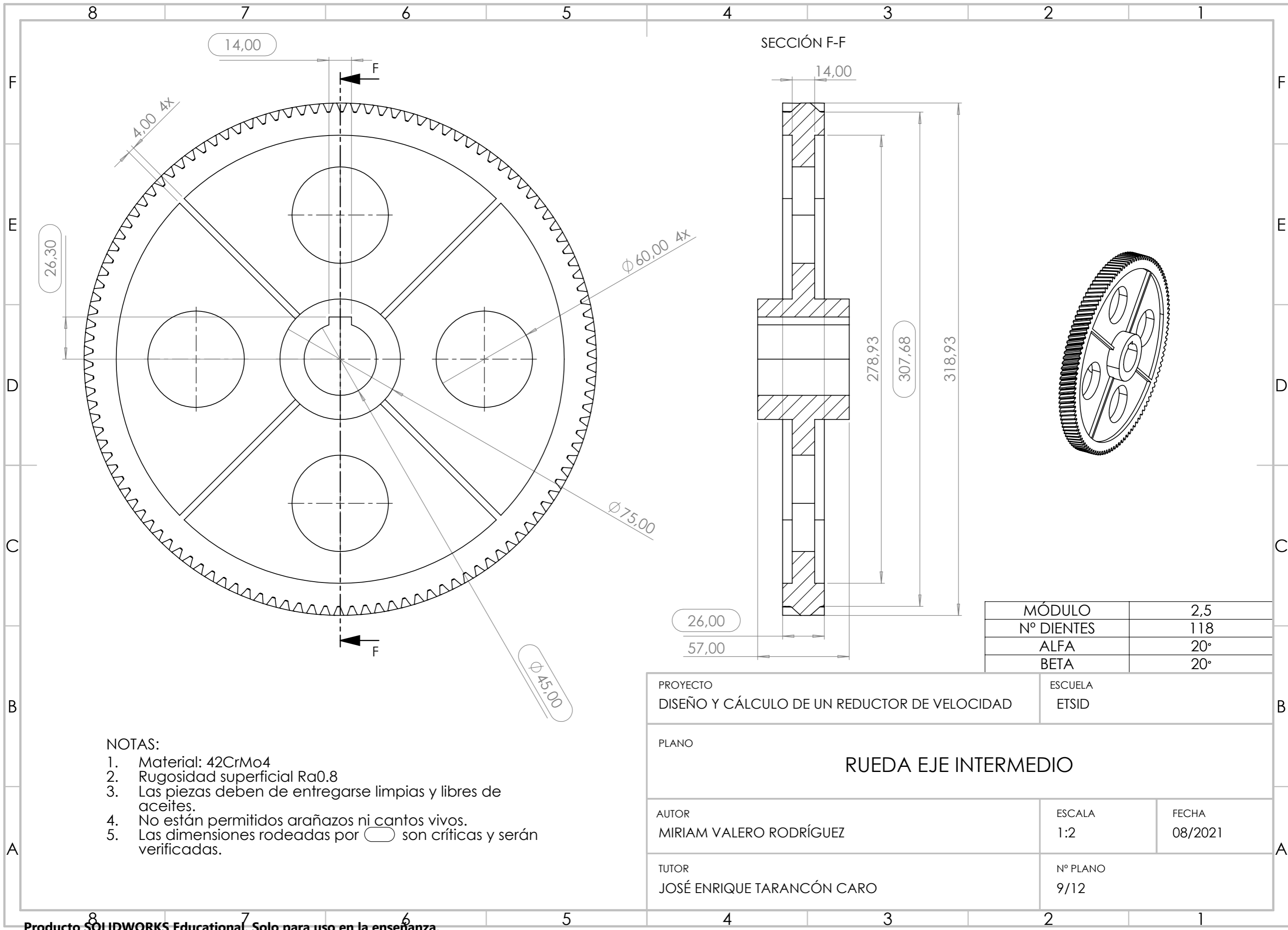
AUTOR
MIRIAM VALERO RODRÍGUEZ

ESCALA
1:1

FECHA
08/2021

TUTOR
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO

Nº PLANO
8/12



14,00

SECCIÓN F-F

14,00

$\phi 60,00$ 4x

$\phi 75,00$

$\phi 45,00$

26,30

278,93

307,68


318,93

26,00

57,00

MÓDULO	2,5
Nº DIENTES	118
ALFA	20°
BETA	20°

NOTAS:

1. Material: 42CrMo4
2. Rugosidad superficial Ra0.8
3. Las piezas deben de entregarse limpias y libres de aceites.
4. No están permitidos arañazos ni cantos vivos.
5. Las dimensiones rodeadas por  son críticas y serán verificadas.

PROYECTO
DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD

ESCUELA
ETSID

PLANO
RUEDA EJE INTERMEDIO

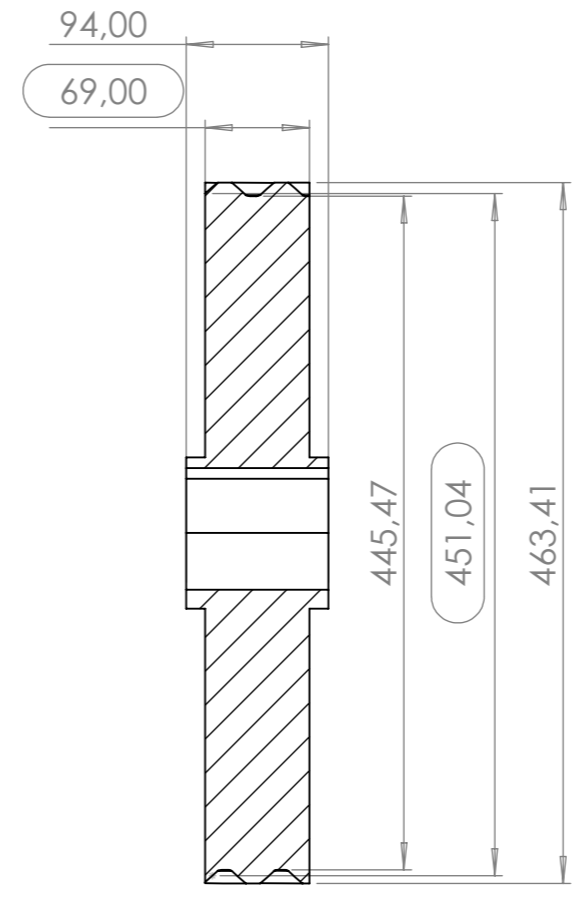
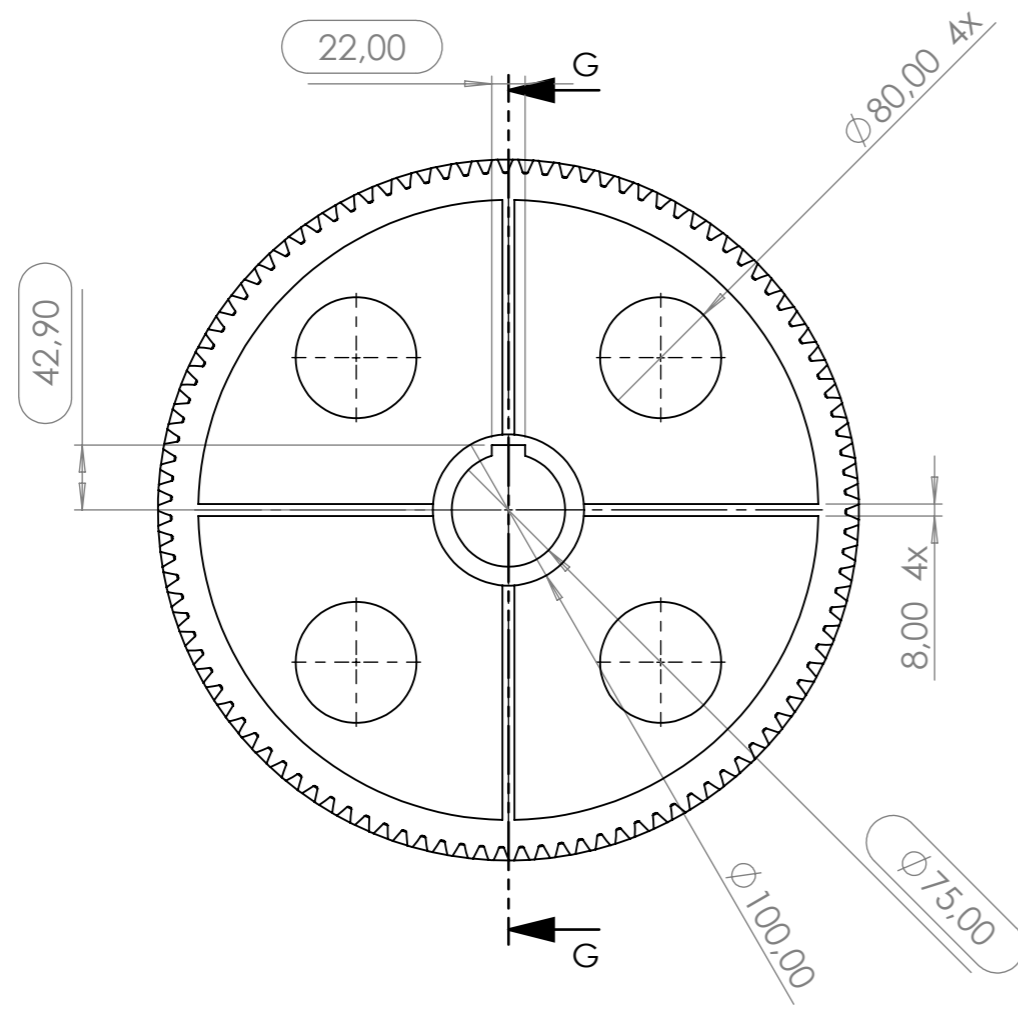
AUTOR
MIRIAM VALERO RODRÍGUEZ

ESCALA
1:2

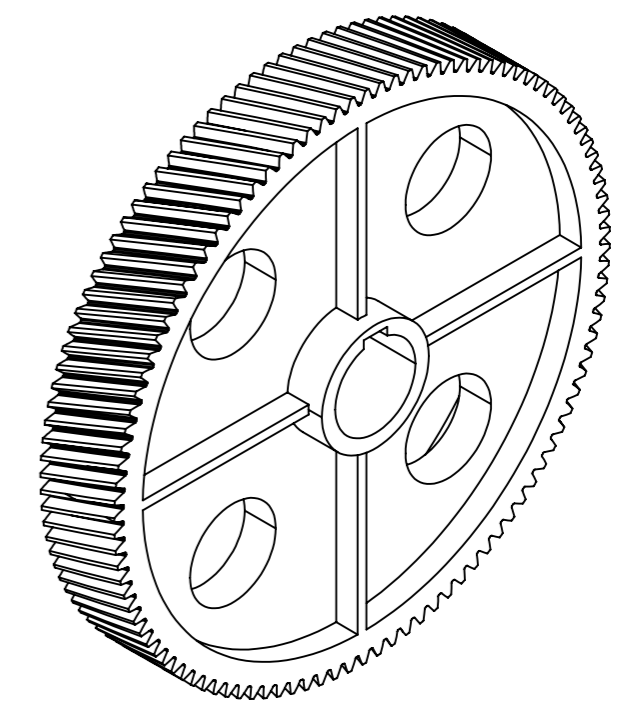
FECHA
08/2021

TUTOR
JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO

Nº PLANO
9/12



SECCIÓN G-G



NOTAS:

1. Material: 42CrMo4
2. Rugosidad superficial Ra0.8
3. Las piezas deben de entregarse limpias y libres de aceites.
4. No están permitidos arañazos ni cantos vivos.
5. Las dimensiones rodeadas por son críticas y serán verificadas.

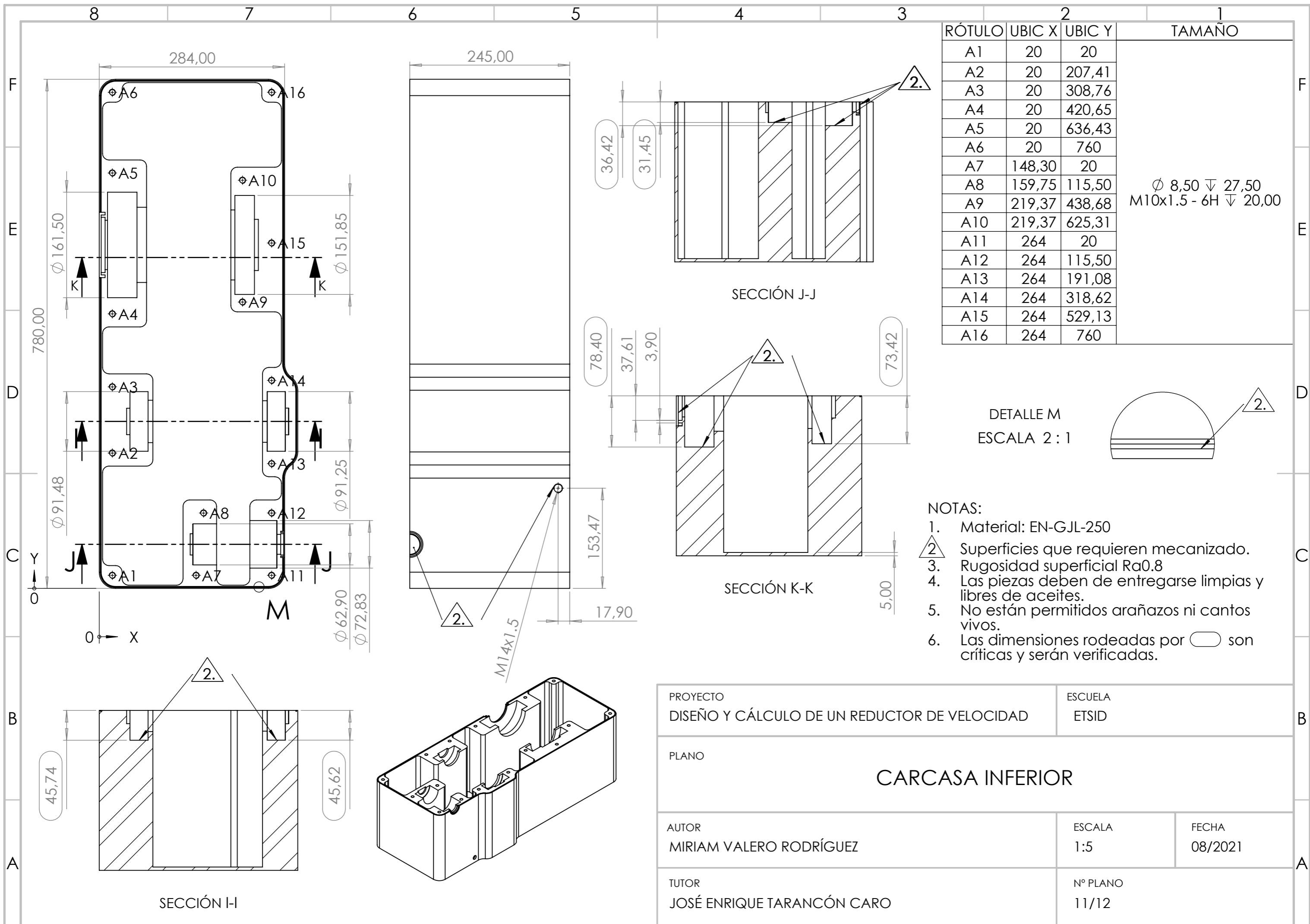
MÓDULO	4
Nº DIENTES	107
ALFA	20°
BETA	20°


PROYECTO DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD	ESCUELA ETSID
--	------------------

PLANO	RUEDA EJE SALIDA	
-------	-------------------------	--

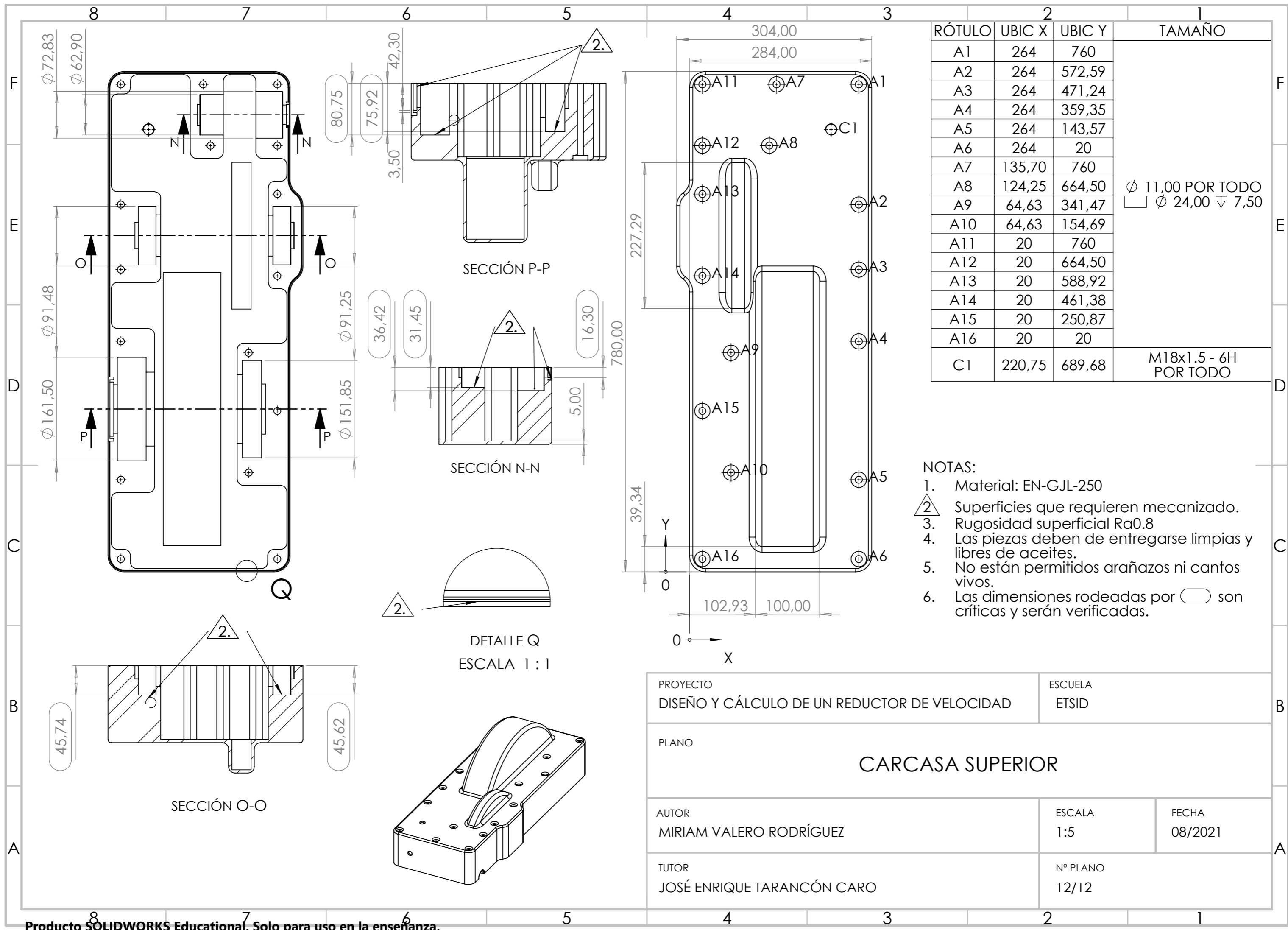
AUTOR MIRIAM VALERO RODRÍGUEZ	ESCALA 1:5	FECHA 08/2021
----------------------------------	---------------	------------------

TUTOR JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO	Nº PLANO 10/12	
-------------------------------------	-------------------	--



- NOTAS:
1. Material: EN-GJL-250
 2. Superficies que requieren mecanizado.
 3. Rugosidad superficial Ra0.8
 4. Las piezas deben de entregarse limpias y libres de aceites.
 5. No están permitidos arañazos ni cantos vivos.
 6. Las dimensiones rodeadas por  son críticas y serán verificadas.

PROYECTO DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD	ESCUELA ETSID	
PLANO CARCASA INFERIOR		
AUTOR MIRIAM VALERO RODRÍGUEZ	ESCALA 1:5	FECHA 08/2021
TUTOR JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO	Nº PLANO 11/12	



RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	264	760	ϕ 11,00 POR TODO \square ϕ 24,00 ∇ 7,50
A2	264	572,59	
A3	264	471,24	
A4	264	359,35	
A5	264	143,57	
A6	264	20	
A7	135,70	760	
A8	124,25	664,50	
A9	64,63	341,47	
A10	64,63	154,69	
A11	20	760	
A12	20	664,50	
A13	20	588,92	
A14	20	461,38	
A15	20	250,87	
A16	20	20	
C1	220,75	689,68	M18x1.5 - 6H POR TODO

- NOTAS:
1. Material: EN-GJL-250
 2. Superficies que requieren mecanizado.
 3. Rugosidad superficial Ra0.8
 4. Las piezas deben de entregarse limpias y libres de aceites.
 5. No están permitidos arañazos ni cantos vivos.
 6. Las dimensiones rodeadas por \bigcirc son críticas y serán verificadas.

PROYECTO DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD	ESCUELA ETSID	
PLANO CARCASA SUPERIOR		
AUTOR MIRIAM VALERO RODRÍGUEZ	ESCALA 1:5	FECHA 08/2021
TUTOR JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO	Nº PLANO 12/12	



Diseño y cálculo de un reductor de
velocidad con relación de transmisión
31,5 y par máximo a la salida de 2730
Nm

ANEXO 1:

CÁLCULOS

INDICE

1.	INTRODUCCIÓN	3
2.	DATOS INICIALES	3
3.	DISEÑO DE LOS ENGRANAJES	3
3.1	RELACIÓN DE TRANSMISIÓN EN CADA ETAPA	3
3.2	CARACTERÍSTICAS DE LOS EJES	3
3.3	CÁLCULO DE DIÁMETROS EJE POR RIGIDEZ TORSIONAL	4
3.4	TAMAÑO DE LOS ENGRANAJES	4
3.5	SELECCIÓN DEL LUBRICANTE	6
3.6	CALCULO DE LA ANCHURA DE LOS ENGRANAJES	6
3.6.1	SELECCIÓN DEL MATERIAL	6
3.6.2	MÉTODO DE DISEÑO GENERAL	6
3.6.3	CÁLCULO A TENSIÓN SUPERFICIAL	7
3.6.4	CÁLCULO A FLEXION	10
3.6.5	RESULTADO SELECCIONADO ANCHO ENGRANAJES – ETAPAS 1 Y 2	12
3.7	COMPRABACIÓN DEL LUBRICANTE	12
4.	CHAVETAS Y CHAVETEROS	15
4.1	CHAVETA EJE ENTRADA	16
4.2	CHAVETA EJE INTERMEDIO	16
4.3	CHAVETA EJE SALIDA	16
5.	EJES	17
5.1	SELECCIÓN DEL MATERIAL	17
5.2	DISEÑO A FATIGA	17
5.3	DISEÑO A DEFLEXIÓN LATERAL	19
5.4	DIMENSIONADO DE LOS EJES	19
5.5	CÁLCULO A DEFLEXIÓN LATERAL	24
5.6	CÁLCULO A FATIGA	33
6.	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	47
6.1	FUERZA EQUIVALENTE EN RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS	47
6.2	CÁLCULO DE LA VIDA A FATIGA DEL RODAMIENTO	48
6.3	RODAMIENTOS EJE ENTRADA	49
6.4	RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO	54
6.5	RODAMIENTOS EJE SALIDA	56

1. INTRODUCCIÓN

En base a las condiciones y requerimientos expuestos en la memoria del proyecto, en esta sección se muestran y detallan todos los cálculos realizados, así como se visibiliza el proceso de diseño que los engloba.

2. DATOS INICIALES

Recuperando los datos de entrada y condiciones de diseño presentados en la memoria:

VELOCIDAD DE ENTRADA: **1400rpm**
 PAR TORSOR A LA SALIDA: **2730 Nm**
 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN TOTAL: **31,5**
 Nº DE ETAPAS: **2**
 El diseño se deberá realizar mediante **engranajes cilíndricos helicoidales**.

3. DISEÑO DE LOS ENGRANAJES

3.1 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN EN CADA ETAPA

El diseño a realizar está formado por dos etapas, por lo que para iniciar el proceso de cálculo de cada uno de los dos engranajes será necesario realizar una estimación de la relación de transmisión en cada una de ellas.

Mediante la raíz cuadrada del valor de transmisión total obtenemos la transmisión equitativa para cada una de las etapas. Para facilitar los posteriores cálculos fijamos en dos valores aproximados a este valor, cuyo producto sea igual a 31,5

$$i_{etapa} \cong \sqrt{31,5} = 5,61249$$

$$i_1 = 5,6$$

$$i_2 = 5,625$$

3.2 CARACTERÍSTICAS DE LOS EJES

A partir de esta primera estimación se obtienen las velocidades y pares torsores para cada eje utilizando las siguientes relaciones:

$$i_{etapa} = \frac{w_{entrada}(rpm)}{w_{salida}(rpm)} \qquad T(Nm) = \frac{P(W)}{w(rad/s)}$$

La potencia del sistema se mantiene desde el eje de entrada hasta el de salida, por lo que podemos obtener su valor de manera sencilla:

$$P = (We/i) * Ts = \mathbf{12,7 kW}$$

EJE	W(rpm)	T(Nm)
Entrada	1400	86,63
Intermedio	250	485,1
Salida	44,44	2728,98

3.3 CÁLCULO DE DIÁMETROS EJE POR RIGIDEZ TORSIONAL

Es necesario partir de un valor inicial para los diámetros de los ejes. Para ello, es una buena estrategia obtenerlos mediante rigidez torsional en aquellas secciones que estén bajo un momento conocido. Posteriormente se deberá comprobar si el dimensionado es válido en el estudio a fatiga y deflexión o si es necesario aumentar la sección de alguno de ellos.

Los ejes deben transmitir la potencia de una manera uniforme, por lo que es necesario limitar la deflexión torsional a un valor adecuado. Esta limitación se realiza siguiendo dos criterios: 1.5°/m y 1° en 20 veces el diámetro del eje.

Las expresiones mediante las cuales obtendremos los valores de diámetro son las siguientes:

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

Siendo G el módulo de rigidez torsional del material. Utilizaremos acero del cual, conociendo el módulo de elasticidad y el coeficiente de Poisson, obtenemos el valor de G.

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} = \frac{2,06 \cdot 10^{11}}{2(1 + 0.3)} = 7.92 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$$

θ es la deformación angular producida por el momento torsor sobre una longitud concreta.

Tras calcular los valores de diámetro mediante los dos criterios explicados anteriormente, se toman los resultados más restrictivos (diámetro mayor) obtenidos por la limitación 1° en 20 veces el diámetro del eje.

EJE	d(m)	d(mm) - redondeo
Entrada	0.02554	30
Intermedio	0.0415	45
Salida	0.0738	75

3.4 TAMAÑO DE LOS ENGRANAJES

Conociendo los valores de los diámetros de los ejes necesarios para soportar los esfuerzos requeridos, estamos en disposición de calcular el tamaño de los engranajes. Para ello se realizará una estimación previa del diámetro primitivo de los piñones. El producto de este valor y la relación de transmisión de cada etapa nos dará el valor de cada uno de los diámetros.

$$d_p = d_{eje} + 2 \cdot h_2 + 7.9 \cdot m_n$$

$$d_p = m_n \cdot z$$

Dónde m_n es el módulo normal del engranaje. Estos valores son estandarizados: 0.5, 0.6, 0.8, 1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20 o 25.

Es necesario determinar la profundidad del chavetero antes de comenzar con los cálculos. Partiendo del diámetro de los ejes y consultando la norma UNE 17102-1:1967 obtenemos los siguientes valores:

$$h_{2 \text{ eje entrada}} = 3.3 \pm 0.2 \text{ mm}$$

$$h_{2 \text{ eje intermedio}} = 3.3 \pm 0.2 \text{ mm}$$

$$h_{2 \text{ eje salida}} = 4.9 \pm 0.2 \text{ mm}$$

Consideraciones para el cálculo:

- El número de dientes para los engranajes en contacto no debe tener divisores comunes.
- El número máximo de dientes es de 150
- Limitar el número de dientes de modo que no se produzca una interferencia entre ellos en el momento de la fabricación del engranaje con una cremallera. Uno de nuestros requisitos es la utilización de dientes cilíndricos helicoidales. Fijamos pues el ángulo de presión normal (α_n) y el ángulo de inclinación (β). Seleccionamos el valor 20° para ambos. Estos ángulos son adecuados para velocidades de transmisión normales. Si requiriéramos una alta velocidad (superior a 25m/s), sería necesario sobrepasar los 30°

$$z_{min} = \frac{2 \cdot \cos(\beta)}{\text{sen}^2(\alpha_t)} = 14.41$$

Siendo α_t el ángulo de presión tangencial:

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

ETAPA 1

m_n	z_1	z_2	i_{real}	d_1	d_2	Válido
1	41	230	5.605	43.63	244.76	$z_2 > 150$
2	24	134	5.583	51.08	285.20	Divisores comunes
2.5	21	118	5.619	55.87	313.93	Si
3	19	106	5.579	60.66	338.41	Si
4	16	90	5.625	68.11	383.10	Divisores comunes
5	14	78	5.5714	74.49	415.03	Interferencia
6	13	73	5.6154	83.01	466.11	Interferencia

ETAPA 2

m_n	z_3	z_4	i_{real}	d_3	d_4	Válido
1	56	315	5.625	59.59	335.22	$z_4 > 150$
2	32	180	5.625	68.11	383.1	$z_4 > 150$
2.5	27	152	5.629	71.83	404.39	$z_4 > 150$
3	24	135	5.625	76.62	430.99	Divisores comunes
4	19	107	5.632	80.88	455.47	Si
5	17	96	5.647	90.46	510.81	Si
6	15	84	5.6	95.78	536.35	Divisores comunes
8	13	73	5.615	110.67	621.48	Interferencia

La siguiente tabla recopila los resultados obtenidos de los engranajes:

Etapa	Módulo	$Z_{piñon}$	Z_{rueda}	$d_{piñon}$ (mm)	d_{rueda} (mm)	i_{real}
1	2.5	21	118	55.87	313.93	5.612
	3	19	106	60.66	338.41	5.57
2	4	19	107	80.88	455.47	5.632
	5	17	96	90.46	510.81	5.647

Por lo que la relación de transmisión real total del sistema será:

$$i_{TOTAL} = \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} = \mathbf{31.644}$$

3.5 SELECCIÓN DEL LUBRICANTE

Para realizar una correcta selección de lubricante es necesario conocer la anchura de los engranajes. Por ello, se debe hacer una preselección estimada de lubricante y finalmente, comprobar que es correcto utilizando el método United. Para esta evaluación se debe conocer la viscosidad cinemática del lubricante a 40°C.

Los diferentes lubricantes industriales y sus propiedades están expuestos en la norma ISO 3448.

En nuestro caso se propone inicialmente ISO VG 320 el cual contempla una temperatura ambiente de entre 10°C y 40°C.

En la sección 2 del anexo tablas encontramos el recurso del cual extraer dicha información.

Según indica la tabla, para el lubricante seleccionado, la viscosidad a 40°C es de 320mm²/s

3.6 CALCULO DE LA ANCHURA DE LOS ENGRANAJES

El cálculo de la anchura del dentado de los engranajes se realiza mediante un cálculo iterativo. Para ello es necesario estimar unos valores iniciales fijando el material de construcción, el lubricante preseleccionado en la sección anterior, así como un valor de módulo inicial.

3.6.1 SELECCIÓN DEL MATERIAL

El material seleccionado es un acero aleado templado y revenido del tipo 42CrMo4 cuya resistencia a tracción es de 1120 MPa, su límite de fluencia 1000 MPa y una dureza 350HB.

3.6.2 MÉTODO DE DISEÑO GENERAL

La anchura del dentado debe satisfacer dos coeficientes de seguridad para asegurar el correcto funcionamiento del sistema y evitar riesgos en el uso. Estos coeficientes sin embargo no son críticos por igual, esto viene marcado por el tipo de fallo que pueden provocar:

- Fallo por flexión: No da señales. El fallo se produce de manera inmediata y es irreversible. Lo denominamos fallo catastrófico.
- Fallo superficial: Se produce de manera progresiva, por lo que es detectable en el sistema a través de ruidos y vibraciones que van in crescendo.

Los coeficientes de seguridad deben cumplir la siguiente expresión:

$$X_F \geq X_H \geq X$$

Siendo X el coeficiente de seguridad del sistema que establecemos inicialmente para realizar los cálculos.

Se calcularán entonces el ancho por fallo superficial para así obtener el coeficiente de seguridad a flexión. Si la relación de coeficientes descrita con anterioridad se cumple, se dará por válido el diseño. En caso contrario se deberá cambiar el tipo de material o modificar el módulo o tamaño.

Es necesario realizar una comprobación dimensional constructiva para ver que los resultados obtenidos son realizables. Para ello obtenemos los valores de ancho de diente máximo y mínimo mediante las siguientes expresiones:

$$b \leq 2 \cdot d_1$$

$$b > 0,25 \cdot d_1$$

3.6.3 CÁLCULO A TENSIÓN SUPERFICIAL

El factor de seguridad para tensión superficial se define mediante la siguiente expresión:

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

Siendo S_{HP} la tensión de contacto máxima admisible y se obtiene de:

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

- S_{HL} es la tensión de contacto límite del material en $5 \cdot 10^7$ ciclos de carga. Este valor es función de la dureza del material escogido.

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

- Z_N es el coeficiente de duración. Depende del material y la duración del sistema deseada. Si consideramos vida infinita se fija en la unidad.
- Z_L es el coeficiente de viscosidad del lubricante. Esta viscosidad se contempla en la película del aceite y se rige por la siguiente expresión:

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

Según el lubricante seleccionado previamente $v_{40} = 320 \text{ mm}^2/\text{s}$

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

- Z_R es el coeficiente de rugosidad superficial. Depende de la media entre las rugosidades medias del piñón y la rueda. Estos valores son obtenidos de la sección 5 del anexo de tablas.

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

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

$R_{Z10} = 1.147$, valor obtenido mediante las siguientes expresiones:

$$R_{Z10} = R_z \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_r}}$$

$$\rho_r = \frac{r_1 \cdot r_2 \cdot \text{sen} \alpha_t}{r_1 + r_2}$$

- Z_V es el coeficiente de velocidad con el cual se incluye la influencia de la velocidad tangencial en la película de lubricante.

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

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

- Z_x es el coeficiente de tamaño, representa el efecto del mismo en el fallo a fatiga del material. La norma ISO 6336 por la que nos guiamos en el diseño fija su valor en la unidad.

El valor de la tensión máxima por presión superficial (σ_H) se obtiene siguiendo la expresión:

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

- F_T es la fuerza tangencial en el punto de contacto entre la rueda y el piñón.
- K_A es el coeficiente de aplicación. Relación entre las sobrecargas dinámicas externas al engranaje. Su valor depende del tipo de máquina.

La máquina motriz y la arrastrada es de choques ligeros. Consultando la tabla 6 en el anexo de tablas obtenemos que su valor es de 1.35

- K_V es el coeficiente dinámico, considera las cargas ocasionadas por la vibración del piñón o rueda en el árbol.

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

- K_1 y K_2 se obtienen de la tabla 7 en el anexo de tablas sabiendo que estamos diseñando dientes helicoidales y el valor de Q_{iso} es de 5. $K_1 = 6.7$ y $K_2 = 0.0087$
- K_3 se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$K_3 = -0,357 \cdot \frac{V \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}} + 2.071$$

- $K_{H\beta}$ es el coeficiente de distribución de carga longitudinal. Se obtiene mediante la siguiente expresión.

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

Los valores de las constantes H se extraen de la tabla 8 en el anexo de tablas fijando la calidad ISO en 5 y un ajuste b,c.

- $K_{H\alpha}$ es el coeficiente de distribución de carga transversal. Según normativa para una calidad ISO 6 o superior debe tomar el valor de la unidad.

- Z_H es el coeficiente geométrico que considera la influencia de los ángulos del dentado y se rige por la siguiente expresión:

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

- Z_E es el coeficiente elástico que depende únicamente del comportamiento del material y depende de los valores específicos del mismo según la siguiente fórmula:

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

- Z_ϵ es el coeficiente de conducción que incluye la influencia de la distribución de la carga en los dientes del engranaje. Dependiendo del tipo de dentado se deberá utilizar una expresión u otra. Para dientes helicoidales:

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

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} \quad \text{para } \epsilon_\beta \geq 1$$

- Z_β es el coeficiente de ángulo de hélice y depende de la inclinación del diente según la siguiente relación:

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

Despejando de todas estas ecuaciones b , obtenemos el ancho requerido por este criterio:

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

Etapas 1

Módulo	b_H (mm)	X_H
2,5	25,13	1,5
3	22,18	1,5

Etapas 2

Módulo	b_H (mm)	X_H
4	76,94	1,5
5	56,38	1,5

3.6.4 CÁLCULO A FLEXION

Como inicialmente se ha explicado, el fallo a flexión es total e irreversible por lo que es imprescindible comprobar que los resultados inicialmente obtenidos son válidos a flexión. Para ello calcularemos el coeficiente de seguridad a flexión para los anchos (b) obtenidos:

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

Siendo S_{FP} la tensión normal máxima admisible y calculada del siguiente modo:

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

Si analizamos término a término esta fórmula:

- S_{FL} es la tensión a flexión límite del engranaje para una duración de $3 \cdot 10^6$ ciclos de carga:

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

Siendo x la dureza del material Brinell HB, y A, B constantes obtenidas de la tabla 10 del anexo de tablas en función del material de diseño.

- Y_{ST} es el coeficiente de concentración de tensiones y tiene el valor de 2,1
- Y_{NT} es el coeficiente de duración y viene dado por el material y la duración de diseño, toma el valor de la unidad en este proyecto.
- $Y_{\delta rT}$ es el coeficiente de sensibilidad relativa a la entalla. En él se contemplan las posibles discrepancias entre el concentrador de tensiones de referencia y el real. En aceros normalizados y templados se calcula:

$$Y_{\delta rT} = \frac{1 + 0,82 \cdot (Y_{sa} - 1) \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_Y}}}{1 + 0,82 \cdot \sqrt[4]{\frac{300}{S_y}}}$$

- Y_{RtT} es el coeficiente de rugosidad relativa del material de los engranajes. Los aceros templados y revenidos utilizan la siguiente expresión:

$$Y_{RtT} = 1,674 - 0,529 \cdot (R_z + 1)^{0,1}$$

- Y_x es el coeficiente de tamaño y considera la disminución de resistencia al fallo a fatiga en módulos grandes. En nuestros posibles casos al ser inferiores a 5, tomará siempre el valor de la unidad.

El valor del esfuerzo a flexión en la base del diente se calcula según el modelo de Lewis corregido:

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

- Y_{Fa} es el coeficiente de forma y depende de la geometría del diente. La expresión que aplicar viene definida por la cantidad de dientes. En nuestro caso:

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

- Y_ε es el coeficiente de conducción y introduce la influencia del contacto en el trabajo de flexión del diente:

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

- Y_{sa} es el coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente y depende directamente de su geometría, en el caso de dientes helicoidales:

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

- Y_β es el factor de inclinación y depende del índice de recubrimiento. En nuestro caso, siendo el ángulo de inclinación inferior a 30° se calcula:

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

- Y_B es el factor de espesor del aro el cual considera la posible rotura debido a un diámetro en el punto más bajo del diente demasiado próximo al eje. En nuestro caso la fórmula a aplicar es la siguiente ya que el valor de SR/ht se encuentra entre 0,5 y 1.2:

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

- $K_{F\beta}$ es el coeficiente de distribución de carga longitudinal. Depende del fallo superficial y la geometría del diente:

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F}$$

$$N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b} \right)^2}$$

Realizando estos cálculos para los módulos válidos a tensión superficial obtenemos los siguientes resultados:

Etapa 1

Módulo	b_H (mm)	X_H	X_F	¿Válido?
2,5	25,13	1,5	2,75	Sí
3	22,18	1,5	3,17	Sí

Etapa 2

Módulo	b_H (mm)	X_H	X_F	¿Válido?
4	76,94	1,5	2,65	Sí
5	56,38	1,5	3,27	Sí

3.6.5 RESULTADO SELECCIONADO ANCHO ENGRANAJES – ETAPAS 1 Y 2

Con los resultados válidos obtenidos se procede a realizar la comprobación geométrica respecto el diámetro del eje tal y como se describe en el resumen de método con anterioridad:

Etapa 1

Módulo	b _H (mm)	d1 (mm)	¿Válido?
2,5	25,13	55,87	Sí
3	22,18	60,66	Sí

Etapa 2

Módulo	b _H (mm)	d1 (mm)	¿Válido?
4	76,94	80,88	Sí
5	56,38	90,46	Si

Obtenemos por lo tanto dos opciones de diseño válidas para cada una de las etapas. La selección de la opción más óptima se realizará en base a la búsqueda de un equilibrio entre los siguientes parámetros:

- Coste: Un módulo menor implica un diámetro primitivo inferior y un menor espacio dentro del sistema completo, lo que implica una reducción de precios:
- Ancho y número de dientes: a menor módulo, aumentamos el número de dientes y su ancho.

En nuestro caso de diseño, todas las opciones son bastante equilibradas por lo que se seleccionan los módulos menores a fin de reducir costes.

Etapa	Módulo	b _H (mm)	d1 (mm)
1	2,5	25,13	55,87
2	4	76,94	80,88

3.7 COMPRABACIÓN DEL LUBRICANTE

Con los anchos de diente calculados en base a la estimación inicial de lubricante ISO VG 320 es necesario realizar la comprobación de que el mismo es adecuado para nuestro diseño final. Esto se realiza mediante el método UNITED, utilizado en engranajes con velocidades y cargas medias.

El lubricante es adecuado si la viscosidad calculada es menor o igual a la viscosidad del lubricante a 38°C. Siendo a 40°C su viscosidad 320 mm²/s e interpolando en la tabla, obtenemos que a 38°C su viscosidad es alrededor de 380 mm²/s.

Para obtener la viscosidad calculada seguimos la siguiente expresión basada en la variable K, calculada en base a las cargas medias y velocidades del engranaje:

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

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

Siendo F_t la fuerza tangencial que se produce en el engranaje rueda y piñón en ambas etapas y calculada como:

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

Y v_t la velocidad tangencial obtenida con la siguiente expresión:

$$v_t = \omega_{\text{piñón}} \cdot \frac{d_1}{2}$$

Primera etapa:

F_t (N)	b (mm)	d_1 (mm)	i	K	v_t (m/s)	u38 (mm ² /s)
3101,01	26	55,9	5,612	2,5147	4,10	391,55

Segunda etapa:

F_t (N)	b (mm)	d_1 (mm)	i	K	v_t (m/s)	u38 (mm ² /s)
11996,02	77	80,9	5,632	2,2683	1,06	389,8

Comprobamos que el lubricante seleccionado no es adecuado, por lo que debemos recalculamos los valores de ancho de engranaje con un lubricante de viscosidad mayor. Seleccionamos pues el ISO VG 460, cuya viscosidad a 38°C es de 500 mm²/s

El resumen de resultados de los nuevos cálculos es el siguiente:

Etapa 1

Módulo	b_H (mm)	X_H	X_F	¿Válido?
2,5	22,91	1,5	2,53	Sí
3	20,62	1,5	2,93	Sí

Etapa 2

Módulo	b_H (mm)	X_H	X_F	¿Válido?
4	25,13	1,5	2,75	Sí
5	22,18	1,5	3,17	Sí

Volviendo a comprobar el nuevo lubricante:

Primera etapa:

F_t (N)	b (mm)	d_1 (mm)	i	K	v_t (m/s)	u38 (mm ² /s)
3101,01	23	55,9	5,612	2,8427	4,10	391,68

Segunda etapa:

F_t (N)	b (mm)	d_1 (mm)	i	K	v_t (m/s)	u38 (mm ² /s)
11996,02	69	80,9	5,632	2,5899	1,06	388,99

Para determinar las dos dimensiones restantes (ancho y alto) es necesario consultar la tabla 1 del anexo de tablas en base al diámetro del eje. El ancho será común para eje y engranaje, sin embargo, la altura será variable, esto se denomina profundidad en el cubo.

Todos los chaveteros en un mismo eje han de tener la misma longitud al transmitir el mismo par torsor. La longitud será superior a la de la chaveta debido al proceso de fresado y se regirá por la siguiente relación:

$$L_{chavetero} \cong L_{chaveta} + ancho_{chaveta}$$

4.1 CHAVETA EJE ENTRADA

En el primer eje encontramos:

- Una chaveta en el piñón de la primera etapa con su correspondiente chavetero.
- Un chavetero tallado para la máquina exterior que irá acoplada al eje de entrada del reductor de velocidad. Esta tendrá las mismas dimensiones.

$$L_{chaveta} \geq 1,25 \cdot 30 = 37,5 \approx 38 \text{ mm}$$

8 x 7 mm (ancho x alto)

$$L_{chavetero} \cong 38 + 8 = 46 \text{ mm}$$

h1= 4 mm (profundidad en el eje)

h2= 3,3 mm (profundidad en el cubo)

4.2 CHAVETA EJE INTERMEDIO

En el eje intermedio encontramos:

- La chaveta de la rueda de la etapa anterior.
- Chaveta del piñón de la segunda etapa.

$$L_{chaveta} \geq 1,25 \cdot 45 = 56,25 \approx 57 \text{ mm}$$

14 x 9 mm (ancho x alto)

$$L_{chavetero} \cong 57 + 14 = 71 \text{ mm}$$

h1= 5,5 mm (profundidad en el eje)

h2= 3,8 mm (profundidad en el cubo)

4.3 CHAVETA EJE SALIDA

En el eje de salida encontramos:

- La chaveta de la rueda de la etapa anterior.
- Un chavetero de acople con la máquina de salida.

$$L_{chaveta} \geq 1,25 \cdot 75 = 93,75 \approx 94 \text{ mm}$$

22 x 14 mm (ancho x alto)

$$L_{chavetero} \cong 84 + 22 = 106 \text{ mm}$$

h1= 9 mm (profundidad en el eje)

h2= 5,4 mm (profundidad en el cubo)

5. EJES

El dimensionado de los ejes se debe realizar para evitar tres tipos de fallo: rigidez torsional, fatiga y deflexión lateral.

Previo al cálculo de los engranajes y para obtener el diámetro de eje estimado necesario para su cálculo se ha obtenido el diámetro por rigidez torsional. Por lo que debemos comprobar que este es válido para los dos otros casos.

5.1 SELECCIÓN DEL MATERIAL

Los ejes son los elementos con mayores solicitaciones del sistema por lo que se deben construir de un material muy resistente.

Dentro de los ejes podemos considerar utilizar un material más exigente para los dos primeros ejes mientras que para el eje de salida, de mayor diámetro, un material más económico.

EJE ENTRADA E INTERMEDIO

Material	Tipo	Resistencia a tracción (MPa)	Límite fluencia (MPa)	Dureza (HB)
Acero laminado forjado	34CrNiMo6	1300	860	401

EJE SALIDA

Material	Tipo	Resistencia a tracción (MPa)	Límite fluencia (MPa)	Dureza (HB)
Acero normalizado	42CrMo4	950	560	277

5.2 DISEÑO A FATIGA

El cálculo a fatiga se realizará en las secciones críticas indicadas en cada uno de los ejes. Se estudiara el caso de carga más crítico. Esto se determinará durante la deflexión lateral.

Para calcular el diámetro mínimo de los ejes para que soporten 10^6 de ciclos se utiliza la siguiente expresión (criterio de Soderberg):

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

Siendo:

- **X** el coeficiente de seguridad frente al fallo de fatiga. Lo fijamos en 2,5.
- **M_m** es el momento flector medio
- **T_m** es el torsor medio
- **M_a** es el momento flector alternante
- **T_a** es el torsor alterante
- **S_e** es el límite a fatiga y se calcula:

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

Siendo:

- K_a el factor de superficie para aceros. Depende del acabado superficial. Su valor se calcula en base al valor de las constantes a, b cuyos valores se obtienen en la tabla 11 del anexo de tablas.

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

- K_b es el factor de tamaño

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

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

- K_c es el factor tipo de carga. En el caso de flexión toma el valor de la unidad.
- K_d es el factor de temperatura. En los aceros depende de la temperatura de funcionamiento del sistema. Consultando la tabla 13 obtenemos su valor: 1,01
- K_e es el factor de confiabilidad. Es recomendable que este valor no sea inferior a 0,95.
- S'_e es el limite a fatiga del material medida en una probeta y se estima:

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

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

- K_f es el factor de concentrador de tensiones y considera el efecto de las chavetas y los cambios de sección:

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

Siendo q el factor de sensibilidad a la entalla y definido por la siguiente expresión:

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

Dónde:

- ρ es el radio de la entalla
- α es un parámetro dependiente del material, en el caso de los aceros de nuestro S_u :

$$\alpha = \frac{75000}{(S_u + 210)^{1,92}}$$

En el caso de los chaveteros toma el valor dado por la tabla 14. Nuestro chavetero es de tipo perfilado, por lo que $K_f = 2$

En las entallas del eje: $K_f = 2,2$

Para los cambios de sección en el eje, si no hay torsor ni axil de tracción, tomamos el valor dado en la tabla 15.

Con todos estos valores se procede al cálculo a fatiga. Se trata de un proceso iterativo, comenzando con el valor del diámetro estimado por rigidez torsional. Para agilizar el proceso se utiliza una hoja Excel.

5.3 DISEÑO A DEFLEXIÓN LATERAL

Una rigidez lateral suficiente en los ejes evitará posibles deformaciones causadas por esfuerzos de flexión y que provocarían un mal funcionamiento del reductor, así como una reducción en la vida útil de los elementos del sistema. Las comprobaciones que realizar son en base a la deformación y la pendiente máxima admitida.

Para su valoración se deben considerar los siguientes puntos

- En engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, es recomendable mantener la deformación por debajo de: $0,005 \cdot m_n$
- En ejes de transmisión la deformación debe ser inferior a 1mm/m de longitud.
- En rodamientos de rodillos cónicos la pendiente máxima debe ser 0,0008 rad
- En rodamientos de rodillos cilíndricos la pendiente máxima es de 0,001 rad.
- En rodamientos rígidos de bolas la pendiente debe mantenerse por debajo de 0,002 rad.

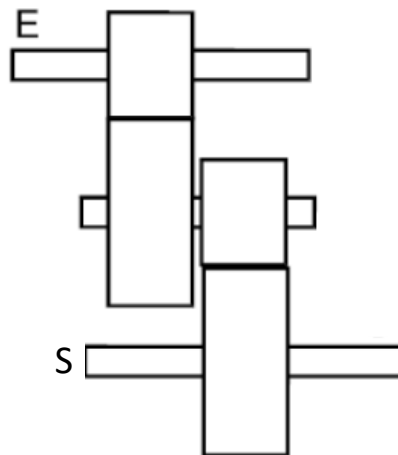
Para evaluar la deflexión lateral de los ejes se utilizará una hoja de cálculo de Excel, con el fin de agilizar el proceso.

Además, se debe tener en cuenta que en los ejes de entrada y salida la dirección de la fuerza radial exterior será aquella que resulte más desfavorable.

5.4 DIMENSIONADO DE LOS EJES

5.4.1 DISPOSICIÓN DE LOS EJES

La disposición de los ejes se hará siguiendo el esquema mostrado a continuación:



Todos los ejes se encuentran en el mismo plano.

5.4.2 MÉTODO DE CÁLCULO PARA FUERZAS ACTUANTES EN EJE

Para realizar los cálculos de deflexión lateral y fatiga es necesario conocer las dimensiones de los ejes. Estas han de ser propuestas inicialmente. En caso de no ser adecuadas para alguno de los dos cálculos, será necesario modificarlas hasta que cumplan.

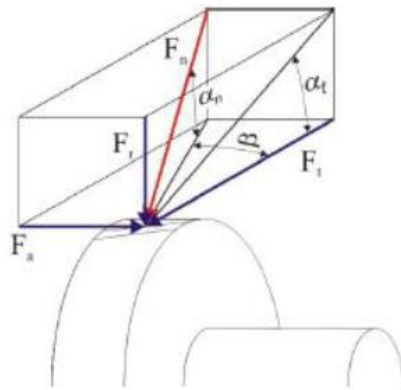
También es necesario hacer un cálculo previo de las fuerzas actuantes sobre cada uno de los ejes.

En las siguientes secciones se muestran:

-Los planos de los ejes propuestos donde se incluye información sobre las secciones críticas: cambios de secciones, apoyos y/o concentradores de tensiones. Todas ellas irán numeradas para poder identificarlas de manera sencilla durante los cálculos.

-Cálculo de las fuerzas actuantes. Esto se realizará siguiendo el método explicado a continuación:

Gran parte de las fuerzas que actúan sobre eje vienen de los engranajes. Al tratarse de dientes helicoidales aparecen, además de la fuerza normal compuesta por la tangencial y la radial, una fuerza axial.



En las comprobaciones posteriores se consideran dos casos de cargas: uno en el que la fuerza radial y el momento de fuerza axial actúan y otro en el que únicamente tendremos la fuerza tangencial. Se estudiarán por separado para combinarlos en la resultante global. Esto se hace para diferenciar los diferentes planos de aplicación de las cargas.

Estas fuerzas se calculan mediante las siguientes ecuaciones:

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

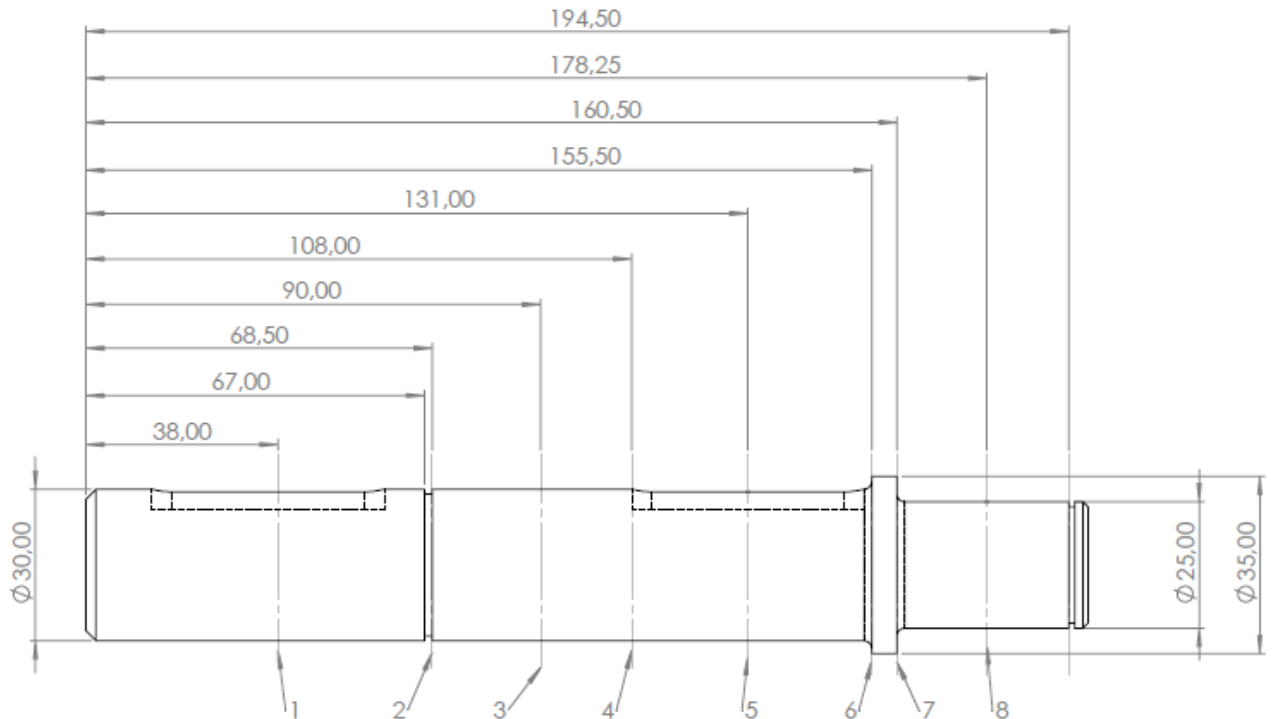
$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t)$$

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

Las máquinas conectadas tanto en la entrada como la salida del reductor pueden introducir cargas radiales. Esta se deberá considerar en la dirección más desfavorable para el eje y los rodamientos. Se realizará un estudio en ambos sentidos de giro del eje: antihorario y horario. El valor de esta fuerza se puede calcular con la siguiente expresión:

$$F_r = \frac{T_e}{2 \cdot d_{\text{eje}}}$$

5.4.3 DIMENSIONES PROPUESTAS Y FUERZAS ACTUANTES: EJE DE ENTRADA

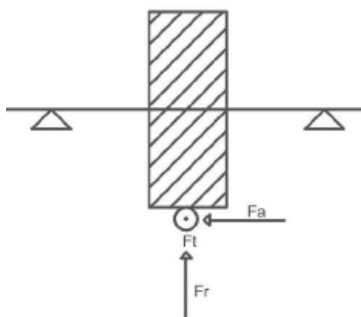


Las fuerzas actuantes en el eje de entrada son:

- Fuerza radial introducida por la máquina acoplada en la sección 1

$$F_r = \frac{86,63}{2 \cdot 30 \cdot 10^{-3}} = \pm 1443,83 \text{ N}$$

- Fuerzas derivadas del engrane en la sección 5. Las calculamos primero en sentido antihorario.



$$F_t = \frac{2 \cdot 86,63}{55,87 \cdot 10^{-3}} = \pm 3101,13 \text{ N}$$

$$F_r = 3101,13 \cdot \tan(21,17) = 1200,98 \text{ N}$$

$$F_{n6} = \sqrt{3101,13^2 + 1200,98^2} = 3325,56 \text{ N}$$

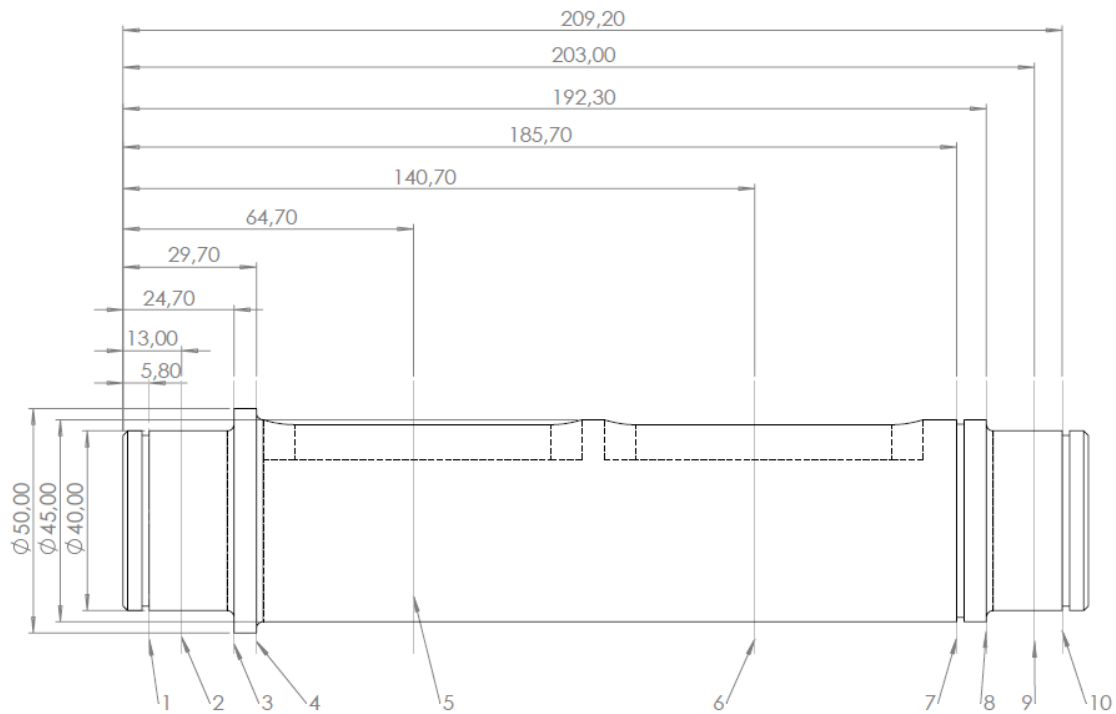
$$F_a = 3101,13 \cdot \tan(20) = -1128,72 \text{ N}$$

$$M_{Fa6} = \frac{55,87 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 1128,72 = -31,53 \text{ Nm}$$

El sentido de las fuerzas para el giro horario es el mismo para la fuerza radial y opuesto para la fuerza tangencial y axial, manteniendo los mismos módulos.

5.4.4 DIMENSIONES PROPUESTAS Y FUERZAS ACTUANTES: EJE INTERMEDIO

Las fuerzas actuantes en el eje intermedio:



- Fuerzas derivadas del engrane de la primera etapa en la sección 5. Las calculamos primero en sentido antihorario. El sentido horario tendrá el mismo modulo y variará los signos tal y como se explica en el apartado anterior.

$$F_t = \frac{2 \cdot 485,1}{455,47 \cdot 10^{-3}} = -2130,11 \text{ N}$$

$$F_r = 2130,11 \cdot \tan(21,17) = -824,93 \text{ N}$$

$$F_{n5} = \sqrt{2130,11^2 + 824,93^2} = 2284,27 \text{ N}$$

$$F_a = 2130,11 \cdot \tan(20) = 775,30 \text{ N}$$

$$M_{Fa5} = \frac{455,47 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 775,30 = -176,56 \text{ Nm}$$

- Fuerzas derivadas del engrane de la segunda etapa en la sección 6. Las calculamos primero en sentido antihorario.

$$F_t = \frac{2 \cdot 485,1}{80,88 \cdot 10^{-3}} = -11995,54 \text{ N}$$

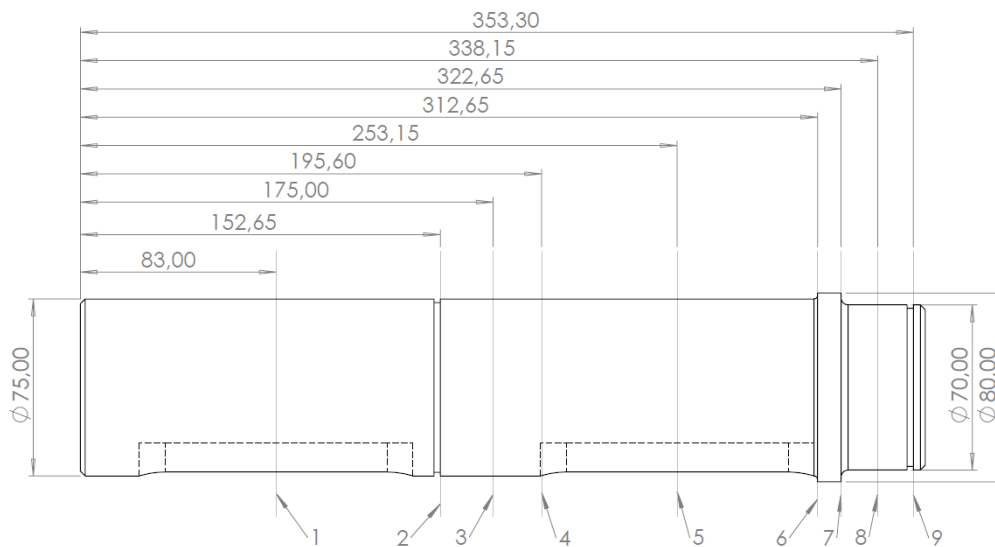
$$F_r = 11995,54 \cdot \tan(21,17) = 4645,54 \text{ N}$$

$$F_{n6} = \sqrt{11995,54^2 + 4645,54^2} = 12863,57 \text{ N}$$

$$F_a = 11995,54 \cdot \tan(20) = -4366,02 \text{ N}$$

$$M_{Fa6} = \frac{80,88 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 4366,02 = -176,56 \text{ Nm}$$

5.4.5 DIMENSIONES PROPUESTAS Y FUERZAS ACTUANTES: EJE DE SALIDA



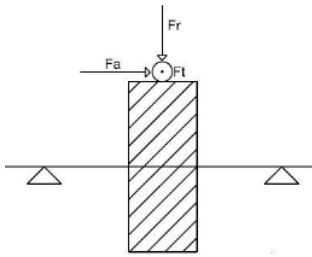
Las fuerzas actuantes en el eje de salida son:

- Fuerza radial introducida por la máquina acoplada en la sección 1

$$F_r = \frac{2730}{2 \cdot 75 \cdot 10^{-3}} = \pm 18200 \text{ N}$$

- Fuerzas derivadas del engrane en la sección 5. Las calculamos primero en sentido antihorario. El sentido horario tendrá el mismo modulo y variará los signos tal y como se explica en los apartados anteriores.

$$F_t = \frac{2 \cdot 2730}{455,47 \cdot 10^{-3}} = 11987,62 \text{ N}$$



$$F_r = 11987,62 \cdot \tan(21,17) = -4642,47 \text{ N}$$

$$F_{n6} = \sqrt{11987,62^2 + 4642,47^2} = 12855,18 \text{ N}$$

$$F_a = 11987,62 \cdot \tan(20) = -4363,14 \text{ N}$$

$$M_{Fa6} = \frac{455,47 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 4363,14 = 933,64 \text{ Nm}$$

5.5 CÁLCULO A DEFLEXIÓN LATERAL

Los cálculos explicados en el apartado de diseño a deflexión lateral se realizarán mediante una hoja de cálculo Excel facilitada por el departamento de ingeniería mecánica y materiales. En ella se evalúa la deformación del eje estudiado, según las cargas aplicadas en el mismo, es decir, las calculadas en los apartados anteriores.

En cada eje se deberán evaluar las secciones críticas seleccionadas tanto en sentido horario como antihorario para ver su comportamiento y si este cumple los requisitos de diseño listados con anterioridad.

Se calculan también el valor de las reacciones que aparecerán en los rodamientos que darán soporte al eje. Este valor será de gran utilidad para su futura selección.

5.5.1 DEFLEXIÓN EJE ENTRADA

CASO A: Giro antihorario + fuerza radial externa negativa

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 9				Signos:			
Secc Rod A 3		Reacc en A(N) 1294,29		Fuerzas y despl positivos hacia arriba			
Secc Rod B 8		Reacc en B(N) -1051,44		Momentos positivos en sentido horario			

Sección (j)	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	0,03800	0,03000	-1443,83	0,00	0,00	0,00	5,79E-04	-2,605E-05
2	0,06860	0,03000	0,00	0,00	44,18	44,18	4,98E-04	-9,161E-06
3	0,09000	0,03000	0,00	0,00	75,08	75,08	3,45E-04	0,000E+00
4	0,10800	0,03000	0,00	0,00	77,77	77,77	1,80E-04	4,738E-06
5	0,13100	0,03000	1200,98	31,53	81,21	49,68	-3,86E-05	6,385E-06
6	0,15550	0,03500	0,00	0,00	23,92	23,92	-1,47E-04	3,962E-06
7	0,16050	0,02500	0,00	0,00	18,66	18,66	-1,53E-04	3,211E-06
8	0,17825	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00019462	0,000E+00
9	0,19450	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00019462	-3,163E-06
10			0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00071233	-4,416E-06
11								
12								
13								

Diagram showing the original and deformed geometry of the shaft section. The x-axis represents length (0 to 0,25 m) and the y-axis represents deflection (0,04 to -0,04 m). A blue line shows the original geometry, and a red line shows the deformed geometry.

Diagram showing the angular deformation (rad) along the shaft length. The x-axis is length (0 to 0,25 m) and the y-axis is angular deformation (-0,001 to 0,001 rad). A blue line shows the angular deformation profile.

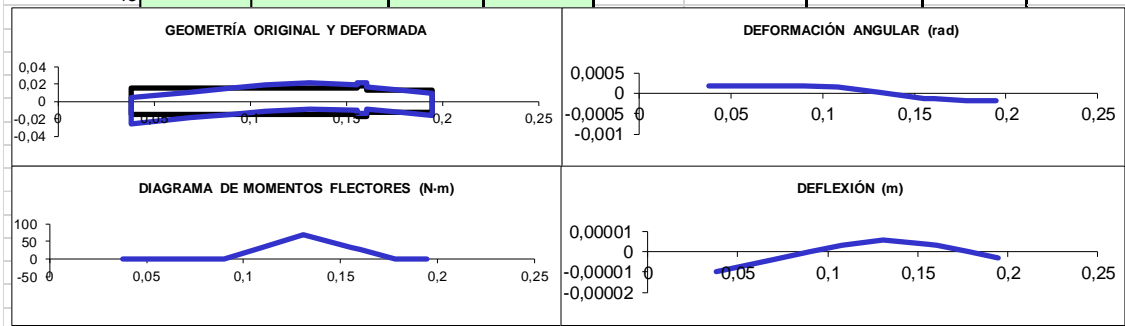
Diagram showing the bending moment (N-m) along the shaft length. The x-axis is length (0 to 0,25 m) and the y-axis is bending moment (-50 to 100 N-m). A blue line shows the bending moment profile.

Diagram showing the lateral deflection (m) along the shaft length. The x-axis is length (0 to 0,25 m) and the y-axis is deflection (-0,00004 to 0,00002 m). A blue line shows the deflection profile.

Plano XZ

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	9	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod A	3		Momentos positivos en sentido horario
Secc Rod B	8		

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	0,03800	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,86E-04	-9,681E-06
2	0,06860	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,86E-04	-3,984E-06
3	0,09000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	1,86E-04	0,000E+00
4	0,10800	0,03000	0,00	0,00	29,89	29,89	1,54E-04	3,158E-06
5	0,13100	0,03000	3101,13	0,00	68,08	68,08	1,90E-05	5,349E-06
6	0,15550	0,03500	0,00	0,00	32,78	32,78	-1,29E-04	3,792E-06
7	0,16050	0,02500	0,00	0,00	25,57	25,57	-1,38E-04	3,123E-06
8	0,17825	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00019471	0,000E+00
9	0,19450	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00019471	-3,164E-06
10			0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00071233	-4,416E-06
11								
12								
13								



Fuerzas resultantes:

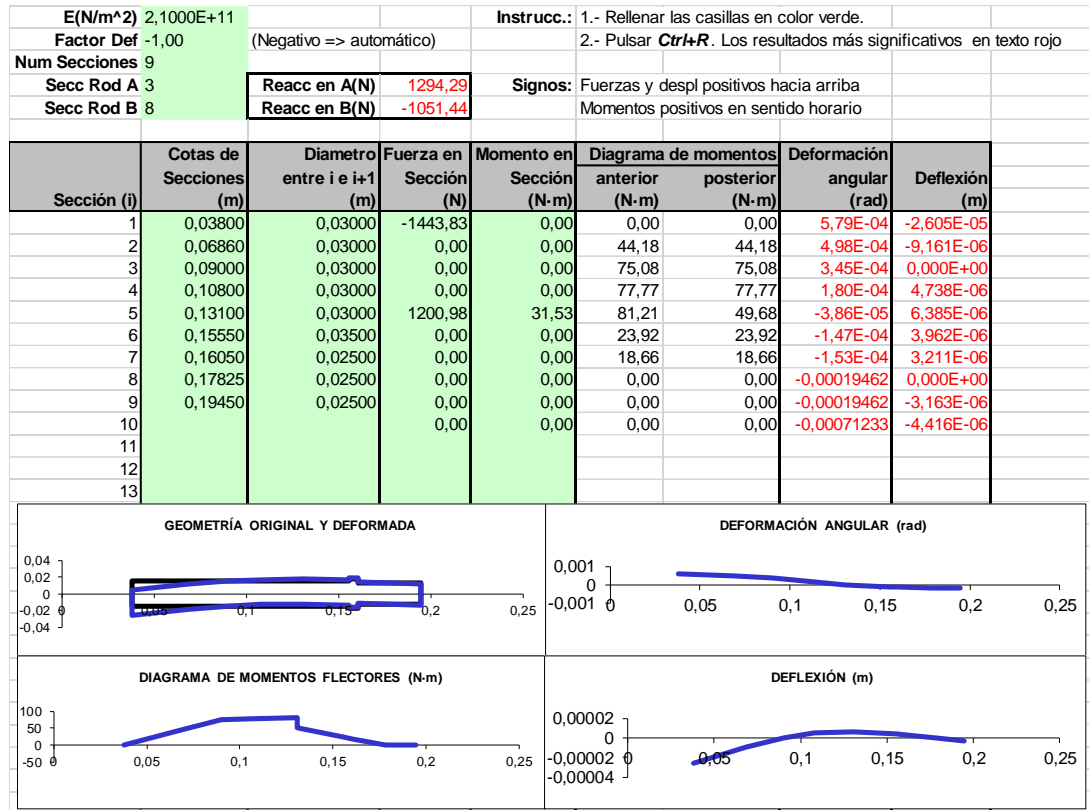
Reacc en A(N)	2044,08
Reacc en B(N)	1725,42

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	0,03800	0,03800	0,00	0,00	4,30E-04	1,71E-05
2	0,06860	0,06860	44,18	44,18	3,58E-04	5,05E-06
3	0,09000	0,09000	60,64	60,64	3,00E-04	0,00E+00
4	0,10800	0,10800	70,12	70,12	2,16E-04	3,82E-06
5	0,13100	0,13100	97,09	77,81	3,60E-05	6,44E-06
6	0,15550	0,15550	35,81	35,81	1,68E-04	4,18E-06
7	0,16050	0,16050	27,31	27,31	1,77E-04	3,35E-06
8	0,17825	0,17825	0,00	0,00	2,30E-04	0,00E+00
9	0,19450	0,19450	0,00	0,00	2,30E-04	3,34E-06

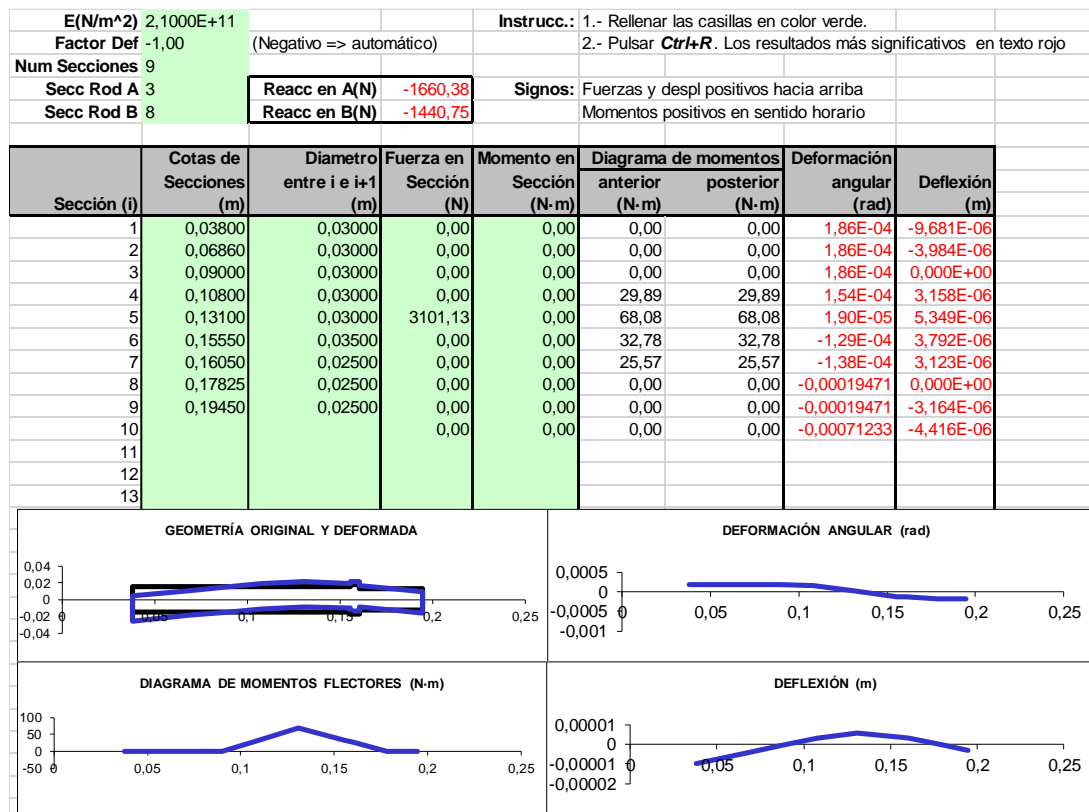
Vemos que las deformaciones angulares y la deflexión del eje se mantiene por debajo de los valores requeridos. El eje de entrada es adecuado para el caso de carga A.

CASO B: Giro antihorario + fuerza radial externa positiva

Plano XY



Plano XZ



Fuerzas resultantes:

			Reacc en A(N)	2105,24			
			Reacc en B(N)	1783,62			
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	0,03800	0,03000	0,00	0,00	6,08E-04	2,78E-05	
2	0,06860	0,03000	44,18	44,18	5,32E-04	9,99E-06	
3	0,08000	0,03000	75,08	75,08	3,92E-04	0,00E+00	
4	0,09110	0,03000	83,32	83,32	2,37E-04	5,69E-06	
5	0,11410	0,03000	105,97	84,28	4,31E-05	8,33E-06	
6	0,13860	0,03500	40,58	40,58	1,95E-04	5,48E-06	
7	0,14370	0,02500	31,66	31,66	2,07E-04	4,48E-06	
8	0,15380	0,02500	0,00	0,00	2,75E-04	0,00E+00	
9	0,16250	0,02500	0,00	0,00	2,75E-04	4,47E-06	

Vemos que las deformaciones angulares y la deflexión del eje se mantiene por debajo de los valores requeridos. El eje de entrada es adecuado para el caso de carga B.

CASO C: Giro horario + fuerza radial externa negativa

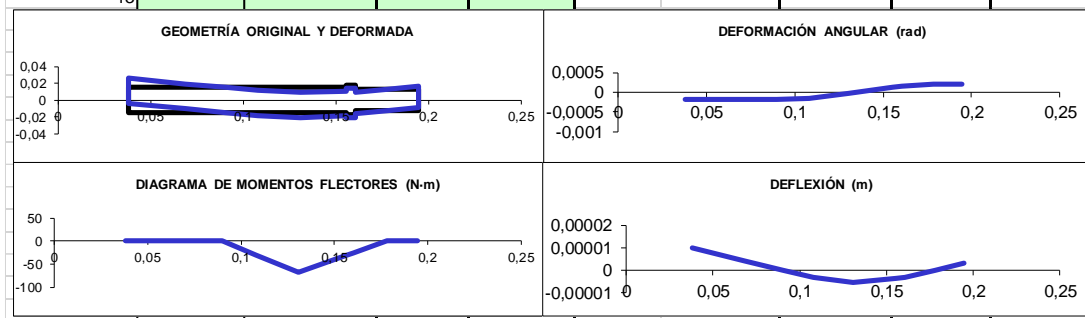
Plano XY

E(N/m²) 2,1000E+11				Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.				
Factor Def -1,00	(Negativo => automático)			2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo				
Num Secciones 9								
Secc Rod A 3				Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba				
Secc Rod B 8				Momentos positivos en sentido horario				
		Reacc en A(N) 2008,85						
		Reacc en B(N) -1766,00						
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 anterior (N·m)	Diagrama de momentos posterior (N·m)	Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,03800	0,03000	-1443,83	0,00	0,00	0,00	5,64E-04	-2,529E-05
2	0,06860	0,03000	0,00	0,00	44,18	44,18	4,83E-04	-8,850E-06
3	0,09000	0,03000	0,00	0,00	75,08	75,08	3,31E-04	0,000E+00
4	0,10800	0,03000	0,00	0,00	64,91	64,91	1,80E-04	4,559E-06
5	0,13100	0,03000	1200,98	-31,53	51,91	83,44	1,88E-05	6,773E-06
6	0,15550	0,03500	0,00	0,00	40,18	40,18	-1,63E-04	4,752E-06
7	0,16050	0,02500	0,00	0,00	31,35	31,35	-1,74E-04	3,909E-06
8	0,17825	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00024324	0,000E+00
9	0,19450	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00024324	-3,953E-06
10			0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00071233	-4,416E-06
11								
12								
13								

Plano XZ

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	9			
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	1660,38	Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	1440,75	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	0,03800	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,86E-04	9,681E-06
2	0,06860	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,86E-04	3,984E-06
3	0,09000	0,03000	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,86E-04	0,00E+00
4	0,10800	0,03000	0,00	0,00	-29,89	-29,89	-1,54E-04	-3,158E-06
5	0,13100	0,03000	-3101,13	0,00	-68,08	-68,08	-1,90E-05	-5,349E-06
6	0,15550	0,03500	0,00	0,00	-32,78	-32,78	1,29E-04	-3,792E-06
7	0,16050	0,02500	0,00	0,00	-25,57	-25,57	1,38E-04	-3,123E-06
8	0,17825	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000194712	0,00E+00
9	0,19450	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000194712	3,164E-06
10			0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00071233	-4,416E-06
11								
12								
13								



Fuerzas resultantes:

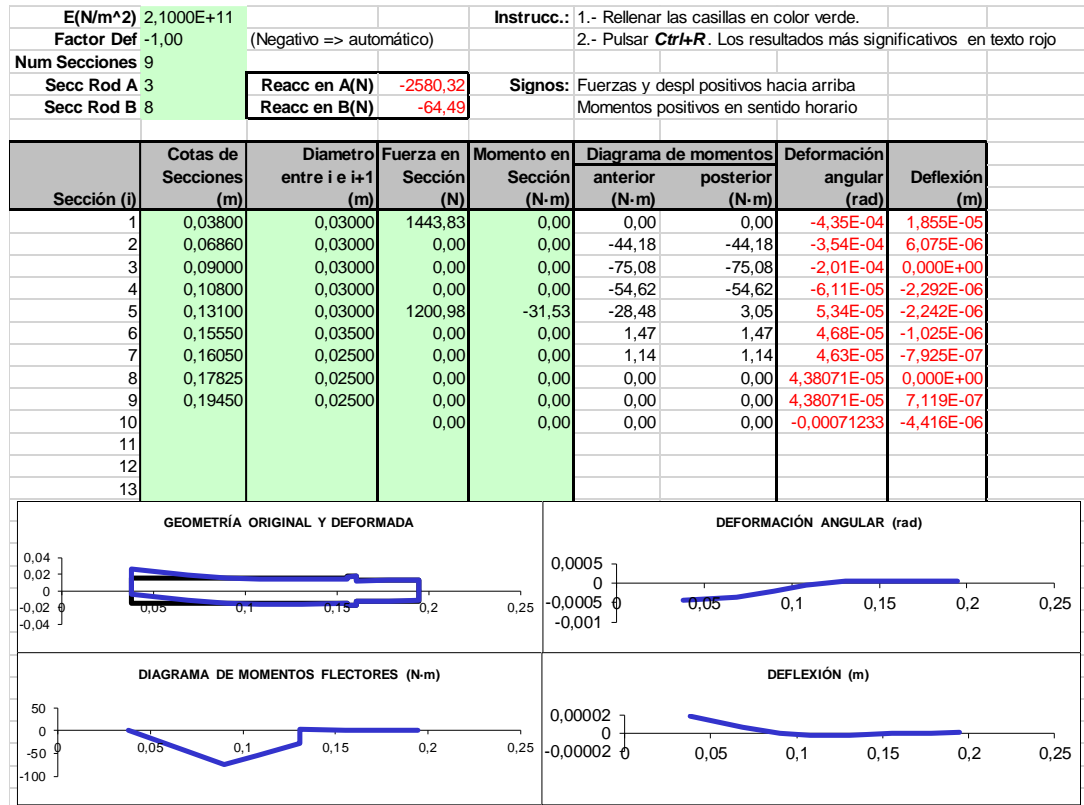
		Reacc en A(N)	2606,21
		Reacc en B(N)	2279,15

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	0,03800	0,03000	0,00	0,00	5,94E-04	2,71E-05
2	0,06860	0,03000	44,18	44,18	5,18E-04	9,71E-06
3	0,09000	0,03000	75,08	75,08	3,79E-04	0,00E+00
4	0,10800	0,03000	71,46	71,46	2,37E-04	5,55E-06
5	0,13100	0,03000	85,61	107,69	2,67E-05	8,63E-06
6	0,15550	0,03500	51,85	51,85	2,07E-04	6,08E-06
7	0,16050	0,02500	40,45	40,45	2,22E-04	5,00E-06
8	0,17825	0,02500	0,00	0,00	3,12E-04	0,00E+00
9	0,19450	0,02500	0,00	0,00	3,12E-04	5,06E-06

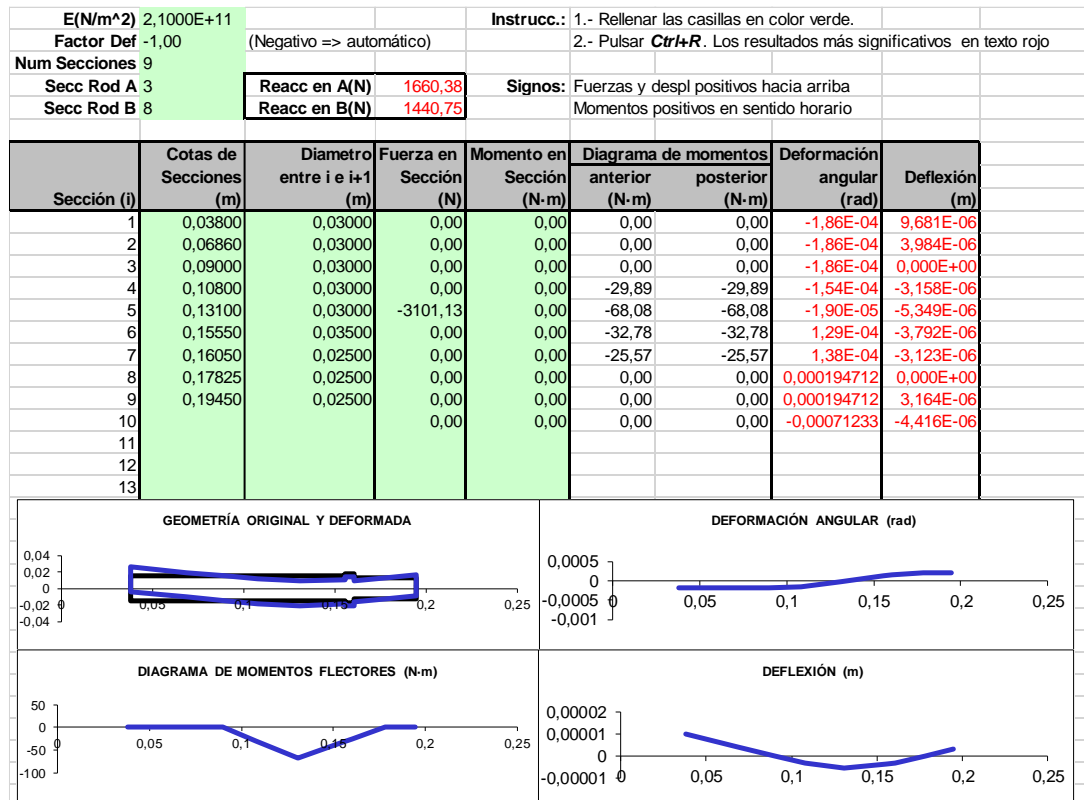
Vemos que las deformaciones angulares y la deflexión del eje se mantiene por debajo de los valores requeridos. El eje de entrada es adecuado para el caso de carga C.

CASO D: Giro horario + fuerza radial externa positiva

Plano XY



Plano XZ



Fuerzas resultantes:

			Reacc en A(N)	3068,37			
			Reacc en B(N)	1442,19			
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	0,03800	0,03000	0,00	0,00	4,73E-04	2,09E-05	
2	0,06860	0,03000	44,18	44,18	4,00E-04	7,27E-06	
3	0,09000	0,03000	75,08	75,08	2,74E-04	0,00E+00	
4	0,10800	0,03000	62,26	62,26	1,66E-04	3,90E-06	
5	0,13100	0,03000	73,79	68,14	5,67E-05	5,80E-06	
6	0,15550	0,03500	32,81	32,81	1,37E-04	3,93E-06	
7	0,16050	0,02500	25,60	25,60	1,46E-04	3,22E-06	
8	0,17825	0,02500	0,00	0,00	2,00E-04	0,00E+00	
9	0,19450	0,02500	0,00	0,00	2,00E-04	3,24E-06	

Vemos que las deformaciones angulares y la deflexión del eje se mantiene por debajo de los valores requeridos. El eje de entrada es adecuado para el caso de carga D.

CONCLUSIONES

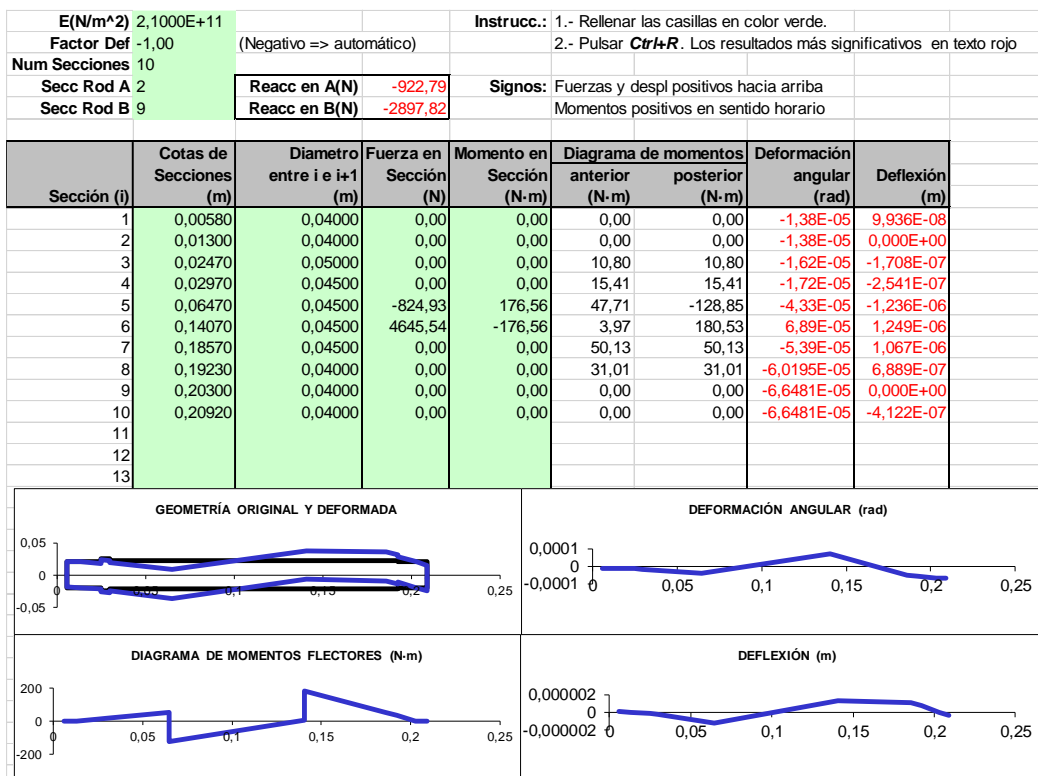
Los resultados para los cuatro casos de carga estudiados son favorables, por lo que la geometría propuesta es adecuada para el diseño del reductor.

Para realizar la comprobación a fatiga utilizaremos el caso de carga C al ser el que mayores sollicitaciones presenta y por lo tanto, el más desfavorable. Este se corresponde con giro horario del eje y fuerza radial exterior negativa.

Para la selección de los rodamientos se estudiarán los cuatro casos de carga. Esto se hace porque al utilizar rodamientos de rodillos cónicos, todos están implicados.

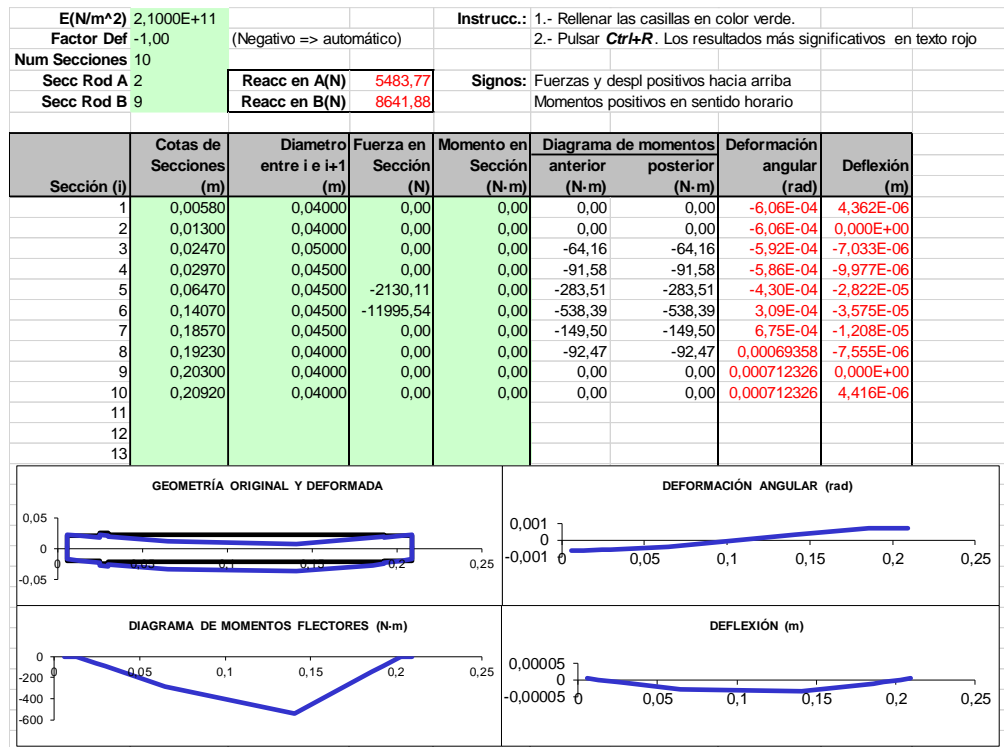
5.5.2 DEFLEXIÓN EJE INTERMEDIO

CASO A: Giro horario



Fuerzas en XY

Plano XZ



Fuerzas resultantes

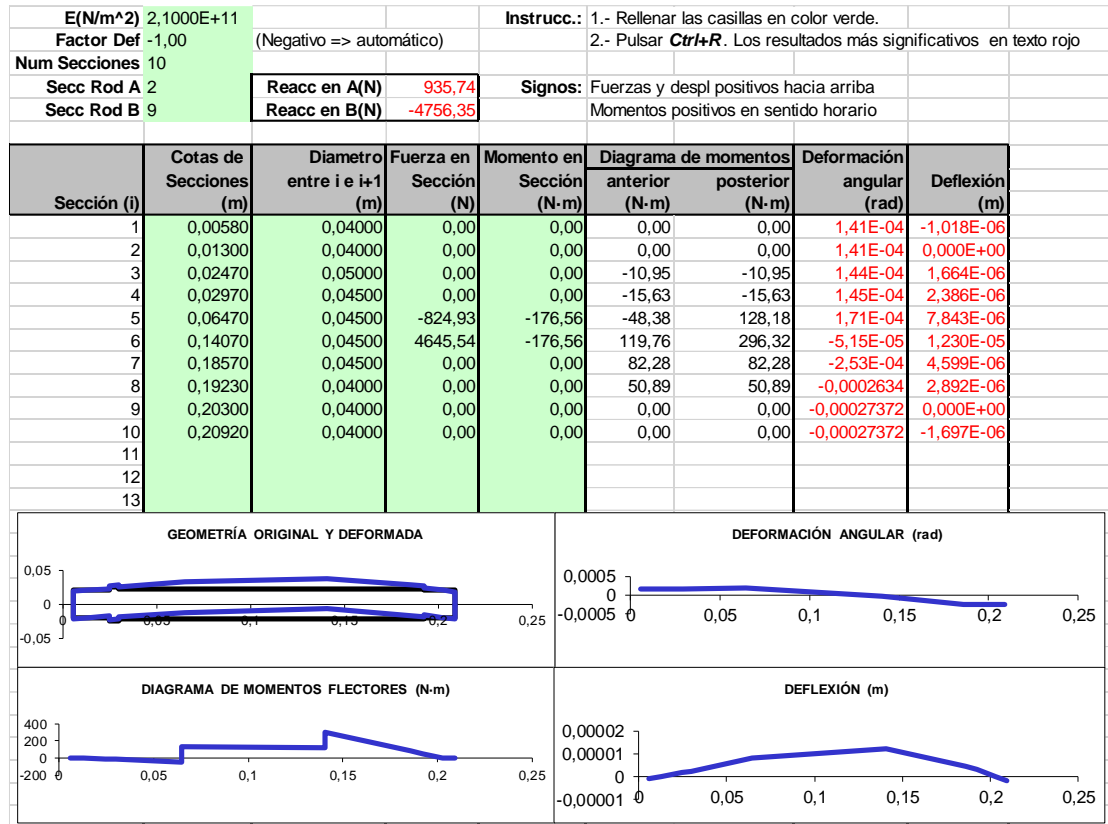
		Reacc en A(N) 5560,87					
		Reacc en B(N) 9114,79					

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	0,03800	0,03000	0,00	0,00	6,06E-04	4,36E-06
2	0,06860	0,03000	0,00	0,00	6,06E-04	0,00E+00
3	0,08000	0,03000	65,06	65,06	5,92E-04	7,04E-06
4	0,09110	0,03000	92,87	92,87	5,86E-04	9,98E-06
5	0,11410	0,03000	287,50	311,42	4,33E-04	2,82E-05
6	0,13860	0,03500	538,40	567,85	3,16E-04	3,58E-05
7	0,14370	0,02500	157,69	157,69	6,77E-04	1,21E-05
8	0,15380	0,02500	97,53	97,53	6,96E-04	7,59E-06
9	0,16250	0,02500	0,00	0,00	7,15E-04	0,00E+00

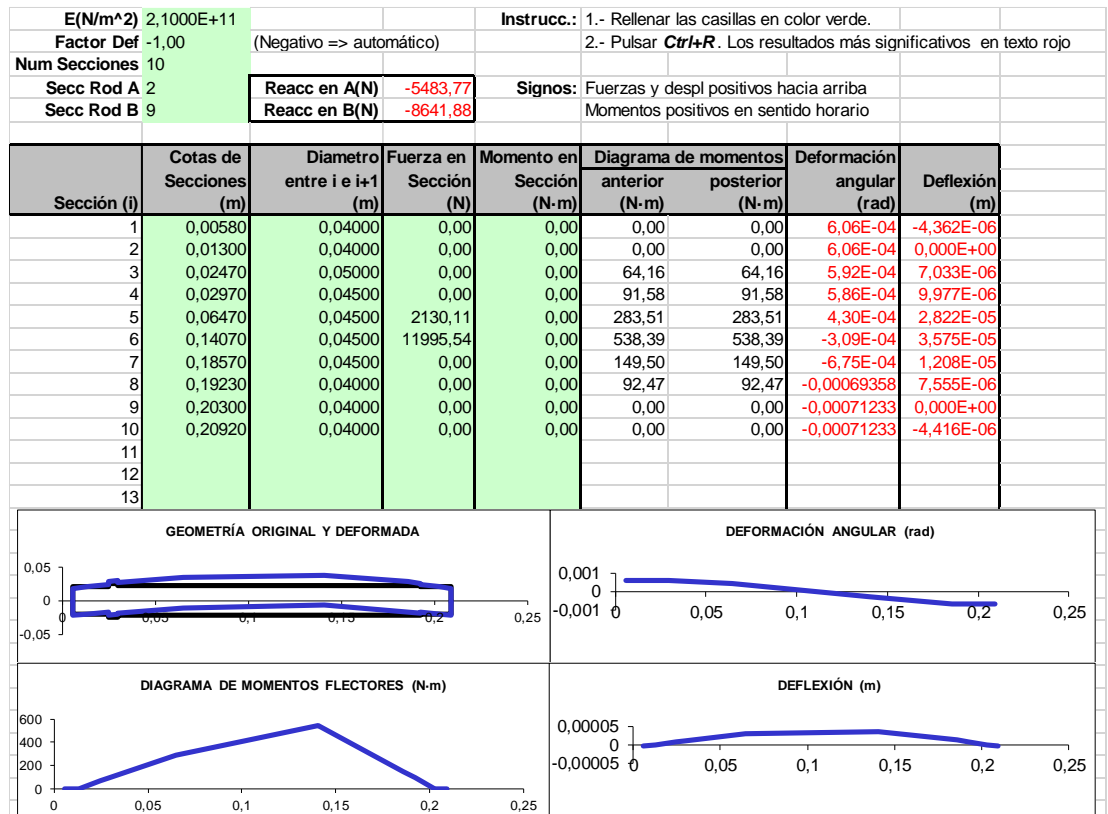
Vemos que las deformaciones angulares y la deflexión del eje se mantiene por debajo de los valores requeridos. El eje intermedio es adecuado para el caso de carga A.

CASO B: Giro antihorario

Plano XY



Plano XZ



Fuerzas resultantes

			Reacc en A(N)	5563,03			
			Reacc en B(N)	9864,33			
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	0,03800	0,03000	0,00	0,00	6,22E-04	4,48E-06	
2	0,06860	0,03000	0,00	0,00	6,22E-04	0,00E+00	
3	0,08000	0,03000	65,09	65,09	6,09E-04	7,23E-06	
4	0,09110	0,03000	92,90	92,90	6,03E-04	1,03E-05	
5	0,11410	0,03000	287,61	311,14	4,63E-04	2,93E-05	
6	0,13860	0,03500	551,55	614,55	3,13E-04	3,78E-05	
7	0,14370	0,02500	170,65	170,65	7,21E-04	1,29E-05	
8	0,15380	0,02500	105,55	105,55	7,42E-04	8,09E-06	
9	0,16250	0,02500	0,00	0,00	7,63E-04	0,00E+00	

Vemos que las deformaciones angulares y la deflexión del eje se mantiene por debajo de los valores requeridos. El eje intermedio es adecuado para el caso de carga B.

CONCLUSIONES

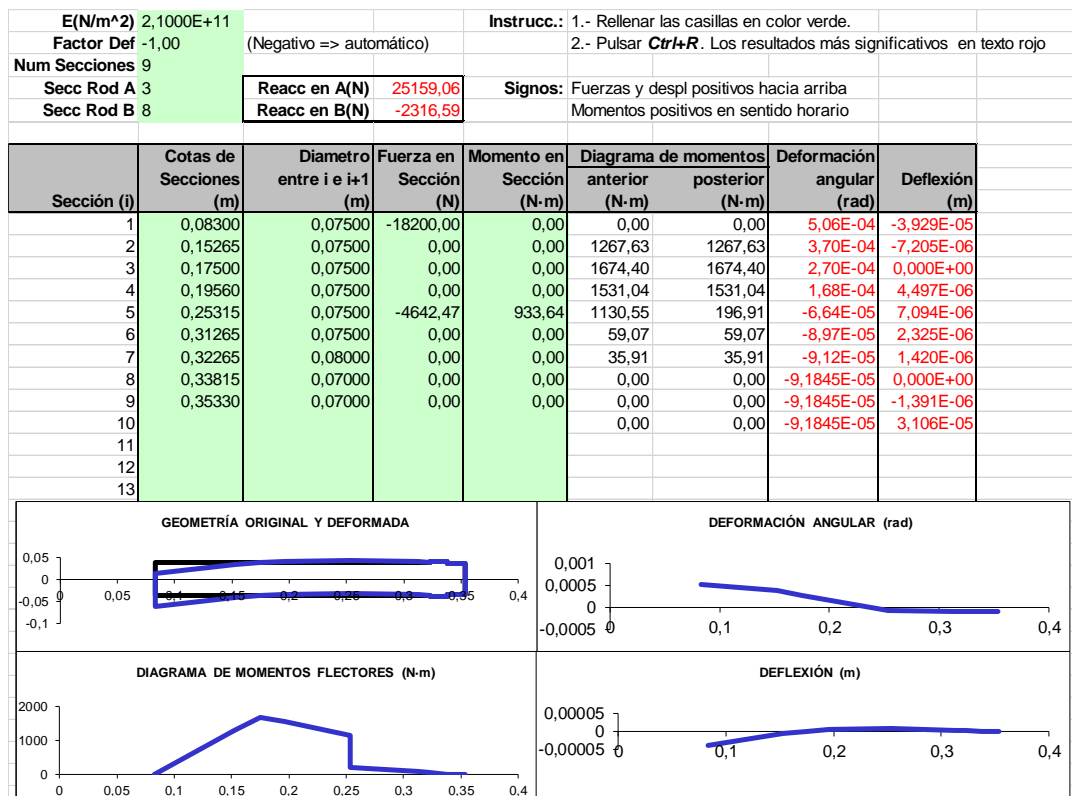
El diseño propuesto de eje intermedio cumple requerimientos en todos los casos de carga para deflexión lateral.

El caso B es más desfavorable por lo que se utilizará para el análisis de fatiga.

5.5.3 DEFLEXIÓN EJE SALIDA

CASO A: Giro antihorario + fuerza radial externa negativa

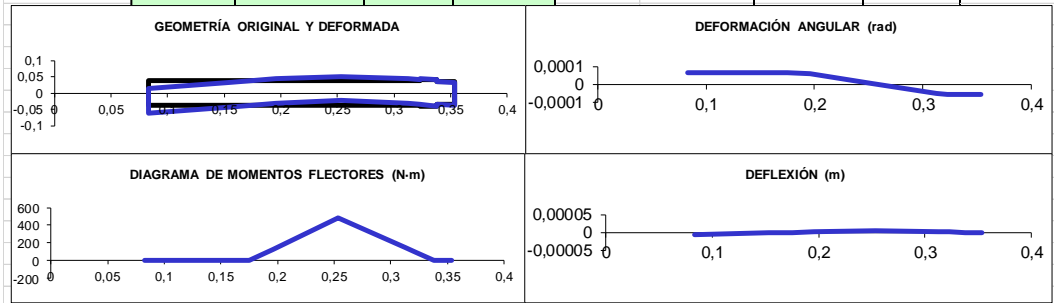
Plano XY



Plano XZ

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	9		
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	-6245,47
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	-5742,15
		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	0,08300	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,19E-05	-5,691E-06
2	0,15265	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,19E-05	-1,383E-06
3	0,17500	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,19E-05	0,000E+00
4	0,19560	0,07500	0,00	0,00	128,66	128,66	5,78E-05	1,246E-06
5	0,25315	0,07500	11987,62	0,00	488,08	488,08	3,39E-06	3,311E-06
6	0,31265	0,07500	0,00	0,00	146,42	146,42	-5,45E-05	1,482E-06
7	0,32265	0,08000	0,00	0,00	89,00	89,00	-5,81E-05	9,174E-07
8	0,33815	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,9731E-05	0,000E+00
9	0,35330	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,9731E-05	-9,049E-07
10					0,00	0,00	-9,1845E-05	3,106E-05
11								
12								
13								



Fuerzas resultantes

Reacc en A(N)	25922,65
Reacc en B(N)	6191,84

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	0,03800	0,03000	0,00	0,00	5,10E-04	3,97E-05
2	0,06860	0,03000	1267,63	1267,63	3,76E-04	7,34E-06
3	0,08000	0,03000	1674,40	1674,40	2,77E-04	0,00E+00
4	0,09110	0,03000	1536,44	1536,44	1,78E-04	4,67E-06
5	0,11410	0,03000	1231,41	526,31	6,65E-05	7,83E-06
6	0,13860	0,03500	157,89	157,89	1,05E-04	2,76E-06
7	0,14370	0,02500	95,97	95,97	1,08E-04	1,69E-06
8	0,15380	0,02500	0,00	0,00	1,10E-04	0,00E+00
9	0,16250	0,02500	0,00	0,00	1,10E-04	1,66E-06

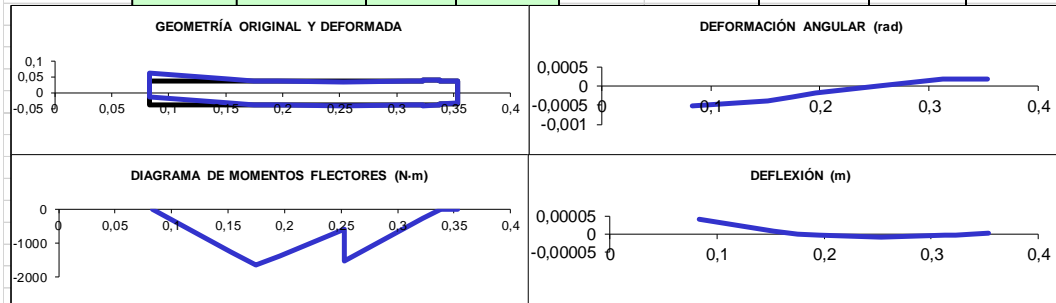
Vemos que las deformaciones angulares y la deflexión del eje se mantiene por debajo de los valores requeridos. El eje de salida es adecuado para el caso de carga A.

CASO B: Giro antihorario + fuerza radial externa positiva

Plano XY

E(N/m²)	2,1000E+11		Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	9			
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	-31766,84	Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	18209,31	Momentos positivos en sentido horario

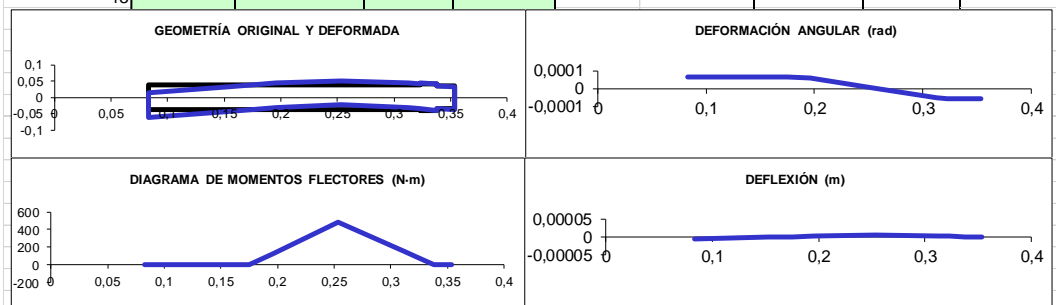
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,08300	0,07500	18200,00	0,00	0,00	0,00	-5,25E-04	4,104E-05
2	0,15265	0,07500	0,00	0,00	-1267,63	-1267,63	-3,89E-04	7,629E-06
3	0,17500	0,07500	0,00	0,00	-1674,40	-1674,40	-2,89E-04	0,000E+00
4	0,19560	0,07500	0,00	0,00	-1394,92	-1394,92	-1,92E-04	-4,917E-06
5	0,25315	0,07500	-4642,47	933,64	-614,15	-1547,79	-1,44E-05	-1,019E-05
6	0,31265	0,07500	0,00	0,00	-464,34	-464,34	1,69E-04	-4,605E-06
7	0,32265	0,08000	0,00	0,00	-282,24	-282,24	1,81E-04	-2,852E-06
8	0,33815	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000185728	0,000E+00
9	0,35330	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000185728	2,814E-06
10					0,00	0,00	-9,1845E-05	3,106E-05
11								
12								
13								



Plano XZ

E(N/m²)	2,1000E+11		Instrucc.:	1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def	-1,00	(Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones	9			
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	-6245,47	Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	-5742,15	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	0,08300	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,19E-05	-5,691E-06
2	0,15265	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,19E-05	-1,383E-06
3	0,17500	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,19E-05	0,000E+00
4	0,19560	0,07500	0,00	0,00	128,66	128,66	5,78E-05	1,246E-06
5	0,25315	0,07500	11987,62	0,00	488,08	488,08	3,39E-06	3,311E-06
6	0,31265	0,07500	0,00	0,00	146,42	146,42	-5,45E-05	1,482E-06
7	0,32265	0,08000	0,00	0,00	89,00	89,00	-5,81E-05	9,174E-07
8	0,33815	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,9731E-05	0,000E+00
9	0,35330	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-5,9731E-05	-9,049E-07
10					0,00	0,00	-9,1845E-05	3,106E-05
11								
12								
13								



Fuerzas resultantes

			Reacc en A(N)	32374,96			
			Reacc en B(N)	19093,23			
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	0,03800	0,03000	0,00	0,00	5,28E-04	4,14E-05	
2	0,06860	0,03000	1267,63	1267,63	3,94E-04	7,75E-06	
3	0,08000	0,03000	1674,40	1674,40	2,95E-04	0,00E+00	
4	0,09110	0,03000	1400,84	1400,84	2,00E-04	5,07E-06	
5	0,11410	0,03000	784,48	1622,92	1,48E-05	1,07E-05	
6	0,13860	0,03500	486,88	486,88	1,78E-04	4,84E-06	
7	0,14370	0,02500	295,95	295,95	1,90E-04	3,00E-06	
8	0,15380	0,02500	0,00	0,00	1,95E-04	0,00E+00	
9	0,16250	0,02500	0,00	0,00	1,95E-04	2,96E-06	

Vemos que las deformaciones angulares y la deflexión del eje se mantiene por debajo de los valores requeridos. El eje de salida es adecuado para el caso de carga B.

CASO C: Giro horario + fuerza radial externa negativa

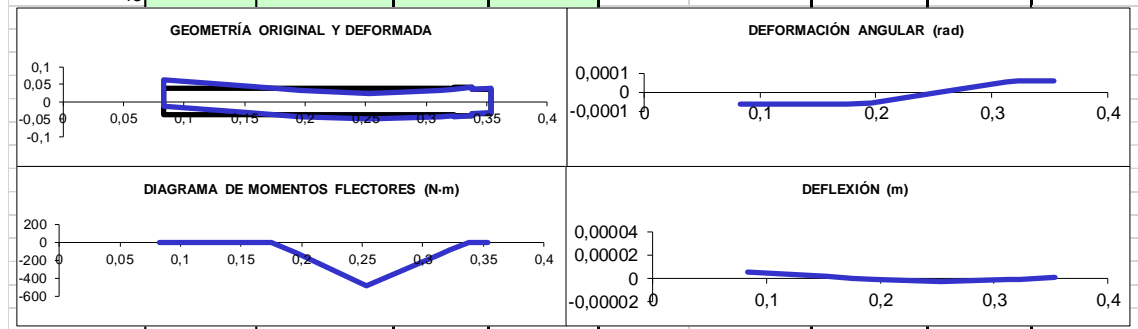
Plano XY

E(N/m²) 2,1000E+11		Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def -1,00 (Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones 9		
Secc Rod A 3	Reacc en A(N) 36604,23	Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba
Secc Rod B 8	Reacc en B(N) -13761,76	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	0,08300	0,07500	-18200,00	0,00	0,00	0,00	4,77E-04	-3,663E-05
2	0,15265	0,07500	0,00	0,00	1267,63	1267,63	3,41E-04	-6,558E-06
3	0,17500	0,07500	0,00	0,00	1674,40	1674,40	2,41E-04	0,000E+00
4	0,19560	0,07500	0,00	0,00	1295,27	1295,27	1,47E-04	3,951E-06
5	0,25315	0,07500	-4642,47	-933,64	236,11	1169,75	1,18E-05	7,622E-06
6	0,31265	0,07500	0,00	0,00	350,92	350,92	-1,27E-04	3,457E-06
7	0,32265	0,08000	0,00	0,00	213,31	213,31	-1,36E-04	2,141E-06
8	0,33815	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00013946	0,000E+00
9	0,35330	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00013946	-2,113E-06
10					0,00	0,00	-9,1845E-05	3,106E-05
11								
12								
13								

Plano XZ

E(N/m²) 2,1000E+11			Instrucc.: 1.- Rellenar las casillas en color verde.
Factor Def -1,00	(Negativo => automático)		2.- Pulsar Ctrl+R . Los resultados más significativos en texto rojo
Num Secciones 9			
Secc Rod A 3	Reacc en A(N) 6245,47	Signos: Fuerzas y despl positivos hacia arriba	
Secc Rod B 8	Reacc en B(N) 5742,15	Momentos positivos en sentido horario	



Fuerzas resultantes

		Reacc en A(N) 37133,21		
		Reacc en B(N) 14911,68		

Sección (j)	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	0,03800	0,03000	0,00	0,00	4,81E-04	3,71E-05
2	0,06860	0,03000	1267,63	1267,63	3,47E-04	6,70E-06
3	0,08000	0,03000	1674,40	1674,40	2,49E-04	0,00E+00
4	0,09110	0,03000	1301,65	1301,65	1,58E-04	4,14E-06
5	0,11410	0,03000	542,19	1267,49	1,23E-05	8,31E-06
6	0,13860	0,03500	380,25	380,25	1,38E-04	3,76E-06
7	0,14370	0,02500	231,13	231,13	1,47E-04	2,33E-06
8	0,15380	0,02500	0,00	0,00	1,52E-04	0,00E+00
9	0,16250	0,02500	0,00	0,00	1,52E-04	2,30E-06

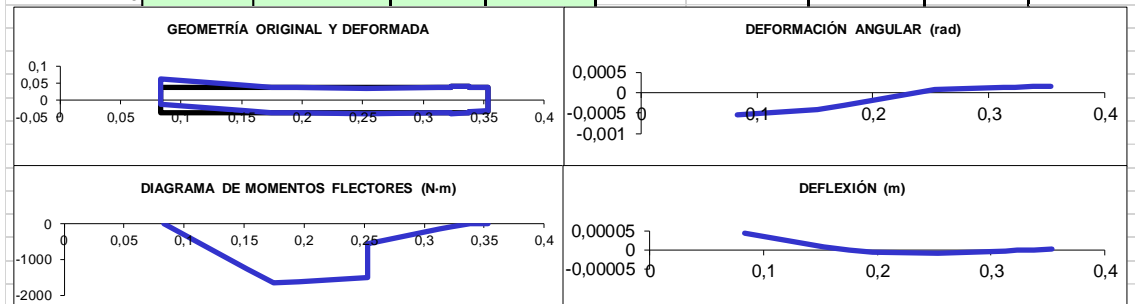
Vemos que las deformaciones angulares y la deflexión del eje se mantiene por debajo de los valores requeridos. El eje de salida es adecuado para el caso de carga C.

CASO D: Giro horario + fuerza radial externa positiva

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	9						
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	-20321,67	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba		
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	6764,14		Momentos positivos en sentido horario		

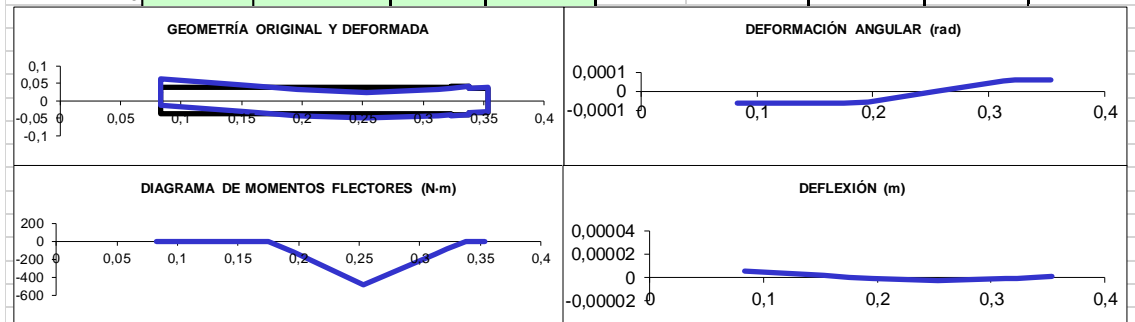
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,08300	0,07500	18200,00	0,00	0,00	0,00	-5,54E-04	4,370E-05
2	0,15265	0,07500	0,00	0,00	-1267,63	-1267,63	-4,18E-04	8,276E-06
3	0,17500	0,07500	0,00	0,00	-1674,40	-1674,40	-3,18E-04	0,000E+00
4	0,19560	0,07500	0,00	0,00	-1630,69	-1630,69	-2,13E-04	-5,462E-06
5	0,25315	0,07500	-4642,47	-933,64	-1508,59	-574,95	6,38E-05	-9,659E-06
6	0,31265	0,07500	0,00	0,00	-172,49	-172,49	1,32E-04	-3,473E-06
7	0,32265	0,08000	0,00	0,00	-104,84	-104,84	1,36E-04	-2,131E-06
8	0,33815	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00013811	0,000E+00
9	0,35330	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00013811	2,092E-06
10					0,00	0,00	-9,1845E-05	3,106E-05
11								
12								
13								



Plano XZ

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	9						
Secc Rod A	3	Reacc en A(N)	6245,47	Signos:	Fuerzas y despl positivos hacia arriba		
Secc Rod B	8	Reacc en B(N)	5742,15		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	0,08300	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,19E-05	5,691E-06
2	0,15265	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,19E-05	1,383E-06
3	0,17500	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,19E-05	0,000E+00
4	0,19560	0,07500	0,00	0,00	-128,66	-128,66	-5,78E-05	-1,246E-06
5	0,25315	0,07500	-11987,62	0,00	-488,08	-488,08	-3,39E-06	-3,311E-06
6	0,31265	0,07500	0,00	0,00	-146,42	-146,42	5,45E-05	-1,482E-06
7	0,32265	0,08000	0,00	0,00	-89,00	-89,00	5,81E-05	-9,174E-07
8	0,33815	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	5,97312E-05	0,000E+00
9	0,35330	0,07000	0,00	0,00	0,00	0,00	5,97312E-05	9,049E-07
10					0,00	0,00	-9,1845E-05	3,106E-05
11								
12								
13								



Fuerzas resultantes

			Reacc en A(N)	21259,73			
			Reacc en B(N)	8872,76			
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)	
			anterior (N·m)	posterior (N·m)			
1	0,08300	0,07500	0,00	0,00	5,57E-04	4,41E-05	
2	0,15265	0,07500	1267,63	1267,63	4,23E-04	8,39E-06	
3	0,17500	0,07500	1674,40	1674,40	3,24E-04	0,00E+00	
4	0,19560	0,07500	1635,76	1635,76	2,21E-04	5,60E-06	
5	0,25315	0,07500	1585,58	754,18	6,38E-05	1,02E-05	
6	0,31265	0,07500	226,26	226,26	1,43E-04	3,78E-06	
7	0,32265	0,08000	137,53	137,53	1,48E-04	2,32E-06	
8	0,33815	0,07000	0,00	0,00	1,50E-04	0,00E+00	
9	0,35330	0,07000	0,00	0,00	1,50E-04	2,28E-06	

Vemos que las deformaciones angulares y la deflexión del eje se mantiene por debajo de los valores requeridos. El eje de salida es adecuado para el caso de carga D.

CONCLUSIONES

La deformación y deflexión del eje de salida para todos los casos de carga es adecuada para el diseño propuesto.

El caso más desfavorable para analizar por fatiga es el D, al tener unas sollicitaciones mas elevadas.

5.6 CÁLCULO A FATIGA

Tras verificar que los ejes están bien diseñados para deflexión lateral y definir cual de los casos de carga es el más crítico para cada uno de ellos, se procede a verificar los mismos a fatiga.

Para ello se ha preparado una hoja Excel con todas las fórmulas explicadas en el apartado de diseño a fatiga. El diámetro mínimo obtenido deberá ser menor que los propuestos en nuestros ejes para que sea válido. En caso contrario, se deberán modificar estos diámetros, alguna de sus dimensiones o cambiar el material empleado.

5.6.1 EJE DE ENTRADA

De las 9 secciones indicadas en el dibujo del eje seleccionamos aquellas más críticas para someterlas a análisis:

- **Sección 1: Chavetero acople máquina externa.**

Sección a estudiar		a	b						
1		4,51	-0,265						
Material eje		Esfuerzos presentes							
34CrNiMo6		Momento Flector	Momento Torsor						
Su (Mpa)		0		86,56					
Sy (Mpa)									
X									
d (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga (mm)
30	0,67449938	0,8636091	1	1,01	0,95	2	650	181,646528	13,6852574
13,6852574	0,67449938	0,93926927	1	1,01	0,95	2	650	197,56045	13,6852574
13,6852574	0,67449938	0,93926927	1	1,01	0,95	2	650	197,56045	13,6852574
13,6852574	0,67449938	0,93926927	1	1,01	0,95	2	650	197,56045	13,6852574
13,6852574	0,67449938	0,93926927	1	1,01	0,95	2	650	197,56045	13,6852574

Sometida únicamente al momento torsor que se genera en el engrane de la máquina externa con el eje. Este momento se ha calculado ya con anterioridad y tiene un valor de 86.56 Nm.

El diámetro mínimo requerido para esta sección es 13.68mm por lo que nuestro eje está bien dimensionado.

- **Sección 2: Entalla para anillo de retención.**

Sección a estudiar		a	b							
2		4,51	-0,265							
Material eje 34CrNiMo6		Esfuerzos presentes								
Su (Mpa)	1300	Momento Flector	Momento Torsor							
Sy (Mpa)	860	44,18	86,56							
X	2,5									

d (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga (mm)
30	0,67449938	0,8636091	1	1,01	0,95	2,2	650	165,133207	19,38021061
19,38021061	0,67449938	0,90494425	1	1,01	0,95	2,2	650	173,037022	19,11897572
19,11897572	0,67449938	0,90625928	1	1,01	0,95	2,2	650	173,288473	19,11096939
19,11096939	0,67449938	0,9062999	1	1,01	0,95	2,2	650	173,29624	19,11072239
19,11072239	0,67449938	0,90630115	1	1,01	0,95	2,2	650	173,29648	19,11071477
19,11071477	0,67449938	0,90630119	1	1,01	0,95	2,2	650	173,296487	19,11071453
19,11071453	0,67449938	0,90630119	1	1,01	0,95	2,2	650	173,296487	19,11071452
19,11071452	0,67449938	0,90630119	1	1,01	0,95	2,2	650	173,296487	19,11071452

En este caso el valor de Kf se fija en 2,2 al tratarse de una entalla en el eje para alojar un elemento que no transmite par.

El diseño es válido.

- **Sección 5: Chavetero del piñón de entrada.**

Sección a estudiar		a	b							
5		4,51	-0,265							
Material eje 34CrNiMo6		Esfuerzos presentes								
Su (Mpa)	1300	Momento Flector	Momento Torsor							
Sy (Mpa)	860	85,61	86,56							
X	2,5									

d (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga (mm)
30	0,67449938	0,8636091	1	1,01	0,95	2	650	181,646528	23,0660909
23,0660909	0,67449938	0,8882413	1	1,01	0,95	2	650	186,827524	22,8604718
22,8604718	0,67449938	0,88909275	1	1,01	0,95	2	650	187,006611	22,85350825
22,85350825	0,67449938	0,88912173	1	1,01	0,95	2	650	187,012707	22,85327137
22,85327137	0,67449938	0,88912272	1	1,01	0,95	2	650	187,012915	22,85326331
22,85326331	0,67449938	0,88912275	1	1,01	0,95	2	650	187,012922	22,85326304
22,85326304	0,67449938	0,88912275	1	1,01	0,95	2	650	187,012922	22,85326303
22,85326303	0,67449938	0,88912275	1	1,01	0,95	2	650	187,012922	22,85326303
22,85326303	0,67449938	0,88912275	1	1,01	0,95	2	650	187,012922	22,85326303
22,85326303	0,67449938	0,88912275	1	1,01	0,95	2	650	187,012922	22,85326303
22,85326303	0,67449938	0,88912275	1	1,01	0,95	2	650	187,012922	22,85326303
22,85326303	0,67449938	0,88912275	1	1,01	0,95	2	650	187,012922	22,85326303
22,85326303	0,67449938	0,88912275	1	1,01	0,95	2	650	187,012922	22,85326303
22,85326303	0,67449938	0,88912275	1	1,01	0,95	2	650	187,012922	22,85326303
22,85326303	0,67449938	0,88912275	1	1,01	0,95	2	650	187,012922	22,85326303
22,85326303	0,67449938	0,88912275	1	1,01	0,95	2	650	187,012922	22,85326303
22,85326303	0,67449938	0,88912275	1	1,01	0,95	2	650	187,012922	22,85326303
22,85326303	0,67449938	0,88912275	1	1,01	0,95	2	650	187,012922	22,85326303
22,85326303	0,67449938	0,88912275	1	1,01	0,95	2	650	187,012922	22,85326303
22,85326303	0,67449938	0,88912275	1	1,01	0,95	2	650	187,012922	22,85326303

El piñón de entrada del reductor es donde el eje sufre mayores solicitaciones, no obstante, el diámetro mínimo continúa siendo muy inferior de nuestro diseño.

- **Sección 6: Cambio de diámetro**

Sección a estudiar		a	b						
6		4,51	-0,265						
Material eje 34CrNiMo6		Esfuerzos presentes							
Su (Mpa)	1300	Flector		Torsor					
Sy (Mpa)	860	51,85		0					
X	2,5								
d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d mínimo a fatiga (mm)	
30	2	35	0,85714286	1,8	1,77704683	0,8636091	204,4364	18,62273872	
18,62273872	2	35	0,53207825	1,4	1,38852341	0,90881298	275,334862	16,86329964	
16,86329964	2	35	0,48180856	1,4	1,38852341	0,91851516	278,274243	16,80371427	
16,80371427	2	35	0,48010612	1,4	1,38852341	0,91886311	278,379659	16,80159295	
16,80159295	2	35	0,48004551	1,4	1,38852341	0,91887552	278,383419	16,8015173	
16,8015173	2	35	0,48004335	1,4	1,38852341	0,91887597	278,383553	16,8015146	
16,8015146	2	35	0,48004327	1,4	1,38852341	0,91887598	278,383558	16,8015145	
16,8015145	2	35	0,48004327	1,4	1,38852341	0,91887598	278,383558	16,8015145	
16,8015145	2	35	0,48004327	1,4	1,38852341	0,91887598	278,383558	16,8015145	
16,8015145	2	35	0,48004327	1,4	1,38852341	0,91887598	278,383558	16,8015145	
16,8015145	2	35	0,48004327	1,4	1,38852341	0,91887598	278,383558	16,8015145	
16,8015145	2	35	0,48004327	1,4	1,38852341	0,91887598	278,383558	16,8015145	
16,8015145	2	35	0,48004327	1,4	1,38852341	0,91887598	278,383558	16,8015145	
16,8015145	2	35	0,48004327	1,4	1,38852341	0,91887598	278,383558	16,8015145	
q	0,97130853	Ka	Kc	Kd	Ke	Se'			
alfa	0,05907796	0,67449938	1	1,01	0,95	650			
radio entalla	2								

En este punto el momento torsor ya ha sido transmitido al siguiente eje por lo que únicamente está sometido al momento flector calculado con anterioridad.

El diseño es válido.

- **Sección 7: Cambio de diámetro en el eje.**

Sección a estudiar		a	b						
7		4,51	-0,265						
Material eje 34CrNiMo6		Esfuerzos presentes							
Su (Mpa)	1300	Flector		Torsor					
Sy (Mpa)	860	40,45		0					
X	2,5								
d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d mínimo a fatiga (mm)	
35	2	25	0,05714286	2,4	2,35983195	0,84948145	151,430276	18,94735718	
18,94735718	2	25	0,10555562	1,8	1,77704683	0,90713407	214,739775	16,86483314	
16,86483314	2	25	0,11858997	1,7	1,67991597	0,91850622	230,003493	16,48319524	
16,48319524	2	25	0,1213357	1,7	1,67991597	0,92075853	230,567495	16,46974416	
16,46974416	2	25	0,12143479	1,7	1,67991597	0,92083897	230,587637	16,46926461	
16,46926461	2	25	0,12143833	1,7	1,67991597	0,92084184	230,588355	16,46924751	
16,46924751	2	25	0,12143846	1,7	1,67991597	0,92084194	230,588381	16,4692469	
16,4692469	2	25	0,12143846	1,7	1,67991597	0,92084194	230,588382	16,46924687	
16,46924687	2	25	0,12143846	1,7	1,67991597	0,92084194	230,588382	16,46924687	
16,46924687	2	25	0,12143846	1,7	1,67991597	0,92084194	230,588382	16,46924687	
16,46924687	2	25	0,12143846	1,7	1,67991597	0,92084194	230,588382	16,46924687	
16,46924687	2	25	0,12143846	1,7	1,67991597	0,92084194	230,588382	16,46924687	
q	0,97130853	Ka	Kc	Kd	Ke	Se'			
alfa	0,05907796	0,67449938	1	1,01	0,95	650			
radio entalla	2								

Al igual que en la sección anterior, no existe momento torsor, solo un flector inferior incluso al anterior.

El diseño es válido.

CONCLUSIONES:

En todas las secciones el diámetro mínimo es muy inferior al seleccionado en el diseño por lo que los diámetros seleccionados son válidos según el criterio de fatiga.

5.6.2 EJE INTERMEDIO

Procedemos del mismo modo con el eje intermedio, en primer lugar, seleccionando las secciones críticas a estudiar a fatiga:

- **Sección 3: cambio de diámetro en el eje.**

Sección a estudiar		a	b					
3		4,51	-0,265					
Material eje 34CrNiMo6		Esfuerzos presentes						
Su (Mpa)	1300	Flector	Torsor					
Sy (Mpa)	860	76,85	0					
X	2,5							
d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d mínimo a fatiga (mm)
40	2	50	0,05	2,1	2,06843939	0,83743048	170,312237	22,5655563
22,5655563	2	50	0,08863065	1,9	1,87417768	0,89032887	199,838694	21,39446682
21,39446682	2	50	0,09348211	1,8	1,77704683	0,89542028	211,966848	20,97838323
20,97838323	2	50	0,09533623	1,8	1,77704683	0,89730394	212,412756	20,96369331
20,96369331	2	50	0,09540304	1,8	1,77704683	0,8973712	212,428677	20,96316956
20,96316956	2	50	0,09540542	1,8	1,77704683	0,8973736	212,429245	20,96315088
20,96315088	2	50	0,09540551	1,8	1,77704683	0,89737369	212,429265	20,96315022
20,96315022	2	50	0,09540551	1,8	1,77704683	0,89737369	212,429266	20,96315019
20,96315019	2	50	0,09540551	1,8	1,77704683	0,89737369	212,429266	20,96315019
20,96315019	2	50	0,09540551	1,8	1,77704683	0,89737369	212,429266	20,96315019
20,96315019	2	50	0,09540551	1,8	1,77704683	0,89737369	212,429266	20,96315019
20,96315019	2	50	0,09540551	1,8	1,77704683	0,89737369	212,429266	20,96315019
20,96315019	2	50	0,09540551	1,8	1,77704683	0,89737369	212,429266	20,96315019
q	0,97130853	Ka	Kc	Kd	Ke	Se'		
alfa	0,05907796	0,67449938	1	1,01	0,95	650		
radio entalla	2							

En esta sección aún no se aplica el momento torsor ya que es previa al engrane con el eje de entrada.

El diseño es válido.

- **Sección 4: cambio de diámetro en el eje.**

Sección a estudiar		a	b					
4		4,51	-0,265					
Material eje 34CrNiMo6		Esfuerzos presentes						
Su (Mpa)	1300	Flector	Torsor					
Sy (Mpa)	860	109,69	0					
X	2,5							
d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d mínimo a fatiga (mm)
50	2	45	0,04	2	1,97130853	0,8176725	174,487644	25,20272442
25,20272442	2	45	0,0793565	1,65	1,63135055	0,87986147	226,885581	23,0905043
23,0905043	2	45	0,08661569	1,7	1,67991597	0,88814077	222,399669	23,24472103
23,24472103	2	45	0,08604104	1,7	1,67991597	0,88750841	222,24132	23,25024041
23,25024041	2	45	0,08602062	1,7	1,67991597	0,88748587	222,235674	23,25043729
23,25043729	2	45	0,08601989	1,7	1,67991597	0,88748506	222,235473	23,25044431
23,25044431	2	45	0,08601986	1,7	1,67991597	0,88748503	222,235465	23,25044456
23,25044456	2	45	0,08601986	1,7	1,67991597	0,88748503	222,235465	23,25044457
23,25044457	2	45	0,08601986	1,7	1,67991597	0,88748503	222,235465	23,25044457
23,25044457	2	45	0,08601986	1,7	1,67991597	0,88748503	222,235465	23,25044457
23,25044457	2	45	0,08601986	1,7	1,67991597	0,88748503	222,235465	23,25044457
23,25044457	2	45	0,08601986	1,7	1,67991597	0,88748503	222,235465	23,25044457
q	0,97130853	Ka	Kc	Kd	Ke	Se'		
alfa	0,05907796	0,67449938	1	1,01	0,95	650		
radio entalla	2							

Al igual que en el caso anterior, no existe torsor. El flector sube un poco su valor, aun así se mantiene bastante bajo.

El diseño es válido.

- **Sección 5: chavetero piñón 1.**

Sección a estudiar		a	b
5		4,51	-0,265
Material eje	34CrNiMo6	Esfuerzos presentes	
Su (Mpa)	1300	Momento Flector	Momento Torsor
Sy (Mpa)	860	339,57	485,1
X	2,5		

d (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga (mm)
45	0,67449938	0,82694275	1	1,01	0,95	2	650	173,934341	37,26474208
37,26474208	0,67449938	0,84380148	1	1,01	0,95	2	650	177,480309	37,03444576
37,03444576	0,67449938	0,84436137	1	1,01	0,95	2	650	177,598073	37,02691326
37,02691326	0,67449938	0,84437975	1	1,01	0,95	2	650	177,601939	37,02666614
37,02666614	0,67449938	0,84438035	1	1,01	0,95	2	650	177,602065	37,02665803
37,02665803	0,67449938	0,84438037	1	1,01	0,95	2	650	177,60207	37,02665776
37,02665776	0,67449938	0,84438037	1	1,01	0,95	2	650	177,60207	37,02665775
37,02665775	0,67449938	0,84438037	1	1,01	0,95	2	650	177,60207	37,02665775
37,02665775	0,67449938	0,84438037	1	1,01	0,95	2	650	177,60207	37,02665775

En el engrane con el eje de salida en el piñón 1 aparece el momento torsor calculado con anterioridad y que se transmitirá por eje hasta llegar al chavetero del piñón 2.

El diseño es válido.

- **Sección 6: chavetero piñón 2.**

Sección a estudiar		a	b
6		1,58	-0,085
Material eje	34CrNiMo6	Esfuerzos presentes	
Su (Mpa)	1300	Momento Flector	Momento Torsor
Sy (Mpa)	860	703,37	485,1
X	2,5		

d (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga (mm)
45	0,85895795	0,82694275	1	1,01	0,95	2	650	221,500997	43,46750626
43,46750626	0,85895795	0,83001426	1	1,01	0,95	2	650	222,323719	43,41546901
43,41546901	0,85895795	0,83012066	1	1,01	0,95	2	650	222,352216	43,41367132
43,41367132	0,85895795	0,83012433	1	1,01	0,95	2	650	222,353202	43,41360918
43,41360918	0,85895795	0,83012446	1	1,01	0,95	2	650	222,353236	43,41360703
43,41360703	0,85895795	0,83012447	1	1,01	0,95	2	650	222,353237	43,41360696
43,41360696	0,85895795	0,83012447	1	1,01	0,95	2	650	222,353237	43,41360696
43,41360696	0,85895795	0,83012447	1	1,01	0,95	2	650	222,353237	43,41360696
43,41360696	0,85895795	0,83012447	1	1,01	0,95	2	650	222,353237	43,41360696

El chavetero que acopla con el eje de salida es la sección más solicitada de todo el diseño. Por ello el proceso de fabricación de este será el rectificado para asegurar que soporte las cargas de la manera adecuada, por ello los valores a y b empleados en el cálculo y consultados en la tabla 11 se modifican acorde a ello.

El diámetro mínimo es ajustado pero válido.

- **Sección 7: cambio de sección en el eje.**

Sección a estudiar		a	b					
7		4,51	-0,265					
Material eje	34CrNiMo6	Esfuerzos presentes						
Su (Mpa)	1300	Flector	Torsor					
Sy (Mpa)	860	382,62	0					
X	2,5							
d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d mínimo a fatiga (mm)
45	2	50	0,04444444	2	1,97130853	0,82694275	176,465873	38,07872081
38,07872081	2	50	0,05252277	1,9	1,87417768	0,84185282	188,958006	37,22038216
37,22038216	2	50	0,053734	1,9	1,87417768	0,84390903	189,419533	37,19012804
37,19012804	2	50	0,05377771	1,9	1,87417768	0,84398246	189,436015	37,18904943
37,18904943	2	50	0,05377927	1,9	1,87417768	0,84398508	189,436603	37,18901096
37,18901096	2	50	0,05377933	1,9	1,87417768	0,84398517	189,436623	37,18900959
37,18900959	2	50	0,05377933	1,9	1,87417768	0,84398518	189,436624	37,18900954
37,18900954	2	50	0,05377933	1,9	1,87417768	0,84398518	189,436624	37,18900954
37,18900954	2	50	0,05377933	1,9	1,87417768	0,84398518	189,436624	37,18900954
37,18900954	2	50	0,05377933	1,9	1,87417768	0,84398518	189,436624	37,18900954
37,18900954	2	50	0,05377933	1,9	1,87417768	0,84398518	189,436624	37,18900954
37,18900954	2	50	0,05377933	1,9	1,87417768	0,84398518	189,436624	37,18900954
37,18900954	2	50	0,05377933	1,9	1,87417768	0,84398518	189,436624	37,18900954
37,18900954	2	50	0,05377933	1,9	1,87417768	0,84398518	189,436624	37,18900954
q	0,97130853	Ka	Kc	Kd	Ke	Se'		
alfa	0,05907796	0,67449938	1	1,01	0,95	650		
radio entalla	2							

El momento torsor desaparece por lo que las exigencias son menores y nuestro diámetro es adecuado para el diseño.

- **Sección 8: cambio de sección en el eje.**

Sección a estudiar		a	b					
8		4,51	-0,265					
Material eje	34CrNiMo6	Esfuerzos presentes						
Su (Mpa)	1300	Flector	Torsor					
Sy (Mpa)	860	325,61	0					
X	2,5							
d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d mínimo a fatiga (mm)
50	2	40	0,04	2,3	2,26270109	0,8176725	152,016978	37,92409725
37,92409725	2	40	0,05273692	2,1	2,06843939	0,84221942	171,286186	36,44504601
36,44504601	2	40	0,05487714	2,1	2,06843939	0,84581204	172,016835	36,39337218
36,39337218	2	40	0,05495506	2,1	2,06843939	0,84594046	172,042952	36,3915305
36,3915305	2	40	0,05495784	2,1	2,06843939	0,84594504	172,043884	36,39146481
36,39146481	2	40	0,05495794	2,1	2,06843939	0,8459452	172,043917	36,39146247
36,39146247	2	40	0,05495795	2,1	2,06843939	0,84594521	172,043918	36,39146239
36,39146239	2	40	0,05495795	2,1	2,06843939	0,84594521	172,043918	36,39146238
36,39146238	2	40	0,05495795	2,1	2,06843939	0,84594521	172,043918	36,39146238
36,39146238	2	40	0,05495795	2,1	2,06843939	0,84594521	172,043918	36,39146238
36,39146238	2	40	0,05495795	2,1	2,06843939	0,84594521	172,043918	36,39146238
36,39146238	2	40	0,05495795	2,1	2,06843939	0,84594521	172,043918	36,39146238
36,39146238	2	40	0,05495795	2,1	2,06843939	0,84594521	172,043918	36,39146238
q	0,97130853	Ka	Kc	Kd	Ke	Se'		
alfa	0,05907796	0,67449938	1	1,01	0,95	650		
radio entalla	2							

El comportamiento de esta sección es muy similar a la anterior, menos crítica ya que el momento flector va disminuyendo conforme avanzamos en el eje.

El diseño es válido.

Conclusiones:

Todos los diámetros son válidos a fatiga. Hemos de considerar que el chavetero del piñón dos y en consecuencia, toda la superficie del eje en esa zona, ha de ser rectificadas para alcanzar los requerimientos de diseño.

5.6.3 EJE SALIDA

Del mismo modo procedemos con el eje de salida. En este caso el acero utilizado es de prestaciones menores ya que al tener una sección mucho mayor puede soportar mayores esfuerzos.

Las secciones críticas que analizar son las siguientes:

- Sección 1: Chavetero máquina exterior.

Sección a estudiar		a	b							
1		4,51	-0,265							
Material eje	42CrMo4	Esfuerzos presentes								
Su (Mpa)	950	Momento Flector	Momento Torsor							
Sy (Mpa)	560	0	2728,98							
X	2,5									
d (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga (mm)	
75	0,73295918	0,796225	1	1,01	0,95	2	475	132,991593	49,87897038	
49,87897038	0,73295918	0,81788456	1	1,01	0,95	2	475	136,609339	49,87897038	
49,87897038	0,73295918	0,81788456	1	1,01	0,95	2	475	136,609339	49,87897038	
49,87897038	0,73295918	0,81788456	1	1,01	0,95	2	475	136,609339	49,87897038	
49,87897038	0,73295918	0,81788456	1	1,01	0,95	2	475	136,609339	49,87897038	
49,87897038	0,73295918	0,81788456	1	1,01	0,95	2	475	136,609339	49,87897038	
49,87897038	0,73295918	0,81788456	1	1,01	0,95	2	475	136,609339	49,87897038	
49,87897038	0,73295918	0,81788456	1	1,01	0,95	2	475	136,609339	49,87897038	
49,87897038	0,73295918	0,81788456	1	1,01	0,95	2	475	136,609339	49,87897038	

En el chavetero que acopla a la máquina de salida encontramos el momento torsor requerido por diseño y ningún momento flector.

El cálculo de Se' es diferente ya que superados los 55mm de diámetro en el eje se obtiene de manera diferente tal y como se explica en el apartado de diseño a fatiga.

El diseño es válido.

- Sección 2: Ranura para anillo de retención.

Sección a estudiar		a	b							
2		4,51	-0,265							
Material eje	42CrMo4	Esfuerzos presentes								
Su (Mpa)	950	Momento Flector	Momento Torsor							
Sy (Mpa)	560	1267,63	2728,98							
X	2,5									
d (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga (mm)	
75	0,73295918	0,796225	1	1,01	0,95	2,2	475	120,901448	66,52589863	
66,52589863	0,73295918	0,80331782	1	1,01	0,95	2,2	475	121,978446	66,36462291	
66,36462291	0,73295918	0,80345281	1	1,01	0,95	2,2	475	121,998943	66,36157613	
66,36157613	0,73295918	0,80345536	1	1,01	0,95	2,2	475	121,99933	66,36151858	
66,36151858	0,73295918	0,80345541	1	1,01	0,95	2,2	475	121,999338	66,36151749	
66,36151749	0,73295918	0,80345541	1	1,01	0,95	2,2	475	121,999338	66,36151747	
66,36151747	0,73295918	0,80345541	1	1,01	0,95	2,2	475	121,999338	66,36151747	

El momento torsor a transmitir sigue presente en esta sección y se le suma el flector calculado con anterioridad. Así resulta una sección crítica a nivel solicitaciones y con un valor de k_f elevado al tratarse de una entalla pequeña y por lo tanto un potencial concentrador de tensiones.

El diseño sigue siendo válido para este material y geometría.

- **Sección 5: Chavetero piñón 2.**

Sección a estudiar		a	b
5		4,51	-0,265
Material eje	42CrMo4	Esfuerzos presentes	
Su (Mpa)	950	Momento Flector	Momento Torsor
Sy (Mpa)	560	1583,58	2728,98
X	2,5		

d (mm)	Ka	Kb	Kc	Kd	Ke	Kf	Se'	Se	d mínimo a fatiga (mm)
75	0,73295918	0,796225	1	1,01	0,95	2	475	132,991593	68,9383585
68,9383585	0,73295918	0,80129859	1	1,01	0,95	2	475	133,839024	68,81356404
68,81356404	0,73295918	0,80140305	1	1,01	0,95	2	475	133,856647	68,8110079
68,8110079	0,73295918	0,80140519	1	1,01	0,95	2	475	133,856828	68,81095555
68,81095555	0,73295918	0,80140523	1	1,01	0,95	2	475	133,856835	68,81095448
68,81095448	0,73295918	0,80140523	1	1,01	0,95	2	475	133,856835	68,81095445
68,81095445	0,73295918	0,80140523	1	1,01	0,95	2	475	133,856835	68,81095445
68,81095445	0,73295918	0,80140523	1	1,01	0,95	2	475	133,856835	68,81095445
68,81095445	0,73295918	0,80140523	1	1,01	0,95	2	475	133,856835	68,81095445
68,81095445	0,73295918	0,80140523	1	1,01	0,95	2	475	133,856835	68,81095445

Esta es la sección más solicitada de todo el eje de salida.

El diseño es válido.

- **Sección 6: Cambio de sección en el eje.**

Sección a estudiar		a	b
6		4,51	-0,265
Material eje	42CrMo4	Esfuerzos presentes	
Su (Mpa)	950	Flector	Torsor
Sy (Mpa)	560	226,26	0
X	2,5		

d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d mínimo a fatiga (mm)
75	2	80	0,02666667	1,6	1,57196864	0,796225	169,203876	32,41250003
32,41250003	2	80	0,06170459	1,7	1,66729675	0,85649127	171,604398	32,26065355
32,26065355	2	80	0,06199502	1,7	1,66729675	0,85692173	171,690642	32,25525085
32,25525085	2	80	0,06200541	1,7	1,66729675	0,85693708	171,693719	32,25505817
32,25505817	2	80	0,06200578	1,7	1,66729675	0,85693763	171,693829	32,2550513
32,2550513	2	80	0,06200579	1,7	1,66729675	0,85693765	171,693833	32,25505106
32,25505106	2	80	0,06200579	1,7	1,66729675	0,85693765	171,693833	32,25505105
32,25505105	2	80	0,06200579	1,7	1,66729675	0,85693765	171,693833	32,25505105
32,25505105	2	80	0,06200579	1,7	1,66729675	0,85693765	171,693833	32,25505105
32,25505105	2	80	0,06200579	1,7	1,66729675	0,85693765	171,693833	32,25505105
32,25505105	2	80	0,06200579	1,7	1,66729675	0,85693765	171,693833	32,25505105
32,25505105	2	80	0,06200579	1,7	1,66729675	0,85693765	171,693833	32,25505105

q	alfa	Ka	Kc	Kd	Ke	Se'
0,95328107	0,09801712	0,73295918	1	1,01	0,95	475
radio entalla	2					

En esta sección el momento torsor es cero ya que aun no se ha transmitido desde el eje intermedio al de salida al estar en una sección previa al chavetero del piñón 2.

Las solicitaciones son muy bajas por lo que el diámetro mínimo es muy inferior al de diseño.

- **Sección 7: Cambio de sección en el eje.**

Sección a estudiar		a	b					
7		4,51	-0,265					
Material eje	42CrMo4	Esfuerzos presentes						
Su (Mpa)	950	Flector		Torsor				
Sy (Mpa)	560	137,53		0				
X	2,5							
d (mm)	r (mm)	D (mm)	r/d	Kt (tabla)	Kf	Kb	Se	d mínimo a fatiga (mm)
80	2	70	0,025	1,7	1,66729675	0,79204	158,691106	28,04970663
28,04970663	2	70	0,07130199	1,6	1,57196864	0,86984296	184,848252	26,65880858
26,65880858	2	70	0,07502211	1,6	1,57196864	0,87458943	185,856913	26,61049454
26,61049454	2	70	0,07515832	1,6	1,57196864	0,8747592	185,89299	26,60877296
26,60877296	2	70	0,07516318	1,6	1,57196864	0,87476525	185,894277	26,60871156
26,60871156	2	70	0,07516335	1,6	1,57196864	0,87476547	185,894323	26,60870937
26,60870937	2	70	0,07516336	1,6	1,57196864	0,87476548	185,894325	26,60870929
26,60870929	2	70	0,07516336	1,6	1,57196864	0,87476548	185,894325	26,60870929
26,60870929	2	70	0,07516336	1,6	1,57196864	0,87476548	185,894325	26,60870929
26,60870929	2	70	0,07516336	1,6	1,57196864	0,87476548	185,894325	26,60870929
26,60870929	2	70	0,07516336	1,6	1,57196864	0,87476548	185,894325	26,60870929
26,60870929	2	70	0,07516336	1,6	1,57196864	0,87476548	185,894325	26,60870929
26,60870929	2	70	0,07516336	1,6	1,57196864	0,87476548	185,894325	26,60870929
26,60870929	2	70	0,07516336	1,6	1,57196864	0,87476548	185,894325	26,60870929
q	0,95328107	Ka	Kc	Kd	Ke	Se'		
alfa	0,09801712	0,73295918	1	1,01	0,95	475		
radio entalla	2							

En esta sección el momento torsor es nulo por el mismo motivo que en la sección anterior y además el momento flector es muy bajo.

El diseño es válido.

Conclusiones:

El eje de salida diseñado es válido en todas las secciones utilizando el material de menores prestaciones y por lo tanto abaratando el diseño.

6. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Para realizar la selección de rodamientos adecuada al diseño de reductor realizado es necesario estimar su vida útil.

Suponiendo un servicio continuo la vida de los rodamientos ha de ser de 50000 horas. Este dato se consulta en la tabla 16 en anexos.

Los rodamientos seleccionados son del fabricante SKF y son de tipo cónico y una sola hilera para que puedan transmitir carga axial y radial.

6.1 FUERZA EQUIVALENTE EN RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS

El rodamiento de rodillos cónicos requiere de una carga axial. En su defecto se desmontaría. Por este motivo es necesario calcular los siguientes parámetros basados en la fuerza axial y radial para que no se produzca el desmonte y el funcionamiento sea el adecuado:

$$\text{si } F_a/F_r < e \quad F_{eq} = F_r$$

El efecto de la fuerza axial es indiferente y la fuerza equivalente será únicamente la radial.

$$\text{si } F_a/F_r > e \quad F_{eq} = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Donde e, Y son valores dados por el fabricante en su catálogo.

Los rodamientos cónicos provocan un empuje axial debidos al ángulo de contacto y se calculan mediante la siguiente expresión:

$$\text{Empuje axial} = \frac{0,5 \cdot F_r}{Y}$$

El valor de la fuerza radial se ha obtenido en el cálculo de deflexión lateral de los ejes: las reacciones en los rodamientos. Es necesario ahora obtener el valor de la fuerza axial resultante. Para ello se tendrá en cuenta el sentido de la fuerza axial en los engranajes que haya en cada uno de los ejes y sumarle el valor del empuje axial generado por el rodamiento.

Con el sentido de la fuerza identificado se determina qué extremo del eje actúa como rodamiento fijo y cual como móvil. El fijo ha de ser el que se oponga al movimiento del eje debido al efecto de la fuerza axial resultante.

El último paso es equilibrar la fuerza axial de los engranajes y el empuje axial del rodamiento fijo en el rodamiento fijo. En el rodamiento móvil únicamente se equilibrará el empuje axial.

Con estas fuerzas axiales se calcula la fuerza equivalente para cada uno de los rodamientos requeridos por el diseño.

6.2 CÁLCULO DE LA VIDA A FATIGA DEL RODAMIENTO

Partiendo de la fuerza equivalente ya es posible calcular la vida del rodamiento preseleccionado.

El primer paso será calcular la fuerza equivalente. Para ello necesitamos conocer la vida nominal del rodamiento, definida como el número de horas o revoluciones a velocidad constante que el 90% de los rodamientos completará previo a fallo.

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

Siendo:

- C la capacidad de carga dinámica. Se extrae del catálogo del fabricante.
- q tiene un valor de 10/3 en rodamientos de rodillos con contacto lineal.
- F es la fuerza equivalente calculada anteriormente.

Nuestro diseño precisa de un nivel de fiabilidad mayor al 90% precalculada, para ello se deben aplicar unas correcciones y así obtener el 98% requerido.

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

Siendo:

- a_1 el factor de fiabilidad y su valor se establece consultando la tabla 17. En nuestro caso toma el valor de 0,37.
- a_{iso} es el factor por condiciones de trabajo. Este parámetro considera el efecto de una lubricación inadecuada. Esta falta de lubricación viene dada por los siguientes factores: la carga del rodamiento o fuerza equivalente, el valor de carga límite que este puede soportar a fatiga, el nivel de contaminación del lubricante, de la viscosidad, la temperatura y velocidad de trabajo, así como de sus dimensiones.

Para ver el valor del parámetro se debe consultar la tabla 19 y conocer los siguientes valores:

- Viscosidad relativa:

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

$$v_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n}} \quad \text{si } n > 1000 \text{ rpm}$$

Siendo d_m el diámetro medio del rodamiento y calculándose como la media del diámetro externo e interno del mismo.

- La constante Kappa:

$$k = \frac{T_{trabajo}}{v_1}$$

- El parámetro contaminación-carga:

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

La selección del rodamiento comenzará con el diámetro interior, marcado por el diseño del eje. Partiremos de una suposición inicial de rodamiento de capacidad de carga media del catálogo del fabricante y se realizará la comprobación de su validez.

El rodamiento será válido siempre y cuando el valor de su capacidad de carga dinámica (C) sea superior al calculado con la siguiente fórmula:

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

Estos cálculos se realizarán con la ayuda de una hoja Excel que agilice el proceso.

6.3 RODAMIENTOS EJE ENTRADA

Para el eje de entrada debemos analizar los cuatro posibles casos de carga vistos en deflexión lateral.

Las tablas que se muestran a continuación son las finales, por lo que únicamente muestran rodamientos válidos para nuestros requerimientos de diseño.

El rodamiento 1 de unión con la máquina exterior es el modelo 31306/DF del catálogo de SKF, se trata de un rodamiento de rodillos cónicos de doble fila. El alto número de revoluciones y par a soportar por el eje en los casos de carga más exigentes hacen que ninguno de los rodamientos de una sola fila del catálogo se adapte al diseño.

Del mismo modo el rodamiento del piñón 1 requiere de doble fila para ser adecuado a las exigencias del diseño. El modelo seleccionado es el 3105/DF del catálogo de SKF.

Las especificaciones técnicas de ambos se encuentran en el apartado 20 y 21 del anexo de tablas.

CASO A:

Reacción A= 2044,08 N

Reacción B= 1725,42 N

 $F_h = -1128,72$ N

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
Tipo	31306/DF			Tipo	31305/DF		
d (mm)	30	C (N)	100000	d (mm)	25	C (N)	79900
D (mm)	72	Pu (N)	11400	D (mm)	62	Pu (N)	8650
D medio (mm)	51	e	0,83	D medio (mm)	43,5	e	0,83
		Ya	1,2			Ya	0,81
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	2044,08			Fuerza radial rodamiento B (N)	1725,42		
Fuerza axial rodamiento A (N)	2193,79			Fuerza axial rodamiento B (N)	1065,07		
Fuerza axial debida a los engranajes (Fh)				Fuerza axial debida a los engranajes (Fh)	-1128,72		
Fuerza axial resultante eje				Fuerza axial resultante eje	-1342,09		
Fuerza axial generada por la reacción radial	851,70			Fuerza axial generada por la reacción radial	-1065,07		
Tipo de extremo	FIJO			Tipo de extremo	MOVIL		
Fa/Fr	1,0732			Fa/Fr	0,6173		
Fuerza equivalente (N)	3450,18			Fuerza equivalente (N)	1725,42		
Velocidad giro eje (rpm)	1400			Velocidad giro eje (rpm)	1400		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad relativa	168,41			Viscosidad relativa	182,35		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	1,9825			Factor contaminación-carga	3,0080		
Kappa (k)	0,3266			Kappa (k)	0,3290		
aiso (tabla)	0,34			aiso (tabla)	0,45		
C nec (N)	78753,78			C nec (N)	36204,89		
VÁLIDO				VÁLIDO			

CASO B:

Reacción A= 2105,24 N

Reacción B= 1783,62 N

 $F_h = -1128,72$ N

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
Tipo	31306/DF			Tipo	31305/DF		
d (mm)	30	C (N)	100000	d (mm)	25	C (N)	79900
D (mm)	72	Pu (N)	11400	D (mm)	62	Pu (N)	8650
D medio (mm)	51	e	0,83	D medio (mm)	43,5	e	0,83
		Ya	1,2			Ya	0,81
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)			2105,24	Fuerza radial rodamiento B (N)			1783,62
Fuerza axial rodamiento A (N)			2229,72	Fuerza axial rodamiento B (N)			1101,00
Fuerza axial debida a los engranajes (Fh)				-1128,72			
Fuerza axial resultante eje				-1352,54			
Fuerza axial generada por la reacción radial			877,18	Fuerza axial generada por la reacción radial			-1101,00
Tipo de extremo			FIJO	Tipo de extremo			MOVIL
Fa/Fr			1,0591	Fa/Fr			0,6173
Fuerza equivalente (N)			3517,76	Fuerza equivalente (N)			1783,62
Velocidad giro eje (rpm)			1400	Velocidad giro eje (rpm)			1400
Vida rodamiento (horas)			50000	Vida rodamiento (horas)			50000
Viscosidad relativa			168,41	Viscosidad relativa			182,35
Contaminación lubricante			0,6	Contaminación lubricante			0,6
a1			0,37	a1			0,37
Factor contaminación-carga			1,9444	Factor contaminación-carga			2,9098
Kappa (k)			0,3266	Kappa (k)			0,3290
aiso (tabla)			0,33	aiso (tabla)			0,45
C nec (N)			81019,32	C nec (N)			37426,11
VÁLIDO				VÁLIDO			

CASO C:

Reacción A= 2606,21 N

Reacción B= 2279,15 N

 $F_h = 1128,72$ N

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
Tipo	31306/DF			Tipo	31305/DF		
d (mm)	30	C (N)	100000	d (mm)	25	C (N)	79900
D (mm)	72	Pu (N)	11400	D (mm)	62	Pu (N)	8650
D medio (mm)	51	e	0,83	D medio (mm)	43,5	e	0,83
		Ya	1,2			Ya	0,81
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	2606,21			Fuerza radial rodamiento B (N)	2279,15		
Fuerza axial rodamiento A (N)	1085,92			Fuerza axial rodamiento B (N)	2214,64		
Fuerza axial debida a los engranajes (Fh)	1128,72			Fuerza axial debida a los engranajes (Fh)	1128,72		
Fuerza axial resultante eje	807,76			Fuerza axial resultante eje	807,76		
Fuerza axial generada por la reacción radial	1085,92			Fuerza axial generada por la reacción radial	-1406,88		
Tipo de extremo	MOVIL			Tipo de extremo	FIJO		
Fa/Fr	0,4167			Fa/Fr	0,9717		
Fuerza equivalente (N)	2606,21			Fuerza equivalente (N)	2705,519075		
Velocidad giro eje (rpm)	1400			Velocidad giro eje (rpm)	1400		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad relativa	168,41			Viscosidad relativa	182,35		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	2,6245			Factor contaminación-carga	1,9183		
Kappa (k)	0,3266			Kappa (k)	0,3290		
aiso (tabla)	0,41			aiso (tabla)	0,35		
C nec (N)	56237,05			C nec (N)	61220,81		
VÁLIDO				VÁLIDO			

CASO D:

Reacción A= 3068,37 N

Reacción B= 1442.19 N

 $F_h = 1128,72$ N

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
Tipo	31306/DF			Tipo	31305/DF		
d (mm)	30	C (N)	100000	d (mm)	25	C (N)	79900
D (mm)	72	Pu (N)	11400	D (mm)	62	Pu (N)	8650
D medio (mm)	51	e	0,83	D medio (mm)	43,5	e	0,83
		Ya	1,2			Ya	0,81
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	3068,37			Fuerza radial rodamiento B (N)	1442,19		
Fuerza axial rodamiento A (N)	1278,49			Fuerza axial rodamiento B (N)	2407,21		
Fuerza axial debida a los engranajes (Fh)	1128,72						
Fuerza axial resultante eje	1516,97						
Fuerza axial generada por la reacción radial	1278,49			Fuerza axial generada por la reacción radial	-890,24		
Tipo de extremo	MOVIL			Tipo de extremo	FIJO		
Fa/Fr	0,4167			Fa/Fr	1,6691		
Fuerza equivalente (N)	3068,37			Fuerza equivalente (N)	2526,714075		
Velocidad giro eje (rpm)	1400			Velocidad giro eje (rpm)	1400		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad relativa	168,41			Viscosidad relativa	182,35		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	2,2292			Factor contaminación-carga	2,0541		
Kappa (k)	0,3266			Kappa (k)	0,3290		
aiso (tabla)	0,38			aiso (tabla)	0,35		
C nec (N)	67737,76			C nec (N)	57174,79		
VÁLIDO				VÁLIDO			

6.4 RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO

Se procede del mismo modo con el eje intermedio. En este caso tenemos dos cargas axiales diferentes, por lo que la fuerza axial debida a los engranajes será la combinación de ambas.

El rodamiento seleccionado es el mismo tanto para A como para B y es el modelo 32308 de SKF, de rodillos cónicos y una sola hilera.

Las especificaciones técnicas las encontramos en el apartado 22 del anexo de tablas.

CASO A:

Reacción A= 5560,87 N

Reacción B= 9114,79 N

$F_h = -3590,72$ N

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
Tipo	32308			Tipo	32308		
d (mm)	40	C (N)	143000	d (mm)	40	C (N)	143000
D (mm)	90	Pu (N)	16000	D (mm)	90	Pu (N)	16000
D medio (mm)	65	e	0,35	D medio (mm)	65	e	0,35
		Ya	1,7			Ya	1,7
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	5560,87			Fuerza radial rodamiento B (N)	9114,79		
Fuerza axial rodamiento A (N)	6271,54			Fuerza axial rodamiento B (N)	2680,82		
Fuerza axial debida a los engranajes (Fh)				Fuerza axial debida a los engranajes (Fh)	-3590,72		
Fuerza axial resultante eje				Fuerza axial resultante eje	-4635,99		
Fuerza axial generada por la reacción radial	1635,55			Fuerza axial generada por la reacción radial	-2680,82		
Tipo de extremo	FIJO			Tipo de extremo	MOVIL		
Fa/Fr	1,1278			Fa/Fr	0,2941		
Fuerza equivalente (N)	12885,97			Fuerza equivalente (N)	9114,79		
Velocidad giro eje (rpm)	250			Velocidad giro eje (rpm)	250		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad relativa	55,99			Viscosidad relativa	55,99		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	0,7450			Factor contaminación-carga	1,0532		
Kappa (k)	0,9824			Kappa (k)	1,0717		
aiso (tabla)	3			aiso (tabla)	5		
C nec (N)	91177,62			C nec (N)	55321,85		
VÁLIDO				VÁLIDO			

CASO B:

Reacción A= 5563,03N

Reacción B= 9864,33 N

 $F_h = 3590,72$ N

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
Tipo	32308			Tipo	32308		
d (mm)	40	C (N)	143000	d (mm)	40	C (N)	143000
D (mm)	90	Pu (N)	16000	D (mm)	90	Pu (N)	16000
D medio (mm)	65	e	0,35	D medio (mm)	65	e	0,35
		Ya	1,7			Ya	1,7
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)			5563,03	Fuerza radial rodamiento B (N)			9864,33
Fuerza axial rodamiento A (N)			1636,19	Fuerza axial rodamiento B (N)			5226,91
Fuerza axial debida a los engranajes (Fh)				3590,72			
Fuerza axial resultante eje				2325,63			
Fuerza axial generada por la reacción radial			1636,19	Fuerza axial generada por la reacción radial			-2901,27
Tipo de extremo			MOVIL	Tipo de extremo			FIJO
Fa/Fr			0,2941	Fa/Fr			0,5299
Fuerza equivalente (N)			5563,03	Fuerza equivalente (N)			12831,471
Velocidad giro eje (rpm)			250	Velocidad giro eje (rpm)			250
Vida rodamiento (horas)			50000	Vida rodamiento (horas)			50000
Viscosidad relativa			55,99	Viscosidad relativa			55,99
Contaminación lubricante			0,6	Contaminación lubricante			0,6
a1			0,37	a1			0,37
Factor contaminación-carga			1,7257	Factor contaminación-carga			0,7482
Kappa (k)			0,9824	Kappa (k)			1,0717
aiso (tabla)			15	aiso (tabla)			3,1
C nec (N)			24276,26	C nec (N)			89902,40
VÁLIDO				VÁLIDO			

6.5 RODAMIENTOS EJE SALIDA

En el caso de los rodamientos del eje de salida se procede del mismo modo al descrito con anterioridad.

El rodamiento seleccionado para la unión con la máquina de salida es el 30315 de SKF. De la misma familia, pero adaptado al diámetro requerido por el piñón 2 tenemos el rodamiento B: 30314.

Las hojas técnicas de ambos se encuentran en el apartado 23 y 24 del anexo tablas

CASO A:

Reacción A= 25922,65 N

Reacción B= 6191,84 N

$F_h = -4363,14$ N

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
Tipo	32315			Tipo	32314		
d (mm)	75	C (N)	416000	d (mm)	70	C (N)	363000
D (mm)	160	Pu (N)	51000	D (mm)	150	Pu (N)	45000
D medio (mm)	117,5	e	0,35	D medio (mm)	110	e	0,35
		Ya	1,7			Ya	1,7
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)			25922,65	Fuerza radial rodamiento B (N)			6191,84
Fuerza axial rodamiento A (N)			7624,31	Fuerza axial rodamiento B (N)			3261,17
Fuerza axial debida a los engranajes (Fh)				-4363,14			
Fuerza axial resultante eje				1440,04			
Fuerza axial generada por la reacción radial			7624,31	Fuerza axial generada por la reacción radial			-1821,13
Tipo de extremo			MOVIL	Tipo de extremo			FIJO
Fa/Fr			0,2941	Fa/Fr			0,5267
Fuerza equivalente (N)			25922,65	Fuerza equivalente (N)			8020,723
Velocidad giro eje (rpm)			44,44	Velocidad giro eje (rpm)			44,44
Vida rodamiento (horas)			50000	Vida rodamiento (horas)			50000
Viscosidad relativa			175,70	Viscosidad relativa			181,59
Contaminación lubricante			0,6	Contaminación lubricante			0,6
a1			0,37	a1			0,37
Factor contaminación-carga			1,1804	Factor contaminación-carga			3,3663
Kappa (k)			0,3130	Kappa (k)			0,3304
aiso (tabla)			0,25	aiso (tabla)			0,45
C nec (N)			230278,84	C nec (N)			59721,37
VÁLIDO				VÁLIDO			

CASO B:

Reacción A= 3237,96 N

Reacción B= 19093,23 N

 $F_h = -4363,14$ N

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
Tipo	32315			Tipo	32314		
d (mm)	75	C (N)	416000	d (mm)	70	C (N)	363000
D (mm)	160	Pu (N)	51000	D (mm)	150	Pu (N)	45000
D medio (mm)	117,5	e	0,35	D medio (mm)	110	e	0,35
		Ya	1,7			Ya	1,7
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	32374,96			Fuerza radial rodamiento B (N)	19093,23		
Fuerza axial rodamiento A (N)	9978,80			Fuerza axial rodamiento B (N)	5615,66		
Fuerza axial debida a los engranajes (Fh)				-4363,14			
Fuerza axial resultante eje				-456,75			
Fuerza axial generada por la reacción radial	9522,05			Fuerza axial generada por la reacción radial	-5615,66		
Tipo de extremo	FIJO			Tipo de extremo	MOVIL		
Fa/Fr	0,3082			Fa/Fr	0,2941		
Fuerza equivalente (N)	32374,96			Fuerza equivalente (N)	19093,23		
Velocidad giro eje (rpm)	44,44			Velocidad giro eje (rpm)	44,44		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad relativa	175,70			Viscosidad relativa	181,59		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	0,9452			Factor contaminación-carga	1,4141		
Kappa (k)	0,3130			Kappa (k)	0,3304		
aiso (tabla)	0,25			aiso (tabla)	0,3		
C nec (N)	287596,69			C nec (N)	160574,25		
VÁLIDO				VÁLIDO			

CASO C:

Reacción A= 37133,21 N

Reacción B= 14911,68 N

 $F_h = 4363,14$ N

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
Tipo	32315			Tipo	32314		
d (mm)	75	C (N)	416000	d (mm)	70	C (N)	363000
D (mm)	160	Pu (N)	51000	D (mm)	150	Pu (N)	45000
D medio (mm)	117,5	e	0,35	D medio (mm)	110	e	0,35
		Ya	1,7			Ya	1,7
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)			37133,21	Fuerza radial rodamiento B (N)			14911,68
Fuerza axial rodamiento A (N)			10921,53	Fuerza axial rodamiento B (N)			15284,67
Fuerza axial debida a los engranajes (Fh)				4363,14			
Fuerza axial resultante eje				10898,88			
Fuerza axial generada por la reacción radial			10921,53	Fuerza axial generada por la reacción radial			-4385,79
Tipo de extremo		MOVIL		Tipo de extremo		FIJO	
Fa/Fr		0,2941		Fa/Fr		1,0250	
Fuerza equivalente (N)			37133,21	Fuerza equivalente (N)			31948,615
Velocidad giro eje (rpm)			44,44	Velocidad giro eje (rpm)			44,44
Vida rodamiento (horas)			50000	Vida rodamiento (horas)			50000
Viscosidad relativa			175,70	Viscosidad relativa			181,59
Contaminación lubricante			0,6	Contaminación lubricante			0,6
a1			0,37	a1			0,37
Factor contaminación-carga			0,8241	Factor contaminación-carga			0,8451
Kappa (k)			0,3130	Kappa (k)			0,3304
aiso (tabla)			0,25	aiso (tabla)			0,23
C nec (N)			329865,69	C nec (N)			291005,51
VÁLIDO				VÁLIDO			

CASO D:

Reacción A= 21259,73 N

Reacción B= 8272,76 N

 $F_h = 4363,14$ N

RODAMIENTO A				RODAMIENTO B			
Tipo	32315			Tipo	32314		
d (mm)	75	C (N)	416000	d (mm)	70	C (N)	363000
D (mm)	160	Pu (N)	51000	D (mm)	150	Pu (N)	45000
D medio (mm)	117,5	e	0,35	D medio (mm)	110	e	0,35
		Ya	1,7			Ya	1,7
		q	3,33			q	3,33
Fuerza radial rodamiento A (N)	21259,73			Fuerza radial rodamiento B (N)	8872,76		
Fuerza axial rodamiento A (N)	6252,86			Fuerza axial rodamiento B (N)	10616,00		
Fuerza axial debida a los engranajes (Fh)	4363,14						
Fuerza axial resultante eje	8006,37						
Fuerza axial generada por la reacción radial	6252,86			Fuerza axial generada por la reacción radial	-2609,64		
Tipo de extremo	MOVIL			Tipo de extremo	FIJO		
Fa/Fr	0,2941			Fa/Fr	1,1965		
Fuerza equivalente (N)	21259,73			Fuerza equivalente (N)	21596,307		
Velocidad giro eje (rpm)	44,44			Velocidad giro eje (rpm)	44,44		
Vida rodamiento (horas)	50000			Vida rodamiento (horas)	50000		
Viscosidad relativa	175,70			Viscosidad relativa	181,59		
Contaminación lubricante	0,6			Contaminación lubricante	0,6		
a1	0,37			a1	0,37		
Factor contaminación-carga	1,4393			Factor contaminación-carga	1,2502		
Kappa (k)	0,3130			Kappa (k)	0,3304		
aiso (tabla)	0,25			aiso (tabla)	0,25		
C nec (N)	188856,70			C nec (N)	191846,61		
VÁLIDO				VÁLIDO			



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Diseño y cálculo de un reductor de
velocidad con relación de transmisión
31,5 y par máximo a la salida de 2730
Nm

ANEXO 2:

TABLAS

INDICE

TABLA 1: DIMENSIONES ESTANDARIZADAS PARA CHAVETAS	3
TABLA 2: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE ACEITES CON LA TEMPERATURA ..	3
TABLA 3: DATOS DE ACEROS	4
TABLA 4: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FALLO SUPERFICIAL	5
TABLA 5: RUGOSIDADES MEDIAS APROXIMADAS EN FUNCIÓN CALIDAD ISO	5
TABLA 6: COEFICIENTE DE APLICACIÓN KA	6
TABLA 7: K_1	7
TABLA 8: COEFICIENTES KI A FALLO SUPERFICIAL	7
TABLA 9: MÓDULO DE YOUNG Y COEFICIENTE DE POISSON	7
TABLA 10: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FLEXIÓN	8
TABLA 11: FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS	8
TABLA 12: FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS	9
TABLA 13: FACTOR DE CONFIABILIDAD EN ACEROS	9
TABLA 14: FACTORES DE REDUCCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA K_F	9
TABLA 15: FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES K_T EN EJE CON CAMBIO DE DIÁMETRO	10
TABLA 16: VIDAS RECOMENDADAS PARA RODAMIENTOS	10
TABLA 17: FACTOR DE FIABILIDAD A_1	11
TABLA 18: FACTOR DE CONTAMINACIÓN	11
TABLA 19: FACTOR A_{ISO} PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS	12
TABLA 20: RODAMIENTO A: EJE ENTRADA	13
TABLA 21: RODAMIENTO B: EJE ENTRADA	14
TABLA 22: RODAMIENTO A: EJE INTERMEDIO	15
TABLA 23: RODAMIENTO A: EJE SALIDA	16
TABLA 24: RODAMIENTO B: EJE SALIDA	17
TABLA 25: ANILLOS DE RETENCION DSH	18
TABLA 26: RETÉN DE ENTRADA	20
TABLA 27: RETEN DE SALIDA	21
TABLA 28: TAPÓN DE LLENADO ACEITE	22
TABLA 29: TAPÓN DE VACIADO ACEITE	23
TABLA 30: INDICADOR DE NIVEL ACEITE	24

TABLA 1: DIMENSIONES ESTANDARIZADAS PARA CHAVETAS

Diámetros del eje d		Sección de la chaveta $b \times h$	Chavatero												
			Ancho b					Profundidad				Chafilán F_1			
			Nominal	Tolerancia				Eje h_1		Cubo h_2					
				Clase de ajuste del enchavetado					Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia			
Libre		Normal		Ajustado											
mas de	hasta		Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo Js 9	Eje y cubo P 9					Minimo	Maximo		
6	8	2 × 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004	± 0,0125	- 0,006	1,2	+ 0,1	1	+ 0,1	0,08	0,16	
8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- 0,029	- 0,031	1,8	1,8		1,4		0,08	0,16	
10	12	4 × 4	4					2,5	1,8		1,8		0,08	0,16	
12	17	5 × 5	5	+ 0,030	+ 0,078	0	± 0,015	- 0,012	3	0	2,3	0	0,16	0,25	
17	22	6 × 6	6	0	+ 0,030	- 0,030	- 0,042	3,5	2,8		2,8		0,16	0,25	
22	30	8 × 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	± 0,018	- 0,015	4		3,3		3,3	0,16	0,25
30	38	10 × 8	10	0	+ 0,040	- 0,036	- 0,051	5	5	3,3	3,3	0,25	0,40		
38	44	12 × 8	12					5	5,5	3,3	3,3	0,25	0,40		
44	50	14 × 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	± 0,0215	0,018	6	+ 0,2	4,3	+ 0,2	0,25	0,40	
50	58	16 × 10	16	0	+ 0,050	- 0,043	- 0,061	6	4,3		4,3		0,25	0,40	
58	65	18 × 11	18					7	4,4		4,4		0,25	0,40	
65	75	20 × 12	20					7,5	0	4,9	0	0,40	0,60		
75	85	22 × 14	22	+ 0,052	+ 0,149	0	± 0,026	- 0,022		9		5,4	5,4	0,40	0,60
85	95	25 × 14	25	0	+ 0,065	- 0,052	- 0,074	9		5,4		5,4	0,40	0,60	
95	110	28 × 16	28					10	10	6,4	6,4	0,40	0,60		
110	130	32 × 18	32					11	+ 0,3	7,4	+ 0,3	0,40	0,60		
130	150	36 × 20	36					12		8,4		8,4	0,70	1,00	
150	170	40 × 22	40	+ 0,062	+ 0,180	0	± 0,031	- 0,026		13		9,4	9,4	0,70	1,00
170	200	45 × 25	45	0	+ 0,080	- 0,062	- 0,088	15	15	10,4	10,4	0,70	1,00		
200	230	50 × 28	50					17	17	11,4	11,4	0,70	1,00		
230	260	56 × 32	56					20	0	12,3	+ 0,3	0,70	1,00		
260	290	63 × 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	± 0,037	- 0,032		20		12,4	12,4	1,20	1,60
290	330	70 × 36	70	0	- 0,100	- 0,074	- 0,106	22		22		14,4	14,4	1,20	1,60
330	380	80 × 40	80					25	25	15,4	15,4	2,00	2,50		
380	440	90 × 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0	± 0,0435	- 0,037	28	17,4	17,4	2,00	2,50		
400	500	100 × 50	100	0	+ 0,120	- 0,087	- 0,124	31	31	19,5	19,5	2,00	2,50		

TABLA 2: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE ACEITES CON LA TEMPERATURA

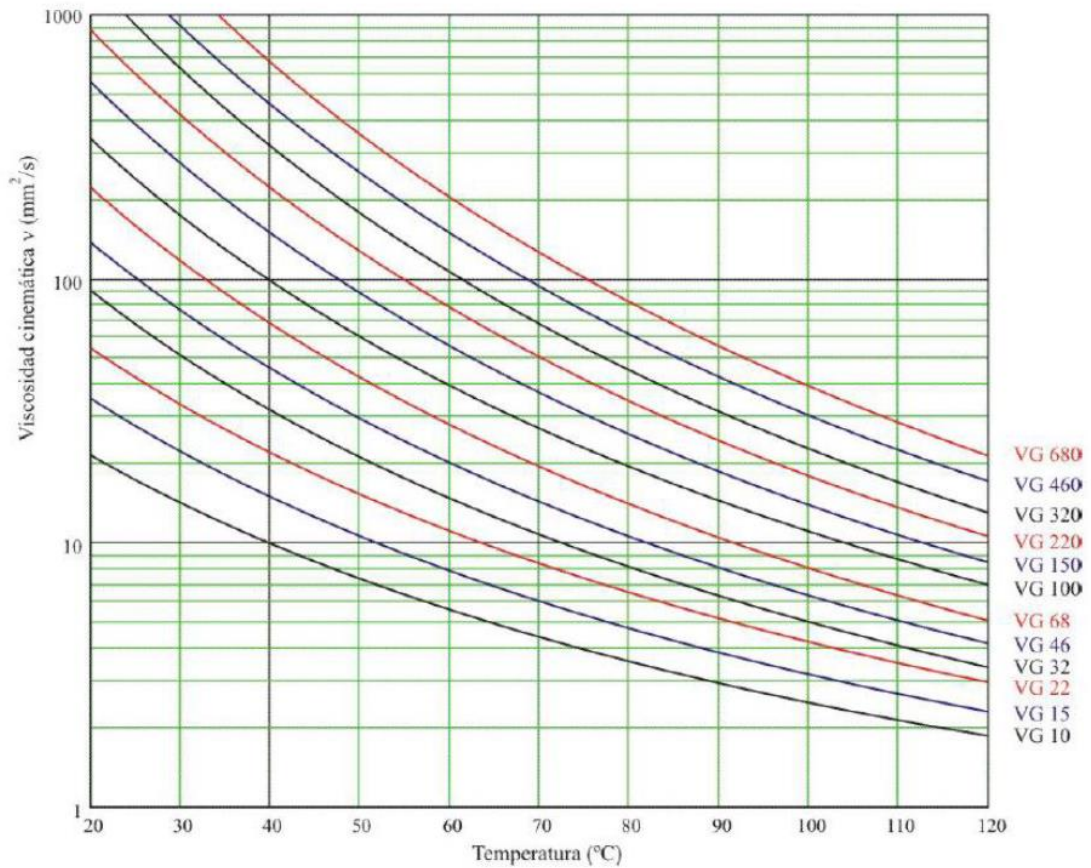


TABLA 3: DATOS DE ACEROS

Designación EN 10027-1 AISI / UNE (antigua)	Composición							Tratamiento		Propiedades mecánicas			
	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Otros	Tipo	Temp (°C)	Su MPa	Sy MPa	ε %	Dureza HB
MOLDEADOS													
GC25 / F-8104	0.25		0.55							440	225	22	150
GC35 / F-8106	0.35		0.65							510	255	18	155
GC45 / F-8108	0.45		0.65							580	295	15	195
NO ALEADOS (Mn < 1%)													
C25 1025 / F-1120	0.25		0.55					N 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	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	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	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 4: COEFICIENTES PARA EL CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE A FALLO SUPERFICIAL

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

TABLA 5: RUGOSIDADES MEDIAS APROXIMADAS EN FUNCIÓN CALIDAD ISO

Q _{ISO}	10	9	8	7	6	5	4	3
R _{tm}	20	11	6,5	4	2,4	1,4	0,8	0,5

TABLA 6: COEFICIENTE DE APLICACIÓN KA

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

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

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

TABLA 7: K_1

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

TABLA 8: COEFICIENTES K_I A FALLO SUPERFICIAL

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

TABLA 9: MÓDULO DE YOUNG Y COEFICIENTE DE POISSON

Material	Módulo de Young E (N/mm^2)	Coefficiente de Poisson ν
Acero	206.000	0,30
Fundición Gris	118.000	0,26
F. maleable	173.000	0,28
F. Grafito esferoidal	173.000	0,28

TABLA 10: 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 esférico	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 11: FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS

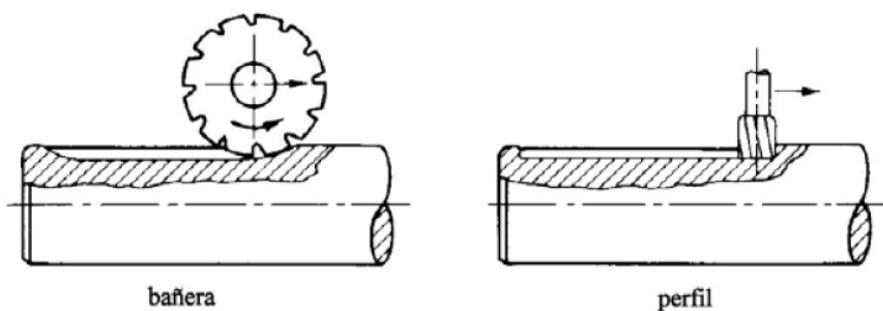
ACABADO SUPERFICIAL	Factor a (MPa)	Exponente b
Rectificado	1,58	-0,085
Mecanizado o laminado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Forjado	272,0	-0,995

TABLA 12: FACTOR DE TEMPERATURA EN ACEROS

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

TABLA 13: FACTOR DE CONFIABILIDAD EN ACEROS

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

TABLA 14: FACTORES DE REDUCCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA K_F 

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

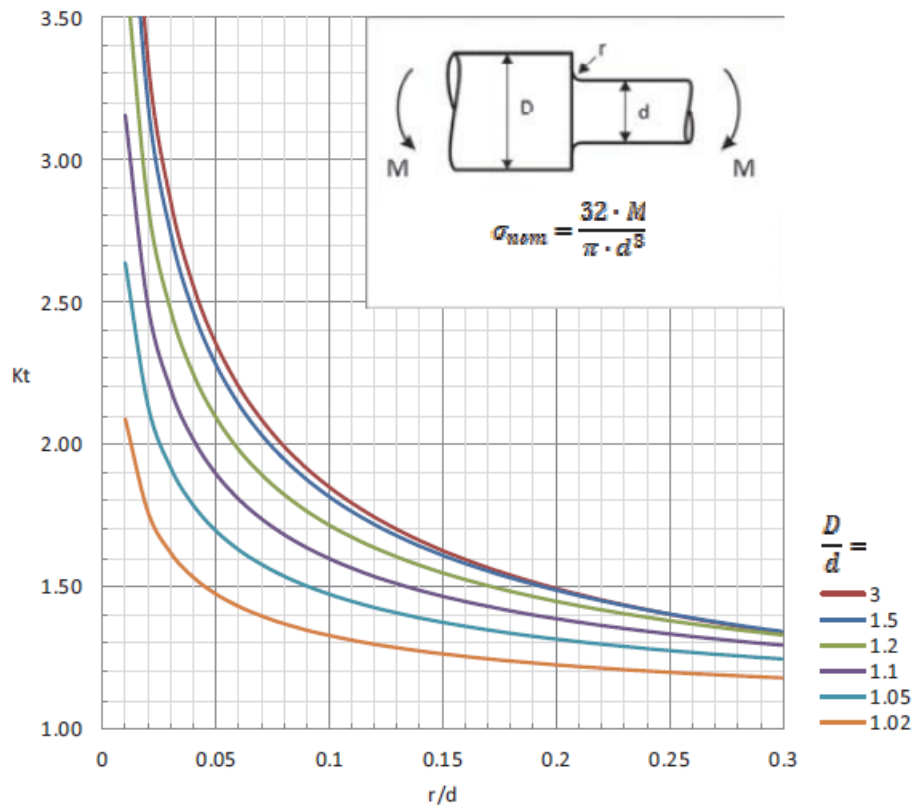
TABLA 15: FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES K_t EN EJE CON CAMBIO DE DIÁMETRO

TABLA 16: 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 17: FACTOR DE FIABILIDAD A_1

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

TABLA 18: FACTOR DE CONTAMINACIÓN

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

TABLA 19: FACTOR A_{ISO} PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS

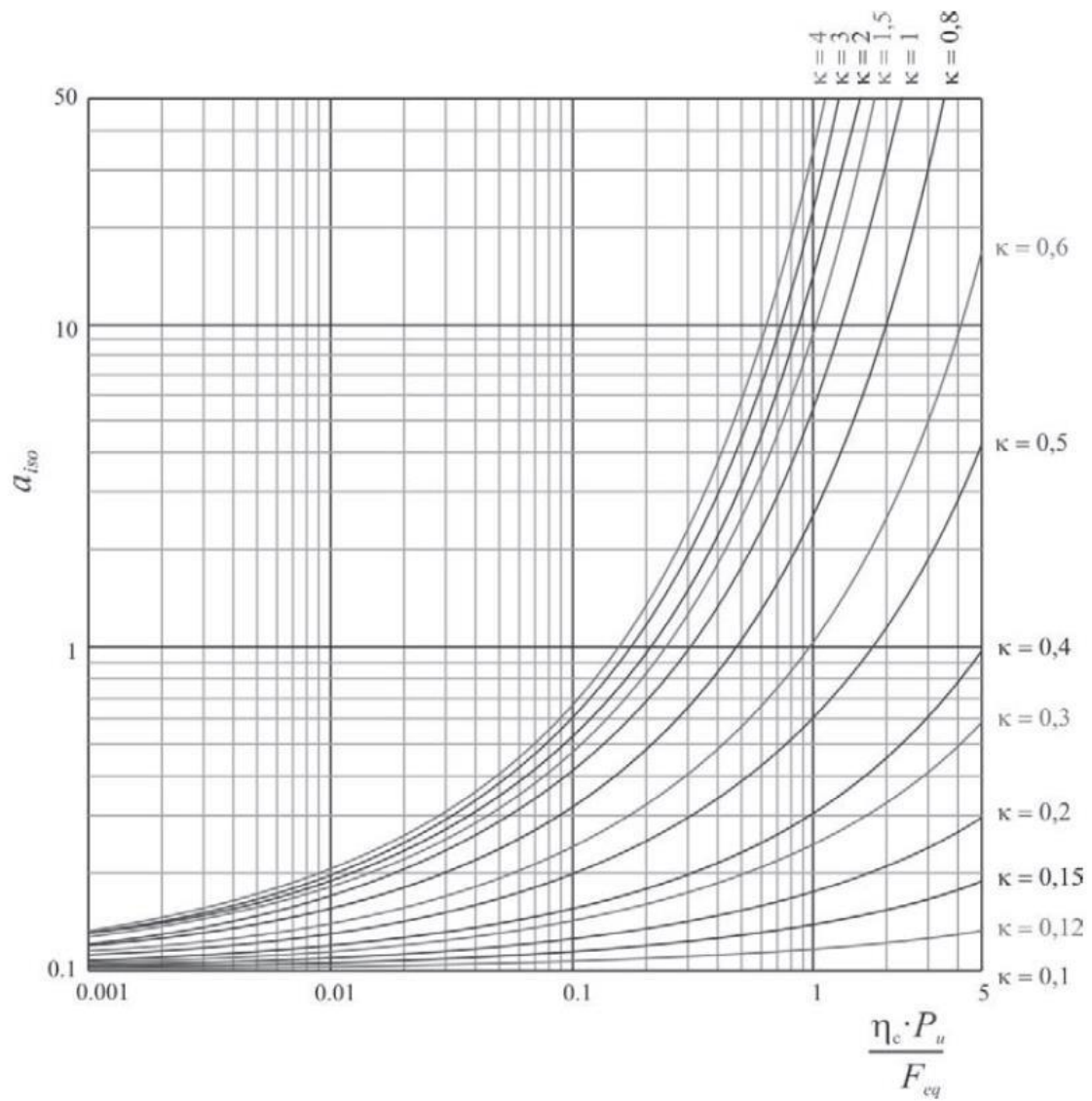
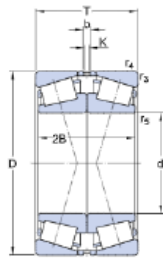


TABLA 20: RODAMIENTO A: EJE ENTRADA

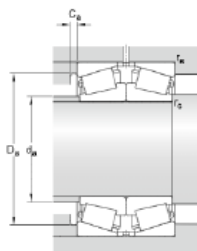


DIMENSIONES

d	30 mm	Diámetro del agujero
D	72 mm	Diámetro exterior
T	41.5 mm	Total bearing width
2B	38 mm	Total bearing width over inner rings
b	8 mm	Ancho de la ranura anular de lubricación en el aro distanciador
K	5.5 mm	Diámetro del agujero de lubricación (aro distanciador)
r3,4	min. 1.5 mm	Radio angular del aro exterior
r5	min. 0.6 mm	Dimensión del chaflán en la cara lateral pequeña del aro interior

DIMENSIONES DE LOS RESALTES

da	max. 40 mm	Diámetro del resalte del eje
Da	min. 55 mm	Diámetro del resalte del soporte



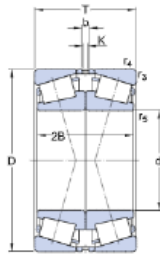
Da	max. 65 mm	Diámetro del resalte del soporte
Ca	min. 3 mm	Resalte del soporte: espacio axial en la cara lateral grande/a ambos lados del aro exterior
ra	max. 1.5 mm	Radio de acuerdo
rc	max. 0.6 mm	Radio de acuerdo

CALCULATION DATA

C	100 kN	Basic dynamic load rating
C ₀	100 kN	Basic static load rating
P _u	11.4 kN	Fatigue load limit
	5 600 r/min	Reference speed
	9 500 r/min	Limiting speed
e	0.83	Calculation factor
Y ₁	0.81	Calculation factor
Y ₂	1.2	Calculation factor
Y ₀	0.8	Calculation factor

TABLA 21: RODAMIENTO B: EJE ENTRADA

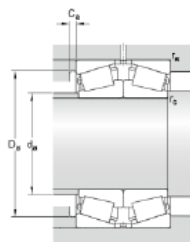
DIMENSIONES



d	25 mm	Diámetro del agujero
D	62 mm	Diámetro exterior
T	36.5 mm	Total bearing width
2B	34 mm	Total bearing width over inner rings
b	5 mm	Ancho de la ranura anular de lubricación en el aro distanciador
K	4 mm	Diámetro del agujero de lubricación (aro distanciador)
r3,4	min. 1.5 mm	Radio angular del aro exterior
r5	min. 0.6 mm	Dimensión del chaflán en la cara lateral pequeña del aro interior

DIMENSIONES DE LOS RESALTES

da	max. 34 mm	Diámetro del resalte del eje
Da	min. 47 mm	Diámetro del resalte del soporte

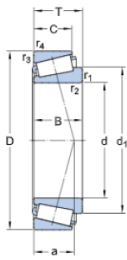


Da	max. 55 mm	Diámetro del resalte del soporte
Ca	min. 3 mm	Resalte del soporte: espacio axial en la cara lateral grande/a ambos lados del aro exterior
ra	max. 1.5 mm	Radio de acuerdo
rc	max. 0.6 mm	Radio de acuerdo

CALCULATION DATA

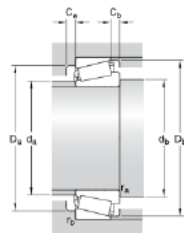
C	79.9 kN	Basic dynamic load rating
C ₀	80 kN	Basic static load rating
P _u	8.65 kN	Fatigue load limit
	6 700 r/min	Reference speed
	11 000 r/min	Limiting speed
e	0.83	Calculation factor
Y ₁	0.81	Calculation factor
Y ₂	1.2	Calculation factor
Y ₀	0.8	Calculation factor

TABLA 22: RODAMIENTO A: EJE INTERMEDIO



DIMENSIONES

d	40 mm	Diámetro del agujero
D	90 mm	Diámetro exterior
T	35.25 mm	Ancho total del rodamiento
d1	≈ 62.95 mm	Diámetro del reborde del aro interior
B	33 mm	Ancho del aro interior
C	27 mm	Ancho del aro exterior
r1,2	min. 2 mm	Radio angular del aro interior
r3,4	min. 1.5 mm	Radio angular del aro exterior
a	22.949 mm	Distancia del punto de presión



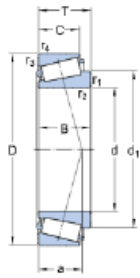
DIMENSIONES DE LOS RESALTES

da	max. 51 mm	Diámetro del resalte del eje
db	min. 49.5 mm	Diámetro del resalte del eje
Da	min. 73 mm	Diámetro del resalte del soporte
Da	max. 82.5 mm	Diámetro del resalte del soporte
Db	min. 82 mm	Diámetro del resalte del soporte
Ca	min. 4 mm	Resalte del soporte: espacio axial en la cara lateral grande/a ambos lados del aro exterior
Cb	min. 8 mm	Resalte del soporte: espacio axial en la cara lateral pequeña/a ambos lados del aro exterior
ra	max. 2 mm	Radio de acuerdo
rb	max. 1.5 mm	Radio de acuerdo

DATOS DEL CÁLCULO

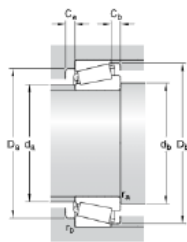
C	143 kN	Capacidad de carga dinámica básica
C ₀	140 kN	Capacidad de carga estática básica
P _u	16 kN	Carga límite de fatiga
	6 000 r/min	Velocidad de referencia
	8 000 r/min	Velocidad límite
e	0.35	Factor de cálculo
Y	1.7	Factor de cálculo
Y ₀	0.9	Factor de cálculo

TABLA 23: RODAMIENTO A: EJE SALIDA



DIMENSIONES

d	75 mm	Diámetro del agujero
D	160 mm	Diámetro exterior
T	58 mm	Ancho total del rodamiento
d1	≈113.2 mm	Diámetro del reborde del aro interior
B	55 mm	Ancho del aro interior
C	45 mm	Ancho del aro exterior
r1,2	min.3 mm	Radio angular del aro interior
r3,4	min.2.5 mm	Radio angular del aro exterior
a	37.765 mm	Distancia del punto de presión



DIMENSIONES DE LOS RESALTES

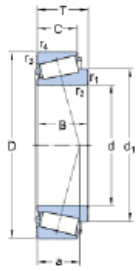
da	max.92 mm	Diámetro del resalte del eje
db	min.88 mm	Diámetro del resalte del eje
Da	min.133 mm	Diámetro del resalte del soporte
Da	max.149 mm	Diámetro del resalte del soporte
Db	min.149 mm	Diámetro del resalte del soporte
Ca	min.7 mm	Resalte del soporte: espacio axial en la cara lateral grande/a ambos lados del aro exterior
Cb	min.13 mm	Resalte del soporte: espacio axial en la cara lateral pequeña/a ambos lados del aro exterior
ra	max.3 mm	Radio de acuerdo
rb	max.2.5 mm	Radio de acuerdo

DATOS DEL CÁLCULO

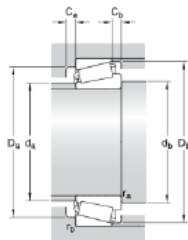
C	416 kN	Capacidad de carga dinámica básica
C ₀	440 kN	Capacidad de carga estática básica
P _u	51 kN	Carga límite de fatiga
	3 200 r/min	Velocidad de referencia
	4 300 r/min	Velocidad límite
e	0.35	Factor de cálculo
Y	1.7	Factor de cálculo
Y ₀	0.9	Factor de cálculo

TABLA 24: RODAMIENTO B: EJE SALIDA

DIMENSIONES



d	70 mm	Diámetro del agujero
D	150 mm	Diámetro exterior
T	54 mm	Ancho total del rodamiento
d1	≈106.15 mm	Diámetro del reborde del aro interior
B	51 mm	Ancho del aro interior
C	42 mm	Ancho del aro exterior
r1,2	min.3 mm	Radio angular del aro interior
r3,4	min.2.5 mm	Radio angular del aro exterior
a	35.55 mm	Distancia del punto de presión



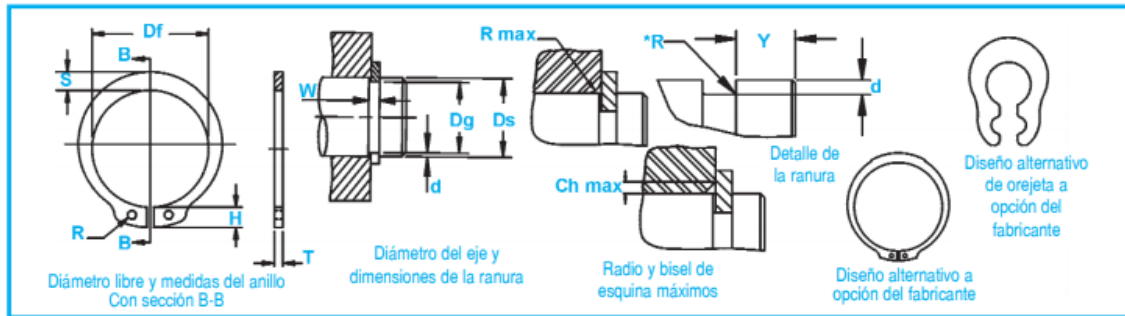
DIMENSIONES DE LOS RESALTES

da	max.87 mm	Diámetro del resalte del eje
db	min.83 mm	Diámetro del resalte del eje
Da	min.125 mm	Diámetro del resalte del soporte
Da	max.139 mm	Diámetro del resalte del soporte
Db	min.140 mm	Diámetro del resalte del soporte
Ca	min.6 mm	Resalte del soporte: espacio axial en la cara lateral grande/a ambos lados del aro exterior
Cb	min.12 mm	Resalte del soporte: espacio axial en la cara lateral pequeña/a ambos lados del aro exterior
ra	max.3 mm	Radio de acuerdo
rb	max.2.5 mm	Radio de acuerdo

DATOS DEL CÁLCULO

C	363 kN	Capacidad de carga dinámica básica
C ₀	380 kN	Capacidad de carga estática básica
P _u	45 kN	Carga límite de fatiga
	3 400 r/min	Velocidad de referencia
	4 500 r/min	Velocidad límite
e	0.35	Factor de cálculo
Y	1.7	Factor de cálculo
Y ₀	0.9	Factor de cálculo

TABLA 25: ANILLOS DE RETENCION DSH



No. de Anillo	EJE		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO										DATOS SUPLEMENTARIOS				
	DIAM. (mm)	TOL.	DIAMETRO	ANCHUR	PROFU DIDAD	ESPESOR ***	DIAMETRO LIBRE		ALTURA DE LA OREJETA		SECCIO MAX.	DIAMETR DEL AGUJERO.		PESO kg/1000	MARGE DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles	Carga máx. c/Ch máx.	LIMITE DE RPM	
							Ds	Dg	Df	Tol.		H Max.	S Ref.								R Min.
DSH-3	3	2.8		0.50	0.10	0.40	2.7		1.9	0.8	1.0	0.017	0.3	0.47	0.1	0.5	0.27	360000			
DSH-4	4	3.8	-0.04	0.50	0.10	0.40	3.7	+0.04	2.2	0.9	1.0	0.022	0.3	0.50	0.2	0.5	0.30	211000			
DSH-5	5	4.8		0.70	0.10	0.60	4.7	-0.15	2.5	1.1	1.0	0.056	0.3	1.00	0.2	0.5	0.80	154000			
DSH-6	6	5.7		0.60	0.15	0.70	5.6		2.7	1.3	1.2	0.084	0.5	1.45	0.4	0.5	0.90	114000			
DSH-7	7	6.7		0.90	0.15	0.80	6.5	+0.06	3.1	1.4	1.2	0.121	0.5	2.60	0.5	0.5	1.40	121000			
DSH-8	8	7.6	-0.06	0.90	0.20	0.80	7.4	-0.18	3.2	1.5	1.2	0.158	0.6	3.00	0.8	0.5	2.00	96000			
DSH-9	9	8.6		1.10	0.20	1.00	8.4		3.3	1.7	1.2	0.300	0.6	3.50	0.9	0.5	2.40	85000			
DSH-10	10	9.6		1.10	0.20	1.00	9.3		3.3	1.8	1.5	0.340	0.6	4.00	1.0	1.0	2.40	84000			
DSH-11	11	10.5		1.10	0.25	1.00	10.2		3.3	1.8	1.5	0.410	0.8	4.50	1.4	1.0	2.40	70000			
DSH-12	12	11.5		1.10	0.25	1.00	11.0		3.3	1.8	1.7	0.500	0.8	5.00	1.5	1.0	2.40	75000			
DSH-13	13	12.4		1.10	0.30	1.00	11.9	+0.10	3.4	2.0	1.7	0.530	0.9	5.80	2.0	1.0	2.40	66000			
DSH-14	14	13.4	-0.11	1.10	0.30	1.00	12.9	-0.36	3.5	2.1	1.7	0.640	0.9	6.40	2.1	1.0	2.40	58000			
DSH-15	15	14.3		1.10	0.35	1.00	13.8		3.6	2.2	1.7	0.670	1.1	6.90	2.6	1.0	2.40	50000			
DSH-16	16	15.2		1.10	0.40	1.00	14.7		3.7	2.2	1.7	0.700	1.2	7.40	3.2	1.0	2.40	45000			
DSH-17	17	16.2		1.10	0.40	1.00	15.7		3.8	2.3	1.7	0.820	1.2	8.00	3.4	1.0	2.40	41000			
DSH-18	18	17.0		1.30	0.50	1.20	16.5		3.9	2.4	2.0	1.110	1.5	17.00	4.5	1.5	3.75	39000			
DSH-19	19	18.0		1.30	0.50	1.20	17.5		3.9	2.5	2.0	1.220	1.5	17.00	4.8	1.5	3.80	35000			
DSH-20	20	19.0		1.30	0.50	1.20	18.5		4.0	2.6	2.0	1.300	1.5	17.10	5.0	1.5	3.85	32000			
DSH-21	21	20.0	-0.13	1.30	0.50	1.20	19.5	+0.13	4.1	2.7	2.0	1.420	1.5	16.80	5.3	1.5	3.75	29000			
DSH-22	22	21.0		1.30	0.50	1.20	20.5	-0.42	4.2	2.8	2.0	1.500	1.5	16.90	5.6	1.5	3.80	27000			
DSH-23	23	22.0	-0.15	1.30	0.50	1.20	21.5		4.3	2.9	2.0	1.630	1.5	16.60	5.9	1.5	3.80	25000			
DSH-24	24	22.9		1.30	0.55	1.20	22.2		4.4	3.0	2.0	1.770	1.7	16.10	6.7	1.5	3.65	27000			
DSH-25	25	23.9		1.30	0.55	1.20	23.2		4.4	3.0	2.0	1.900	1.7	16.20	7.0	1.5	3.70	25000			
DSH-26	26	24.9		1.30	0.55	1.20	24.2	-0.06	4.5	3.1	2.0	1.960	1.7	16.10	7.3	1.5	3.70	24000			
DSH-27	27	25.6	-0.21	1.30	0.70	1.20	24.9	+0.21	4.6	3.1	2.0	2.080	2.1	16.40	9.6	1.5	3.80	22500			
DSH-28	28	26.6		1.60	0.70	1.50	25.9	-0.42	4.7	3.2	2.0	2.920	2.1	32.10	10.0	1.5	7.50	21200			
DSH-29	29	27.6		1.60	0.70	1.50	26.9		4.8	3.4	2.0	3.200	2.1	31.80	10.3	1.5	7.45	20000			
DSH-30	30	28.6		1.60	0.70	1.50	27.9		5.0	3.5	2.0	3.320	2.1	32.10	10.7	1.5	7.65	18500			
DSH-31	31	29.3		1.60	0.85	1.50	28.6		5.1	3.5	2.5	3.450	2.6	31.50	13.4	2.0	5.60	17500			
DSH-32	32	30.3		1.60	0.85	1.50	29.6		5.2	3.6	2.5	3.540	2.6	31.20	13.8	2.0	5.55	16500			
DSH-33	33	31.3		1.60	0.85	1.50	30.5		5.2	3.7	2.5	3.690	2.6	31.60	14.3	2.0	5.65	17400			
DSH-34	34	32.3		1.60	0.85	1.50	31.5		5.4	3.8	2.5	3.800	2.6	31.30	14.7	2.0	5.60	16100			
DSH-35	35	33.0		1.60	1.00	1.50	32.2	+0.25	5.6	3.9	2.5	4.000	3.0	30.80	17.8	2.0	5.55	15500			
DSH-36	36	34.0		1.85	1.00	1.75	33.2	-0.50	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		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		5.8	4.2	2.5	5.620	3.0	49.50	19.3	2.0	9.10	13600			
DSH-39	39	37.0	-0.25	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		1.85	1.25	1.75	38.5	+0.39	6.5	4.5	2.5	6.500	3.8	50.00	26.7	2.0	9.45	13000			
DSH-44	44	41.5	-0.90	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	-0.30	2.15	1.50	2.00	50.8	+0.48-1.10	7.2	5.4	2.5	11.40	4.5	71.4	42.0	2.5	11.40	9000			

TODAS LAS DIMENSIONES SON EN MILIMETROS.

ANEXO 2: TABLAS

No. de Anillo	EJE		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS						
	DIAM (mm)		DIAMETRO	ANCHUR	PROFUN-DIDAD	ESPESOR ***		DIAMETRO LIBRE		ALTURA DE LA OREJETA	SECCIO MAX.	DIAMETR DEL AGUJERO.	PESO	MARGE DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE	CARGA DE EMPUJE	Radio y bisel admisibles	Carga máx. c/Ch máx.	LÍMITE DE RPM
	Ds	Dq				TOL.	W Min.	d	T										
DSH-56	56	53.0	-0,30	2.15	1.50	2.00		51.8		7.3	5.5	2.5	11.80	4.5	70.8	42.8	2.5	11.30	9000
DSH-57	57	54.0		2.15	1.50	2.00		52.8		7.3	5.5	2.5	12.20	4.5	70.9	43.7	2.5	11.40	8000
DSH-58	58	55.0		2.15	1.50	2.00		53.8		7.3	5.6	2.5	12.60	4.5	71.1	44.3	2.5	11.50	8000
DSH-60	60	57.0		2.15	1.50	2.00		55.8		7.4	5.8	2.5	12.90	4.5	69.2	46.0	2.5	11.30	8000
DSH-62	62	59.0		2.15	1.50	2.00		57.8		7.5	6.0	2.5	14.30	4.5	69.3	47.5	2.5	11.40	7000
DSH-63	63	60.0	-0,30	2.15	1.50	2.00	-0,07	58.8		7.6	6.2	2.5	15.90	4.5	70.2	48.3	2.5	11.60	7000
DSH-65	65	62.0		2.65	1.50	2.50		60.8		7.8	6.3	3.0	18.20	4.5	135.0	49.8	2.5	22.70	7000
DSH-67	67	64.0		2.65	1.50	2.50		62.5	+0,46	7.9	6.4	3.0	20.30	4.5	136.0	51.3	2.5	23.00	7000
DSH-68	68	65.0		2.65	1.50	2.50		63.5	-1,10	8.0	6.5	3.0	21.80	4.5	135.0	52.2	2.5	23.10	7000
DSH-70	70	67.0		2.65	1.50	2.50		65.5		8.1	6.6	3.0	22.00	4.5	134.0	53.8	2.5	23.00	7000
DSH-72	72	69.0		2.65	1.50	2.50		67.5		8.2	6.8	3.0	22.50	4.5	131.0	55.3	2.5	22.80	6000
DSH-75	75	72.0		2.65	1.50	2.50		70.5		8.4	7.0	3.0	24.60	4.5	130.0	57.6	2.5	22.80	6000
DSH-77	77	74.0		2.65	1.50	2.50		72.5		8.5	7.2	3.0	25.70	4.5	131.0	59.3	3.0	19.70	6000
DSH-78	78	75.0		2.65	1.50	2.50		73.5		8.6	7.3	3.0	26.20	4.5	131.0	60.0	3.0	19.70	5000
DSH-80	80	76.5		2.65	1.75	2.50		74.5		8.6	7.4	3.0	27.30	5.3	128.0	71.6	3.0	19.50	6000
DSH-82	82	78.5		2.65	1.75	2.50		76.5		8.7	7.7	3.0	31.20	5.3	128.0	73.5	3.0	19.60	6000
DSH-85	85	81.5		3.15	1.75	3.00		79.5		8.7	7.8	3.5	36.40	5.3	215.0	76.2	3.0	33.40	6000
DSH-87	87	83.5		3.15	1.75	3.00		81.5		8.8	7.9	3.5	39.80	5.3	222.0	78.2	3.0	34.80	5000
DSH-88	88	84.5		3.15	1.75	3.00		82.5		8.8	8.0	3.5	41.20	5.3	221.0	79.0	3.0	34.80	5000
DSH-90	90	86.5		3.15	1.75	3.00		84.5		8.8	8.2	3.5	44.50	5.3	217.0	80.0	3.0	34.40	5000
DSH-92	92	88.5	-0,35	3.15	1.75	3.00	-0,08	86.5		9.0	8.4	3.5	46.00	5.3	217.0	82.0	3.5	29.60	5000
DSH-95	95	91.5		3.15	1.75	3.00		89.5		9.4	8.6	3.5	49.00	5.3	212.0	85.0	3.5	29.20	5000
DSH-97	97	93.5		3.15	1.75	3.00		91.5		9.4	8.8	3.5	50.20	5.3	211.0	87.0	3.5	29.40	4000
DSH-98	98	94.5		3.15	1.75	3.00		91.5		9.4	8.8	3.5	50.20	5.3	208.0	88.0	3.5	29.00	4000
DSH-100	100	96.5		3.15	1.75	3.00		94.5		9.6	9.0	3.5	53.70	5.3	206.0	90.0	3.5	29.00	4000
DSH-102	102	98.0		4.15	2.00	4.00		95.0		9.7	9.2	3.5	78.00	6.0	482.0	104.0	3.5	68.50	5000
DSH-105	105	101.0		4.15	2.00	4.00		98.0		9.9	9.9	3.5	80.00	6.0	471.0	107.0	3.5	67.70	5000
DSH-107	107	103.0		4.15	2.00	4.00		100.0	+0,54	10.0	9.5	3.5	81.00	6.0	465.0	110.0	3.5	67.30	5000
DSH-108	108	104.0		4.15	2.00	4.00		100.0	-1,30	10.0	9.5	3.5	81.00	6.0	459.0	111.0	3.5	66.30	4000
DSH-110	110	106.0		4.15	2.00	4.00		103.0		10.1	9.6	3.5	82.00	6.0	457.0	113.0	3.5	66.90	4000
DSH-112	112	108.0	-0,54	4.15	2.00	4.00		105.0		10.3	9.7	3.5	83.00	6.0	451.0	115.0	3.5	66.60	4000
DSH-118	118	114.0		4.15	2.00	4.00		108.0		10.6	9.8	3.5	84.00	6.0	438.0	118.0	3.5	65.50	4000
DSH-117	117	113.0		4.15	2.00	4.00		110.0		10.8	10.0	3.5	85.00	6.0	437.0	120.0	3.5	65.60	4000
DSH-117	118	114.0		4.15	2.00	4.00		110.0		10.8	10.0	3.5	85.00	6.0	430.0	121.0	3.5	64.80	4000
DSH-120	120	116.0		4.15	2.00	4.00		113.0		11.0	10.2	3.5	86.00	6.0	424.0	123.0	3.5	64.50	4000
DSH-122	122	118.0		4.15	2.00	4.00		115.0		11.2	10.3	4.0	88.00	6.0	418.0	125.0	4.0	56.60	4000
DSH-125	125	121.0		4.15	2.00	4.00		118.0		11.4	10.4	4.0	90.00	6.0	411.0	128.0	4.0	56.50	3000
DSH-127	127	123.0		4.15	2.00	4.00		120.0		11.4	10.5	4.0	95.00	6.0	407.0	130.0	4.0	56.10	3000
DSH-127	128	124.0		4.15	2.00	4.00		120.0		11.4	10.5	4.0	95.00	6.0	401.0	131.0	4.0	55.60	3000
DSH-130	130	126.0		4.15	2.00	4.00	-0,10	123.0		11.6	10.7	4.0	100.0	6.0	395.0	134.0	4.0	55.20	3000
DSH-132	132	128.0		4.15	2.00	4.00		125.0		11.7	10.8	4.0	103.0	6.0	396.0	136.0	4.0	55.60	3000
DSH-135	135	131.0		4.15	2.00	4.00		128.0		11.8	11.0	4.0	104.0	6.0	389.0	139.0	4.0	55.40	3000
DSH-137	137	133.0		4.15	2.00	4.00		130.0		11.9	11.0	4.0	107.0	6.0	380.0	141.0	4.0	54.40	3000
DSH-137	138	134.0		4.15	2.00	4.00		130.0		11.9	11.0	4.0	107.0	6.0	381.0	142.0	4.0	54.70	3000
DSH-140	140	136.0		4.15	2.00	4.00		133.0		12.0	11.2	4.0	110.0	6.0	376.0	144.0	4.0	54.40	3000
DSH-142	142	138.0		4.15	2.00	4.00		135.0		12.1	11.3	4.0	112.0	6.0	370.0	146.0	4.0	54.00	3000
DSH-145	145	141.0		4.15	2.00	4.00		138.0		12.2	11.5	4.0	115.0	6.0	367.0	149.0	4.0	53.80	3000
DSH-147	147	143.0	-0,63	4.15	2.00	4.00		140.0	+0,63	12.3	11.6	4.0	116.0	6.0	361.0	151.0	4.0	53.50	3000
DSH-147	148	144.0		4.15	2.00	4.00		140.0	-1,50	12.3	11.6	4.0	116.0	6.0	357.0	152.0	4.0	53.00	2000
DSH-150	150	145.0		4.15	2.50	4.00		142.0		13.0	11.8	4.0	120.0	7.5	357.0	193.0	4.0	53.40	2000
DSH-152	152	147.0		4.15	2.50	4.00		143.0		13.0	11.9	4.0	128.0	7.5	356.0	195.0	4.0	53.10	3000
DSH-155	155	150.0		4.15	2.50	4.00		146.0		13.0	12.0	4.0	135.0	7.5	352.0	199.0	4.0	52.60	3000
DSH-157	157	152.0		4.15	2.50	4.00		148.0		13.1	12.0	4.0	140.0	7.5	352.0	202.0	4.0	52.50	3000
DSH-157	158	153.0		4.15	2.50	4.00		148.0		13.1	12.0	4.0	140.0	7.5	353.0	203.0	4.0	52.70	3000
DSH-160	160	155.0		4.15	2.50	4.00		151.0		13.3	12.2	4.0	150.0	7.5	349.0	206.0	4.0	52.20	3000
DSH-162	162	157.0		4.15	2.50	4.00		152.5		13.3	12.3	4.0	155.0	7.5	348.0	208.0	5.0	41.70	3000
DSH-165	165	160.0		4.15	2.50	4.00		155.5		13.5	12.5	4.0	160.0	7.5	345.0	212.0	5.0	41.40	3000
DSH-167	167	162.0		4.15	2.50	4.00		157.5		13.5	12.9	4.0	163.0	7.5	354.0	215.0	5.0	42.50	3000
DSH-167	168	163.0		4.15	2.50	4.00		157.5		13.5	12.9	4.0	163.0	7.5	353.0	216.0	5.0	42.40	2000

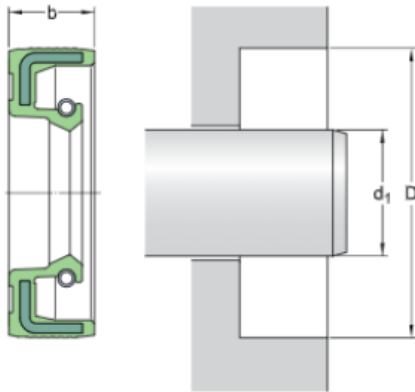
TODAS LAS DIMENSIONES SON EN MILÍMETROS. *El radio "R" en el lado de la carga no debe ser mayor que 0,1 T.

TABLA 26: RETÉN DE ENTRADA

Rubber metal reinforced	Tipo de diámetro exterior
Nitrile rubber (NBR)	Material del labio
HMS5	Diseño de los sellos
ISO 6194, DIN 3760	Cumplimiento con el estándar

DIMENSIONES

d_1	30 mm	Diámetro del eje
D	40 mm	Diámetro del agujero del soporte
b	7 mm	Ancho del sello



APLICACIÓN Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

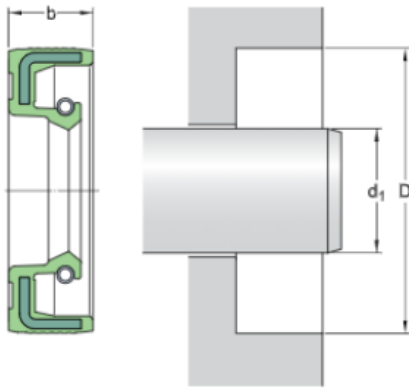
min. -40 °C	Temperatura de funcionamiento
max. 100 °C	Temperatura de funcionamiento
max. 120 °C	Temperatura de funcionamiento admisible, períodos breves
max. 3 720 r/min	Velocidad del eje
max. 5.8 m/s	Velocidad de la superficie del eje
0.03 N/mm	Diferencial de presión

TABLA 27: RETÉN DE SALIDA

Rubber metal reinforced	Tipo de diámetro exterior
Nitrile rubber (NBR)	Material del labio
HMS5	Diseño de los sellos
ISO 6194, DIN 3760	Cumplimiento con el estándar

DIMENSIONES

d_1	75 mm	Diámetro del eje
D	100 mm	Diámetro del agujero del soporte
b	10 mm	Ancho del sello



APLICACIÓN Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

min. -40 °C	Temperatura de funcionamiento
max. 100 °C	Temperatura de funcionamiento
max. 120 °C	Temperatura de funcionamiento admisible, períodos breves
max. 2 400 r/min	Velocidad del eje
max. 9.48 m/s	Velocidad de la superficie del eje
0.03 N/mm	Diferencial de presión

TABLA 28: TAPÓN DE LLENADO ACEITE

28022 Tapones

norelem

Descripción del artículo/Imágenes del producto



Descripción

Material:

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

Versión:

Carcasa negra, cubierta roja. Finura de filtro 50 μ m.

Indicación:

Resistente a la temperatura hasta 100 °C.

Indicación sobre el dibujo:

Forma A: sin ventilación

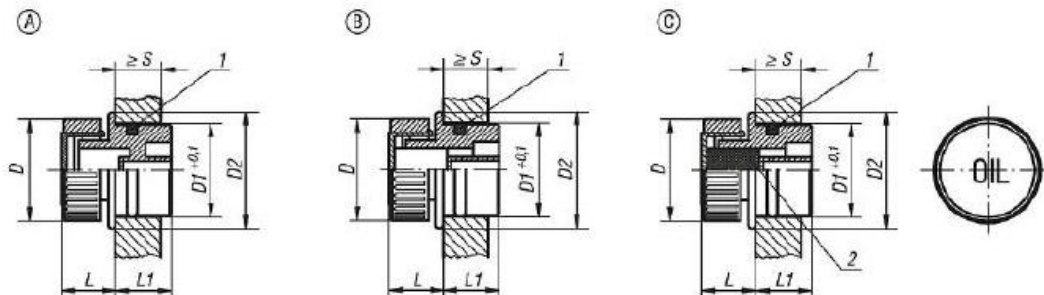
Forma B: con ventilación

Forma C: con ventilación y filtro de aire

1) Junta tórica

2) Filtro de aire solo con forma C

Planos



Nuestros productos

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

TABLA 29: TAPÓN DE VACIADO ACEITE

Descripción del artículo/Imágenes del producto



Descripción

Material:

Termoplástico, poliamida 66. Imán permanente de ferrita.

Versión:

Negro. Junta plana sin asbesto.

Indicación:

Resistente a la temperatura con aceite hasta 100 °C, con agua hasta 70 °C.

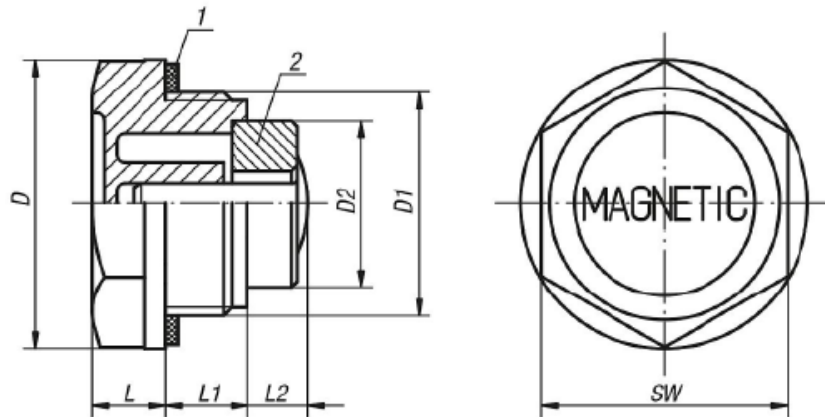
El efecto magnético de los tornillos tapón atrapa las partículas de hierro presentes en el aceite.

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

Indicación sobre el dibujo:

- 1) Junta plana
- 2) Imán

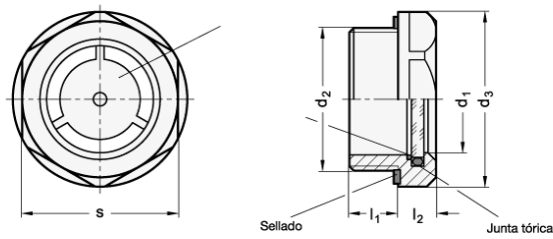
Planos



Nuestros productos

Referencia	D	D1	D2	L	L1	L2	SW
28024-20014	20	G1/4	8	7	9	5	17
28024-22038	22	G3/8	13	7,5	10	10	18
28024-27012	27	G1/2	13	8	11	9	24
28024-34034	34	G3/4	19,6	9	11	6,5	30
28024-42100	42	G1	19,6	10,5	12	14	35
28024-201415	20	M14x1,5	8	7	9	5	17

TABLA 30: INDICADOR DE NIVEL ACEITE



GN 743.5

Filtro	Todos	Todos	Todos	Todos	Todos	Todos	Todos
Descripción	d ₁	d ₂	d ₃	l ₁	l ₂	s	Peso
GN 743.5-11-M16x1,5-A	11	M 16 x 1.5	22	8	7.5	20	19
GN 743.5-14-M20x1,5-A	14	M 20 x 1.5	26	8.5	7.5	23	20
GN 743.5-18-M26x1,5-A	18	M 26 x 1.5	32	9	8	30	42
GN 743.5-24-M33x1,5-A	24	M 33 x 1.5	40	11	8.5	36	64
GN 743.5-32-M42x1,5-A	32	M 42 x 1.5	50	12	9	46	90
GN 743.5-11-M16x1,5-B	11	M 16 x 1.5	22	8	7.5	20	19
GN 743.5-14-M20x1,5-B	14	M 20 x 1.5	26	8.5	7.5	23	20
GN 743.5-18-M26x1,5-B	18	M 26 x 1.5	32	9	8	30	42
GN 743.5-24-M33x1,5-B	24	M 33 x 1.5	40	11	8.5	36	64

– Especificación

Tipos

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

Cuerpo

Acero inoxidable AISI 303

Chapa de contraste (Tipo A)

Tecnopolímero (Polysulfan)

Circlip (Tipo B)

Acero inoxidable AISI 301

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

Identificable porque la junta de estanqueidad no es negra

– Información

Los indicadores de nivel de aceite GN 743.5 están hechos con vidrio natural de alta estabilidad y resistente a arañazos. La total hermeticidad está garantizada por una junta tórica colocada en el perímetro del indicador y no en el borde del vidrio. De este modo, la estanqueidad no resulta afectada por presiones axiales.

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

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

Los indicadores de nivel de aceite GN 743.5 pueden ser utilizados en depósitos de aceite presurizados. Pruebas relativas a la presión máxima son disponibles bajo pedido.