



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN 25 Y PAR MÁXIMO A LA SALIDA DE 2600 NM

TRABAJO DE FIN DE GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

AUTOR: PEDRO NAVARRO DAVIA

TUTOR: JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO

FECHA: 9-13/07/2018



ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO Nº1: MEMORIA	3
1. INTRODUCCIÓN.....	4
2. NORMATIVA.....	5
3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS	5
4. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA.....	8
5. BIBLIOGRAFÍA.....	16
ANEXO DEL DOCUMENTO Nº1: CÁLCULOS	17
1. INTRODUCCIÓN.....	18
2. DATOS DE PARTIDA.....	18
3. DISEÑO CONCEPTUAL	18
4. CÁLCULO DE LOS ENGRANAJES.....	19
5. DIMENSIONADO DE LOS EJES	33
6. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	52
7. DIMENSIONADO DE UNIONES A TORSIÓN	58
ANEXO DEL DOCUMENTO Nº1: TABLAS	60
DOCUMENTO Nº2: PLIEGO DE CONDICIONES	79
1. INTRODUCCIÓN.....	81
2. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES.....	81
3. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS.....	87
DOCUMENTO Nº3: PRESUPUESTO	95
1. INTRODUCCIÓN.....	96
2. CUBICACIONES	96
3. CUADRO DE PRECIOS	97
4. ESTADO DE MEDICIONES	98
5. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS	100
6. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL.....	104
7. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA.....	105
8. PRESUPUESTO BASE DE LICITACIÓN	105
DOCUMENTO Nº4: PLANOS	106



DOCUMENTO Nº 1: MEMORIA

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1. INTRODUCCIÓN	4
1.1. ANTECEDENTES.....	4
1.2. DATOS DE PARTIDA Y FACTORES A TENER EN CUENTA.....	4
1.2.1. Necesidades de par y velocidad	4
1.2.2. Condiciones de trabajo y geometría	4
1.2.3. Mantenimiento y duración.....	5
1.2.4. Factores ambientales	5
1.3. OBJETO DEL PROYECTO	5
2. NORMATIVA	5
3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS	5
3.1. TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO	6
3.1.1. Correas planas	6
3.1.2. Correas trapezoidales.....	6
3.2. TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE	6
3.2.1. Cadenas	6
3.2.2. Correas dentadas.....	7
3.3. TRANSMISIONES POR ENGRANE DIRECTO	7
4. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA	8
4.1. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA SOLUCIÓN	8
4.2. DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LOS COMPONENTES	9
4.2.1. Descripción de los engranajes	9
4.2.2. Descripción de los ejes	11
4.2.3. Descripción de las chavetas.....	12
4.2.4. Descripción de los rodamientos	13
4.2.5. Descripción de los elementos de fijación axial.....	13
4.2.6. Descripción de los sellos radiales de aceite	14
4.2.7. Descripción de los tapones y visores de la carcasa	14
4.2.8. Carcasa.....	15
5. BIBLIOGRAFÍA	16

1. INTRODUCCIÓN

1.1. ANTECEDENTES

En la actualidad, las velocidades que proporcionan los motores eléctricos industriales son demasiado altas, y el rango de velocidades que ofrecen no es suficiente para satisfacer de forma directa todas las aplicaciones a las que están destinadas. Por este motivo, la gran mayoría de máquinas accionadas por un motor necesitarán un mecanismo que adapte la velocidad del motor a la requerida por la máquina.

A partir de esta necesidad aparecerá el llamado “reductor de velocidad”, un mecanismo capaz de reducir la velocidad a la salida de este, aumentando el par torsor y manteniendo la potencia y una relación de transmisión fija.

Aunque los trenes de engranajes son el mecanismo más utilizado, hoy en día existe una gran variedad de tipos de reductores de velocidad atendiendo a su forma, disposición de los ejes, método de transmisión y sistema de fijación, los cuales que se explicarán en los siguientes apartados.

1.2. DATOS DE PARTIDA Y FACTORES A TENER EN CUENTA

Para comenzar con el diseño del reductor, se necesita disponer de unos datos de partida a partir de los cuales se seleccionará el diseño óptimo. Estos datos serán la velocidad de entrada del reductor, la relación de transmisión deseada, el número de etapas de reducción, el tipo de engranajes a utilizar y el par torsor deseado en el eje de salida. Estos datos serán fijados por el director del trabajo.

Además de los datos anteriores, también se tendrán en cuenta otros factores como las condiciones ambientales, el mantenimiento y duración, las dimensiones y el montaje.

1.2.1. Necesidades de par y velocidad

El diseño del reductor deberá realizarse para transformar el bajo par proporcionado por el motor eléctrico a la entrada, a un máximo de 2600 Nm a la salida. El par a la entrada será de 104 Nm aproximadamente.

La velocidad de entrada para la cual se diseña el reductor de velocidad es de 1400 rpm, correspondiente a la entrega de par máximo a la salida. La relación de transmisión total será de 25, por lo que la velocidad a la salida será aproximadamente de 56 rpm.

1.2.2. Condiciones de trabajo y geometría

Al ser un mecanismo que conecta con otros elementos de maquinaria, tendremos mayores ventajas cuanto menor sea el tamaño de este, además de reducir el coste en materiales y fabricación. Se buscará un tamaño compacto.

1.2.3. *Mantenimiento y duración*

El tiempo de vida mínimo que soportarán los rodamientos será de 40.000 horas de funcionamiento. El aceite será sustituido cada 3.000 horas

1.2.4. *Factores ambientales*

La temperatura media de trabajo será próxima a los 60°C. En el rango inferior tendremos temperaturas de 25°C, llegando a un máximo de 70°C.

1.3. OBJETO DEL PROYECTO

El objetivo del presente proyecto es, por tanto, realizar el cálculo y diseño de un reductor de velocidad de engranajes cilíndricos helicoidales de dos etapas para un catálogo de reductores con diferentes características de relación de transmisión y par máximo a la salida.

El reductor estará accionado por un motor eléctrico que proporciona una velocidad de 1400 rpm y un par a la entrada de 104 Nm. Se desea una relación de transmisión de 25 y un par máximo a la salida de 2600 Nm.

2. NORMATIVA

El listado de la normativa utilizada en este proyecto para la selección y cálculo de los distintos componentes del reductor de velocidad se cita a continuación:

- UNE-EN 10027 para la designación de los aceros y UNE-EN 36003 para las fundiciones
- UNE 18048 para la precisión de los engranajes cilíndricos y las ruedas dentadas
- ISO 3448 para la viscosidad del lubricante
- UNE 18018 para los valores relativos a los ejes
- UNE 18037 para las dimensiones de los rodamientos
- UNE 17102-1 para las chavetas y chaveteros

3. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

Existen distintos mecanismos de transmisión capaces de adaptar las necesidades de velocidad y par desde un motor eléctrico a la maquinaria. Por ello, se va a realizar una descripción de las principales soluciones por las que se puede optar para realizar esta adecuación, atendiendo a sus principios básicos de funcionamiento.

3.1. TRANSMISIONES POR ROZAMIENTO

Este tipo de transmisión tiene un rendimiento comprendido entre el 85 y el 98 %. La relación de velocidades no es exacta y depende de la potencia transmitida, a causa del deslizamiento entre correa y poleas.

Se pueden destacar como ventajas:

- Coste reducido y bajos requerimientos en el posicionamiento de los árboles.
- Funcionamiento silencioso.
- Capacidad de absorción elástica de choques, y protección contra sobrecargas.

Como inconvenientes se pueden destacar:

- La relación de transmisión no es exacta, existe un deslizamiento del 1 a un 3 %.
- Sobrecargar los cojinetes de los árboles debido a la necesidad de tensión previa.
- Duración limitada.
- Sensibilidad al ambiente.

3.1.1. Correas planas

Se emplean entre árboles paralelos y cruzados, con relaciones de transmisión $i \leq 6$ para accionamientos abiertos, $i \leq 15$ para accionamientos con rodillos tensores. Se emplean fundamentalmente para aplicaciones de velocidad elevada o que requieran el paso por poleas de radio reducido. A causa del deslizamiento su rendimiento está alrededor del 85%.

3.1.2. Correas trapezoidales

Para la misma fuerza de presión poseen una capacidad de transmisión hasta tres veces superior a las correas planas por lo que sobrecargan menos los cojinetes. Se emplean entre árboles paralelos, con relaciones de transmisión $i \leq 10$. El rango de velocidades adecuadas para la utilización de estas correas está entre 2 y 50 m/s. El rendimiento en estas transmisiones puede alcanzar el 98%.

3.2. TRANSMISIONES FLEXIBLES POR ENGRANE

3.2.1. Cadenas

Se emplean entre árboles paralelos, pueden transmitir mayores fuerzas que las correas con menores ángulos de abrazamiento y distancia entre ejes. Relaciones de transmisión en general de $i \leq 7$, pero cuando la velocidad es pequeña puede llegarse hasta $i = 10$. Rendimientos del 97 al 98 %. Como principales ventajas se pueden destacar:

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

Como inconvenientes se pueden destacar:

- Duración limitada.
- Limitaciones de potencia y velocidad máxima de funcionamiento.
- Requerimientos de espacio elevados.
- Necesidad de lubricación y de protección frente el polvo
- No trabajan elásticamente
- Son más caras que las correas correspondientes.

3.2.2. *Correas dentadas*

Se pueden conseguir unas ventajas similares a las de las cadenas, pero eliminando los problemas de lubricación y permitiendo trabajar a velocidades superiores (hasta $v = 60$ m/s). Por contra presentan el inconveniente de necesitar mayor espacio para trabajar en las mismas condiciones de carga que una cadena. Estas transmisiones alcanzan rendimientos de hasta el 98%, requieren menos mantenimiento que los otros tipos de correas, pero son más ruidosas y menos adecuadas para cargas de impacto.

3.3. TRANSMISIONES POR ENGRANE DIRECTO

Constituyen el tipo de transmisión más utilizado, puesto que sirven para una gama de potencias, velocidades y relaciones de transmisión muy amplia. Se pueden destacar las siguientes ventajas de las transmisiones por engranajes:

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

Por contra, son destacables los inconvenientes siguientes:

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

En las transmisiones por engranajes se pueden distinguir como tipos más habituales:

- a) Transmisiones por engranajes cilíndricos. Se utiliza entre árboles paralelos, admitiéndose en cada etapa de transmisión relaciones de hasta $i=8$. El rendimiento en cada etapa de transmisión es del 96 al 99 %. Para conseguir un funcionamiento silencioso se recurre a los engranajes de dentado helicoidal.

- b) Transmisiones por engranajes cónicos. Se emplean entre árboles que se cortan, y para relaciones de transmisión de hasta $i=6$. Para exigencias elevadas se utilizan con dentado espiral.
- c) Transmisiones por engranajes cónicos desplazados. Se utilizan entre árboles cruzados cuando la distancia entre ellos es reducida, con el fin de reducir los ruidos y tener posibilidad de prolongar los árboles de transmisión. El rendimiento es inferior a los del tipo b) debido al mayor deslizamiento.
- d) Transmisión por tornillo sin fin. Se utiliza para árboles cruzados, con relaciones de transmisión desde 1 a más de 100 por etapa, y con rendimientos entre el 97 y el 45 % (disminuye al aumentar la relación de transmisión)
- e) Transmisión por engranajes cilíndricos helicoidales cruzados. Se utilizan entre árboles cruzados con distancias pequeñas, solo son de aplicación cuando están sometidos a pares reducidos (debido a que el contacto es puntual) y con relaciones de transmisión de 1 a 5.

4. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA

4.1. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA SOLUCIÓN

- **Engranajes:** una vez estudiados todos los mecanismos de transmisión explicados anteriormente para el reductor, se ha seleccionado finalmente la transmisión por engranaje debido a los beneficios que este conlleva: alto rendimiento, alta fiabilidad y duración, relación de transmisión constante y volumen compacto, además de su posible uso para una amplia gama de velocidades y potencias.

También se han seleccionado los engranajes cilíndricos de dientes helicoidales frente a los engranajes de dientes rectos con el fin de obtener un funcionamiento más suave y silencioso, reduciendo vibraciones y ruidos que se puedan producir en la transmisión.

- **Número de etapas:** debido a la alta relación de transmisión requerida, el reductor de velocidad estará compuesto de dos etapas de engranajes y 3 ejes, con una relación de transmisión total de 25. Con el objetivo de evitar la repetición de contacto entre dientes, la estimación inicial de cada etapa será $i_1=5.100$ para la primera etapa y $i_2=4.902$ para la segunda etapa.
- **Uniones a torsión entre engranaje y eje:** se va a realizar mediante chavetas cuadradas de tipo perfilado, teniendo en cuenta el concentrador de tensiones que suponen para el cálculo a fatiga del eje. Se fabricarán con un acero de menor resistencia que el empleado en el eje.

- **Rodamientos:** se seleccionarán de rodillos cónicos de una sola hilera, ya que son una buena opción para absorber las cargas axiales a las que estarán sometidos.
- **Lubricación:** se utilizará un solo aceite para lubricar los engranajes y los rodamientos para economizar lo máximo posible el reductor. Se realizará por barboteo, con una cantidad de lubricante que permita cubrir parcialmente un engranaje de cada etapa.
- **Carcasa:** estará fabricada mediante fundición en molde de arena y contará con tapas para cada uno de los rodamientos, retenes de goma en el eje de entrada y salida, y sus correspondientes tapones de llenado y vaciado, así como un visor de nivel para el lubricante. Se redondearán las aristas con el fin de evitar cantos vivos por seguridad en la manipulación.

4.2. DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LOS COMPONENTES

4.2.1. Descripción de los engranajes

De entre todas las posibilidades posibles indicadas en el “ANEXO N°1: CÁLCULOS”, se ha optado por un valor de módulo que implique un tamaño mínimo a la vez que evite los riesgos de interferencia.

Etapa 1

PIÑÓN:

- Módulo $m_n = 3 \text{ mm}$
- Número de dientes $z = 18$
- Diámetro primitivo $d_p = 57,466 \text{ mm}$
- Ángulo de presión $\alpha = 20^\circ$

RUEDA:

- Módulo $m_n = 3$
- Número de dientes $z = 92$
- Diámetro primitivo $d_p = 293,713 \text{ mm}$
- Ángulo de presión $\alpha = 20^\circ$

Tras seleccionar estos parámetros, se ha diseñado el ancho de los engranajes a partir del fallo a flexión y el fallo por presión superficial. También se han seleccionado el material y lubricante más adecuados:

- Lubricante: VG 680
- Ancho etapa 1: 28 mm

El material utilizado es Acero aleado templado y revenido 42CrMo4 cuyas principales características son:

- Resistencia a rotura: $S_u = 1100-1300 \text{ N/mm}^2$
- Resistencia a fluencia: $S_y = 950 \text{ N/mm}^2$
- Dureza superficial: HB 321

Etapa 2

PIÑÓN:

- Módulo $m_n = 5 \text{ mm}$
- Número de dientes $z = 17$
- Diámetro primitivo $d_p = 90,455 \text{ mm}$
- Ángulo de presión $\alpha = 20^\circ$

RUEDA:

- Módulo $m_n = 5$
- Número de dientes $z = 83$
- Diámetro primitivo $d_p = 441,634 \text{ mm}$
- Ángulo de presión $\alpha = 20^\circ$

Tras seleccionar estos parámetros, se ha diseñado el ancho de los engranajes a partir del fallo a flexión y el fallo por presión superficial. El material de los engranajes y el lubricante será el mismo que para la primera etapa con el objetivo de simplificar el reductor:

- Lubricante: VG 680
- Ancho etapa 1: 60 mm

El material utilizado es Acero aleado templado y revenido 42CrMo4 cuyas principales características son:

- Resistencia a rotura: $S_u = 1100-1300 \text{ N/mm}^2$
- Resistencia a fluencia: $S_y = 950 \text{ N/mm}^2$
- Dureza superficial: HB 321

Los posibles materiales que se pueden emplear, así como las propiedades de estos materiales se encuentran en el anexo "TABLA N°1".

4.2.2. Descripción de los ejes

El presente reductor consta de 3 ejes los cuales se han diseñado atendiendo a tres criterios: rigidez torsional, deflexión lateral y fallo a fatiga. Se describen a continuación:

Eje de entrada

Es el eje encargado de recibir directamente el par y velocidad desarrollados por el motor eléctrico:

- Velocidad: $\omega = 1400$ rpm
- Par: $T = 104$ Nm
- Diámetro mínimo: $D = 28$ mm

El material utilizado es Acero 4340, F-128 de la norma UNE, normalizado, como se muestra en el anexo "TABLA Nº4", cuyas principales características son:

- $S_u = 1280$ Mpa
- $S_y = 860$ Mpa
- Dureza HB = 388
- Módulo de Young: $E = 2,1 \cdot 10^5$ Mpa
- Módulo de elasticidad transversal: $G = 8,1 \cdot 10^4$ Mpa

Eje intermedio

Es el eje encargado de recibir el par y velocidad del piñón de entrada a través de la rueda de la primera etapa y transmitirlo a la rueda de la segunda etapa mediante el piñón de la segunda etapa:

- Velocidad: $\omega = 274,71$ rpm
- Par: $T = 584$ Nm
- Diámetro mínimo: $D = 43$ mm

El material utilizado es Acero 4340, F-128 de la norma UNE, normalizado, como se muestra en el anexo "TABLA Nº4", cuyas principales características son:

- $S_u = 1280$ Mpa
- $S_y = 860$ Mpa
- Dureza HB = 388
- Módulo de Young: $E = 2,1 \cdot 10^5$ Mpa
- Módulo de elasticidad transversal: $G = 8,1 \cdot 10^4$ Mpa

Eje de salida

Es el eje encargado de recibir el par y velocidad del piñón del eje intermedio y transmitirlo a la máquina arrastrada:

- Velocidad: $\omega = 56$ rpm
- Par: $T = 2600$ Nm
- Diámetro mínimo: $D = 75$ mm

El material utilizado es Acero 4340, F-128 de la norma UNE, normalizado, como se muestra en el anexo "TABLA Nª4", cuyas principales características son:

- $S_u = 1280$ Mpa
- $S_y = 860$ Mpa
- Dureza HB = 388
- Módulo de Young: $E = 2,1 \cdot 10^5$ Mpa
- Módulo de elasticidad transversal: $G = 8,1 \cdot 10^4$ Mpa

4.2.3. Descripción de las chavetas

Para realizar la unión a torsión entre los ejes y los engranajes se emplearán chavetas, normalizadas según la norma UNE 17102-1:1967. La longitud de las chavetas dependerá del diámetro del eje en el que van situadas. A partir de esta medida se determinan el ancho y profundidad tal y como se observa en el anexo "CÁLCULOS".

Las dimensiones finales de las chavetas empleadas son:

- Eje de entrada: 35 mm de longitud, 8 x 7 mm de sección
- Eje intermedio: 54 mm de longitud, 12 x 8 mm de sección
- Eje de salida: 94 mm de longitud, 20 x 12 mm de sección

El material empleado para las chavetas es un acero no aleado F-1140, empleado en la fabricación de ejes, engranajes, tornillos, cigüeñales, manivelas y bielas, con unas características físicas:

- Resistencia a fluencia: 640 N/mm²
- Resistencia a rotura: 850 N/mm²
- Dureza superficial: HB 248
- Elongación máxima: 14%

Estas características pueden consultarse en el anexo "TABLA Nª4".

4.2.4. Descripción de los rodamientos

Los rodamientos se han seleccionado estimando una temperatura de trabajo entre 20°C a 40°C superior a la temperatura ambiente y para una vida de 40.000 horas.

Todos los rodamientos han sido seleccionados del catálogo del fabricante SKF (<http://www.skf.com>). El tipo de rodamientos seleccionados, como se ha indicado anteriormente, corresponden a la familia de rodamientos cilíndricos de rodillos cónicos, debido a las sollicitaciones de esfuerzos axiales producidos por los engranajes cilíndricos de dientes helicoidales.

Todos los cálculos realizados para la determinación de la vida para ambos sentidos de giro de los rodamientos se pueden consultar en el anexo “CÁLCULOS”.

Los rodamientos escogidos para el eje de entrada son los siguientes:

- Rodamiento A: 322/28 B
- Rodamiento B: 31305

Los rodamientos escogidos para el eje intermedio son el mismo para ambos apoyos:

- Rodamiento A: SKF 32308
- Rodamiento B: SKF 33208

Los rodamientos escogidos para el eje de salida son los siguientes:

- Rodamiento A: SKF 31315
- Rodamiento B: SKF 32313 B

En el anexo “TABLA Nº13”, “TABLA Nº14”, “TABLA Nº15”, “TABLA Nº16” y “TABLA Nº17” se encuentra la información de cada uno de estos rodamientos.

4.2.5. Descripción de los elementos de fijación axial

Para restringir el movimiento axial de los elementos que van montados sobre los ejes se van a utilizar varios métodos:

Casquillos

Se utilizarán para mantener la distancia entre 2 elementos montados sobre un eje. Además, son el único elemento de fijación que no supone un concentrador de tensión.

Cambios de sección en el eje

Se generará un escalón en el eje, produciendo un cambio de sección. Cada uno de los ejes dispondrá de un único aumento de sección, ya que este no puede ser el único método utilizado, al imposibilitar el montaje de los demás elementos.

Anillos de seguridad

Limitarán el desplazamiento longitudinal de los engranajes, rodamientos y cubos. Los anillos de seguridad utilizados han sido seleccionados del catálogo del fabricante ROTORCLIP, según la norma DIN 471. Tan solo serán necesarios para fijar el movimiento de los engranajes y de los rodamientos del eje intermedio

Los anillos de seguridad escogidos son:

- Rodamiento B: DSH-40
- Engranaje: DSH-42

En el anexo “TABLA Nº18” se puede consultar toda la información relativa a estos anillos de seguridad.

4.2.6. Descripción de los sellos radiales de aceite

Los sellos radiales de aceite, también llamados retenes, son elementos elásticos que actúan por la tensión radial propia del material con el que están fabricados o empleando un resorte.

El anillo de seguridad empleado en el eje de entrada es:

- SKF 28x40x7 HMS5 V

El anillo de seguridad empleado en el eje de salida es:

- SKF 75x100x10 HMS5 V

En el anexo “TABLA Nº19” y “TABLA Nº20” se puede consultar toda la información relativa a estos sellos radiales.

4.2.7. Descripción de los tapones y visores de la carcasa

Como se ha indicado en la descripción general de la solución, la carcasa contará con dos tapones para el llenado y el vaciado de lubricante, además de un visor para comprobar el nivel de este. Estos elementos han sido seleccionados del catálogo del fabricante TECNODIN.

Tapón de llenado

El tapón de llenado se ha situado en la parte superior de la tapa de la carcasa, facilitando así la acción de llenado de lubricante. El tapón cuenta con un orificio para evitar cambios de presión en el interior.

El tapón de llenado empleado es el 487022000 cuya métrica es M22 x 1.5.

Tapón de vaciado

El tapón de vaciado se ha situado en la parte inferior de la base de la carcasa, con el objetivo de una sencilla acción de vaciado. Este modelo de tapón incluye un imán que

nos será de gran utilidad para recoger partículas metálicas que podrían dañar algún elemento del reductor.

El tapón de vaciado seleccionado es el TM-1415 de métrica M 14 x 1.5.

Visor de nivel

El visor de nivel de aceite estará situado en la misma cara que el tapón de vaciado, lugar con fácil acceso para la inspección visual. El visor cuenta con un reflector que facilita la lectura.

El visor de nivel a empleado es el 482427000 de métrica M 27 x 1.5.

La información referente a estos elementos se encuentra en los anexos “TABLA N°21”, “TABLA N°22” y “TABLA N°23”.

4.2.8. Carcasa

En el diseño de la carcasa tenemos que tener en cuenta que el reductor se pueda montar. Esta estará compuesta por dos semicajas con el plano de separación coplanar a los ejes. Será realizada mediante fundición en molde de arena incluyendo nervios para rigidizarla. Además, se redondearán las aristas para evitar cantos vivos y se mecanizarán los huecos de los rodamientos.

Las paredes de la carcasa serán de 15 mm con el fin de que el conjunto no sea excesivamente pesado. Sin embargo, se aumentará este espesor en la zona de los apoyos de los rodamientos.

Para asegurar el cumplimiento de las exigencias mecánicas, y por su facilidad de moldeo y mecanizado, se empleará como material fundición gris.

El material escogido será una fundición gris FG – 25, según la norma EN 1561:2011. Sus características son las siguientes:

- Resistencia a la tracción: 250 – 350 MPa
- Dureza: 180 – 250 HB

En cuanto a la pintura, se pintará la carcasa con pintura en polvo termoendurecible a base de resinas poliésteres modificadas con resinas epoxídicas. Este tipo de pintura tiene las características de una gran estabilidad térmica y una buena resistencia a la corrosión.

La parte superior de la tapa de la carcasa dispondrá de una argolla de métrica M20x1.5 para el transporte y manipulación del reductor. Esta estará ubicada en línea con el centro de gravedad del reductor para facilitar la acción de transporte.

La unión de la base y la tapa de la carcasa se llevará a cabo mediante tornillos ISO 4032 - M10 x 1.5 y tuercas ISO 4017 - M10 x 1.5, mientras que la unión de las tapas a la carcasa se realizará mediante tornillos ISO 4762 - M6 x 1.

5. BIBLIOGRAFÍA

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



ANEXO DEL DOCUMENTO Nº 1: CÁLCULOS

ÍNDICE DEL ANEXO CÁLCULOS

1. INTRODUCCIÓN	18
2. DATOS DE PARTIDA	18
3. DISEÑO CONCEPTUAL	18
4. CÁLCULO DE LOS ENGRANAJES	19
4.1. DESCRIPCIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LOS EJES	20
4.2. CÁLCULO DE LOS DIÁMETROS DE LOS EJES POR DEFLEXIÓN TORSIONAL	20
4.3. DIÁMETRO DE LOS ENGRANAJES.....	21
4.4. ANCHURA DE LOS ENGRANAJES	23
4.4.1. Cálculo de resistencia a la rotura por fallo superficial	23
4.4.2. Cálculo de resistencia a rotura por flexión	26
4.5. VISCOSIDAD DEL LUBRICANTE	28
4.6. RESULTADOS DE CÁLCULO	29
5. DIMENSIONADO DE LOS EJES	33
5.1. MATERIAL.....	33
5.2. FUERZAS ACTUANTES EN CADA ETAPA	33
5.3. CÁLCULO A DEFLEXIÓN LATERAL	34
5.3.1. Eje de entrada.....	35
5.3.2. Eje intermedio	39
5.3.3. Eje de salida	43
5.4. CÁLCULO A FATIGA	47
6. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	52
6.1. CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS	52
6.2. CÁLCULO DE LA VIDA DEL RODAMIENTO	53
6.3. RESULTADOS	54
7. DIMENSIONADO DE UNIONES A TORSION	58
7.1. CHAVETA DEL EJE DE ENTRADA	58
7.2. CHAVETA DEL EJE INTERMEDIO	58
7.3. CHAVETA DEL EJE DE SALIDA	59

1. INTRODUCCIÓN

El objeto del presente documento es la justificación de todos los cálculos y selección de componentes para el diseño del reductor de velocidad, describiendo los métodos seguidos para el diseño de cada elemento.

Los elementos que constituyen el reductor de velocidad están íntimamente relacionados entre ellos, por lo que la selección, diseño y cálculo de cada componente condicionará al siguiente elemento. Por este motivo, será necesario seguir un proceso iterativo y rehacer cálculos, ya que el dimensionado de un componente afecta al cálculo de los demás.

2. DATOS DE PARTIDA

Los primeros datos fijados son:

- Relación de transmisión total: 25
- Número de etapas de reducción: 2
- Par torsor en el eje de salida: 2600 Nm
- Tipo de engranajes utilizados: Engranajes cilíndricos de dientes helicoidales
- Velocidad del eje de entrada: 1400 rpm
- Relación de transmisión de la primera etapa: 5,1
- Relación de transmisión de la segunda etapa: 4,902

3. DISEÑO CONCEPTUAL

En primer lugar y antes de comenzar con los cálculos de los distintos componentes del reductor de velocidad, se debe determinar cuál va a ser el diseño conceptual de las etapas del reductor, ya que así definiremos las principales características de este.

Tras decidir el número de etapas y la relación de transmisión aproximada de cada una de ellas, se debe definir: la disposición de los ejes en el espacio, la forma aproximada de la carcasa, los métodos de fijación de los elementos sobre el eje, el tipo de rodamientos a utilizar y la lubricación.

- **Disposición de los ejes.** Se ha seleccionado la configuración A de la *figura 1*. No es la solución óptima en cuanto a conseguir un diseño compacto, pero es la más adecuada a la hora de soportar los grandes esfuerzos a los que estarán sometidos los elementos del reductor y para conseguir un diseño sencillo de la carcasa.

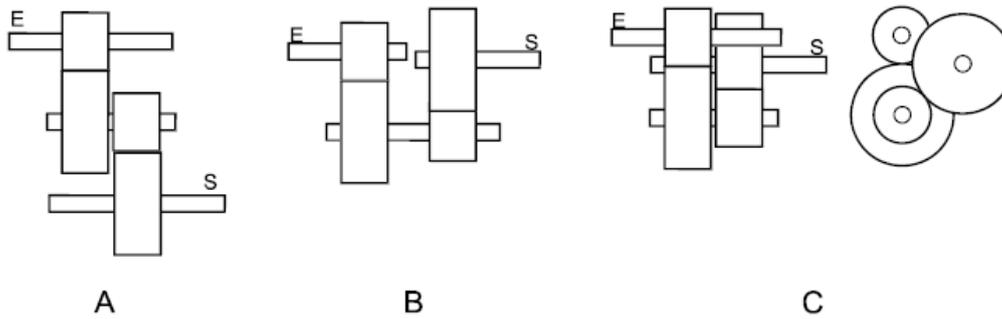


Fig. 1. – Disposiciones comunes de los ejes de un reductor de velocidad

- **Métodos de fijación de los elementos sobre el eje.** Para la fijación axial se emplearán casquillos para mantener la separación entre distintos elementos, cambios de sección en el diámetro del eje y arandelas elásticas situadas en ranuras realizadas previamente sobre los ejes. Para las uniones del eje con los engranajes se hará uso de chavetas cuadradas de tipo patín.
- **Lubricación.** Se utilizará el mismo lubricante para ambas etapas y para todos los elementos del reductor que necesiten lubricación, reduciendo así los costes y simplificando el proceso de diseño y de lubricación. La geometría de la carcasa debe diseñarse para permitir que el lubricante llegue a los componentes necesarios.
- **Tipo de rodamientos.** Debido a que el tipo de engranaje escogido es de dientes helicoidales, se van a producir y transmitir fuerzas radiales y axiales de valor elevado. Se escogerán rodamientos de rodillos cónicos por su buena capacidad para absorber estos tipos de solicitaciones.

4. CÁLCULO DE LOS ENGRANAJES

Para el dimensionado y cálculo de los engranajes de reductor se deberá seguir el siguiente proceso:

- Estimación del tamaño mínimo de los engranajes
- Selección de los posibles módulos
- Selección inicial del lubricante
- Cálculo de la anchura de los engranajes
- Comprobación de la viscosidad del lubricante

4.1. DESCRIPCIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LOS EJES

Una vez conocida la relación de transmisión de cada etapa y el resto de los datos de partida, comenzaremos calculando la velocidad de giro (ω), par torsor (T) y la potencia (P) de cada eje del reductor haciendo uso de las siguientes fórmulas:

$$P = T_i \cdot \omega_i$$

$$i_{total} = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}} = i_{1ªetapa} \cdot i_{2ªetapa}$$

Eje	ω (rpm)	T (Nm)	P (kW)
Entrada	1400	104,00	15,247
Intermedio	274,51	530,40	15,247
Salida	56,00	2600	15,247

4.2. CÁLCULO PREVIO DE LOS DIÁMETROS DE LOS EJES POR DEFLEXIÓN TORSIONAL

En reductores de velocidad, el factor crítico para el diseño y determinación del diámetro mínimo del eje suele ser la rigidez del mismo, es decir, la capacidad del material para soportar esfuerzos sin producir grandes deformaciones, ya que los ejes no son de gran longitud y el momento flector no es muy elevado.

El diseño de los ejes se va a realizar de forma que tengan la capacidad de transmitir la potencia de forma uniforme, sin vibraciones torsionales, y permitiendo un correcto funcionamiento de los engranajes. Para ello, se va a limitar la deflexión torsional a 1º en una longitud de 20 veces el diámetro, con un máximo de 1,5º/m.

Conociendo el valor del módulo de rigidez torsional del acero $G = 8,1 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$, utilizaremos la siguiente ecuación para determinar el diámetro necesario para que cumpla con la rigidez torsional:

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

Eje	D (1,5º/m)	D (1º en 20d)	D normalizados (mm)
Entrada	26,7	24,8	28
Intermedio	40,2	42,8	43
Salida	59,8	72,6	75

Finalmente, escogemos el mayor diámetro teniendo en cuenta los dos criterios y mayoramos el eje hasta un diámetro normalizado para el posterior ensamblaje con los elementos necesarios que van montados sobre el eje.

4.3. DIÁMETRO DE LOS ENGRANAJES

Una vez calculado el diámetro de los ejes en las secciones sometidas a torsión, procedemos a definir el diámetro de los engranajes. En primer lugar, se estimará el diámetro de la circunferencia primitiva de los piñones, obteniendo el de la rueda a partir de la relación de transmisión.

Como una primera aproximación, evaluaremos el diámetro del piñón como:

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

Donde h_2 es el valor de la altura del cubo necesaria para la chaveta del engranaje, obtenido en el anexo "TABLA N°3".

El módulo normal (m_n) se seleccionará de la tabla de módulos estandarizados. Los posibles módulos a seleccionar serán los que no produzcan interferencia en función de los dientes del piñón. En nuestro caso, tomaremos como válidos aquellos módulos que no produzcan interferencia y que no generen ruedas con un número mayor de 150 dientes con el fin de evitar ruedas con un excesivo número de dientes.

La ecuación que proporciona el mínimo número de dientes con dentado helicoidal para que no se produzca interferencia es la siguiente:

$$z_{mín} = \frac{2 \cdot \cos\beta}{\text{sen}^2\alpha_t}$$

Debido a que disponemos de engranajes con dentado helicoidal, necesitaremos el módulo aparente m_t , definido como:

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

Una vez estimado el diámetro primitivo del piñón para cada módulo normalizado, se redondea a un número entero y se determina el número de dientes de la rueda multiplicando por la relación de velocidades de la etapa:

$$d_{rueda} = i \cdot d_{piñón}$$

$$d_p = m_t \cdot z$$

Los posibles módulos para la **primera etapa** se muestran a continuación:

m_n	m_t	d_1^* (mm)	Z_1	d_1 (mm)	Z_2	d_2 (mm)	i	Válido
1	1,064	41,100	39	41,503	199	211,771	5,1026	$Z_2 > 150$
1,25	1,330	42,975	32	42,577	163	216,826	5,0938	$Z_2 > 150$
1,5	1,596	44,850	28	44,695	143	228,266	5,1071	SÍ
2	2,128	48,600	23	48,952	117	249,018	5,0870	SÍ
2,5	2,660	52,350	20	53,209	102	271,365	5,1000	SÍ
3	3,193	56,100	18	57,466	92	293,713	5,1111	SÍ
4	4,257	63,600	15	63,851	77	327,767	5,1333	Interferencia
5	5,321	71,100	13	69,172	66	351,179	5,0769	Interferencia

Los posibles módulos para la **segunda etapa** se muestran a continuación:

m_n	m_t	d_1^* (mm)	Z_1	d_1 (mm)	Z_2	d_2 (mm)	i	Válido
1	1,064	58,000	55	58,530	270	287,328	4,9091	$Z_2 > 150$
1,25	1,330	59,250	45	59,860	221	293,979	4,9111	$Z_2 > 150$
1,5	1,596	61,500	39	62,254	191	304,887	4,8974	$Z_2 > 150$
2	2,128	65,000	31	65,979	152	323,510	4,9032	$Z_2 > 150$
2,5	2,660	70,700	27	71,832	132	351,179	4,8889	SÍ
3	3,193	72,100	23	73,428	113	360,756	4,9130	SÍ
4	4,257	83,100	20	85,134	98	417,158	4,9000	SÍ
5	5,321	87,850	17	90,455	83	441,634	4,8824	SÍ
6	6,385	99	16	102,161	78	498,035	4,8750	SÍ
8	8,513	115	14	119,188	69	587,426	4,9286	Interferencia

Las características de los engranajes escogidas, a falta de conocer el espesor, son las siguientes:

Etapa 1

PIÑÓN:

- Módulo $m_n = 3$ mm
- Número de dientes $z = 18$
- Diámetro primitivo $d_p = 57,466$ mm
- Ángulo de presión $\alpha = 20^\circ$

RUEDA:

- Módulo $m_n = 3$
- Número de dientes $z = 92$
- Diámetro primitivo $d_p = 293,713$ mm
- Ángulo de presión $\alpha = 20^\circ$

Etapa 2

PIÑÓN:

- Módulo $m_n = 5$ mm
- Número de dientes $z = 17$
- Diámetro primitivo $d_p = 90,455$ mm
- Ángulo de presión $\alpha = 20^\circ$

RUEDA:

- Módulo $m_n = 5$
- Número de dientes $z = 83$
- Diámetro primitivo $d_p = 441,634$ mm
- Ángulo de presión $\alpha = 20^\circ$

4.4. ANCHURA DE LOS ENGRANAJES

El diseño se basa en buscar un coeficiente de seguridad a flexión (X_F) mayor que el coeficiente de seguridad por fallo superficial (X_H), ya que el primero no da señales antes de la rotura y puede ser catastrófico, mientras que el segundo va avanzando progresivamente, dando facilidades para su detección con ruidos y vibraciones que irán en aumento con el funcionamiento de los engranajes.

$$Z_F > Z_H > X$$

El proceso de cálculo del ancho se convertirá en una tarea iterativa en la que tendremos que suponer un material, un lubricante inicial y un coeficiente de seguridad impuesto (X).

Se ha partido de un lubricante ISO VG 320, un coeficiente de seguridad $X = 1,5$, y como material se ha escogido, para ambas etapas, un acero aleado templado y revenido 42CrMo4 según la norma UNE-EN10083-3:2008:

- $S_u = 1120 \text{ N/mm}^2$
- $S_y = 950 \text{ N/mm}^2$
- HB 321
- $S_{HL} = 794,5 \text{ N/mm}^2$
- $S_{FL} = 323,4 \text{ N/mm}^2$

En el anexo "TABLA N°4" se encuentran los tipos de materiales posibles para la fabricación de engranajes, así como las características principales de cada uno de ellos.

4.4.1. Cálculo de resistencia a la rotura por fallo superficial

El coeficiente de seguridad a presión superficial se define como:

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

Donde:

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

Por lo tanto, este tipo de fallo se ha obtenido a partir de la expresión de la tensión de Hertz, adoptando el criterio de obtener esta tensión en el punto primitivo:

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

Donde:

- Z_H : coeficiente geométrico

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

- Z_E : coeficiente elástico

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

- Z_ϵ : coeficiente de conducción, el cual considera el reparto de la carga entre varios dientes del engranaje. Para dientes helicoidales:

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

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

- o La relación de conducción ϵ_α es:

$$\epsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \operatorname{cos} \alpha_t} \left[\sqrt{\frac{z_1^2}{4} \operatorname{sen}^2 \alpha_t + y_1^2 + z_1 y_1} + \sqrt{\frac{z_2^2}{4} \operatorname{sen}^2 \alpha_t + y_2^2 + z_2 y_2} - \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) \operatorname{sen} \alpha_t \right]$$

- Z_β : factor de ángulo de hélice, considerando la inclinación del diente

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

- F_t : fuerza tangencial

- K_A : coeficiente que pondera las sobrecargas dinámicas debidas a factores externos al engranaje. En este reductor se valora un funcionamiento uniforme de la máquina motriz y un funcionamiento con choques moderados de la máquina arrastrada. Utilizando el anexo "TABLA N°5" obtenemos que el valor de este coeficiente es 1,5.

- K_V : coeficiente dinámico. Considera las cargas dinámicas ocasionadas por la vibración de los engranajes. Depende de los errores en el dentado, la velocidad y la carga transmitida. Para este caso $K_1=Q_{ISO} = 5$, detallado en el anexo “TABLA N°6”.

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

- $K_{H\beta}$: coeficiente de distribución de carga longitudinal. Se tienen en cuenta los problemas ocasionados por una distribución de carga diferente a la supuesta en el cálculo de las tensiones de los engranajes. Depende de los errores de fabricación y paralelismo, rigidez de los elementos y fuerzas aplicadas. En este caso la calidad es de $Q_{ISO} = 5$ y el ajuste del tipo b,c, como se puede comprobar en el anexo “TABLA N°7”:

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

- $K_{H\alpha}$: coeficiente de distribución de carga transversal. Este coeficiente depende de las dimensiones de los engranajes, de la precisión del tallado, de la rigidez de los dientes y de la carga tangencial. Dado que tenemos un $Q_{ISO} = 5$, el valor de $K_{H\alpha}$ será igual a 1.

Una vez calculados todos los coeficientes para obtener la tensión de Hertz, necesitaremos evaluar la tensión de contacto máxima admisible (S_{HP}) para posteriormente calcular el coeficiente de seguridad por fallo superficial. Esta tensión se puede expresar como:

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

Donde:

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

Finalmente, despejando de la expresión de la tensión superficial resultante obtenemos el espesor (b):

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

4.4.2. Cálculo de resistencia a rotura por flexión

El coeficiente de seguridad para el fallo por trabajo a flexión se define como:

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

Para el cálculo de la tensión originada por el esfuerzo a flexión en la base del diente vamos a utilizar el método de Lewis modificado:

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

Donde:

- Y_{Fa} : coeficiente de forma para la carga aplicada en el extremo. En este caso se define como:

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

- Y_ε : coeficiente de conducción:

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

- Y_{sa} : coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente:

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

- Y_β : factor de inclinación, considerando la tensión generada por el flector en la base de un engranaje helicoidal:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \left(\frac{\beta}{120^\circ} \right) \quad (\beta < 30^\circ)$$

- Y_B : factor de espesor de aro, teniendo en cuenta que la rotura puede producirse debido a que el diámetro de fondo es próximo al diámetro del eje:

$$Y_B = 1 \quad \text{si } s_R/h_t \geq 1,2$$
$$Y_B = 1,6 \cdot \ln\left(2,242 \frac{h_t}{s_R}\right) \quad \text{si } 0,5 < s_R/h_t < 1,2$$

- K_A : coeficiente de aplicación. Mismo valor que el comentado en el apartado anterior.
- K_V : coeficiente dinámico. Mismo valor que el comentado en el apartado anterior.
- $K_{F\beta}$: coeficiente de distribución de carga longitudinal para el estudio de flexión. Tras realizar el cálculo a fallo superficial, obtenemos este coeficiente con la siguiente expresión:

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

- $K_{F\alpha}$: coeficiente de distribución de carga transversal. Al igual que en el apartado anterior, al ser $Q_{ISO}=5$, el valor del coeficiente será igual a 1.

Una vez calculados todos los coeficientes para obtener la tensión normal máxima debida a la flexión, necesitaremos evaluar la tensión máxima admisible por el material (S_{FP}) para posteriormente calcular el coeficiente de seguridad por fallo a flexión. Esta tensión se puede expresar como:

$$S_{FP} = S_{Fl} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rT} \cdot Y_{RrT} \cdot Y_X$$

Donde:

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

Por último, se calcula el coeficiente de seguridad y se comprueba que es mayor que el coeficiente de seguridad deseado para esta aplicación.

Cuando ya se haya estimado el ancho del engranaje mediante presión superficial, y comprobado que el coeficiente de seguridad a flexión es mayor que el requerido, se comprobará que el ancho esté comprendido entre los valores:

$$b < 2d$$

$$b > 0,5d$$

Si no se cumple la primera comprobación, se escoge un material con mejores características y se realiza otra iteración. En caso de no cumplirse la segunda comprobación, se seleccionará un material con peores características y se reharán los cálculos.

Los resultados de las posibles anchuras de **la primera etapa** en base a los cálculos explicados anteriormente son:

m_n	m_t	z_1	d_1 (mm)	z_2	d_2 (mm)	i	b (mm)	Válido
1,5	1,596	28	44,695	143	228,266	5,1071	60	SI
2	2,128	23	48,952	117	249,018	5,0870	42	SI
2,5	2,660	20	53,209	102	271,365	5,1000	34	SI
3	3,193	18	57,466	92	293,713	5,1111	28	SI

Los resultados de las posibles anchuras de **la segunda etapa** en base a los cálculos explicados anteriormente son:

m_n	m_t	z_1	d_1 (mm)	z_2	d_2 (mm)	i	b (mm)	Válido
2,5	2,660	27	71,832	132	351,179	4,8889	Excesivo	NO
3	3,193	23	73,428	113	360,756	4,9130	130	SI
4	4,257	20	85,134	98	417,158	4,9000	70	SI
5	5,321	17	90,455	83	441,634	4,8824	60	SI
6	6,385	16	102,161	78	498,035	4,8750	47	SI

4.5. VISCOSIDAD DEL LUBRICANTE

Para calcular la viscosidad del lubricante se necesita conocer las dimensiones de los engranajes. Pero a su vez, para determinar las dimensiones del engranaje hemos necesitado conocer el lubricante a utilizar.

Por este motivo, se ha seguido un proceso iterativo en el que hemos supuesto un lubricante inicial ISO VG 320. Calculando las dimensiones de los engranajes y comprobando el lubricante se ha llegado a las dimensiones de los engranajes detalladas en el apartado anterior, y a un lubricante ISO VG 680. En el anexo "TABLA N°2" podemos ver la gráfica donde se representa la variación de la viscosidad con la temperatura para cada tipo de lubricante.

Para hacer la comprobación del lubricante se ha utilizado el método UNITED. En primer lugar, obtenemos el valor de la constante K mediante la siguiente fórmula:

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

Donde F_t (N) es la fuerza tangencial de cada etapa, b (mm) el ancho del piñón, d_1 (mm) el diámetro del piñón y K_a el coeficiente de aplicación.

Posteriormente, a partir de la constante K calculada y la velocidad tangencial, se calcula la viscosidad del lubricante a 38°C mediante la fórmula:

$$\log(v_{38}) = -0,028 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right)^3 - 0,025 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right)^2 + 0,46 \cdot \left(\log \frac{K}{v_t}\right) + 2,593$$

A continuación, se exponen los cálculos y resultados de la última iteración:

Comprobación lubricante VG 680			
ETAPA 1		ETAPA 2	
K	4,034	K	3,905
log (μ38)	2,584	log (μ38)	2,804
μ38 (mm ² /s)	384,13	μ38 (mm ² /s)	636,76
μ40 aceite	680,00	μ40 aceite	680,00

4.6. RESULTADOS DE CÁLCULO

Se ha realizado una tabla resumen de ambas etapas con los valores finales escogidos: geometría de los engranajes, fuerzas aplicadas y comprobación del lubricante:

RESUMEN RESULTADOS PARA AMBAS ETAPAS		
ETAPA	1	2
m (mm)	3	5
i	5,111	4,882
z1	18	17
z2	92	83
Ft (N)	3619,53	11727,26
Fr (N)	1409,012	4565,196
Par T (N/m)	104,00	530,40
Dpiñon (mm)	57,466	90,455
Drueda (mm)	293,713	441,634
D centros (mm)	175,59	266,04
Material	Ac. Aleado templado y revenido	Ac. Aleado templado y revenido
ShI (N/mm ²)	794,473	794,473
SfI (N/mm ²)	323,425	323,425
bh	27,44	59,82
0,25 * Dpiñon (mm)	14,37	22,61
2 * Dpiñon (mm)	114,93	180,91
b (mm)	28	60
μ38 (mm ² /s)		
METODO UNITED	384	637
μ40 (mm ² /s)		
ACEITE	680	680



Para concluir el diseño de los engranajes, se van a justificar los resultados mostrando la última iteración de todos los cálculos realizados con la hoja de cálculo proporcionada por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (D.I.M.M.). Se darán a conocer los valores que toman todos los parámetros y coeficientes explicados en anteriores apartados tanto para la etapa 1 como para la etapa 2.

5. DIMENSIONADO DE LOS EJES

El dimensionado de los ejes se va a realizar teniendo en cuenta tres criterios: rigidez torsional, fatiga y deflexión lateral. El primero de ellos ya se ha realizado previamente para determinar el diámetro de los engranajes.

Además de las fuerzas que se van a generar por la transmisión de potencia en los engranajes, se han considerado las posibles fuerzas axiales y radiales sobre los ejes de entrada y salida generadas por las máquinas motriz y arrastrada. La fuerza radial se estimará como el par torsor del eje dividido por dos veces el diámetro del eje, situada en el punto medio de la chaveta y en la dirección más desfavorable. El valor de la fuerza axial será un 20% de la fuerza radial, en el sentido más desfavorable.

5.1. MATERIAL

El material empleado para fabricar los ejes se ha seleccionado del anexo "TABLA N°4". Este será un acero 4340 F-128 de la norma UNE. Las características principales de este material son:

- $S_u = 1280 \text{ Mpa}$
- $S_y = 860 \text{ Mpa}$
- Dureza HB = 388
- Módulo de Young: $E = 2,1.105 \text{ Mpa}$
- Módulo de elasticidad transversal: $G = 8,1.104 \text{ Mpa}$

5.2. FUERZAS ACTUANTES EN CADA ETAPA

Las fuerzas en cada etapa se calculan como:

$$F_{t1} = \frac{T_e}{\frac{d_1}{2}}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_t$$

$$F_{a1} = F_{r1} \cdot \tan \beta$$

ETAPA	Ft (N)	Fr (N)	Fa (N)
1	3619,528	1409,012	1317,400
2	11727,262	4565,196	4268,374

Además de estas fuerzas, estimaremos las producidas por la máquina motriz y arrastrada como:

$$F_r = \frac{T_e}{2 \cdot d}$$

- Máquina actuante (sección A): $F_r = \pm 1925.93\text{N}$
- Máquina arrastrada (sección A): $F_r = \pm 17808.219\text{N}$

El momento flector en cada eje generado por la fuerza axial es:

$$M_{Fa} = r_{eng1} \cdot F_{a1}$$

EJE	Ma (Nm)
1	37,853
2	193,469
3	942,529

5.3. CÁLCULO A DEFLEXIÓN LATERAL

La deflexión lateral de los ejes deberá ser comprobada para no superar unos determinados límites. En nuestro caso:

- El límite para ejes con engranajes cilíndricos de dientes helicoidales es de 0,005 veces m_n , siendo m_n el módulo normal en mm
- La pendiente máxima admisible es de 0,0005 rad para engranajes cilíndricos
- La pendiente deberá ser menor de 0,0008 rad en rodamientos de rodillos cónicos

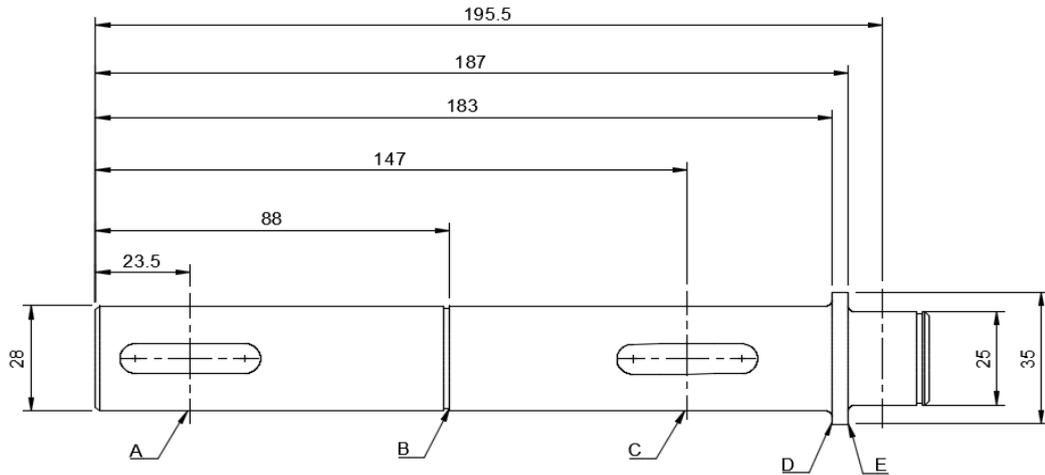
Para calcular la deflexión lateral de cada eje se ha empleado la hoja de cálculo proporcionada por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (D.I.M.M.). En caso de no cumplirse alguno de estos límites se procederá a aumentar el diámetro del eje o reducir la distancia entre rodamientos.

Para comenzar el cálculo de la deflexión se ha seguido el siguiente procedimiento para cada eje:

1. Planteamiento del posible eje
2. Representación del esquema de las fuerzas actuantes para ambos sentidos
3. Con las fuerzas calculadas anteriormente y haciendo uso de la hoja de cálculo, calcular la deflexión lateral, diagramas y reacciones en dos planos ortogonales XZ y XY, y para ambos sentidos de giro
4. Realizar la combinación de esfuerzos de ambos planos

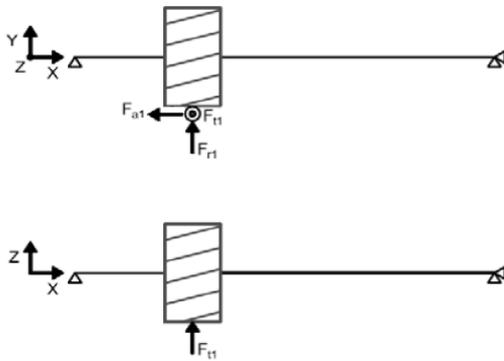
5.3.1. Eje de entrada

PLANTEAMIENTO DEL EJE

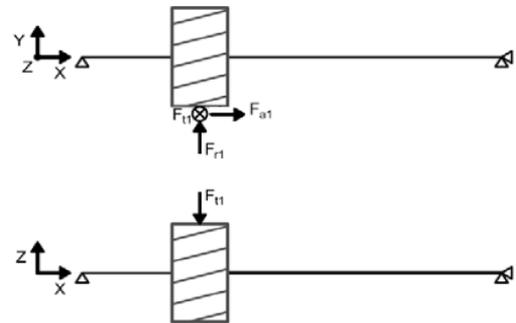


FUERZAS ACTUANTES

Giro horario

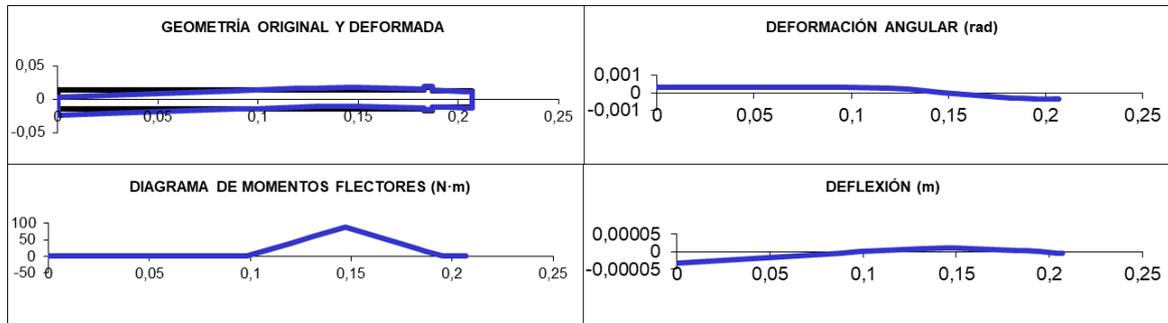


Giro antihorario



DEFLEXIÓN LATERAL: SENTIDO HORARIO

- PLANO X-Z

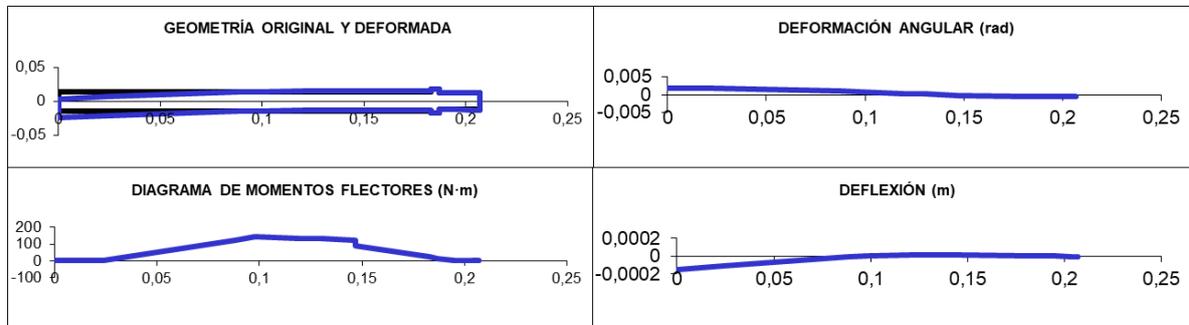


Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos (N-m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	0,00000	0,02800	0,00	0,00	0,00	0,00	3,38E-04	-3,316E-05
2	0,02350	0,02800	0,00	0,00	0,00	0,00	3,38E-04	-2,521E-05
3	0,08800	0,02800	0,00	0,00	0,00	0,00	3,38E-04	-3,384E-06
(rodamiento) 4	0,09800	0,02800	0,00	0,00	0,00	0,00	3,38E-04	0,000E+00
5	0,12000	0,02800	0,00	0,00	39,61	39,61	2,70E-04	6,940E-06
6	0,13000	0,02800	0,00	0,00	57,62	57,62	1,93E-04	9,276E-06
7	0,14700	0,02800	3619,53	0,00	88,22	88,22	-2,75E-06	1,101E-05
8	0,18300	0,03500	0,00	0,00	22,74	22,74	-0,000317979	4,120E-06
9	0,18700	0,02500	0,00	0,00	15,46	15,46	-0,000322918	2,837E-06
(rodamiento) 10	0,19550	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000339237	0,000E+00
11	0,20400	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000339237	-2,884E-06
12	0,20700	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000339237	-3,901E-06

Reacc en A(N) -1800,48

Reacc en B(N) -1819,05

- PLANO X-Y



Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos (N-m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	0,00000	0,02800	0,00	0,00	0,00	0,00	1,74E-03	-1,492E-04
2	0,02350	0,02800	-1925,93	0,00	0,00	0,00	1,74E-03	-1,084E-04
3	0,08800	0,02800	0,00	0,00	124,22	124,22	1,10E-03	-1,001E-05
(rodamiento) 4	0,09800	0,02800	0,00	0,00	143,48	143,48	8,92E-04	0,000E+00
5	0,12000	0,02800	0,00	0,00	135,07	135,07	4,09E-04	1,426E-05
6	0,13000	0,02800	0,00	0,00	131,24	131,24	1,99E-04	1,729E-05
7	0,14700	0,02800	1409,01	37,85	124,74	86,89	-1,45E-04	1,773E-05
8	0,18300	0,03500	0,00	0,00	22,39	22,39	-0,000455145	5,832E-06
9	0,18700	0,02500	0,00	0,00	15,23	15,23	-0,000460009	4,001E-06
(rodamiento) 10	0,19550	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000476081	0,000E+00
11	0,20400	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000476081	-4,047E-06
12	0,20700	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000476081	-5,475E-06

Reacc en A(N) 2308,44

Reacc en B(N) -1791,52

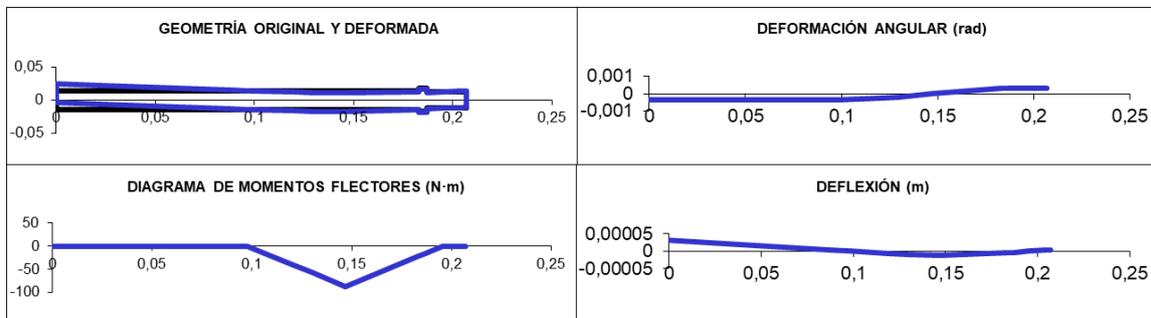
• COMBINACIÓN EJE DE ENTRADA HORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,02800	0,00	0,00	1,77E-03	1,528E-04
2	0,02350	0,02800	0,00	0,00	1,77E-03	1,113E-04
3	0,08800	0,02800	124,22	124,22	1,15E-03	1,056E-05
(rodamiento) 4	0,09800	0,02800	143,48	143,48	9,54E-04	0,000E+00
5	0,12000	0,02800	140,76	140,76	4,90E-04	1,586E-05
6	0,13000	0,02800	143,33	143,33	2,77E-04	1,962E-05
7	0,14700	0,02800	152,78	123,83	1,45E-04	2,087E-05
8	0,18300	0,03500	31,91	31,91	5,55E-04	7,140E-06
9	0,18700	0,02500	21,70	21,70	5,62E-04	4,905E-06
(rodamiento) 10	0,19550	0,02500	0,00	0,00	5,85E-04	0,000E+00
11	0,20400	0,02500	0,00	0,00	5,85E-04	4,969E-06
12	0,20700	0,02500	0,00	0,00	5,85E-04	6,723E-06

Reacc en A(N)	2927,57
Reacc en B(N)	2553,13

DEFLEXIÓN LATERAL: SENTIDO ANTIHORARIO

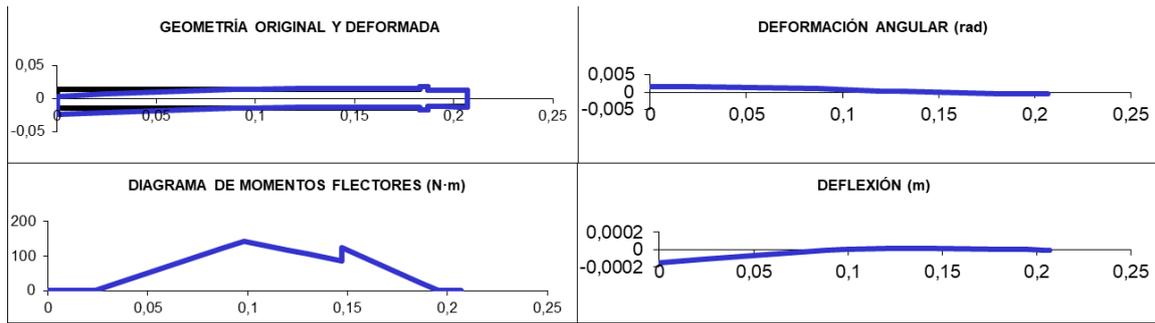
• PLANO X-Z



Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,02800	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,38E-04	3,316E-05
2	0,02350	0,02800	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,38E-04	2,521E-05
3	0,08800	0,02800	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,38E-04	3,384E-06
(rodamiento) 4	0,09800	0,02800	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,38E-04	0,000E+00
5	0,12000	0,02800	0,00	0,00	-39,61	-39,61	-2,70E-04	-6,940E-06
6	0,13000	0,02800	0,00	0,00	-57,62	-57,62	-1,93E-04	-9,276E-06
7	0,14700	0,02800	-3619,53	0,00	-88,22	-88,22	2,75E-06	-1,101E-05
8	0,18300	0,03500	0,00	0,00	-22,74	-22,74	0,000317979	-4,120E-06
9	0,18700	0,02500	0,00	0,00	-15,46	-15,46	0,000322918	-2,837E-06
(rodamiento) 10	0,19550	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000339237	0,000E+00
11	0,20400	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000339237	2,8835E-06
12	0,20700	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000339237	3,9012E-06

Reacc en A(N)	1800,48
Reacc en B(N)	1819,05

• PLANO X-Y



Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos (N-m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	0,00000	0,02800	0,00	0,00	0,00	0,00	1,69E-03	-1,443E-04
2	0,02350	0,02800	-1925,93	0,00	0,00	0,00	1,69E-03	-1,046E-04
3	0,08800	0,02800	0,00	0,00	124,22	124,22	1,05E-03	-9,504E-06
(rodamiento) 4	0,09800	0,02800	0,00	0,00	143,48	143,48	8,42E-04	0,000E+00
5	0,12000	0,02800	0,00	0,00	117,99	117,99	3,88E-04	1,337E-05
6	0,13000	0,02800	0,00	0,00	106,40	106,40	2,11E-04	1,636E-05
7	0,14700	0,02800	1409,01	-37,85	86,69	124,54	-4,78E-05	1,767E-05
8	0,18300	0,03500	0,00	0,00	32,10	32,10	-0,000492794	6,365E-06
9	0,18700	0,02500	0,00	0,00	21,83	21,83	-0,000499767	4,379E-06
(rodamiento) 10	0,19550	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000522804	0,000E+00
11	0,20400	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000522804	-4,444E-06
12	0,20700	0,02500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000522804	-6,012E-06

Reacc en A(N) 3084,85

Reacc en B(N) -2567,93

• COMBINACIÓN EJE ENTRADA ANTIHORARIO

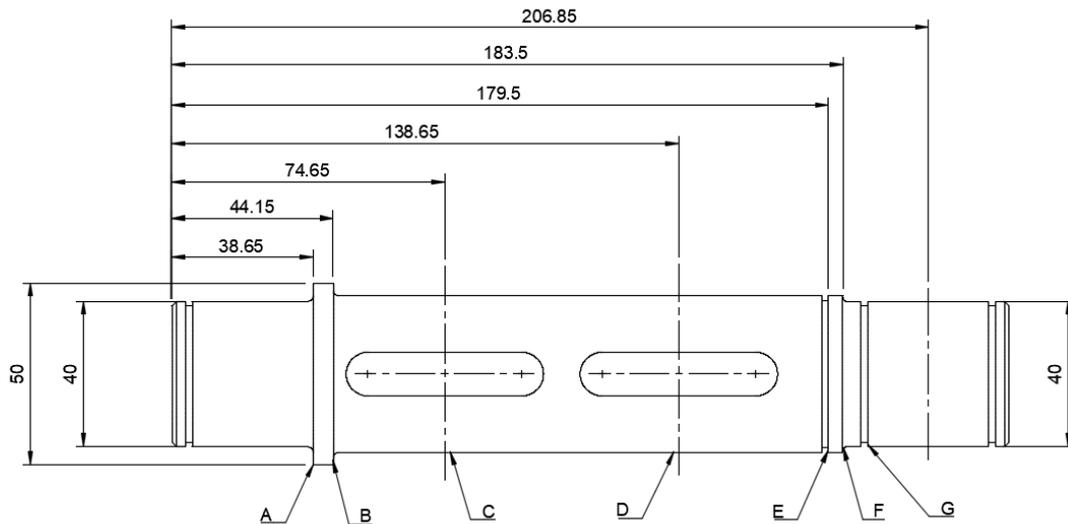
Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos (N-m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior	posterior		
1	0,00000	0,02800	0,00	0,00	1,72E-03	1,480E-04
2	0,02350	0,02800	0,00	0,00	1,72E-03	1,076E-04
3	0,08800	0,02800	124,22	124,22	1,11E-03	1,009E-05
(rodamiento) 4	0,09800	0,02800	143,48	143,48	9,08E-04	0,000E+00
5	0,12000	0,02800	124,46	124,46	4,73E-04	1,507E-05
6	0,13000	0,02800	120,99	120,99	2,86E-04	1,880E-05
7	0,14700	0,02800	123,69	152,63	4,79E-05	2,082E-05
8	0,18300	0,03500	39,34	39,34	5,86E-04	7,582E-06
9	0,18700	0,02500	26,75	26,75	5,95E-04	5,217E-06
(rodamiento) 10	0,19550	0,02500	0,00	0,00	6,23E-04	0,000E+00
11	0,20400	0,02500	0,00	0,00	6,23E-04	5,297E-06
12	0,20700	0,02500	0,00	0,00	6,23E-04	7,167E-06

Reacc en A(N) 3571,84

Reacc en B(N) 3146,93

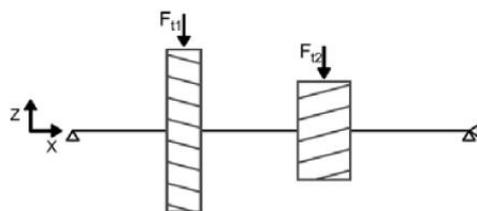
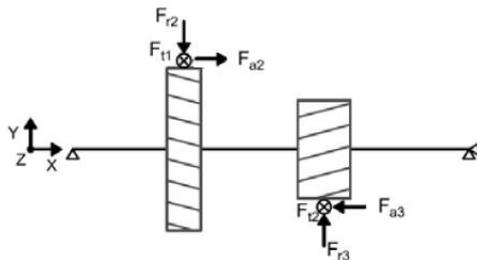
5.3.2. Eje intermedio

PLANTEAMIENTO DEL EJE

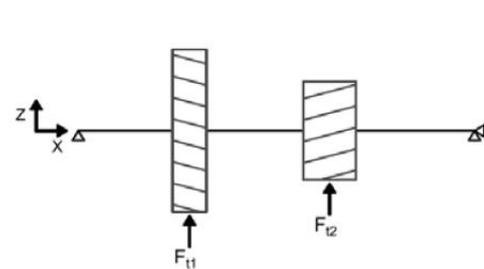
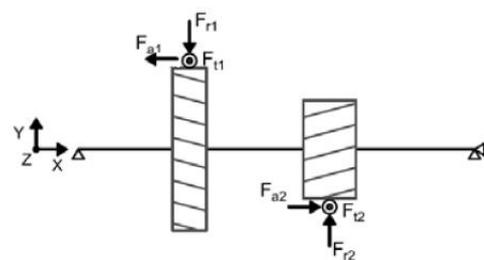


FUERZAS ACTUANTES

Giro horario

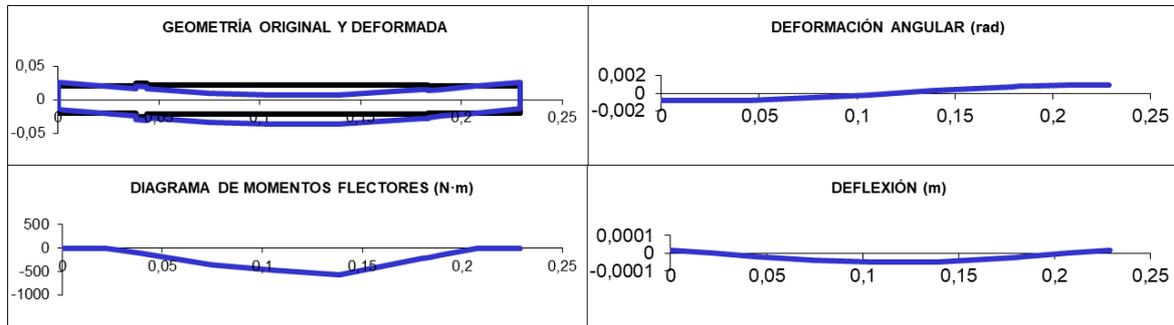


Giro antihorario



DEFLECCIÓN LATERAL: SENTIDO HORARIO

- PLANO X-Z

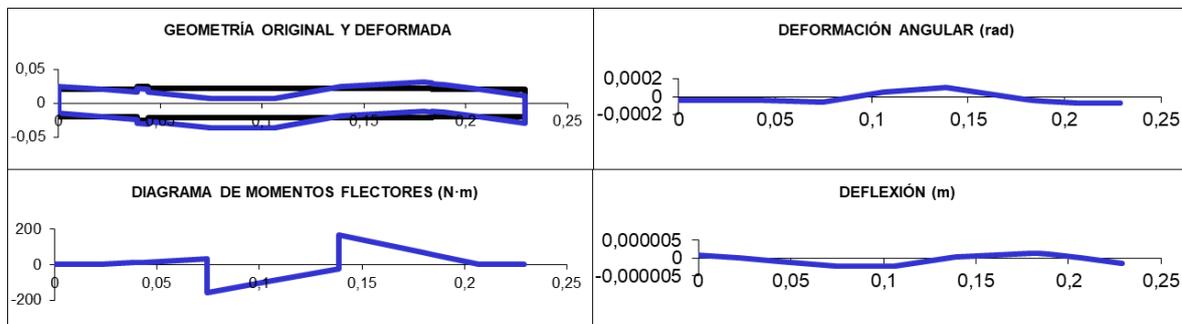


Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos (N-m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,09E-04	1,792E-05
(rodamiento) 2	0,02215	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,09E-04	0,000E+00
(seccion) 3	0,03865	0,05000	0,00	0,00	-114,20	-114,20	-7,73E-04	-1,315E-05
(seccion) 4	0,04415	0,04300	0,00	0,00	-152,26	-152,26	-7,62E-04	-1,738E-05
(chaveta) 5	0,07465	0,04300	-3619,53	0,00	-363,35	-363,35	-5,39E-04	-3,768E-05
6	0,10615	0,04300	0,00	0,00	-467,35	-467,35	-1,68E-04	-4,905E-05
(chaveta) 7	0,13865	0,04300	-11727,26	0,00	-574,64	-574,64	3,13E-04	-4,696E-05
(entalla) 8	0,17950	0,04300	0,00	0,00	-230,45	-230,45	0,000779445	-2,329E-05
(seccion) 9	0,18350	0,04000	0,00	0,00	-196,74	-196,74	0,000803688	-2,012E-05
(entalla) 10	0,18985	0,04000	0,00	0,00	-143,24	-143,24	0,000844592	-1,488E-05
(rodamiento) 11	0,20685	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00089073	0
12	0,22900	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00089073	1,973E-05

Reacc en A(N) **6920,96**

Reacc en B(N) **8425,83**

- PLANO X-Y



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 (N-m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,45E-05	7,650E-07
(rodamiento) 2	0,02215	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-3,45E-05	0,000E+00
(seccion) 3	0,03865	0,05000	0,00	0,00	11,17	11,17	-3,80E-05	-5,890E-07
(seccion) 4	0,04415	0,04300	0,00	0,00	14,90	14,90	-3,91E-05	-8,011E-07
(chaveta) 5	0,07465	0,04300	-1409,01	193,47	35,55	-157,92	-6,10E-05	-2,282E-06
6	0,10615	0,04300	0,00	0,00	-92,20	-92,20	5,08E-05	-2,288E-06
(chaveta) 7	0,13865	0,04300	4565,20	-193,47	-24,40	169,07	1,05E-04	4,060E-07
(entalla) 8	0,17950	0,04300	0,00	0,00	67,80	67,80	-3,27057E-05	1,474E-06
(seccion) 9	0,18350	0,04000	0,00	0,00	57,88	57,88	-3,98384E-05	1,329E-06
(entalla) 10	0,18985	0,04000	0,00	0,00	42,14	42,14	-5,18731E-05	1,036E-06
(rodamiento) 11	0,20685	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,54474E-05	0
12	0,22900	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,54474E-05	-1,45E-06

Reacc en A(N) **-677,18**

Reacc en B(N) **-2479,01**

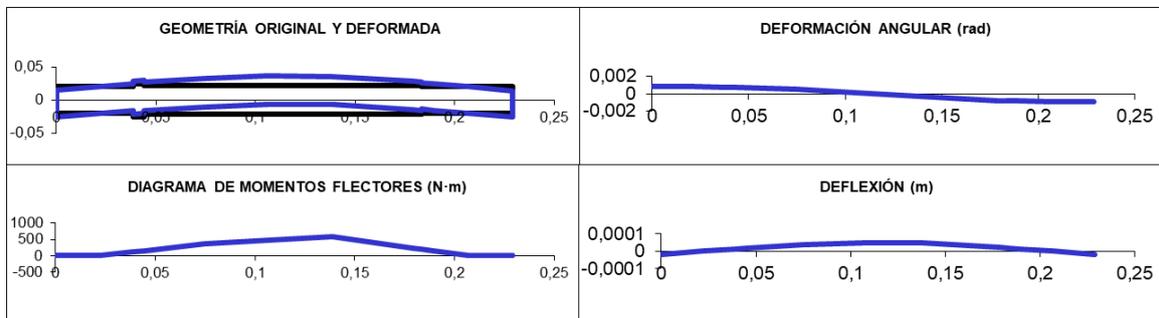
• COMBINACIÓN EJE INTERMEDIO HORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación	
			anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	8,10E-04	1,794E-05
(rodamiento) 2	0,02215	0,04000	0,00	0,00	8,10E-04	0,000E+00
(seccion) 3	0,03865	0,05000	114,74	114,74	7,74E-04	1,317E-05
(seccion) 4	0,04415	0,04300	152,99	152,99	7,63E-04	1,739E-05
(chaveta) 5	0,07465	0,04300	365,09	396,18	5,42E-04	3,775E-05
6	0,10615	0,04300	476,35	476,35	1,75E-04	4,910E-05
(chaveta) 7	0,13865	0,04300	575,16	599,00	3,30E-04	4,696E-05
(entalla) 8	0,17950	0,04300	240,21	240,21	7,80E-04	2,334E-05
(seccion) 9	0,18350	0,04000	205,08	205,08	8,05E-04	2,016E-05
(entalla) 10	0,18985	0,04000	149,31	149,31	8,46E-04	1,492E-05
(rodamiento) 11	0,20685	0,04000	0,00	0,00	8,93E-04	0,000E+00
12	0,22900	0,04000	0,00	0,00	8,93E-04	1,978E-05

Reacc en A(N)	6954,01
Reacc en B(N)	8782,95

DEFLECCIÓN LATERAL: SENTIDO ANTIHORARIO

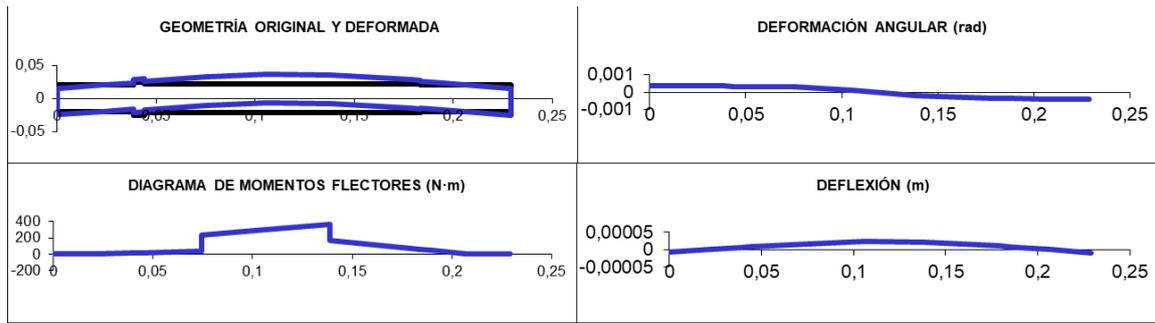
• PLANO X-Z



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	
					anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	8,09E-04	-1,792E-05
(rodamiento) 2	0,02215	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	8,09E-04	0,000E+00
(seccion) 3	0,03865	0,05000	0,00	0,00	114,20	114,20	7,73E-04	1,315E-05
(seccion) 4	0,04415	0,04300	0,00	0,00	152,26	152,26	7,62E-04	1,738E-05
(chaveta) 5	0,07465	0,04300	3619,53	0,00	363,35	363,35	5,39E-04	3,768E-05
6	0,10615	0,04300	0,00	0,00	467,35	467,35	1,68E-04	4,905E-05
(chaveta) 7	0,13865	0,04300	11727,26	0,00	574,64	574,64	-3,13E-04	4,696E-05
(entalla) 8	0,17950	0,04300	0,00	0,00	230,45	230,45	-0,000779445	2,329E-05
(seccion) 9	0,18350	0,04000	0,00	0,00	196,74	196,74	-0,000803688	2,012E-05
(entalla) 10	0,18985	0,04000	0,00	0,00	143,24	143,24	-0,000844592	1,488E-05
(rodamiento) 11	0,20685	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00089073	0
12	0,22900	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,00089073	-1,973E-05

Reacc en A(N)	-6920,96
Reacc en B(N)	-8425,83

• PLANO X-Y



Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N·m)	Diagrama de momentos (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,47E-04	-7,679E-06
(rodamiento) 2	0,02215	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	3,47E-04	0,000E+00
(seccion) 3	0,03865	0,05000	0,00	0,00	11,17	11,17	3,43E-04	5,701E-06
(seccion) 4	0,04415	0,04300	0,00	0,00	14,90	14,90	3,42E-04	7,585E-06
(chaveta) 5	0,07465	0,04300	-1409,01	-193,47	35,55	229,02	3,20E-04	1,773E-05
6	0,10615	0,04300	0,00	0,00	294,74	294,74	8,62E-05	2,429E-05
(chaveta) 7	0,13865	0,04300	4565,20	193,47	362,54	169,07	-2,17E-04	2,233E-05
(entalla) 8	0,17950	0,04300	0,00	0,00	67,80	67,80	-0,000354183	1,027E-05
(seccion) 9	0,18350	0,04000	0,00	0,00	57,88	57,88	-0,000361316	8,835E-06
(entalla) 10	0,18985	0,04000	0,00	0,00	42,14	42,14	-0,00037335	6,501E-06
(rodamiento) 11	0,20685	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000386925	0
12	0,22900	0,04000	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000386925	-8,57E-06

Reacc en A(N)	-677,18
Reacc en B(N)	-2479,01

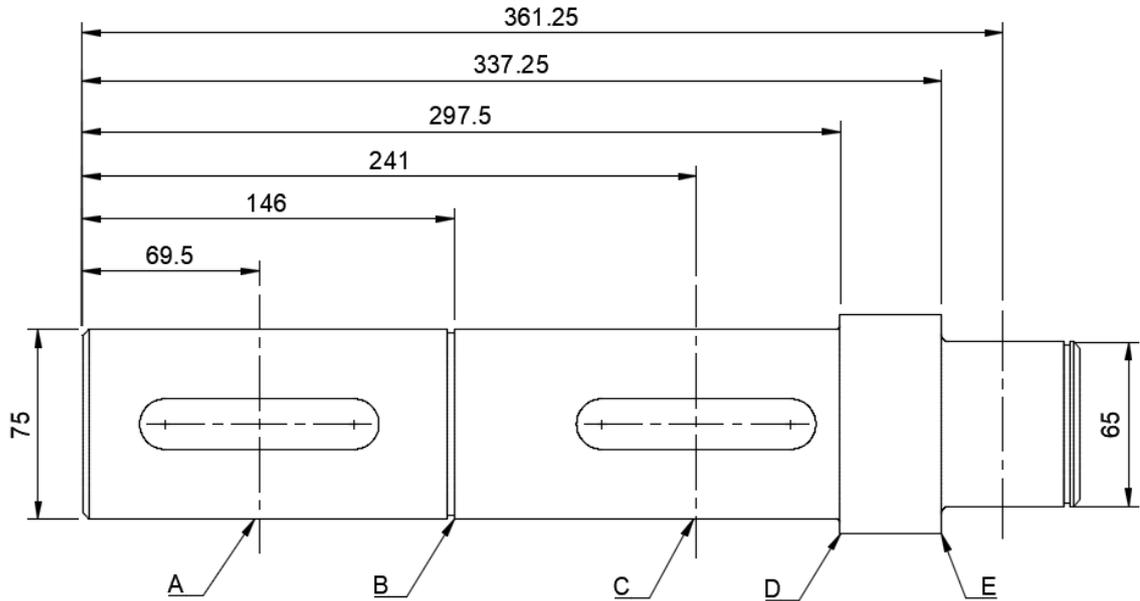
• COMBINACIÓN EJE INTERMEDIO ANTIHORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior	posterior		
1	0,00000	0,04000	0,00	0,00	8,80E-04	1,950E-05
(rodamiento) 2	0,02215	0,04000	0,00	0,00	8,80E-04	0,000E+00
(seccion) 3	0,03865	0,05000	114,74	114,74	8,46E-04	1,434E-05
(seccion) 4	0,04415	0,04300	152,99	152,99	8,35E-04	1,896E-05
(chaveta) 5	0,07465	0,04300	365,09	429,51	6,27E-04	4,164E-05
6	0,10615	0,04300	552,52	552,52	1,88E-04	5,473E-05
(chaveta) 7	0,13865	0,04300	679,45	599,00	3,81E-04	5,200E-05
(entalla) 8	0,17950	0,04300	240,21	240,21	8,56E-04	2,545E-05
(seccion) 9	0,18350	0,04000	205,08	205,08	8,81E-04	2,198E-05
(entalla) 10	0,18985	0,04000	149,31	149,31	9,23E-04	1,624E-05
(rodamiento) 11	0,20685	0,04000	0,00	0,00	9,71E-04	0,000E+00
12	0,22900	0,04000	0,00	0,00	9,71E-04	2,151E-05

Reacc en A(N)	6954,01
Reacc en B(N)	8782,94

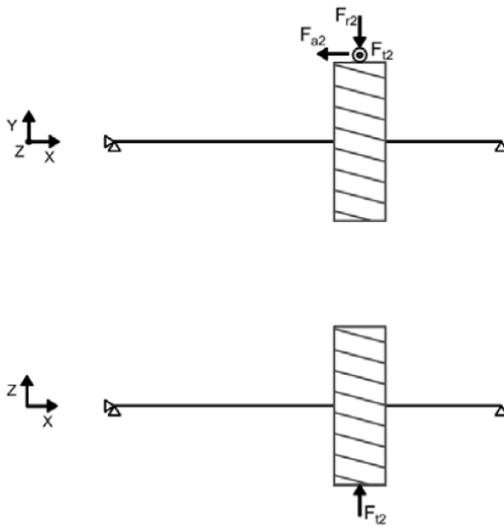
5.3.3. Eje de salida

PLANTEAMIENTO DEL EJE

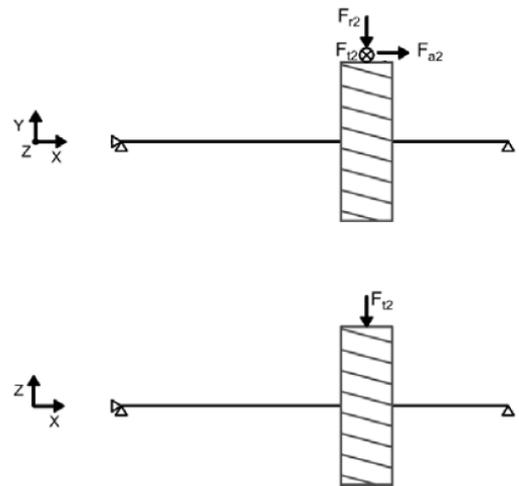


FUERZAS ACTUANTES

Giro horario

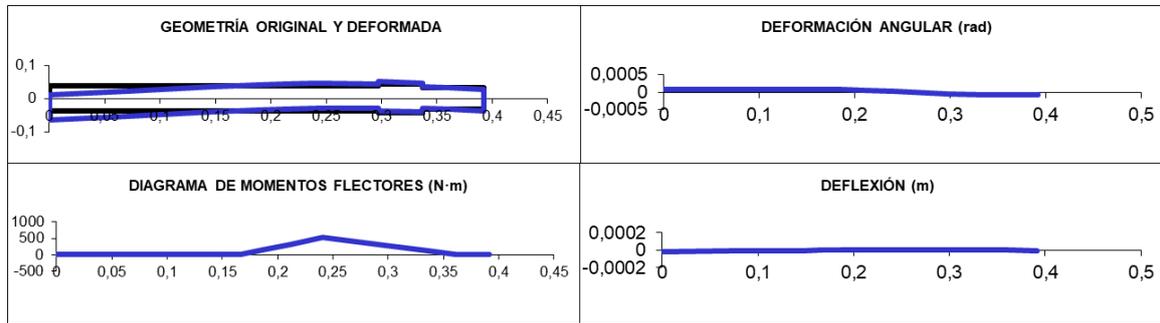


Giro antihorario



DEFLECCIÓN LATERAL: SENTIDO HORARIO

- PLANO X-Z

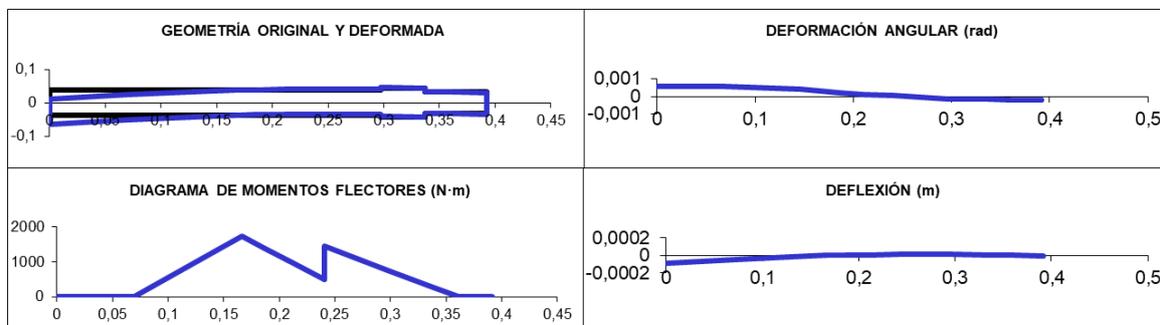


Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,44E-05	-1,406E-05
2	0,06950	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,44E-05	-8,195E-06
3	0,14600	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,44E-05	-1,739E-06
(rod) 4	0,16660	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	8,44E-05	0,000E+00
5	0,18600	0,07500	0,00	0,00	140,55	140,55	8,02E-05	1,610E-06
6	0,21100	0,07500	0,00	0,00	321,67	321,67	6,25E-05	3,423E-06
7	0,24100	0,07500	11727,26	0,00	539,01	539,01	2,29E-05	4,755E-06
8	0,29750	0,08700	0,00	0,00	285,76	285,76	-4,85117E-05	3,825E-06
9	0,33725	0,06500	0,00	0,00	107,58	107,58	-6,17492E-05	1,594E-06
(rod) 10	0,36125	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,87648E-05	0,000E+00
11	0,39190	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,87648E-05	-2,108E-06

Reacc en A(N) -7244,81

Reacc en B(N) -4482,45

- PLANO X-Y



Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diámetro entre i e i+1 (m)	Fuerza en Sección (N)	Momento en Sección (N-m)	Diagrama de momentos		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior (N-m)	posterior (N-m)		
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	5,75E-04	-8,746E-05
2	0,06950	0,07500	-17808,22	0,00	0,00	0,00	5,75E-04	-4,750E-05
3	0,14600	0,07500	0,00	0,00	1362,33	1362,33	4,15E-04	-7,587E-06
(rod) 4	0,16660	0,07500	0,00	0,00	1729,18	1729,18	3,18E-04	0,000E+00
5	0,18600	0,07500	0,00	0,00	1408,19	1408,19	2,24E-04	5,225E-06
6	0,21100	0,07500	0,00	0,00	994,54	994,54	1,32E-04	9,615E-06
7	0,24100	0,07500	-4565,20	-942,53	498,16	1440,69	6,35E-05	1,244E-05
8	0,29750	0,08700	0,00	0,00	763,77	763,77	-0,000127398	1,008E-05
9	0,33725	0,06500	0,00	0,00	287,54	287,54	-0,000162779	4,207E-06
(rod) 10	0,36125	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000181531	0,000E+00
11	0,39190	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,000181531	-5,564E-06

Reacc en A(N) 34354,19

Reacc en B(N) -11980,77

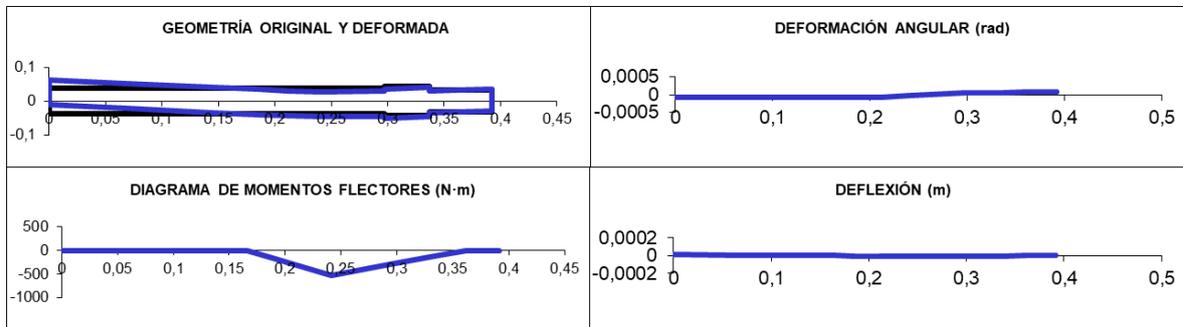
• COMBINACIÓN EJE SALIDA HORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos		Deformación	
			anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	5,81E-04	8,858E-05
2	0,06950	0,07500	0,00	0,00	5,81E-04	4,820E-05
3	0,14600	0,07500	1362,33	1362,33	4,24E-04	7,784E-06
4	0,16660	0,07500	1729,18	1729,18	3,29E-04	0,000E+00
5	0,18600	0,07500	1415,18	1415,18	2,38E-04	5,468E-06
6	0,21100	0,07500	1045,26	1045,26	1,46E-04	1,021E-05
7	0,24100	0,07500	733,96	1538,22	6,75E-05	1,331E-05
8	0,29750	0,08700	815,48	815,48	1,36E-04	1,078E-05
9	0,33725	0,06500	307,00	307,00	1,74E-04	4,499E-06
10	0,36125	0,06500	0,00	0,00	1,94E-04	0,000E+00
11	0,39190	0,06500	0,00	0,00	1,94E-04	5,950E-06

Reacc en A(N)	35109,80
Reacc en B(N)	12791,84

DEFLEXIÓN LATERAL: SENTIDO ANTIHORARIO

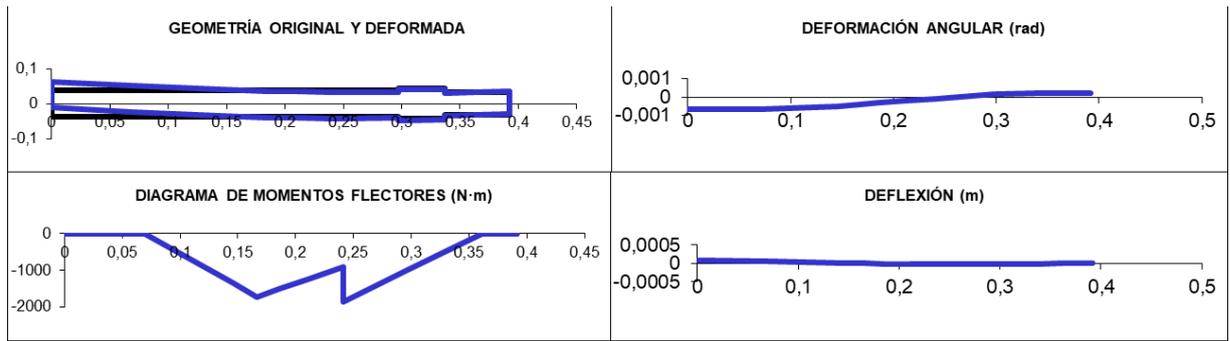
• PLANO X-Z



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	
					anterior (N-m)	posterior (N-m)	angular (rad)	Deflexión (m)
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,44E-05	1,406E-05
2	0,06950	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,44E-05	8,195E-06
3	0,14600	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,44E-05	1,739E-06
(rod) 4	0,16660	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-8,44E-05	0,000E+00
5	0,18600	0,07500	0,00	0,00	-140,55	-140,55	-8,02E-05	-1,610E-06
6	0,21100	0,07500	0,00	0,00	-321,67	-321,67	-6,25E-05	-3,423E-06
7	0,24100	0,07500	-11727,26	0,00	-539,01	-539,01	-2,29E-05	-4,755E-06
8	0,29750	0,08700	0,00	0,00	-285,76	-285,76	4,85117E-05	-3,825E-06
9	0,33725	0,06500	0,00	0,00	-107,58	-107,58	6,17492E-05	-1,594E-06
(rod) 10	0,36125	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,87648E-05	0,000E+00
11	0,39190	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	6,87648E-05	2,1076E-06

Reacc en A(N)	7244,81
Reacc en B(N)	4482,45

• PLANO X-Y



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 (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
					anterior	posterior		
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	0,00	0,00	-6,41E-04	9,841E-05
2	0,06950	0,07500	17808,22	0,00	0,00	0,00	-6,41E-04	5,388E-05
3	0,14600	0,07500	0,00	0,00	-1362,33	-1362,33	-4,81E-04	8,941E-06
(rod) 4	0,16660	0,07500	0,00	0,00	-1729,18	-1729,18	-3,83E-04	0,000E+00
5	0,18600	0,07500	0,00	0,00	-1517,61	-1517,61	-2,87E-04	-6,479E-06
6	0,21100	0,07500	0,00	0,00	-1244,98	-1244,98	-1,81E-04	-1,228E-05
7	0,24100	0,07500	-4565,20	942,53	-917,81	-1860,34	-8,14E-05	-1,614E-05
8	0,29750	0,08700	0,00	0,00	-986,25	-986,25	0,000165167	-1,306E-05
9	0,33725	0,06500	0,00	0,00	-371,30	-371,30	0,000210855	-5,448E-06
(rod) 10	0,36125	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000235068	0,000E+00
11	0,39190	0,06500	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000235068	7,2048E-06

Reacc en A(N) **-28713,65**
Reacc en B(N) **15470,63**

• COMBINACIÓN EJE SALIDA ANTIHORARIO

Sección (i)	Cotas de Secciones (m)	Diametro entre i e i+1 (m)	Diagrama de momentos (N·m)		Deformación angular (rad)	Deflexión (m)
			anterior	posterior		
1	0,00000	0,07500	0,00	0,00	6,46E-04	9,941E-05
2	0,06950	0,07500	0,00	0,00	6,46E-04	5,450E-05
3	0,14600	0,07500	1362,33	1362,33	4,88E-04	9,108E-06
4	0,16660	0,07500	1729,18	1729,18	3,92E-04	0,000E+00
5	0,18600	0,07500	1524,11	1524,11	2,98E-04	6,676E-06
6	0,21100	0,07500	1285,86	1285,86	1,91E-04	1,275E-05
7	0,24100	0,07500	1064,39	1936,86	8,46E-05	1,682E-05
8	0,29750	0,08700	1026,82	1026,82	1,72E-04	1,361E-05
9	0,33725	0,06500	386,57	386,57	2,20E-04	5,676E-06
10	0,36125	0,06500	0,00	0,00	2,45E-04	0,000E+00
11	0,39190	0,06500	0,00	0,00	2,45E-04	7,507E-06

Reacc en A(N) **29613,53**
Reacc en B(N) **16106,92**

5.4. CÁLCULO A FATIGA

Se estudiará cada una de las posibles secciones críticas. Dado que el cálculo a fatiga tiene más incertidumbres que el cálculo de los engranajes, será necesario utilizar un coeficiente de seguridad más alto. Para nuestro caso, tomaremos como válido aquel coeficiente de seguridad próximo a 2,5.

Una vez realizado el dimensionado por rigidez torsional y comprobado la deflexión lateral, falta evaluar si los coeficientes de seguridad a fatiga en las secciones críticas son superiores al indicado en las especificaciones. Para ello, se ha hecho uso del criterio de Soderberg y el criterio de Máxima tensión tangencial, considerando vida infinita.

Teniendo en cuenta que no existen esfuerzos axiales en el eje, y que solo aparecen momentos flectores que produzcan tensiones alternantes y momentos torsores medios, la ecuación se simplifica y se calculará el coeficiente de seguridad como:

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

En cada sección crítica tomaremos los valores de M_a , T_m y S_e . Este último se define:

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

Donde:

- d : diámetro del eje en dicha sección
- X : coeficiente de seguridad, que tomaremos como 2,5
- S_y : límite elástico del material
- M_a : momento flector alternante
- T_m : momento torsor medio
- S_e : límite de fatiga para 10^6 ciclos
- K_a : factor de superficie

$$K_a = a(S_u)^b :$$

- K_b : factor de tamaño

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62mm}\right)^{-0.1133} \quad 2.79 \leq d \leq 51mm$$

$$K_b = 0.75 \quad d > 51mm$$

- K_c : factor de tipo de carga. Puesto que la carga es de flexión, su valor será igual a 1.
- K_d : factor de temperatura. Debido a que la temperatura estimada de trabajo es entre 50 y 60°C, el factor toma el valor 1,01.
- K_e : factor de confiabilidad. Se ha tomado una confiabilidad del 95%, por lo que $K_e=0,868$. Se puede consultar los distintos valores de este coeficiente en el anexo "TABLA N°9".
- K_f : factor de reducción del límite de fatiga. Se determina mediante la siguiente ecuación:

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

- o q : factor de sensibilidad de entalla:

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

- α : valor de la constante del material:

$$\alpha = 0.025 \left(\frac{2070 \text{ MPa}}{S_u} \right)^{1.8} \text{ mm} \quad (\text{aceros con } S_u \geq 550 \text{ MPa})$$

- ρ : radio de acuerdo en el cambio de sección

En las secciones donde se encuentre una chaveta, se usará el valor tabulado $K_f = 1,6$ para chavetas de tipo perfilado.

En las secciones entalla o ranura para los anillos de retención, se utilizará el valor tabulado $K_f = 2,2$.

En los cambios de sección se empleará el anexo "TABLA N°10".

A continuación, se presentan los resultados obtenidos del coeficiente de seguridad en cada sección, para cada eje y para ambos sentidos de giro.

EJE DE ENTRADA

Coeficiente Kf							
SECCIÓN	D/d	ro	r/d	alfa	q	Kt	Kf
A	Chavetero	-	-	-	-	-	1,6
B	Entalla	-	-	-	-	-	2,2
C	Chavetero	-	-	-	-	-	1,6
D	1,22	1,5	0,05	0,0404	0,9738	1,9	1,88
E	1,32	1,5	0,06	0,0404	0,9738	2	1,97

Coeficientes de seguridad a fatiga en las secciones críticas - SENTIDO HORARIO									
SECCIÓN	Flector (Nm)	Torsor (Nm)	d (m)	Ka	Kb	Ke	Kf	Se	X
A	0	148,44	0,027	0,677	0,866	0,868	1,6	203,75	11,20
B	0	148,44	0,027	0,677	0,866	0,868	2,2	148,18	11,20
C	92,69	148,44	0,027	0,677	0,866	0,868	1,6	203,75	3,97
D	29,28	0	0,027	0,677	0,866	0,868	1,88	173,40	11,44
E	19,91	0	0,025	0,677	0,874	0,868	1,97	166,93	12,86

Coeficientes de seguridad a fatiga en las secciones críticas - SENTIDO ANTIHORARIO									
SECCIÓN	Flector (Nm)	Torsor (Nm)	d (m)	Ka	Kb	Ke	Kf	Se	X
A	0	148,44	0,027	0,677	0,866	0,868	1,6	203,75	11,20
B	0	148,44	0,027	0,677	0,866	0,868	2,2	148,18	11,20
C	87,23	148,44	0,027	0,677	0,866	0,868	1,6	203,75	4,19
D	33,04	0	0,027	0,677	0,866	0,868	1,88	173,40	10,14
E	22,47	0	0,025	0,677	0,874	0,868	1,97	166,93	11,40

EJE INTERMEDIO

Coeficiente Kf							
SECCIÓN	D/d	ro	r/d	alfa	q	Kt	Kf
A	1,25	1,5	0,0375	0,04042969	0,9738	2,09	2,06
B	1,16	1,5	0,0349	0,04042969	0,9738	2,07	2,04
C	Chavetero	-	-	-	-	-	1,60
D	Chavetero	-	-	-	-	-	1,60
E	Entalla	-	-	-	-	-	2,20
F	1,08	1	0,0250	0,04042969	0,9611	2,2	2,15
G	Entalla	-	-	-	-	-	2,20

Coeficientes de seguridad a fatiga en las secciones críticas - SENTIDO HORARIO									
SECCIÓN	Flector (Nm)	Torsor (Nm)	d (m)	Ka	Kb	Ke	Kf	Se	X
A	114,67	0	0,04	0,677	0,829	0,868	2,06	151,26	8,29
B	149,41	0	0,043	0,677	0,822	0,868	2,04	151,45	7,91
C	393,06	530,4	0,043	0,677	0,822	0,868	1,60	193,29	3,67
D	594,97	530,4	0,043	0,677	0,822	0,868	1,60	193,29	2,49
E	235,96	0	0,043	0,677	0,822	0,868	2,20	140,57	4,65
F	200,81	0	0,04	0,677	0,829	0,868	2,15	144,80	4,53
G	140,61	0	0,04	0,677	0,829	0,868	2,20	141,73	6,33

Coeficientes de seguridad a fatiga en las secciones críticas -SENTIDO ANTOHORARIO									
SECCIÓN	Flector (Nm)	Torsor (Nm)	d (m)	Ka	Kb	Ke	Kf	Se	X
A	114,67	0	0,04	0,677	0,829	0,868	2,06	151,26	8,29
B	149,41	0	0,043	0,677	0,822	0,868	2,06	150,02	7,84
C	426,08	530,4	0,043	0,677	0,822	0,868	2,04	151,45	2,71
D	675,63	530,4	0,043	0,677	0,822	0,868	1,60	193,29	2,20
E	235,96	0	0,043	0,677	0,822	0,868	1,60	193,29	6,39
F	200,81	0	0,04	0,677	0,829	0,868	2,20	141,73	4,43
G	140,61	0	0,04	0,677	0,829	0,868	2,15	144,80	6,47

EJE DE SALIDA

Coeficiente Kf							
SECCIÓN	D/d	ro	r/d	alfa	q	Kt	Kf
A	Chavetero	-	-	-	-	-	1,6
B	Entalla	-	-	-	-	-	2,2
C	Chavetero	-	-	-	-	-	1,6
D	1,11	1,5	0,05	0,0404	0,9738	1,89	1,87
E	1,35	2	0,08	0,0404	0,9802	1,7	1,69

Coeficientes de seguridad a fatiga en las secciones críticas - SENTIDO HORARIO									
SECCIÓN	Flector (Nm)	Torsor (Nm)	d (m)	Ka	Kb	Ke	Kf	Se	X
A	0	2600	0,073	0,677	0,798	0,868	1,6	187,63	12,63
B	0	2600	0,073	0,677	0,798	0,868	2,2	136,46	12,63
C	782,27	2600	0,073	0,677	0,798	0,868	1,6	187,63	7,42
D	324,79	0	0,073	0,677	0,798	0,868	1,87	160,82	18,91
E	83,21	0	0,06	0,677	0,809	0,868	1,69	180,47	45,99

Coeficientes de seguridad a fatiga en las secciones críticas									
SECCIÓN	Flector (Nm)	Torsor (Nm)	d (m)	Ka	Kb	Ke	Kf	Se	X
A	0	2600	0,073	0,677	0,798	0,868	1,6	187,63	12,63
B	0	2600	0,073	0,677	0,798	0,868	1,6	187,63	12,63
C	965,61	2600	0,073	0,677	0,798	0,868	2,2	136,46	4,96
D	474,95	0	0,073	0,677	0,798	0,868	1,60	187,63	15,09
E	121,68	0	0,06	0,677	0,809	0,868	1,87	163,02	28,41

6. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Una vez determinado y comprobado que los ejes planteados cumplen los criterios de rigidez torsional, deflexión lateral y fatiga, se van a seleccionar los rodamientos para una vida de para 40.000 horas.

Como se a explicado anteriormente, los rodamientos a seleccionar son de rodillos cónicos, capaces de absorber grandes esfuerzos axiales. Se han escogido del catálogo del fabricante SKF.

6.1. CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS

Este tipo de rodamientos necesitan que exista una carga axial para no desmontarse. La fuerza equivalente se calcula del siguiente modo:

- Cuando $F_a/F_r < e$, el efecto de la fuerza axial es ignorado, $F_{eq} = F_r$.
- Cuando $F_a/F_r > e \Rightarrow F_{eq} = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a$

Donde los valores de e y de Y se encuentran en el catálogo del fabricante. Debemos tener en cuenta que en los rodamientos de una hilera de rodillos cónicos se produce una fuerza axial debido al ángulo de contacto al estar sometido a una carga radial. Este empuje axial depende del factor geométrico Y :

$$F_{A, ROD} = 0,5 \cdot F_r / Y$$

Debido a esto, se debe estudiar el sentido de la fuerza axial resultante a partir de la directamente aplicada junto con las generadas por los rodamientos para cada sentido de giro. Tendremos dos posibles situaciones. Siendo el rodamiento A el que se opone a la fuerza axial del eje y el B el extremo opuesto:

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

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

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

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

6.2. CÁLCULO DE LA VIDA DEL RODAMIENTO

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

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

Donde:

- L_{10} : vida nominal. Numero de revoluciones u horas que el 90% de un grupo de rodamientos completará sin fallar.
- C : capacidad dinámica de carga. Relaciona la fuerza transmitida con la vida en revoluciones del rodamiento.
- F : fuerza equivalente calculada.
- q : constante de valor 10/3 para rodamientos de rodillos (contacto lineal).

De esta forma, podríamos determinar la vida que tendría un rodamiento con una probabilidad de fallo del 10%. Se necesita una fiabilidad mayor del 90%, por lo que se aplicarán unos factores de corrección. La vida del rodamiento en la norma ISO 281:2007 viene dada por la siguiente expresión:

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

Donde:

- a_1 : coeficiente de corrección por fiabilidad. En nuestro caso tomaremos una fiabilidad del 99%, tomando el valor de 0,25. La tabla de valores que puede tomar este coeficiente se encuentra en el anexo "TABLA N°10".
- a_{ISO} : factor corrector por condiciones de trabajo. Depende de la relación entre la carga y la carga límite de fatiga del rodamiento P_u , de la contaminación del lubricante, de su viscosidad a la temperatura de trabajo, de las dimensiones del rodamiento y de la velocidad de trabajo. Para su cálculo haremos uso del anexo "TABLA N°12". Se han seguido los siguientes pasos:

1. Viscosidad relativa ν_1 en función del diámetro medio del rodamiento d_m :

$$\nu_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}} \text{ para } n < 1000 \text{ rpm}$$

$$\nu_1 = \frac{4500}{\sqrt{d_m \cdot n}} \text{ para } n \geq 1000 \text{ rpm}$$

2. Viscosidad ν del aceite a la temperatura de funcionamiento del rodamiento. En nuestro caso la temperatura estimada es de 70°C.
3. El coeficiente de estas dos viscosidades: $\kappa = \nu/\nu_1$
4. Nivel de contaminación de lubricante η_c . Se considera para este caso una contaminación ligera, tomando este factor un valor de 0,5.
5. Cálculo de la relación contaminación-carga: $\eta_c(P_u/F)$
6. Finalmente, obtenemos el valor de a_{ISO} de la gráfica en el anexo "TABLA Nº12"

6.3. RESULTADOS

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

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

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

- Comprobar si la capacidad dinámica del rodamiento seleccionado cumple con el valor necesario para ambos sentidos de giro

RODAMIENTOS EJE DE ENTRADA

Los rodamientos seleccionados para el eje de entrada SKF 322/28 B y SKF 31305. Sus características se encuentran en los anexos "TABLA N°13" y "TABLA N°14".

En las siguientes tablas se exponen los resultados de la última iteración realizada con la hoja de cálculo:

RODAMIENTO A - GIRO HORARIO			322/28 B
d (mm)	28	Fax,eje (N)	1317,40
D (mm)	58	FrA (N)	2927,57
dm (mm)	43	FrB (N)	2553,13
C (kN)	51,9	0,5*FrA/YA	1394,08
Pu (kN)	5,5	0,5*FrB/YB	1773,01
q	3,33	Fax,A (N)	3090,41
e	0,57	Feq,A (N)	4415,96
X	0,4	Lcalculo (h)	40000
Y	1,05	v1 (mm/s ²)	18,341
ω (rpm)	1400	v(70°C) (mm/s ²)	130
Cont lig	0,5	K	7,088
a1 99%	0,25	Cont-Carg	0,623
a ISO	11	Cnecesaria (kN)	37,25

RODAMIENTO A - GIRO ANTIHORARIO			322/28 B
d (mm)	28	Fax,eje (N)	1317,40
D (mm)	58	FrA (N)	3571,84
dm (mm)	43	FrB (N)	3146,93
C (kN)	51,9	0,5*FrA/YA	1700,88
Pu (kN)	5,5	0,5*FrB/YB	2185,37
q	3,33	Fax,A (N)	1700,88
e	0,57	Feq,A (N)	3571,84
X	0,4	Lcalculo (h)	40000
Y	1,05	v1 (mm/s ²)	18,341
ω (rpm)	1400	v(70°C) (mm/s ²)	130
Cont lig	0,5	K	7,088
a1 99%	0,25	Cont-Carg	0,770
a ISO	16	Cnecesaria (kN)	26,93

RODAMIENTO B - GIRO HORARIO			31305
d (mm)	25	Fax,eje (N)	1317,40
D (mm)	62	FrA (N)	2927,57
dm (mm)	43,5	FrB (N)	2553,13
C (kN)	46,6	0,5*FrA/YA	1394,08
Pu (kN)	4,4	0,5*FrB/YB	1773,01
q	3,33	Fax,B (N)	1773,01
e	0,83	Feq,B (N)	2553,13
X	0,4	Lcalculo (h)	40000
Y	0,72	v1 (mm/s ²)	18,235
ω (rpm)	1400	v(70°C) (mm/s ²)	130
Cont lig	0,5	K	7,129
a1 99%	0,25	Cont-Carg	0,862
a ISO	22	Cnecesaria (kN)	17,49

RODAMIENTO B - GIRO ANTIHORARIO			31305
d (mm)	25	Fax,eje (N)	1317,40
D (mm)	62	FrA (N)	3571,84
dm (mm)	43,5	FrB (N)	3146,93
C (kN)	46,6	0,5*FrA/YA	1700,88
Pu (kN)	4,4	0,5*FrB/YB	2185,37
q	3,33	Fax,B (N)	3018,28
e	0,83	Feq,B (N)	3431,93
X	0,4	Lcalculo (h)	40000
Y	0,72	v1 (mm/s ²)	18,235
ω (rpm)	1400	v(70°C) (mm/s ²)	130
Cont lig	0,5	K	7,129
a1 99%	0,25	Cont-Carg	0,641
a ISO	4	Cnecesaria (kN)	39,21

RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO

Los rodamientos seleccionados para el eje intermedio han sido ambos SKF 32308. Sus características se encuentran en los anexos "TABLA N°15".

En las siguientes tablas se exponen los resultados de la última iteración realizada con la hoja de cálculo:

RODAMIENTO A - GIRO HORARIO			32308
d (mm)	40	Fax,eje (N)	5585,77
D (mm)	90	FrA (N)	6954,01
dm (mm)	65	FrB (N)	8782,95
C (kN)	143	0,5*FrA/YA	2045,30
Pu (kN)	16	0,5*FrB/YB	2583,22
q	3,33	Fax,A (N)	2045,30
e	0,35	Feq,A (N)	6954,01
X	0,4	Lcalculo (h)	40000
Y	1,7	v1 (mm/s ²)	51,787
ω (rpm)	274,51	v(70°C) (mm/s ²)	130
Cont lig	0,5	K	2,510
a1 99%	0,25	Cont-Carg	1,150
a ISO	24	Cnecesaria (kN)	28,47

RODAMIENTO A - GIRO ANTIHORARIO			32308
d (mm)	40	Fax,eje (N)	5585,77
D (mm)	90	FrA (N)	6954,01
dm (mm)	65	FrB (N)	8782,94
C (kN)	143	0,5*FrA/YA	2045,30
Pu (kN)	16	0,5*FrB/YB	2583,22
q	3,33	Fax,A (N)	8168,99
e	0,35	Feq,A (N)	16668,89
X	0,4	Lcalculo (h)	40000
Y	1,7	v1 (mm/s ²)	51,787
ω (rpm)	274,51	v(70°C) (mm/s ²)	130
Cont lig	0,5	K	2,510
a1 99%	0,25	Cont-Carg	0,480
a ISO	3,8	Cnecesaria (kN)	118,64

RODAMIENTO B - GIRO HORARIO			32308
d (mm)	40	Fax,eje (N)	5585,77
D (mm)	90	FrA (N)	6954,01
dm (mm)	65	FrB (N)	8782,95
C (kN)	143	0,5*FrA/YA	2045,30
Pu (kN)	16	0,5*FrB/YB	2583,22
q	3,33	Fax,B (N)	7631,07
e	0,35	Feq,B (N)	16486,00
X	0,4	Lcalculo (h)	40000
Y	1,7	v1 (mm/s ²)	51,787
ω (rpm)	274,51	v(70°C) (mm/s ²)	130
Cont lig	0,5	K	2,510
a1 99%	0,25	Cont-Carg	0,485
a ISO	3,8	Cnecesaria (kN)	117,34

RODAMIENTO B - GIRO ANTIHORARIO			32308
d (mm)	40	Fax,eje (N)	5585,77
D (mm)	90	FrA (N)	6954,01
dm (mm)	65	FrB (N)	8782,94
C (kN)	143	0,5*FrA/YA	2045,30
Pu (kN)	16	0,5*FrB/YB	2583,22
q	3,33	Fax,B (N)	2583,22
e	0,35	Feq,B (N)	8782,94
X	0,4	Lcalculo (h)	40000
Y	1,7	v1 (mm/s ²)	51,787
ω (rpm)	274,51	v(70°C) (mm/s ²)	130
Cont lig	0,5	K	2,510
a1 99%	0,25	Cont-Carg	0,911
a ISO	14	Cnecesaria (kN)	42,27

RODAMIENTOS EJE DE SALIDA

Los rodamientos seleccionados para el eje de salida han sido SKF 31315 y SKF 32313 B. Sus características se encuentran en los anexos “TABLA Nº16” y “TABLA Nº17”.

En las siguientes tablas se exponen los resultados de la última iteración realizada con la hoja de cálculo:

RODAMIENTO A - GIRO HORARIO		31315	
d (mm)	75	Fax,eje (N)	4268,37
D (mm)	160	FrA (N)	35109,80
dm (mm)	117,5	FrB (N)	12791,84
C (kN)	255	0,5*FrA/YA	24381,81
Pu (kN)	29	0,5*FrB/YB	5814,47
q	3,33	Fax,A (N)	24381,81
e	0,83	Feq,A (N)	35109,80
X	0,4	Lcalculo (h)	40000
Y	0,72	v1 (mm/s ²)	144,904
ω (rpm)	56,00	v(70°C) (mm/s ²)	130
Cont lig	0,5	K	0,897
a1 99%	0,25	Cont-Carg	0,413
a ISO	1,6	Cnecesaria (kN)	201,06

RODAMIENTO A - GIRO ANTIHORARIO		31315	
d (mm)	75	Fax,eje (N)	4268,37
D (mm)	160	FrA (N)	29613,53
dm (mm)	117,5	FrB (N)	16106,92
C (kN)	255	0,5*FrA/YA	20564,95
Pu (kN)	29	0,5*FrB/YB	7321,33
q	3,33	Fax,A (N)	20564,95
e	0,83	Feq,A (N)	29613,53
X	0,4	Lcalculo (h)	40000
Y	0,72	v1 (mm/s ²)	144,904
ω (rpm)	56,00	v(70°C) (mm/s ²)	130
Cont lig	0,5	K	0,897
a1 99%	0,25	Cont-Carg	0,490
a ISO	1,5	Cnecesaria (kN)	172,90

RODAMIENTO B - GIRO HORARIO		32313 B	
d (mm)	65	Fax,eje (N)	4268,37
D (mm)	140	FrA (N)	35109,80
dm (mm)	102,5	FrB (N)	12791,84
C (kN)	305	0,5*FrA/YA	24381,81
Pu (kN)	40	0,5*FrB/YB	5814,47
q	3,33	Fax,B (N)	20113,43
e	0,54	Feq,B (N)	27241,511
X	0,4	Lcalculo (h)	40000
Y	1,1	v1 (mm/s ²)	155,145
ω (rpm)	56,00	v(70°C) (mm/s ²)	130
Cont lig	0,5	K	0,838
a1 99%	0,25	Cont-Carg	0,734
a ISO	1,9	Cnecesaria (kN)	148,16

RODAMIENTO B - GIRO ANTIHORARIO		32313 B	
d (mm)	65	Fax,eje (N)	4268,37
D (mm)	140	FrA (N)	29613,53
dm (mm)	102,5	FrB (N)	16106,92
C (kN)	305	0,5*FrA/YA	20564,95
Pu (kN)	40	0,5*FrB/YB	7321,33
q	3,33	Fax,B (N)	24833,33
e	0,54	Feq,B (N)	33759,43
X	0,4	Lcalculo (h)	40000
Y	1,1	v1 (mm/s ²)	155,145
ω (rpm)	56,00	v(70°C) (mm/s ²)	130
Cont lig	0,5	K	0,838
a1 99%	0,25	Cont-Carg	0,592
a ISO	1,6	Cnecesaria (kN)	193,33

7. DIMENSIONADO DE UNIONES A TORSION

Para realizar la unión a torsión entre engranaje y eje se han utilizado chavetas de tipo perfilado. La longitud de la chaveta se va a calcular como 1,25 veces el diámetro del eje en el que va acoplada. Por esta razón, en el piñón de la primera etapa, y en las ruedas de la primera y segunda etapa, la longitud de la chaveta es superior a la del engranaje. Es por esto por lo que se han ensanchado los engranajes por la parte interior hasta la longitud de la chaveta.

El chavetero que se talla en el eje es un concentrador de tensiones que ya se ha evaluado, y aunque reduce la vida a fatiga del eje, se ha comprobado que en estas secciones se obtiene un coeficiente de seguridad suficientemente alto.

Se va a proceder al cálculo de las chavetas de cada eje determinando en primer lugar la longitud:

$$L \geq 1,25 \cdot d$$

A partir de esta dimensión y utilizando el anexo "TABLA N°3" se selecciona la sección de la chaveta según la norma UNE 17102-1:1967.

7.1. CHAVETA DEL EJE DE ENTRADA

$$L = 1,25 \cdot 28 = 35 \text{ mm}$$

EJE ENTRADA	
L (mm)	35
b (mm)	8
h (mm)	7
h1 (mm)	4
h2 (mm)	3,3

7.2. CHAVETA DEL EJE INTERMEDIO

$$L = 1,25 \cdot 43 = 53,75 \text{ mm}$$

EJE INTERMEDIO	
L (mm)	54
b (mm)	12
h (mm)	8
h1 (mm)	5
h2 (mm)	3,3

7.3. CHAVETA DEL EJE DE SALIDA

$$L = 1,25 \cdot 45 = 93,75 \text{ mm}$$

EJE SALIDA	
L (mm)	94
b (mm)	20
h (mm)	12
h1 (mm)	7,5
h2 (mm)	4,9

ANEXO DEL DOCUMENTO Nº 1: TABLAS

ÍNDICE DEL ANEXO TABLAS

TABLA Nº1: MATERIALES PARA ENGRANAJES	61
TABLA Nº2: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CON LA TEMPERATURA	62
TABLA Nº3: DIMENSIONES NORMALIZADAS PARA CHAVETAS CUADRADAS	63
TABLA Nº4: DATOS DE ACEROS	64
TABLA Nº5: COEFICIENTE DE APLICACIÓN KA	65
TABLA Nº6: VALORES K1 EN FUNCIÓN DE QISO.....	65
TABLA Nº7: VALORES H1, H2 Y H3 PARA KH β	66
TABLA Nº8: DEFINICION DEL FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS.....	66
TABLA Nº9: FACTOR DE CORRECCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA POR CONFIABILIDAD	66
TABLA Nº10: FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES Kt.....	67
TABLA Nº11: FACTOR DE FIABILIDAD a1	67
TABLA Nº12: FACTOR aISO PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS	68
TABLA Nº13: RODAMIENTO EJE ENTRADA A	69
TABLA Nº14: RODAMIENTO EJE ENTRADA B.....	70
TABLA Nº15: RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO	71
TABLA Nº16: RODAMIENTO EJE SALIDA A.....	72
TABLA Nº17: RODAMIENTO EJE SALIDA B.....	73
TABLA Nº18: ANILLOS DE EJE	74
TABLA Nº19: SELLO RADIAL EJE DE ENTRADA.....	76
TABLA Nº20: SELLO RADIAL EJE DE SALIDA	76
TABLA Nº21: TAPÓN DE LLENADO	77
TABLA Nº22: TAPÓN DE VACIADO.....	77
TABLA Nº23: VISOR NIVEL DE ACEITE.....	78

TABLA Nº1: MATERIALES PARA ENGRANAJES

MATERIAL (tabla iso 6336-5)	Denominación	S_u (N/mm ²) min - max	S_y (N/mm ²) min - max	Dureza superficial
Fundiciones grises (GG) UNE EN 1561:2012	GJL-200 GJL-250 GJL-350	200 - 300 250 - 350 350 - 450	- - -	HB (150-230) HB (170-250) HB (210-275) HB 150-275
Fundiciones maleables de corazón negro (GTS) UNE EN 1562:2012	GJMB-500-5 GJMB-550-4 GJMB-600-3 GJMB-650-2	500 - 550 - 600 - 650 -	300 - 340 - 390 - 430 -	HB (165-215) HB (180-230) HB (195-245) HB (210-260) HB 135-250
Fundiciones con grafito esferoidal (nodular o dúctil) (GGG) UNE-EN1563:2012	GJS-400-15 GJS-600-3 GJS-800-2	400 - 600 - 800 -	250 - 380 - 480 -	HB (150-180) HB (210-250) HB (260-300) HB 175-300
Acero moldeado no aleado (St cast) UNE-EN10293:2006	GE240 GE300	450 - 600 520 - 670	240 - 300 -	HB 140 - HV 152 HB 175 - HV 200 HB 140-210
Acero no aleado forjado (St)	C25 C35 C45	400 580 680	280 380 430	HB 140 - HV 141 HB 180 - HV 182 HB 207 - HV 210 HB 110-210
Acero no aleado forjado, templado y revenido (V) UNE- EN10083-2:2008	C25 C35	570 600 - 750	430 430 - 520	HB 168 - HV 170 HB 212 - HV 216 HV 135-210 HV 115-215
Aceros aleados templados y revenidos (V) UNE-EN10083-3:2008	20NiCrMoS2-2 20MnCr5 34CrMo4 42CrMo4 34NiCrMo16	850 980 1000 - 1200 1100 - 1300 1230 - 1420	580 735 800 950 1030	HB 255 - HV 267 HB 302 - HV 317 HB 310 - HV 326 HB 321 - HV 337 HB 352 - HV 368 HV 200 - 390
Acero moldeado no aleado templado (V cast)				HV 130-215
Acero moldeado aleado templado (V cast)	G35CrMo4 G42CrMo4	750-980 800-1025	650 700	HB 290 - HV 305 HB 305 - HV 320 HV 200-360
Acero forjado de cementación. (Eh) UNE- EN10084:2010	20MnCr5 20NiCrMoS2-2 F 1522 15 NiCr13 (F-1540) 14NiCrMo13 F 1560	980 850 950 1300	735 600 750 1100	HV 720 HV 600 HV 700 HV 740 HV 600-800
Acero forjado o moldeado, endurecido superficialmente a la llama o por inducción (IF)	C45 37Cr4 F-1201 42CrMo4	1034 1150 1300	786 1200	HB 525 - HV 560 HV 550 - 610 HB 515 - HV 615 HV 485-615
Acero forjado de nitruación(NT), acero templado de nitruación(NV), acero de nitruación (NT)UNE- EN10085:2001	42CrMo4 24CrMo13-6 F 1711 31CrMoV9 F 1721 41 CrAlMo7-10 F 1741 34CrAlNi7-10	1450 1100 1000 950 - 1150 900-1100	900 800 750 680	HV 700 HV 700 HV 850 - 950 HV 850 - 950 NT HV 650-900 NV HV 450-650
Acero forjado de nitrocarburoización (NV)				HV 300-650

TABLA Nº2: VARIACIÓN DE LA VISCOSIDAD CON LA TEMPERATURA

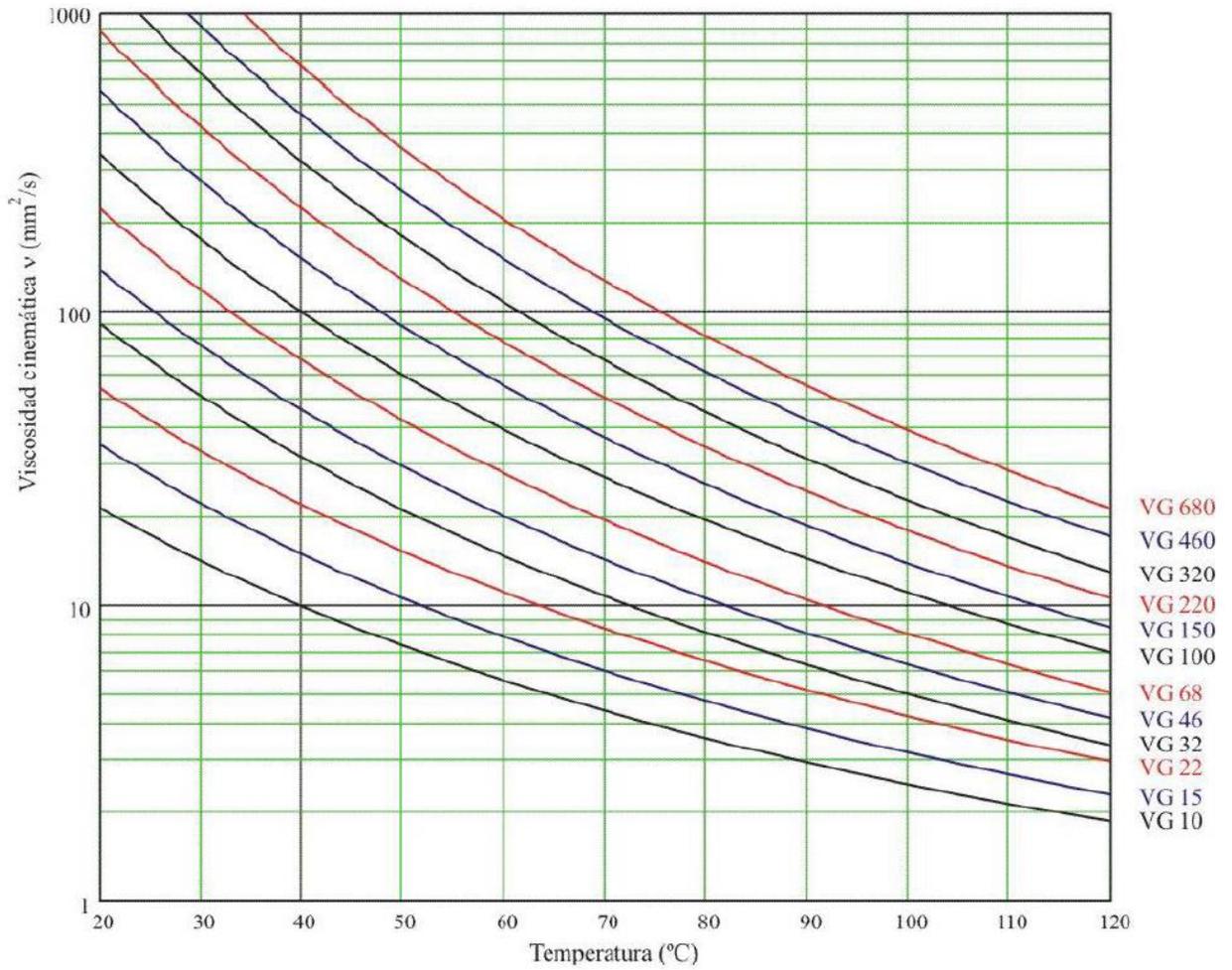


TABLA Nº3: DIMENSIONES NORMALIZADAS PARA CHAVETAS CUADRADAS

Diámetros del eje <i>d</i>		Sección de la chaveta <i>b × h</i>	Chavatero										Chañán <i>P₁</i>		
			Ancho <i>b</i>					Profundidad							
			Nominal	Tolerancia				Eje <i>h₁</i>		Cubo <i>h₂</i>		Mínimo			Máximo
				Clase de ajuste del enchavetado					Nomi- nal	Tolera- ncia	Nomi- nal				
Libre		Normal		Ajustado											
más de	hasta		Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo Js 9	Eje y cubo P 9								
6	8	2 × 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004	± 0,0125	- 0,006	1,2		1		0,08	0,16	
8	10	3 × 3	3	0	+ 0,020	- 0,029		- 0,031	1,8		1,4		0,08	0,16	
10	12	4 × 4	4						2,5	+ 0,1	1,8	+ 0,1	0,08	0,16	
12	17	5 × 5	5	+ 0,030	+ 0,078	0	± 0,015	- 0,012	3		2,3	0	0,16	0,25	
17	22	6 × 6	6	0	+ 0,030	- 0,030		- 0,042	3,5		2,8		0,16	0,25	
22	30	8 × 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	± 0,018	- 0,015	4		3,3		0,16	0,25	
30	38	10 × 8	10	0	+ 0,040	- 0,036		- 0,051	5		3,3		0,25	0,40	
38	44	12 × 8	12						5		3,3		0,25	0,40	
44	50	14 × 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	± 0,0215	0,018	5,5		3,8		0,25	0,40	
50	58	16 × 10	16	0	+ 0,050	- 0,043		0,061	6		4,3		0,25	0,40	
58	65	18 × 11	18						7	+ 0,2	4,4	+ 0,2	0,25	0,40	
65	75	20 × 12	20						7,5	0	4,9	0	0,40	0,60	
75	85	22 × 14	22	+ 0,052	+ 0,149	0	± 0,026	- 0,022	9		5,4		0,40	0,60	
85	95	25 × 14	25	0	+ 0,065	- 0,052		- 0,074	9		5,4		0,40	0,60	
95	110	28 × 16	28						10		6,4		0,40	0,60	
110	130	32 × 18	32						11		7,4		0,40	0,60	
130	150	36 × 20	36						12		8,4		0,70	1,00	
150	170	40 × 22	40	+ 0,062	+ 0,180	0	± 0,031	- 0,026	13		9,4		0,70	1,00	
170	200	45 × 25	45	0	+ 0,080	- 0,062		- 0,088	15		10,4		0,70	1,00	
200	230	50 × 28	50						17		11,4		0,70	1,00	
230	260	56 × 32	56						20	+ 0,3	12,3	+ 0,3	0,70	1,00	
260	290	63 × 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	± 0,037	- 0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60	
290	330	70 × 36	70	0	- 0,100	- 0,074		- 0,106	22		14,4		1,20	1,60	
330	380	80 × 40	80						25		15,4		2,00	2,50	
380	440	90 × 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0	± 0,0435	- 0,037	28		17,4		2,00	2,50	
400	500	100 × 50	100	0	+ 0,120	- 0,087		- 0,124	31		19,5		2,00	2,50	

TABLA Nº4: 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	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	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	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	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 Nº5: COEFICIENTE DE APLICACIÓN K_A

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

TABLA Nº6: VALORES K_1 EN FUNCIÓN DE Q_{ISO}

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

TABLA Nº7: VALORES H_1 , H_2 Y H_3 PARA $K_{H\beta}$

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

TABLA Nº8: DEFINICIÓN DEL FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL PARA ACEROS

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

TABLA Nº9: FACTOR DE CORRECCIÓN DEL LÍMITE DE FATIGA POR CONFIABILIDAD

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

TABLA Nº10: FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES K_t

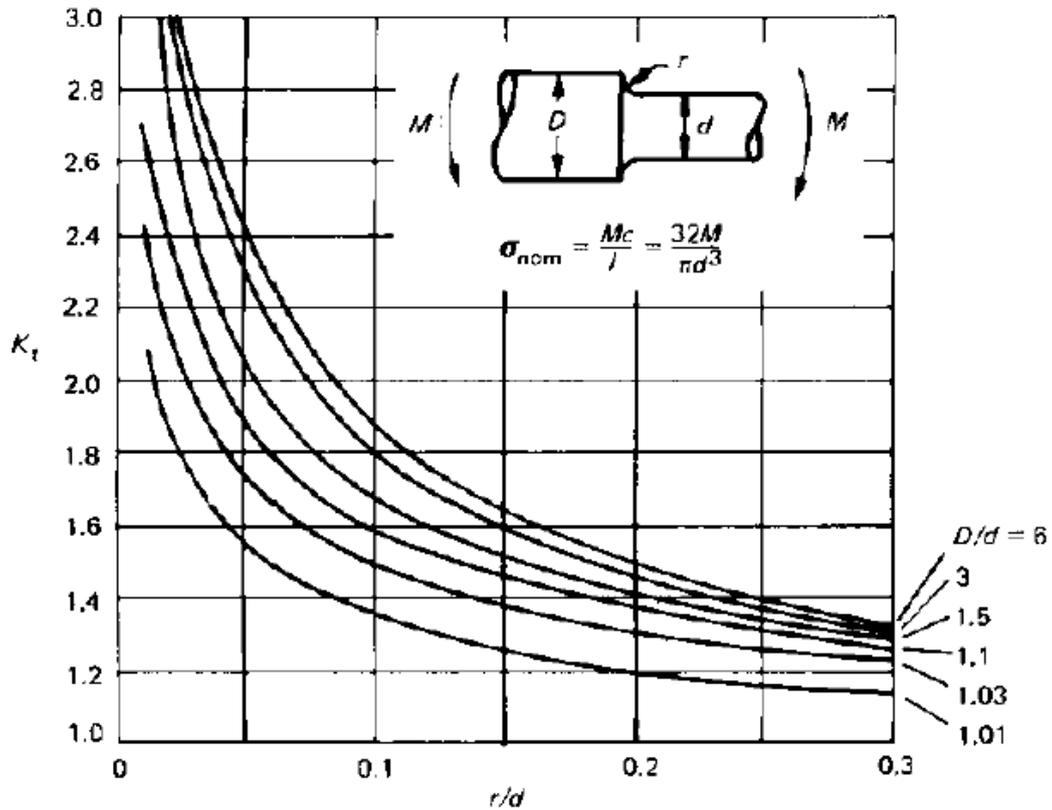


TABLA Nº11: FACTOR DE FIABILIDAD a_1

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 Nº12: FACTOR a_{ISO} PARA RODAMIENTOS RADIALES DE RODILLOS

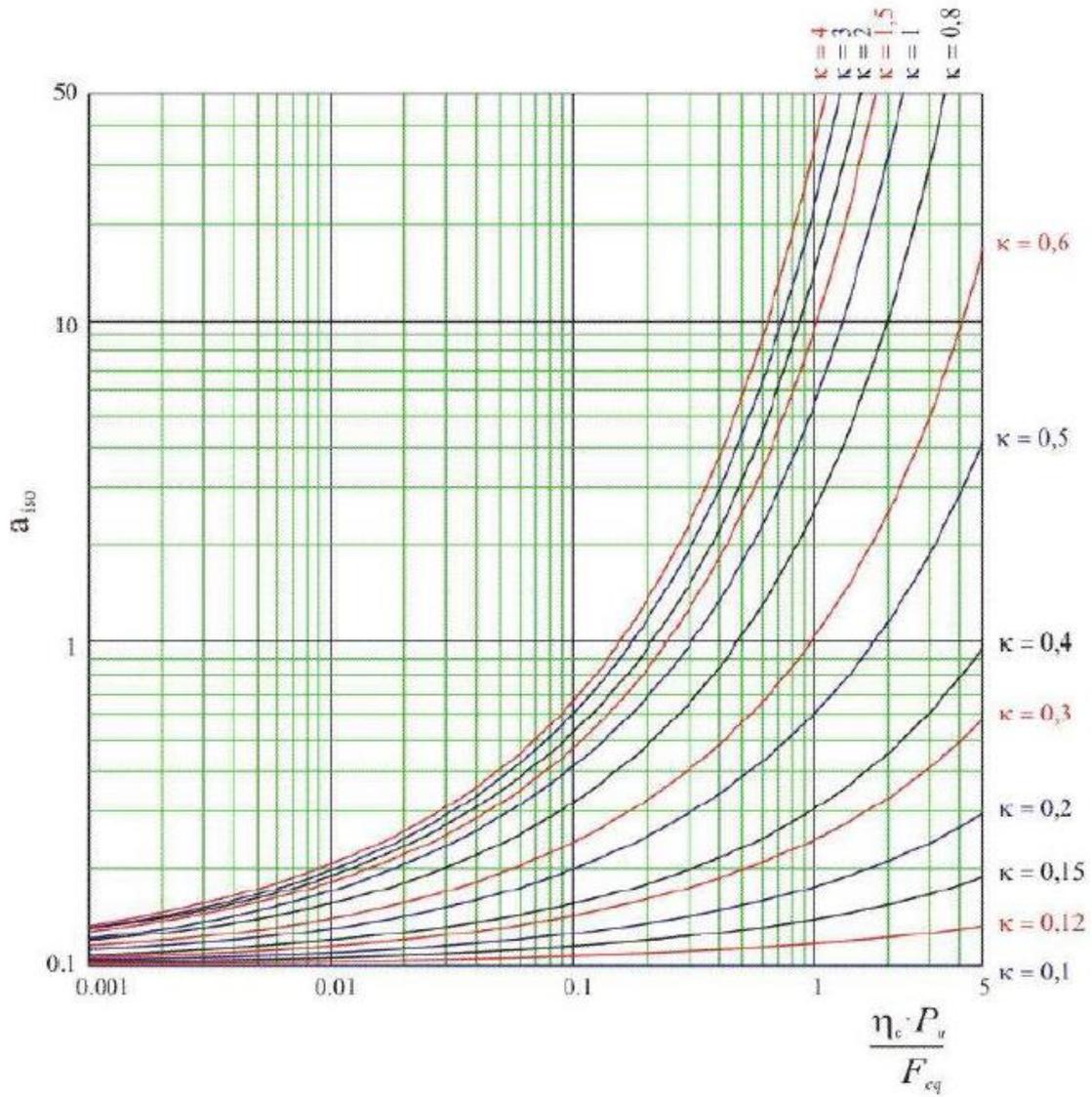
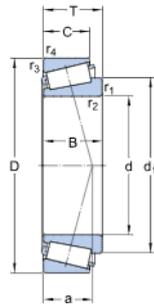


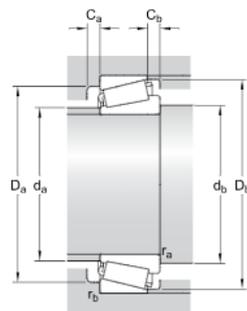
TABLA Nº13: RODAMIENTO EJE ENTRADA A

Dimensiones



d	28	mm
D	58	mm
T	20.25	mm
d ₁	≈ 43.9	mm
B	19	mm
C	16	mm
r _{1,2}	min. 1	mm
r _{3,4}	min. 1	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	max. 33	mm
d _b	min. 35	mm
D _a	min. 46	mm
D _a	max. 52	mm
D _b	min. 55	mm
C _a	min. 3	mm
C _b	min. 4	mm
r _a	max. 1	mm
r _b	max. 1	mm

Datos del cálculo

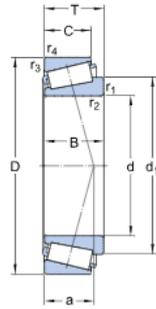
Capacidad de carga dinámica básica	C	51.9	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	50	kN
Carga límite de fatiga	P _u	5.5	kN
Velocidad de referencia		9500	r/min
Velocidad límite		12000	r/min
Factor de cálculo	e	0.57	
Factor de cálculo	Y	1.05	
Factor de cálculo	Y ₀	0.6	

Masa

Rodamiento de masa		0.25	kg
--------------------	--	------	----

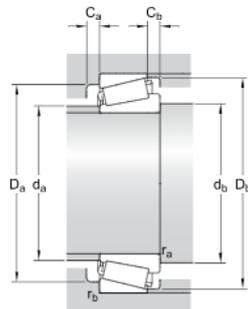
TABLA Nº14: RODAMIENTO EJE ENTRADA B

Dimensiones



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

Dimensiones de los resaltes



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

Datos del cálculo

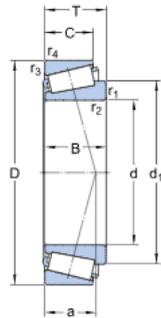
Capacidad de carga dinámica básica	C	46.6	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	40	kN
Carga límite de fatiga	P _u	4.4	kN
Velocidad de referencia		8500	r/min
Velocidad límite		11000	r/min
Factor de cálculo	e	0.83	
Factor de cálculo	Y	0.72	
Factor de cálculo	Y ₀	0.4	

Masa

Rodamiento de masa	0.27	kg
--------------------	------	----

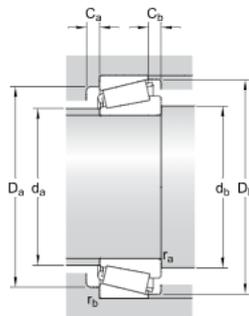
TABLA Nº15: RODAMIENTOS EJE INTERMEDIO

Dimensiones



d	40	mm
D	90	mm
T	35.25	mm
d ₁	≈ 62.95	mm
B	33	mm
C	27	mm
r _{1,2}	min. 2	mm
r _{3,4}	min. 1.5	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	max. 51	mm
d _b	min. 49.5	mm
D _a	min. 73	mm
D _a	max. 82.5	mm
D _b	min. 82	mm
C _a	min. 4	mm
C _b	min. 8	mm
r _a	max. 2	mm
r _b	max. 1.5	mm

Datos del cálculo

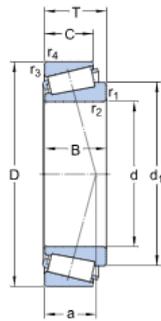
Capacidad de carga dinámica básica	C	143	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	140	kN
Carga límite de fatiga	P _u	16	kN
Velocidad de referencia		6000	r/min
Velocidad límite		8000	r/min
Factor de cálculo	e	0.35	
Factor de cálculo	Y	1.7	
Factor de cálculo	Y ₀	0.9	

Masa

Rodamiento de masa	1.03	kg
--------------------	------	----

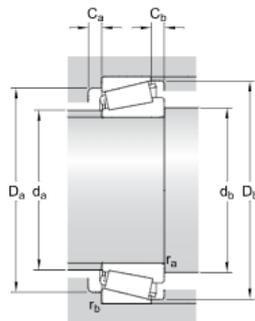
TABLA Nº16: RODAMIENTO EJE SALIDA A

Dimensiones



d	75	mm
D	160	mm
T	40	mm
d ₁	≈ 118	mm
B	37	mm
C	26	mm
r _{1,2}	min. 3	mm
r _{3,4}	min. 2.5	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	max. 91	mm
d _b	min. 88	mm
D _a	min. 127	mm
D _a	max. 149	mm
D _b	min. 151	mm
C _a	min. 5	mm
C _b	min. 14	mm
r _a	max. 3	mm
r _b	max. 2.5	mm

Datos del cálculo

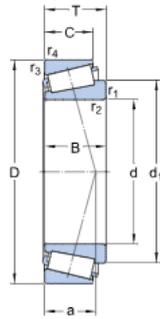
Capacidad de carga dinámica básica	C	255	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	245	kN
Carga límite de fatiga	P _u	29	kN
Velocidad de referencia		3200	r/min
Velocidad límite		4300	r/min
Factor de cálculo	e	0.83	
Factor de cálculo	Y	0.72	
Factor de cálculo	Y ₀	0.4	

Masa

Rodamiento de masa		3.39	kg
--------------------	--	------	----

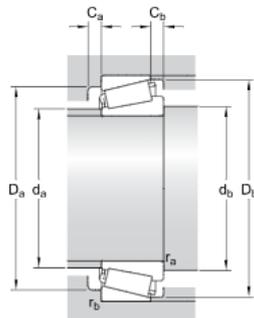
TABLA Nº17: RODAMIENTO EJE SALIDA B

Dimensiones



d	65	mm
D	140	mm
T	51	mm
d ₁	≈ 105.6	mm
B	48	mm
C	39	mm
r _{1,2}	min. 3	mm
r _{3,4}	min. 2.5	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	max. 79	mm
d _b	min. 78	mm
D _a	min. 107	mm
D _a	max. 129.5	mm
D _b	min. 131	mm
C _a	min. 6	mm
C _b	min. 12	mm
r _a	max. 3	mm
r _b	max. 2.5	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	305	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	345	kN
Carga límite de fatiga	P _u	40	kN
Velocidad de referencia		3600	r/min
Velocidad límite		4800	r/min
Factor de cálculo	e	0.54	
Factor de cálculo	Y	1.1	
Factor de cálculo	Y ₀	0.6	

Masa

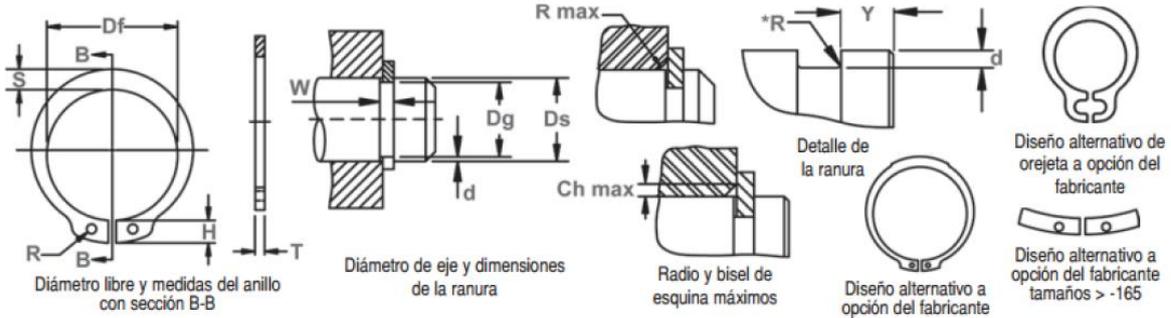
Rodamiento de masa		3.74	kg
--------------------	--	------	----

TABLA Nº18: ANILLOS DE EJE



DSH Anillo de Eje (DIN 471)

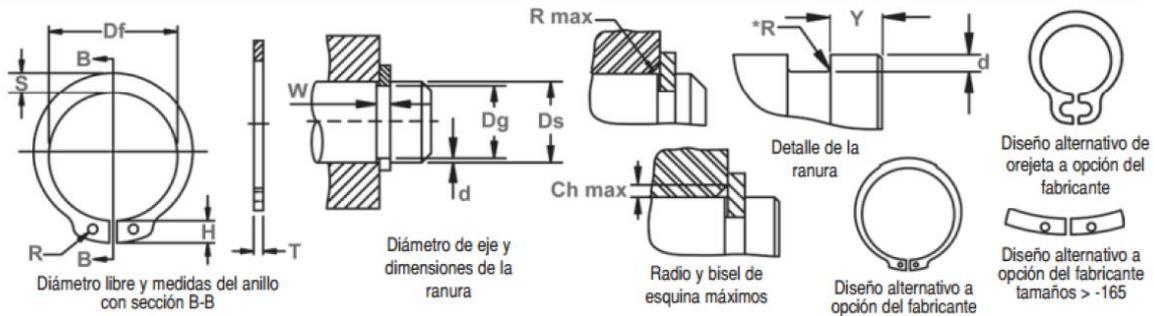
Montados Axialmente, Externos, Métricos
Una vez instalado en la ranura de un eje, la parte del anillo que sobresale de la ranura (también llamado un "hombro") es un montaje en su lugar.



No. DE ANILLO	EJE DIAMETRO (mm)	TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS							
		DIAMETRO	ANCHURA	PROFUNDIDAD	ESPESOR ***	DIAMETRO LIBRE	ALTURA DE LA OREJETA	SECCION MAX.	DIAMETRO DEL AGUJERO	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles Cham.	Carga max. c/CH Max.	LIMITES DE RPM			
																	Ds	Dg	TOL.
DSH-3	3	2.8		0.50	0.10	0.40		2.7		1.9	0.8	1.0	0.017	0.3	0.47	0.1	0.5	0.27	360000
DSH-4	4	3.8	-0.04	0.50	0.10	0.40		3.7	+0.04	2.2	0.9	1.0	0.022	0.3	0.50	0.2	0.5	0.30	211000
DSH-5	5	4.8		0.70	0.10	0.60	-0.05	4.7	-0.15	2.5	1.1	1.0	0.066	0.3	1.00	0.2	0.5	0.80	154000
DSH-6	6	5.7		0.80	0.15	0.70		5.6		2.7	1.3	1.2	0.084	0.5	1.45	0.4	0.5	0.90	114000
DSH-7	7	6.7		0.90	0.15	0.80		6.5	+0.06	3.1	1.4	1.2	0.121	0.5	2.60	0.5	0.5	1.40	121000
DSH-8	8	7.6	-0.06	0.90	0.20	0.80		7.4	-0.16	3.2	1.5	1.2	0.158	0.6	3.00	0.8	0.5	2.00	96000
DSH-9	9	8.6		1.10	0.20	1.00		8.4		3.3	1.7	1.2	0.300	0.6	3.50	0.9	0.5	2.40	85000
DSH-10	10	9.6		1.10	0.20	1.00		9.3		3.3	1.8	1.5	0.340	0.6	4.00	1.0	1.0	2.40	84000
DSH-11	11	10.5		1.10	0.25	1.00		10.2		3.3	1.8	1.5	0.410	0.8	4.50	1.4	1.0	2.40	70000
DSH-12	12	11.5		1.10	0.25	1.00		11.0		3.3	1.8	1.7	0.500	0.8	5.00	1.5	1.0	2.40	75000
DSH-13	13	12.4		1.10	0.30	1.00		11.9	+0.10	3.4	2.0	1.7	0.530	0.9	5.80	2.0	1.0	2.40	66000
DSH-14	14	13.4	-0.11	1.10	0.30	1.00		12.9	-0.36	3.5	2.1	1.7	0.640	0.9	6.40	2.1	1.0	2.40	58000
DSH-15	15	14.3		1.10	0.35	1.00		13.8		3.6	2.2	1.7	0.670	1.1	6.90	2.6	1.0	2.40	50000
DSH-16	16	15.2		1.10	0.40	1.00		14.7		3.7	2.2	1.7	0.700	1.2	7.40	3.2	1.0	2.40	45000
DSH-17	17	16.2		1.10	0.40	1.00		15.7		3.8	2.3	1.7	0.820	1.2	8.00	3.4	1.0	2.40	41000
DSH-18	18	17.0		1.30	0.50	1.20		16.5		3.9	2.4	2.0	1.110	1.5	17.00	4.5	1.5	3.75	39000
DSH-19	19	18.0		1.30	0.50	1.20		17.5		3.9	2.5	2.0	1.220	1.5	17.00	4.8	1.5	3.80	35000
DSH-20	20	19.0		1.30	0.50	1.20	-0.06	18.5		4.0	2.6	2.0	1.300	1.5	17.10	5.0	1.5	3.85	32000
DSH-21	21	20.0	-0.13	1.30	0.50	1.20		19.5	+0.13	4.1	2.7	2.0	1.420	1.5	16.80	5.3	1.5	3.75	29000
DSH-22	22	21.0		1.30	0.50	1.20		20.5	-0.42	4.2	2.8	2.0	1.500	1.5	16.90	5.6	1.5	3.80	27000
DSH-23	23	22.0	-0.15	1.30	0.50	1.20		21.5		4.3	2.9	2.0	1.630	1.5	16.60	5.9	1.5	3.80	25000
DSH-24	24	22.9		1.30	0.55	1.20		22.2		4.4	3.0	2.0	1.770	1.7	16.10	6.7	1.5	3.65	27000
DSH-25	25	23.9		1.30	0.55	1.20		23.2		4.4	3.0	2.0	1.900	1.7	16.20	7.0	1.5	3.70	25000
DSH-26	26	24.9		1.30	0.55	1.20		24.2		4.5	3.1	2.0	1.960	1.7	16.10	7.3	1.5	3.70	24000
DSH-27	27	25.6	-0.21	1.30	0.70	1.20		24.9	+0.21	4.6	3.1	2.0	2.080	2.1	16.40	9.6	1.5	3.80	22500
DSH-28	28	26.6		1.60	0.70	1.50		25.9	-0.42	4.7	3.2	2.0	2.920	2.1	32.10	10.0	1.5	7.50	21200
DSH-29	29	27.6		1.60	0.70	1.50		26.9		4.8	3.4	2.0	3.200	2.1	31.80	10.3	1.5	7.45	20000
DSH-30	30	28.6		1.60	0.70	1.50		27.9		5.0	3.5	2.0	3.320	2.1	32.10	10.7	1.5	7.65	18900
DSH-31	31	29.3		1.60	0.85	1.50		28.6		5.1	3.5	2.5	3.450	2.6	31.50	13.4	2.0	5.60	17900
DSH-32	32	30.3		1.60	0.85	1.50		29.6		5.2	3.6	2.5	3.540	2.6	31.20	13.8	2.0	5.55	16900
DSH-33	33	31.3	-0.25	1.60	0.85	1.50		30.5	+0.25	5.2	3.7	2.5	3.690	2.6	31.60	14.3	2.0	5.65	17400
DSH-34	34	32.3		1.60	0.85	1.50		31.5	-0.50	5.4	3.8	2.5	3.800	2.6	31.30	14.7	2.0	5.60	16100
DSH-35	35	33.0		1.60	1.00	1.50		32.2		5.6	3.9	2.5	4.000	3.0	30.80	17.8	2.0	5.55	15500

www.rotorclip.com

1.800.557.6867 • +1 732.469.7333 • sales@rotorclip.com



No. de ANILLO	EJE DIAMETRO (mm)		TAMANO DE RANURA			ESPESOR ***		TAMANO Y PESO DEL ANILLO				DATOS SUPLEMENTARIOS								
	Ds	Dg	TOL.	W Min.	d	T	Tol.	DIAMETRO LIBRE		ALTURA DE LA OREJETA		SECCION MAX.	DIAMETRO DEL AGUJERO	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles	Carga max. oCH Max.	LIMITES DE RPM
								Df	Tol.	H Max.	S Ref.									
DSH-36	36	34.0		1.85	1.00	1.75		33.2		5.6	4.0	2.5	5.000	3.0	49.40	18.3	2.0	9.00	14500	
DSH-37	37	35.0		1.85	1.00	1.75		34.2	+0.25	5.7	4.1	2.5	5.370	3.0	50.00	18.8	2.0	9.15	14100	
DSH-38	38	36.0		1.85	1.00	1.75		35.2	-0.50	5.8	4.2	2.5	5.620	3.0	49.50	19.3	2.0	9.10	13600	
DSH-39	39	37.0		1.85	1.00	1.75		36.0		5.9	4.3	2.5	5.850	3.0	49.80	19.9	2.0	9.25	14500	
DSH-40	40	37.5		1.85	1.25	1.75		36.5		6.0	4.4	2.5	6.030	3.8	51.00	25.3	2.0	9.50	14300	
DSH-41	41	38.5	-0.25	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	-0.06	38.5	+0.39	6.5	4.5	2.5	6.500	3.8	50.00	26.7	2.0	9.45	13000	
DSH-44	44	41.5		1.85	1.25	1.75		40.5	-0.90	6.6	4.6	2.5	7.000	3.8	48.50	28.0	2.0	9.20	11800	
DSH-45	45	42.5		1.85	1.25	1.75		41.5		6.7	4.7	2.5	7.500	3.8	49.0	28.6	2.0	9.35	11400	
DSH-46	46	43.5		1.85	1.25	1.75		42.5		6.7	4.8	2.5	7.600	3.8	48.9	29.4	2.0	9.40	10900	
DSH-47	47	44.5		1.85	1.25	1.75		43.5		6.8	4.9	2.5	7.500	3.8	49.5	30.0	2.0	9.55	11000	
DSH-48	48	45.5		1.85	1.25	1.75		44.5		6.9	5.0	2.5	7.900	3.8	49.4	30.7	2.0	9.55	10000	
DSH-50	50	47.0		2.15	1.50	2.00		45.8		6.9	5.1	2.5	10.20	4.5	73.3	38.0	2.0	14.40	11000	
DSH-52	52	49.0		2.15	1.50	2.00		47.8		7.0	5.2	2.5	11.10	4.5	73.1	39.7	2.5	11.50	10000	
DSH-54	54	51.0		2.15	1.50	2.00		49.8		7.1	5.3	2.5	11.30	4.5	71.2	41.2	2.5	11.30	9000	
DSH-55	55	52.0		2.15	1.50	2.00		50.8		7.2	5.4	2.5	11.40	4.5	71.4	42.0	2.5	11.40	9000	
DSH-56	56	53.0		2.15	1.50	2.00		51.8		7.3	5.5	2.5	11.80	4.5	70.8	42.8	2.5	11.30	9000	
DSH-57	57	54.0		2.15	1.50	2.00		52.8		7.3	5.5	2.5	12.20	4.5	70.9	43.7	2.5	11.40	8000	
DSH-58	58	55.0		2.15	1.50	2.00		53.8		7.3	5.6	2.5	12.60	4.5	71.1	44.3	2.5	11.50	8000	
DSH-60	60	57.0		2.15	1.50	2.00		55.8		7.4	5.8	2.5	12.90	4.5	69.2	46.0	2.5	11.30	8000	
DSH-62	62	59.0		2.15	1.50	2.00	-0.07	57.8		7.5	6.0	2.5	14.30	4.5	69.3	47.5	2.5	11.40	7000	
DSH-63	63	60.0	-0.30	2.15	1.50	2.00		58.8		7.6	6.2	2.5	15.90	4.5	70.2	48.3	2.5	11.80	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		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	+0.46	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	-1.10	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	8.7	3.0	31.20	5.3	128.0	73.5	3.0	19.60	6000	
DSH-85	85	81.5	-0.35	3.15	1.75	3.00	-0.08	79.5		8.7	7.8	3.5	36.40	5.3	215.0	76.2	3.0	33.40	6000	

TABLA Nº19: SELLO RADIAL EJE DE ENTRADA

28x40x7 HMS5 V

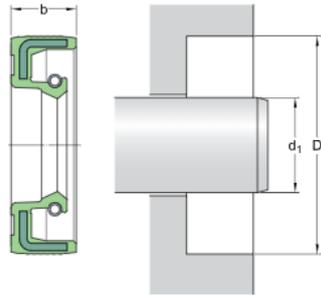
Número de referencia para EE. UU. 564086

Diseño HMS5

Material del labio V

De acuerdo con la norma ISO/DIN

Dimensiones



d_1	28	mm
D	40	mm
b	7	mm

Aplicación y condiciones de funcionamiento

Diferencial de presión max. 0.03 MPa

Temperatura de funcionamiento min. -40 °C

Temperatura de funcionamiento max. 200 °C

Temperatura de funcionamiento, período breve max. 220 °C

Velocidad de giro max. 9549 r/min

Velocidad de la superficie del eje max. 14 m/s

TABLA Nº20: SELLO RADIAL EJE DE SALIDA

75x100x10 HMS5 V

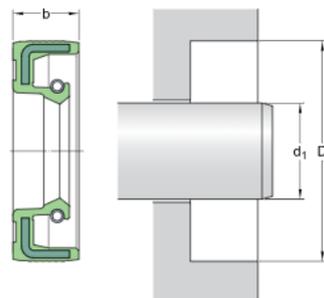
Número de referencia para EE. UU. 564162

Diseño HMS5

Material del labio V

De acuerdo con la norma ISO/DIN

Dimensiones



d_1	75	mm
D	100	mm
b	10	mm

Aplicación y condiciones de funcionamiento

Diferencial de presión max. 0.03 MPa

Temperatura de funcionamiento min. -40 °C

Temperatura de funcionamiento max. 200 °C

Temperatura de funcionamiento, período breve max. 220 °C

Velocidad de giro max. 3565 r/min

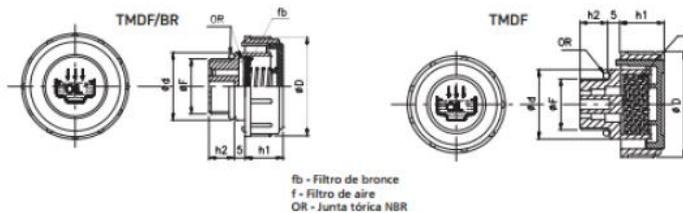
Velocidad de la superficie del eje max. 14 m/s

TABLA Nº21: TAPÓN DE LLENADO

4853-4870 TAPÓN DESVAPORIZADOR TMD CON FILTRO



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



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

Temperatura máx. de trabajo: 100 °C.

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

Junta tórica de retención de goma antiaceite 70 Shore.

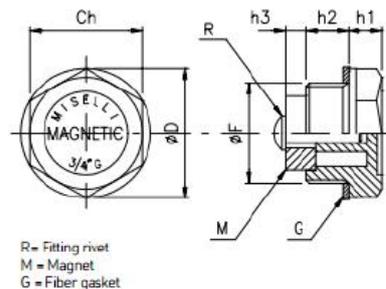
Estos tapones se caracterizan por permitir el paso de un gran volumen de aire y por tanto están recomendados para aplicaciones en centrales oleodinámicas o depósitos que contengan líquidos sujetos a rápidas variaciones de volumen, donde es necesaria una rápida salida y entrada de aire sin salida de aceite.

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

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

TABLA Nº22: TAPÓN DE VACIADO

TM - DRAIN PLUGS WITH MAGNET (PLASTIC)



-Thermoplastic hex plug with magnet

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

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

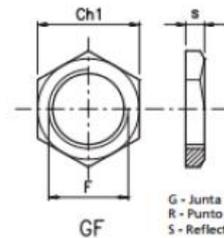
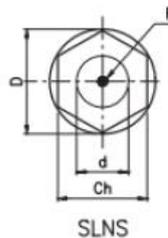
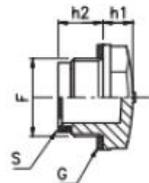
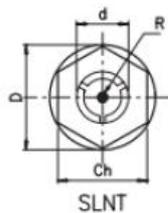
-Oil resistant asbestos-free seal

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

Code	F	Ch	D	h2	h1	h3
TM-14	G 1/4"	17	20	9	7	5
TM-38	G 3/8"	18	22	10	7,5	10
TM-12	G 1/2"	24	27	11	8	9
TM-34	G 3/4"	30	34	11	9	6,5
TM-1	G 1"	35	42	12	10,5	14
TM-1415	M14X15	17	20	9	7	5

TABLA Nº23: VISOR NIVEL DE ACEITE

4821-4823 VISOR SIMPLEX SLN CON REFLECTOR Y SIN REFLECTOR



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

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

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

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

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

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

Nm - Par de apriete max. para el montaje.



DOCUMENTO Nº 2: PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE DEL PLIEGO DE CONDICIONES

1. INTRODUCCIÓN	81
2. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES	81
2.1. CONDICIONES FACULTATIVAS	81
2.1.1. Obligaciones y facultades de la Dirección Técnica.....	81
2.1.2. Obligaciones y derechos del Contratista.....	82
2.1.3. Libro de órdenes.....	82
2.1.4. Comienzo, ritmo, plazo y condiciones de la ejecución de los trabajos....	82
2.1.5. Trabajos defectuosos y modificaciones por causa de fuerza mayor	83
2.1.6. Recepción provisional.....	83
2.1.7. Periodo de Prueba o Garantía	83
2.1.8. Recepción Definitiva	83
2.2. CONDICIONES ECONÓMICAS.....	84
2.2.1. Fianzas	84
2.2.2. Precios	84
2.2.3. Valoración, Medición y Abono de los Trabajos.....	84
2.2.4. Penalizaciones	85
2.2.5. Seguros	85
2.3. CONDICIONES LEGALES.....	85
2.3.1. El Contratista	85
2.3.2. El contrato	86
3. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS	87
3.1. MATERIALES	87
3.1.1. Engranajes	87
3.1.2. Ejes.....	87
3.1.3. Cáster y tapa del reductor	88
3.2. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN.....	88
3.2.1. Piñón primera etapa.....	88
3.2.2. Rueda primera etapa.....	89
3.2.3. Piñón segunda etapa	89
3.2.4. Rueda segunda etapa	90



3.2.5.	Eje de entrada.....	90
3.2.6.	Eje intermedio	91
3.2.7.	Eje de salida	91
3.2.8.	Carcasa.....	92
3.2.9.	Tapas laterales.....	92
3.3.	CONTROL DE CALIDAD	93
3.3.1.	Control de calidad de los engranajes	93
3.3.2.	Control de calidad de los ejes.....	93
3.4.	ORDEN DE MONTAJE	94

1. INTRODUCCIÓN

En el presente documento se recogen las exigencias de índole técnica, facultativa y legal que especifican las normas a seguir para la ejecución del proyecto. Una vez aceptado por las partes contratantes, será de obligatorio cumplimiento sin posibilidad de modificación.

Se presenta toda la documentación necesaria para la elaboración y fabricación del reductor de velocidad. El objetivo es fijar las condiciones de los materiales, ejecución, montaje, pruebas y condiciones a tener en cuenta para el ensayo, comprobación de que las fases de montaje son realizables, etc. que serán necesarias para la correcta ejecución de proyecto.

En caso de que se produzcan contradicciones entre alguno de los documentos que conforman este proyecto, será el documento nº1 (Memoria) el que tendrá prioridad sobre los demás documentos a la hora de la fabricación y elección de materiales. En cuanto al dimensionado y ensamblaje de los elementos, el documento nº4 (Planos) tendrá prioridad frente a los demás. El presente documento tiene prioridad sobre el resto de los documentos del proyecto en cuanto a la normativa y calidad de fabricación del reductor de velocidad. Por último, será el documento nº6 (Presupuesto) el que tenga prioridad en el ámbito del coste de fabricación y coste de los elementos normalizados que componen el reductor de velocidad.

2. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES

2.1. CONDICIONES FACULTATIVAS

2.1.1. Obligaciones y facultades de la Dirección Técnica

- Comprobar la correcta adaptación del motor eléctrico al eje de entrada del reductor de velocidad.
- Redactar las rectificaciones y complementos necesarios para el proyecto.
- Resolver las contingencias producidas e indicar las instrucciones correspondientes para el correcto montaje y fabricación del reductor asistiendo al lugar de fabricación.
- Coordinar la intervención de otros técnicos que concurren a la dirección con función propia en sus aspectos parciales de su especialidad.
- Asesoramiento al promotor y aprobación de las certificaciones parciales y liquidación final.
- Planificación del control de calidad y económico de la fabricación.
- Plan de seguridad e higiene.

- Redacción del estudio de la seguridad y riesgos en la fabricación.
- Disponer de pruebas y ensayos de materiales, instalaciones y demás unidades de fabricación, así como realizar las comprobaciones pertinentes para asegurar la calidad de la fabricación de acuerdo con el proyecto y la normativa aplicable.

2.1.2. Obligaciones y derechos del Contratista

Obligaciones:

- Conocer la normativa aplicable
- Conocer el proyecto en todas sus partes
- Organizar los trabajos y realizar planos de fabricación
- No iniciar una unidad de obra sin autorización de la Dirección
- Disponer de los medios auxiliares oportunos para realizar el proyecto
- Gestión del personal que interviene en la fabricación e intervenciones de subcontratistas

Derechos:

- Exigir un ejemplar completo del proyecto
- Suministro de materiales y maquinaria que están a cargo de la Propiedad, en el plazo y condiciones estipuladas
- Recibir solución frente a problemas técnicos imprevistos que puedan aparecer durante la ejecución del proyecto que no sean imputables a una mala ejecución del mismo

2.1.3. Libro de órdenes

Es preceptiva la existencia, a pie de obra, del Libro de Órdenes e Incidencias donde se recogerán todas y cada una de las órdenes y modificaciones que se dicten en cada momento.

2.1.4. Comienzo, ritmo, plazo y condiciones de la ejecución de los trabajos

Se especificarán todos los aspectos que afecten a la fabricación del reductor, cumpliendo con las fechas acordadas.

El proyecto dará comienzo cuando todas las partes acepten el proyecto aprobado por el cliente.

El periodo de tiempo desde la comunicación al Contratista de su selección provisional para la realización del proyecto, hasta el final de la fabricación y montaje del reductor de velocidad, deberá ser como máximo de 2 meses.

En caso de retraso en la ejecución del proyecto, existirá el derecho por parte del cliente de cancelar la selección provisional del Contratista, perdiendo este la fianza y remuneración por los gastos realizados hasta la fecha.

Las fases de fabricación son las siguientes:

- Mecanizado: se fabricarán los ejes, engranajes y la carcasa del reductor. Para ello se precisarán 10 días.
- Hornos: se efectuarán los tratamientos térmicos necesarios. Se llevará a cabo en 4 días.
- Montaje y verificación: se ensamblará todo el conjunto y se comprobará el funcionamiento correcto del reductor. Se realizarán en 3 días.

2.1.5. Trabajos defectuosos y modificaciones por causa de fuerza mayor

Se señala la responsabilidad del Contratista de reponer a su costa todas las operaciones que a juicio de la Dirección Facultativa no están correctamente ejecutadas, extendiéndose dicha responsabilidad a aquellos defectos no detectados pero existentes (vicios ocultos). Se regula también, en este apartado, la obligación del Contratista de realizar las modificaciones no imputables a defectos de ejecución especificándose a quien corresponde el gasto.

2.1.6. Recepción provisional

Una vez finalizadas las obras por la Contrata, se realiza una inspección completa de las mismas, señalando la Dirección Facultativa los defectos observados y marcándose los plazos de reparación.

Una vez subsanados, se realiza la recepción provisional, extendiendo un Acta y comenzando a contar el plazo de garantía o periodo de prueba. Si no se ha reparado se da un nuevo plazo improrrogable, o se da por resuelto el contrato.

2.1.7. Periodo de Prueba o Garantía

El periodo de garantía es el plazo de tiempo que se reserva la Propiedad para comprobar que no existen deficiencias en el funcionamiento o cualquier otro defecto que limite su vida útil.

Este plazo será de un año, dentro del cual el contratista se hará cargo de reparar aquellos defectos observados.

Para el cumplimiento de la garantía, se deben haber cumplido todas las instrucciones y especificaciones proporcionadas por el fabricante y el reductor de velocidad no puede haber sufrido ninguna modificación. En caso contrario, la garantía quedará anulada y el contratista estará fuera de toda responsabilidad.

2.1.8. Recepción Definitiva

Dentro del plazo de quince días anteriores al periodo de prueba o garantía, se realiza una nueva inspección del proyecto y se redacta un informe sobre el estado de este. Si este es favorable, se procede a la devolución de la garantía. Si el informe no es favorable, se da un plazo para la reparación de los defectos observados.

Una vez se han reparado los posibles defectos aparecidos en ese periodo, se procede a la firma de la recepción definitiva descontándose de la fianza los gastos de reparación habidos.

2.2. CONDICIONES ECONÓMICAS

2.2.1. Fianzas

El porcentaje sobre el valor de los trabajos que depositará la contrata como garantía a la firma de contrato se realizará con el pago anticipado del 6% del coste total del reductor.

Con cargo a esta fianza se aplican:

- Penalizaciones por demoras
- Reparaciones que tenga que abonar la Propiedad y sean con cargo a la Contrata
- Abandono por el contratista

El plazo de devolución de la fianza al Contratista no sobrepasará los 30 días una vez firmada el acta de recepción del producto final.

2.2.2. Precios

2.2.2.1. Precio de la contrata

Importe total de la fabricación del reductor de velocidad sumado al porcentaje correspondiente al beneficio del contratista. Este valor se ha establecido en un 20%.

2.2.2.2. Precios contradictorios

Se producirán precios contradictorios solo cuando la Propiedad por medio del Ingeniero Técnico Director decida introducir unidades o cambios de calidad en alguna de las previstas, o cuando sea necesario afrontar alguna circunstancia imprevista.

El Contratista estará obligado a efectuar los cambios. En el caso de aparición de precios contradictorios, estos no deben superar en más de un 1,5% la cantidad presupuestada, siempre bajo la aprobación de la Dirección Técnica, que deben de garantizar la ejecución de dichos precios contradictorios.

2.2.2.3. Revisión de Precios

Los precios no serán revisables en el caso de que un aumento no sea mayor que el 5% del total de presupuesto expuesto en el contrato. En el caso contrario, se llevará a cabo una revisión mediante los métodos especificados en el pliego de condiciones.

No se encontrarán dentro de este marco aquellos precios, cuya unidad haya quedado fuera de plazo.

2.2.3. Valoración, Medición y Abono de los Trabajos

El Propietario efectuará el pago en los plazos establecidos previamente, siendo el importe el especificado en las certificaciones de trabajo efectuadas por el Ingeniero Técnico Director, en virtud de las cuales se verifican aquellos.

Si hubiesen existido plazos de garantía, la forma de proceder será la siguiente:

- Si los trabajos han sido realizados para la reparación necesaria de desperfectos propios del trabajo, se abonarán los precios necesarios previa valoración.
- Será el fabricante quién deba correr con los gastos en caso de aparición de desperfectos provocados por malas prácticas durante el proceso de fabricación o baja calidad de los materiales.
- En la situación en que trabajos que figuren en el proyecto, y sin ninguna causa justificada hayan sido realizados por el contratista, será exigida su realización dentro del plazo establecido. En caso contrario, se realizarán igualmente, pero abonando una cantidad inferior penalizada con una cantidad del 2% por cada 7 días hábiles de retraso.

2.2.4. Penalizaciones

Existirán penalizaciones por dos motivos:

- Retraso no justificado en el plazo de terminación de las obras. Por cada día natural de retraso, a partir del día de finalización acordado, el importe será de un tanto por mil del importe total de los trabajos contratados.
- Retraso en los pagos. El contratista podrá reclamar el 5% anual como interés de demora durante el tiempo de retraso, en caso de no realizarse el pago de las actividades realizadas durante el mes siguiente a la ejecución.

2.2.5. Seguros

Se obliga a la Contrata a suscribir los seguros necesarios para garantizar los posibles daños en las obras, maquinaria e instalaciones que se produjera por causa de las mismas obras. Se exige también a la Contrata que establezca los recintos y el sistema de vigilancia, precisos para evitar robos o daños producidos por terceras personas. Se exige a la Contrata el estar en posesión de un Seguro de Responsabilidad Civil.

2.3. CONDICIONES LEGALES

Tanto contratista como el propietario designarán un representante legal y tres ingenieros técnicos, de los cuales uno será el Director de fabricación.

2.3.1. El Contratista

Es el responsable de la ejecución de los trabajos en las condiciones establecidas en el contrato y documentos que componen el proyecto.

El Contratista está obligado a tomar todas las medidas de seguridad que las disposiciones presentes regulen para evitar accidentes a los operarios o a terceros. En caso de accidente con motivo y en el ejercicio de los trabajos para la ejecución del proyecto, el Contratista se atenderá a lo dispuesto en la legislación vigente, siendo único

responsable de su incumplimiento y sin que por ningún concepto pueda quedar afectada la Propiedad.

El Contratista es responsable de todo accidente que se produzca durante la fabricación. El abono de las indemnizaciones estará a su cargo a quien corresponda y cuando a ello hubiere lugar.

El Contratista tiene derecho a realizar copiar de los planos, presupuestos, pliego de condiciones o cualquier otro documento del proyecto.

En cuanto a la rescisión de contrato, se consideran causas suficientes:

- La muerte o incapacidad del Contratista. El fallecimiento del contratista conllevará la rotura del contrato siempre y cuando no se trate de una contrata con más socios implicados, en cuyo caso serán estos los que asumirán el cumplimiento del acuerdo, sin ninguna posibilidad de rescisión del mismo.
- La quiebra del Contratista. En este caso, el contratista debe acreditar con la documentación pertinente la incapacidad para poder avanzar en la realización del proyecto debido a la quiebra de la empresa.

2.3.2. *El contrato*

El contrato será de tipo por unidades de obra. El precio será el establecido en el presupuesto.

Las condiciones para que se produzca una modificación en el contrato son las siguientes:

- Incumplimiento del contrato con malas realizaciones de las tareas que puedan llevar a un mal resultado final
- Modificación del proyecto de manera que presente cambios fundamentales al mismo juicio del Ingeniero Técnico Director, y siempre que la variación del presupuesto de ejecución sea un 40%, como mínimo, de alguna de las unidades del proyecto modificadas
- Modificación de unidades de obra, cuando estas modificaciones presenten variaciones del 40%, como mínimo, de alguna de las unidades del proyecto modificadas
- Abandono de la fabricación sin causa justificada
- Incumplimiento de las condiciones del contrato
- No dar comienzo a los trabajos dentro del plazo señalado
- Por mutuo acuerdo entre la Administración y el Contratista
- Por causas administrativa

3. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS

Los materiales empleados en la fabricación del reductor deben ser aquellos especificados en el pliego de condiciones, donde se encuentran los detalles de cada uno de ellos: las características resistentes, los procesos de mecanizado y los tratamientos térmicos.

En cuanto a la recepción de materiales, se deberá comprobar que cumplan las especificaciones técnicas y mecánicas marcadas en el pliego de condiciones. El tamaño de los materiales debe ser el adecuado para la fabricación, es decir, el material bruto será de mayores dimensiones para realizar las operaciones, pero sin que exista sobredimensionamientos que generen mayores costes de material y mecanizado.

3.1. MATERIALES

En los siguientes apartados se describen los materiales empleados para cada componente del reductor de velocidad.

3.1.1. Engranajes

En la fabricación de todos los engranajes, ya sean piñones o ruedas, se ha empleado un acero aleado, templado y revenido 42CrMo4. Las características de este material se encuentran en la tabla ISO 6336-5, anexo "TABLA Nº1", y según la norma UNE-EN 10083-3:2008 son las siguientes:

- Resistencia a rotura (S_u): 1100– 1300 N/mm²
- Resistencia a fluencia (S_y): 950 N/mm²
- Dureza superficial: HB 321 – HV 337

Se realizará un control de calidad al material comprobando los certificados entregados por el fabricante. Será indispensable que figuren las características de límite elástico, resistencia a tracción, dureza superficial y composición química.

3.1.2. Ejes

Para la fabricación de los ejes de entrada, intermedio y de salida, se ha empleado un acero aleado 34NiCrMo16 según la norma UNE-EN 10027-1:2006 y 4340 según la denominación AISI. Es un acero normalizado a 870°C cuyas características son:

- Resistencia a rotura (S_u): 1280 N/mm²
- Resistencia a fluencia (S_y): 860 N/mm²
- Dureza superficial: HB 388
- Elongación: 12%
- Módulo de Young: $E = 2,1.105 \text{ Mpa}$
- Módulo de elasticidad transversal: $G = 8,1 \cdot 10^4 \text{ Mpa}$

La composición química de este material es la siguiente:

- C: 0.34%
- Mn: 0.65%
- Cr: 1.5%
- Mo: 0.22%
- Ni: 1.5%

Se realizará un control de calidad al material comprobando los certificados entregados por el fabricante. Será indispensable que figuren las características de límite elástico, resistencia a tracción, dureza superficial y composición química.

3.1.3. Cáster y tapa del reductor

Ambas piezas de la carcasa estarán fabricadas de una fundición gris EN-GJL-250 según la norma UNE-EN 1561:2011. Las características de este material son:

- Resistencia a tracción (Sut): 250 N/mm²
- Resistencia a compresión (Suc): 900 N/mm²
- Dureza superficial: HB 180

Se realizará un control de calidad al material comprobando los certificados entregados por el fabricante. Será indispensable que figuren las características de límite elástico, resistencia a tracción, dureza superficial y composición química.

3.2. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN

3.2.1. Piñón primera etapa

Para el proceso de mecanizado del piñón de la primera etapa se partirá de una pieza cilíndrica de 70 mm de diámetro y 40 mm de longitud, es decir, se toma una pieza con medidas ligeramente superiores a las del engranaje con el fin de evitar imperfecciones superficiales y tener amarre del material, pero no excesivamente superiores para no desperdiciar material. Se procederá del mismo modo para todas las piezas que se van a mecanizar.

Los procesos a seguir se indican a continuación:

1. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficiente longitud.
2. Sujeción en el torno mediante garras.
3. Cilindrado para el desbaste exterior del cilindro, para eliminar el material sobrante.
4. Cilindrado para el desbaste de la superficie interior del cilindro, ya que la longitud de la chaveta es mayor que el ancho del engranaje.
5. Tallado de los dientes mediante fresado.

6. Taladrado del agujero interior que asegura la posición en el eje.
7. Mecanizado mediante corte por hilo de la zona del chavetero para asegurar la posición.
8. Limpieza de los restos metálicos sobrantes.
9. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.

Cada una de las operaciones de mecanizado de superficies se realizarán dos veces: una de desbaste dejando aproximadamente 1 mm, y otra de acabado.

3.2.2. Rueda primera etapa

Para el proceso de mecanizado de la rueda de la primera etapa se partirá de una pieza cilíndrica de 300 mm de diámetro y 60 mm de longitud.

Los procesos a seguir se indican a continuación:

1. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficiente longitud.
2. Sujeción en el torno mediante garras.
3. Cilindrado para el desbaste exterior del cilindro, para eliminar el material sobrante.
4. Cilindrado para el desbaste de la superficie interior del cilindro, ya que la longitud de la chaveta es mayor que el ancho del engranaje.
5. Cilindrado para realizar los círculos que aligeran el engranaje.
6. Tallado de los dientes mediante fresado.
7. Taladrado del agujero interior que asegura la posición en el eje.
8. Mecanizado mediante corte por hilo de la zona del chavetero para asegurar la posición.
9. Limpieza de los restos metálicos sobrantes.
10. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.

Cada una de las operaciones de mecanizado de superficies se realizarán dos veces: una de desbaste dejando aproximadamente 1 mm, y otra de acabado.

3.2.3. Piñón segunda etapa

Para el proceso de mecanizado del piñón de la segunda etapa se partirá de una pieza cilíndrica de 100 mm de diámetro y 70 mm de longitud.

Los procesos a seguir se indican a continuación:

1. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficiente longitud.
2. Sujeción en el torno mediante garras.
3. Cilindrado para el desbaste exterior del cilindro, para eliminar el material sobrante.
4. Tallado de los dientes mediante fresado.

5. Taladrado del agujero interior que asegura la posición en el eje.
6. Mecanizado mediante corte por hilo de la zona del chavetero para asegurar la posición.
7. Limpieza de los restos metálicos sobrantes.
8. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.

Cada una de las operaciones de mecanizado de superficies se realizarán dos veces: una de desbaste dejando aproximadamente 1 mm, y otra de acabado.

3.2.4. Rueda segunda etapa

Para el proceso de mecanizado de la rueda de la segunda etapa se partirá de una pieza cilíndrica de 450 mm de diámetro y 100 mm de longitud.

Los procesos a seguir se indican a continuación:

1. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficiente longitud.
2. Sujeción en el torno mediante garras.
3. Cilindrado para el desbaste exterior del cilindro, para eliminar el material sobrante.
4. Cilindrado para el desbaste de la superficie interior del cilindro, ya que la longitud de la chaveta es mayor que el ancho del engranaje.
5. Cilindrado para realizar los círculos que aligeran el engranaje.
6. Tallado de los dientes mediante fresado.
7. Taladrado del agujero interior que asegura la posición en el eje.
8. Mecanizado mediante corte por hilo de la zona del chavetero para asegurar la posición.
9. Limpieza de los restos metálicos sobrantes.
10. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.

Cada una de las operaciones de mecanizado de superficies se realizarán dos veces: una de desbaste dejando aproximadamente 1 mm, y otra de acabado.

3.2.5. Eje de entrada

Para el proceso de mecanizado del eje de entrada se partirá de una pieza cilíndrica de 40 mm de diámetro y 220 mm de longitud.

Los procesos a seguir son los siguientes:

1. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficientemente longitud.
2. Sujeción en el torno mediante puntos.
3. Desbaste mediante cilindrado del exterior del cilindro para eliminar el material sobrante.

4. Desbastes en las zonas de cambio de sección para los diferentes diámetros de la pieza.
5. Cilindrado de acabado en las caras de los diferentes diámetros.
6. Cilindrado de los radios para los cambios de sección donde se alojan los rodamientos.
7. Avellanado de los extremos
8. Ranurado para las arandelas elásticas.
9. Desbaste y acabado de la zona del chavetero
10. Limpieza de las caras de amarre para eliminar marcas y material sobrante del amarre.
11. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.

Cada una de las operaciones de mecanizado de superficies se realizarán dos veces: una de desbaste dejando aproximadamente 1 mm, y otra de acabado.

3.2.6. Eje intermedio

Para el proceso de mecanizado del eje intermedio se partirá de una pieza cilíndrica de 55 mm de diámetro y 230 mm de longitud.

Los procesos a seguir son los siguientes:

1. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficientemente longitud.
2. Sujeción en el torno mediante puntos.
3. Desbaste mediante cilindrado del exterior del cilindro para eliminar el material sobrante.
4. Desbastes en las zonas de cambio de sección para los diferentes diámetros de la pieza.
5. Cilindrado de acabado en las caras de los diferentes diámetros.
6. Cilindrado de los radios para los cambios de sección donde se alojan los rodamientos.
7. Avellanado de los extremos
8. Ranurado para las arandelas elásticas.
9. Desbaste y acabado de la zona del chavetero
10. Limpieza de las caras de amarre para eliminar marcas y material sobrante del amarre.
11. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.

Cada una de las operaciones de mecanizado de superficies se realizarán dos veces: una de desbaste dejando aproximadamente 1 mm, y otra de acabado.

3.2.7. Eje de salida

Para el proceso de mecanizado del eje de salida se partirá de una pieza cilíndrica de 100 mm de diámetro y 400 mm de longitud.

Los procesos a seguir son los siguientes:

1. Corte y refrentado de los extremos laterales del bruto para de este modo poder amarrarlo en el torno con suficientemente longitud.
2. Sujeción en el torno mediante puntos.
3. Desbaste mediante cilindrado del exterior del cilindro para eliminar el material sobrante.
4. Desbastes en las zonas de cambio de sección para los diferentes diámetros de la pieza.
5. Cilindrado de acabo en las caras de los diferentes diámetros.
6. Cilindrado de los radios para los cambios de sección donde se alojan los rodamientos.
7. Avellanado de los extremos
8. Ranurado para las arandelas elásticas.
9. Desbaste y acabado de la zona del chavetero
10. Limpieza de las caras de amarre para eliminar marcas y material sobrante del amarre.
11. Verificación de la pieza mediante calibre y/u otro aparato de medida.

Cada una de las operaciones de mecanizado de superficies se realizarán dos veces: una de desbaste dejando aproximadamente 1 mm, y otra de acabado.

3.2.8. Carcasa

Para la fabricación tanto de la base de la carcasa (cárter), como para la tapa superior de la carcasa, se va a emplear el proceso de conformación de colada en molde de arena, empleando un molde para cada una de las piezas.

Una vez obtenidas las piezas enfriadas y limpias, se realiza el planeado de las superficies de las dos piezas que entran en contacto entre ellas. Por otro lado, se mecanizarán también los asientos de los rodamientos. Estas operaciones se llevarán a cabo con una calidad K6.

A continuación, se procede a realizar los taladrados y roscados correspondientes para unir ambas piezas, y los necesarios para el tapón de llenado, tapón de vaciado, visor de aceite y argolla para el transporte y manipulación.

3.2.9. Tapas laterales

Para la fabricación de las tapas del eje de entrada se partirá de un cilindro de material en bruto de 95 mm de diámetro y 35 mm de longitud.

Para la fabricación de las tapas del intermedio se partirá de un cilindro de material en bruto de 130 mm de diámetro y 40 mm de longitud.

Para la fabricación de las tapas del intermedio se partirá de un cilindro de material en bruto de 230 mm de diámetro y 30 mm de longitud.

El proceso de mecanizado a seguir es el siguiente:

1. Refrentado de las caras
2. Mecanizado mediante fresa de las zonas exteriores en contacto con la carcasa.
3. Mecanizado mediante fresa de las superficies que entran en contacto con los rodamientos.
4. Mecanizado de los orificios donde posteriormente se coloquen los retenes, para el caso de las tapas que atravesarán el eje de entrada y el eje de salida.
5. Taladrado en el centro, para el caso de las tapas que atravesarán el eje de entrada y el eje de salida.

Cada una de las operaciones de mecanizado de superficies se realizarán dos veces: una de desbaste dejando aproximadamente 1 mm, y otra de acabado.

La parte de la tapa en la que irán alojados los rodamientos tendrá una tolerancia de ajuste K5.

3.3. CONTROL DE CALIDAD

3.3.1. *Control de calidad de los engranajes*

Las partes que deberán ser verificadas para asegurar que las piezas son las correctas para el perfecto funcionamiento del mecanismo son:

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

Las mediciones se realizarán del siguiente modo:

- La verificación del paso se utilizará un medidor de paso estándar.
- El número de dientes se realizará mediante inspección visual
- La dirección de los flancos se obtendrá mediante aparatos de verificación envolventes.
- Las dimensiones de los chaveteros se realizarán mediante calibre teniendo en cuenta las tolerancias.

3.3.2. *Control de calidad de los ejes*

Las partes que deberán ser verificadas para asegurar que las piezas son las correctas para el perfecto funcionamiento del mecanismo son:

- Diámetros de los ejes, realizando la medida mediante calibre asegurando la correcta tolerancia de los mismos para el ajuste.
- Correcta medición de los radios en los cambios de sección para apoyo de los rodamientos, siendo estos verificados mediante plantillas de radios.

3.4. ORDEN DE MONTAJE

1. Colocación de la carcasa sobre la superficie.
2. Montaje del subensamblaje de entrada:
 - Casquillo 1
 - Unión del conjunto del piñón de la primera etapa con el eje de entrada mediante la chaveta
 - Casquillo 2
 - Rodamiento SKF 322/28 B
 - Sello radial ISO 6194-1
 - Rodamiento SKF 31305
3. Asegurar la posición del ensamblaje de entrada en los calados de la carcasa.
4. Montaje del subensamblaje intermedio:
 - Casquillo 3
 - Unión del conjunto de la rueda de la primera etapa con el eje intermedio mediante la chaveta
 - Casquillo 5
 - Unión del conjunto del piñón de la segunda etapa con el eje intermedio mediante la chaveta
 - Casquillo 4
 - Arandela elástica DSH 42
 - Arandela elástica DSH 40
 - Rodamiento SKF 32308 (rodamiento 3)
 - Rodamiento SKF 32308 (rodamiento 4)
5. Asegurar la posición del ensamblaje intermedio en los calados de la carcasa.
6. Montaje del subensamblaje de salida:
 - Casquillo 7
 - Unión del conjunto de la rueda de la primera segunda etapa con el eje de salida mediante la chaveta
 - Casquillo 6
 - Rodamiento SKF 31315
 - Sello radial ISO 6194-1
 - Rodamiento SKF 32313 B
7. Asegurar la posición del ensamblaje de salida en los calados de la carcasa.
8. Unión de los retenes correspondientes al eje de entrada y de salida y posicionamiento de las tapas laterales de la carcasa para su posterior atornillado.
9. Unión de la rueda de la segunda etapa con el eje mediante la chaveta.
10. Posicionamiento de la tapa superior de la carcasa
11. Unión de las dos partes de la carcasa mediante sus correspondientes tornillos para asegurar la estanqueidad del reductor.
12. Atornillado de las tapas laterales a la carcasa.
13. Colocación del visor de aceite, tapón de vaciado y argolla.
14. Lubricado de aceite por el tapón de llenado.
15. Colocación del tapón de llenado.
16. Verificación del montaje completo. Comprobar holguras y buen funcionamiento.



DOCUMENTO Nº 3: PRESUPUESTO

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

1. INTRODUCCIÓN	96
2. CUBICACIONES	96
3. CUADRO DE PRECIOS	97
3.1. MATERIALES Y ELEMENTOS NORMALIZADOS	97
3.2. MANO DE OBRA	98
3.3. MAQUINARIA	98
4. ESTADO DE MEDICIONES	98
5. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS	100
5.1. EJE DE ENTRADA	100
5.2. EJE INTERMEDIO	100
5.3. EJE DE SALIDA	101
5.4. PIÑÓN PRIMERA ETAPA	101
5.5. RUEDA PRIMERA ETAPA.....	102
5.6. PIÑÓN SEGUNDA ETAPA	102
5.7. RUEDA SEGUNDA ETAPA	102
5.8. CARCASA	103
5.9. TAPAS EJE DE ENTRADA	103
5.10. TAPAS EJE INTERMEDIO	104
5.11. TAPAS EJE DE SALIDA	104
6. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL	104
7. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA	105
8. PRESUPUESTO BASE DE LICITACIÓN	105

1. INTRODUCCIÓN

En el presente documento se va a proporcionar el coste de fabricación y producción de los distintos componentes del reductor de velocidad.

En primer lugar, se van a determinar la masa de los componentes del reductor que se van a fabricar mediante mecanizado o colada. A continuación, se realizará el cuadro de precios unitarios y el estado de mediciones para calcular el presupuesto de ejecución material, el presupuesto de ejecución por contrata y el presupuesto total

2. CUBICACIONES

Una vez conocidas las dimensiones del material en bruto de cada elemento, se ha determinado la masa de cada uno de ellos en base al material del cual están fabricados. Los engranajes, ejes y tapas laterales se fabrican a partir de cilindros brutos de material, por lo que su volumen se calculará como:

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

Y su masa como:

$$M = \rho \cdot V$$

Respecto a la carcasa, se ha obtenido la masa directamente a partir del software Autodesk Inventor, ya que las dos piezas que la conforman se van a fabricar por colada en molde de arena.

- Piñón 1ª etapa: m = 1,21 kg
- Rueda 1ª etapa: m = 33,29 kg
- Piñón 2ª etapa: m = 4,32 kg
- Rueda 2ª etapa: m = 124,85 kg
- Eje de entrada: m = 2,17 kg
- Eje intermedio: m = 4,29 kg
- Eje de salida: m = 24,66 kg
- Tapa superior carcasa: m = 58,76 kg
- Cáster: m = 103,9 kg
- Tapas eje de entrada: m = 1,82 kg
- Tapas eje intermedio: m = 2,45 kg
- Tapas eje de salida: m = 9,16 kg

3. CUADRO DE PRECIOS

3.1. MATERIALES Y ELEMENTOS NORMALIZADOS

Acero 42CrMo4.....	1,95€/kg
Acero F-128.....	1,3€/kg
Fundición gris FG25	1,09€/kg
Chaveta del eje de entrada 35 x 8 x 7	1,5€/ud
Chaveta del eje intermedio 54 x 12 x 8	1,76€/ud
Chaveta del eje de salida 94 x 20 x 12.....	3,12€/ud
Rodamiento SKF 322/28 B.....	11,54€/ud
Rodamiento SKF 31305.....	37€/ud
Rodamiento SKF 32308.....	72,87€/ud
Rodamiento SKF 31315.....	49,61€/ud
Rodamiento SKF 32313 B.....	62,31€/ud
Retén entrada ISO 6194-1 - 28x40x7.....	3,56€/ud
Retén salida ISO 6194-1 - 75x100x10.....	13,48€/ud
Anillo Elástico DSH-40	0,32€/ud
Anillo Elástico DSH-42	0,35€/ud
Tornillo ISO 4762 - M6 x 1.....	0,12€/ud
Tornillo ISO 4017 - M10 x 1.5	0,19€/ud
Tuerca ISO 4032 - M10 x 1.5.....	0,18€/ud
Tapón de llenado de aceite 487022000	2,2€/ud
Tapón de vaciado TM-1415.....	1,7€/ud
Visor de aceite 482427000.....	1,95€/ud
Argolla M20 x 1.5.....	2,6€/ud
Lubricante VG 680	3,22€/l
Molde carcasa.....	2300€/ud
Casquillos	0,8€/ud
Pintura.....	5,3€/l



3.2. MANO DE OBRA

Oficial 1ª	9 €/h
Oficial 2ª	8,5 €/h
Peón de taller	8 €/h

3.3. MAQUINARIA

Torno	20€/h
Fresadora	25€/h
Taladro y roscado.....	15€/h
Rectificadora	32€/h

4. ESTADO DE MEDICIONES

Ejes

Eje de entrada	1 ud
Eje intermedio	1 ud
Eje de salida	1 ud

Engranajes

Piñón 1ª etapa	1 ud
Rueda 1ª etapa	1 ud
Piñón 2ª etapa	1 ud
Rueda 2ª etapa	1 ud

Rodamientos

Rodamiento SKF 322/28 B.....	1 ud
Rodamiento SKF 31305.....	1 ud
Rodamiento SKF 32308.....	2 ud
Rodamiento SKF 31315.....	1 ud
Rodamiento SKF 32313 B.....	1 ud

Tapas

Tapa eje de entrada.....	1 ud
Tapa eje intermedio.....	1 ud
Tapa eje de salida.....	2 ud



Retenes

Retén entrada ISO 6194-1 - 28x40x7.....	1 ud
Retén salida ISO 6194-1 - 75x100x10.....	1 ud

Chavetas

Chaveta del eje de entrada 35 x 8 x 7	2 ud
Chaveta del eje intermedio 54 x 12 x 8	2 ud
Chaveta del eje de salida 94 x 20 x 12.....	2 ud

Arandelas elásticas

Anillo Elástico DSH-40	1 ud
Anillo Elástico DSH-42	1 ud

Casquillos

Casquillos	7 ud
------------------	------

Carcasa

Tornillo ISO 4762 - M6 x 1.....	28 ud
Tornillo ISO 4017 - M10 x 1.5	23 ud
Tuerca ISO 4032 - M10 x 1.5.....	23 ud
Tapón de llenado de aceite 487022000	1 ud
Tapón de vaciado TM-1415.....	1 ud
Visor de aceite 482427000.....	1 ud
Argolla M20 x 1.5.....	1 ud
Lubricante VG 680	19 l
Molde carcasa.....	1 ud
Pintura.....	5 l

5. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS

5.1. EJE DE ENTRADA

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
MATERIAL				
Acero F-128	Kg	2,17	1,3	2,82
Rodamiento SKF 322/28 B	ud	1	11,54	11,54
Rodamiento SKF 31305	ud	1	37	37
Retén entrada ISO 6194-1	ud	1	3,56	3,56
Chaveta del eje de entrada	ud	2	1,5	3
Casquillo	ud	2	0,8	1,6
MANO DE OBRA				
Oficial 1ª	h	3	9	27
OPERACIONES				
Torno	h	1,7	20	34
Fresadora	h	0,3	25	7,5
Rectificado	h	1	32	32
			TOTAL	160,02

5.2. EJE INTERMEDIO

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
MATERIAL				
Acero F-128	Kg	4,29	1,3	5,58
Rodamiento SKF 32308	ud	2	72,87	145,74
Anillo Elástico DSH-40	ud	1	0,32	0,32
Anillo Elástico DSH-42	ud	1	0,35	0,35
Chaveta del eje intermedio	ud	2	1,76	3,52
Casquillo	ud	3	0,8	2,4
MANO DE OBRA				
Oficial 1ª	h	3,9	9	35,1
OPERACIONES				
Torno	h	2,3	20	46
Fresadora	h	0,4	25	10
Rectificado	h	1,2	32	38,4
			TOTAL	287,41

5.3. EJE DE SALIDA

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
MATERIAL				
Acero F-128	Kg	24,66	1,3	32,06
Rodamiento SKF 31315	ud	2	49,61	99,22
Rodamiento SKF 32313 B	ud	1	62,31	62,31
Retén salida ISO 6194-1	ud	1	13,48	13,48
Chaveta del eje de salida	ud	2	3,12	6,24
Casquillo	ud	2	0,8	1,6
MANO DE OBRA				
Oficial 1ª	h	4,5	9	40,5
OPERACIONES				
Torno	h	2,6	20	52
Fresadora	h	0,5	25	12,5
Rectificado	h	1,4	32	44,8
			TOTAL	352,21

5.4. PIÑÓN PRIMERA ETAPA

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
MATERIAL				
Acero 42CrMo4	Kg	1,21	1,95	2,36
MANO DE OBRA				
Oficial 1ª	h	2	9	18
OPERACIONES				
Torno	h	0,8	20	16
Fresadora	h	1	25	25
Rectificado	h	0,2	32	6,4
			TOTAL	67,76

5.5. RUEDA PRIMERA ETAPA

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
MATERIAL				
Acero 42CrMo4	Kg	33,29	1,95	64,92
MANO DE OBRA				
Oficial 1ª	h	3	9	27
OPERACIONES				
Torno	h	1,3	20	26
Fresadora	h	1,25	25	31,25
Rectificado	h	0,45	32	14,4
			TOTAL	163,57

5.6. PIÑÓN SEGUNDA ETAPA

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
MATERIAL				
Acero 42CrMo4	Kg	4,32	1,95	8,424
MANO DE OBRA				
Oficial 1ª	h	2,5	9	22,5
OPERACIONES				
Torno	h	1	20	20
Fresadora	h	1,25	25	31,25
Rectificado	h	0,25	32	8
			TOTAL	90,17

5.7. RUEDA SEGUNDA ETAPA

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
MATERIAL				
Acero 42CrMo4	Kg	124,85	1,95	243,46
MANO DE OBRA				
Oficial 1ª	h	4	9	36
OPERACIONES				
Torno	h	1,6	20	32
Fresadora	h	1,75	25	43,75
Rectificado	h	0,65	32	20,8
			TOTAL	376,01

5.8. CARCASA

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
MATERIAL				
Fundición gris FG-25	Kg	162,66	1,09	177,30
Tornillo ISO 4762 - M6 x 1	ud	28	0,12	3,36
Tornillo ISO 4017 - M10 x 1.5	ud	23	0,19	4,37
Tuerca ISO 4032 - M10 x 1.5	ud	23	0,18	4,14
Tapón de llenado	ud	1	2,2	2,2
Tapón de vaciado	ud	1	1,7	1,7
Visor de aceite	ud	1	1,95	1,95
Argolla M20 x 1.5	ud	1	2,6	2,6
Lubricante VG 680	L	19	3,22	61,18
Fabricación molde	ud	2	1100	2200
Pintura	L	5	5,3	26,5
MANO DE OBRA				
Oficial 1ª	h	3	9	27
Oficial 2ª	h	1,5	8,5	12,75
OPERACIONES				
Moldeo y desbarbado	h	1,5	15	22,5
Fresadora	h	1,3	20	26
Taladrado y roscado	h	1	25	25
Rectificado	h	1,2	32	38,4
			TOTAL	2636,95

5.9. TAPAS EJE DE ENTRADA

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
MATERIAL				
Fundición gris FG-25	Kg	1,82	1,09	1,98
MANO DE OBRA				
Oficial 2ª	h	2	8,5	17
OPERACIONES				
Fresadora	h	1,6	25	40
Rectificado	h	0,4	32	12,8
			SUBTOTAL TAPA	71,78
			TOTAL	143,57

5.10. TAPAS EJE INTERMEDIO

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
MATERIAL				
Fundición gris FG-25	Kg	4,29	1,09	4,68
MANO DE OBRA				
Oficial 2ª	h	2,5	8,5	21,25
OPERACIONES				
Fresadora	h	1,9	25	47,5
Rectificado	h	0,6	32	19,2
			SUBTOTAL TAPA	92,63
			TOTAL	185,25

5.11. TAPAS EJE DE SALIDA

Descripción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
MATERIAL				
Fundición gris FG-25	Kg	9,16	1,09	9,98
MANO DE OBRA				
Oficial 2ª	h	3	8,5	25,5
OPERACIONES				
Fresadora	h	2,3	25	57,5
Rectificado	h	0,7	32	22,4
			SUBTOTAL TAPA	115,38
			TOTAL	230,77

6. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

Elemento	Precio (€)
Eje de entrada	160,02
Eje intermedio	287,41
Eje de salida	352,21
Piñón 1ª etapa	67,76
Rueda 1ª etapa	163,57
Piñón 2ª etapa	90,17
Rueda 2ª etapa	376,01
Carcasa	2636,95
Tapas eje de entrada	143,57
Tapas eje intermedio	185,25
Tapas eje de salida	230,77
Montaje (2 h peón)	16
TOTAL	4709,68

El precio total de ejecución material es de cuatro mil setecientos nueve euros y sesenta y ocho céntimos.

7. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA

Descripción	Precio (€)
Presupuesto ejecución material	4709,68
Gastos Generales (13%)	612,26
Beneficio Industrial (20%)	941,94
TOTAL	6263,88

El precio total de ejecución por contrata es de seis mil doscientos sesenta y tres euros con ochenta y ocho céntimos.

8. PRESUPUESTO BASE DE LICITACIÓN

Descripción	Precio (€)
Presupuesto de ejecución por contrata	6263,88
IVA (21%)	1315,41
TOTAL	7579,29

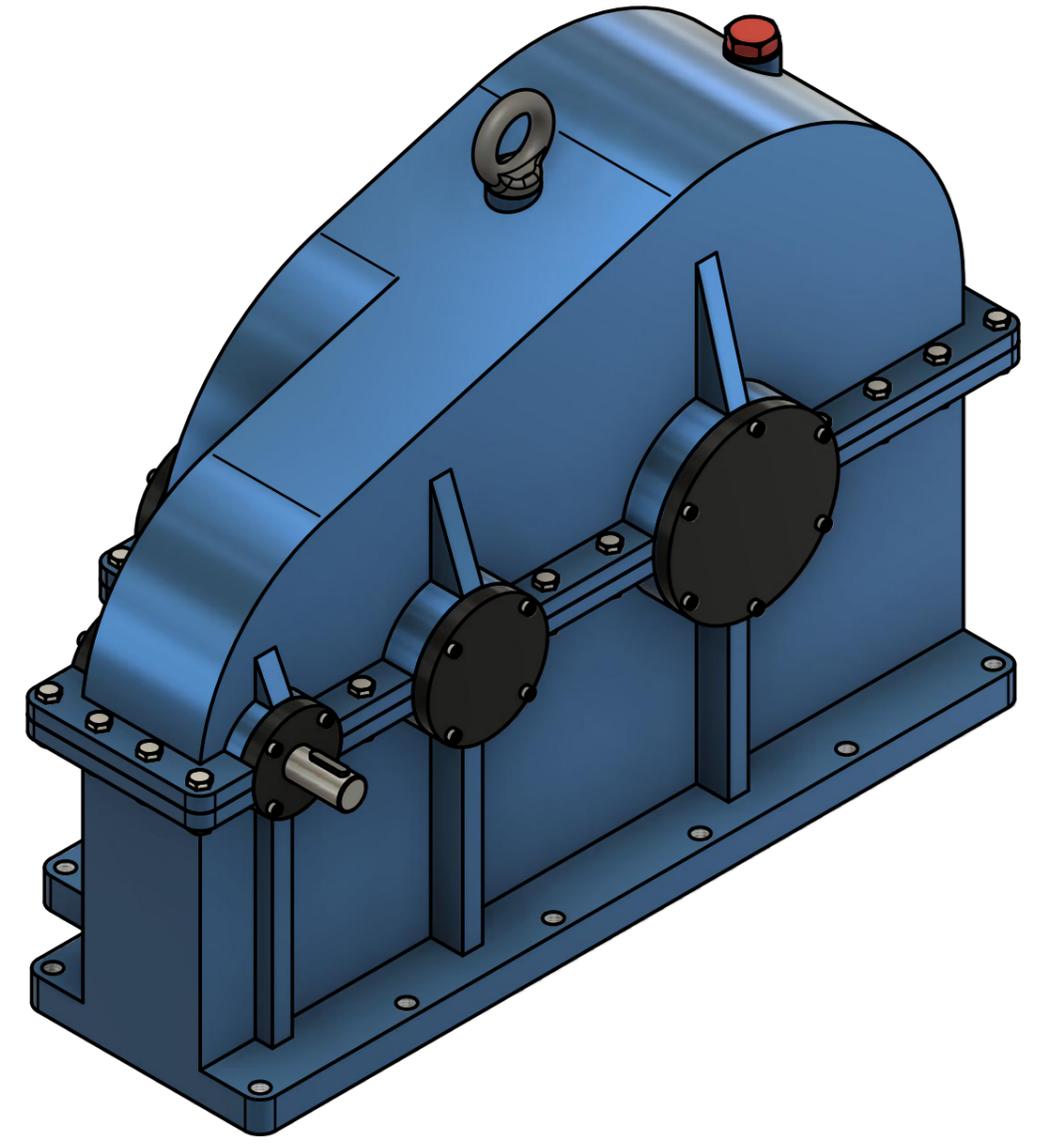
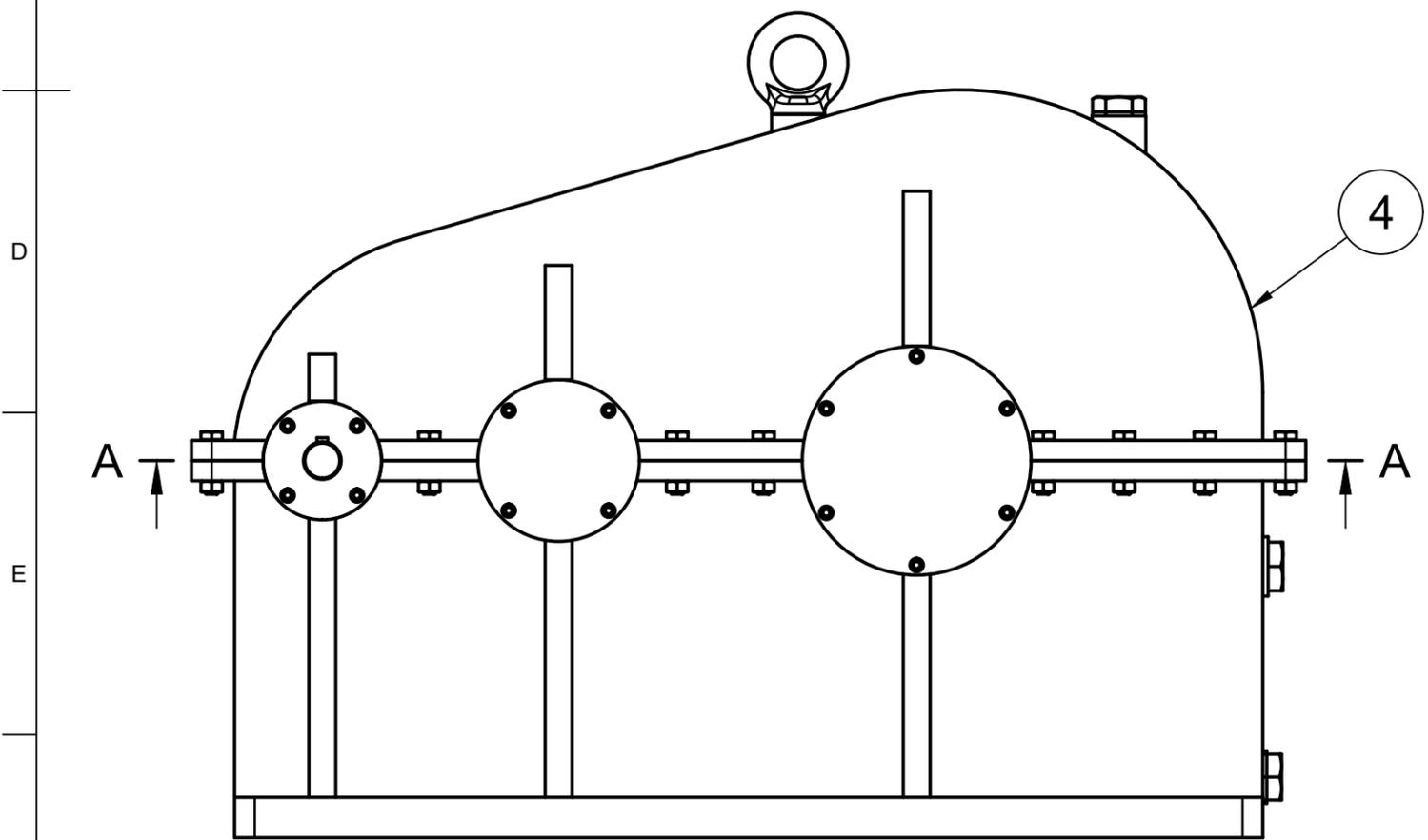
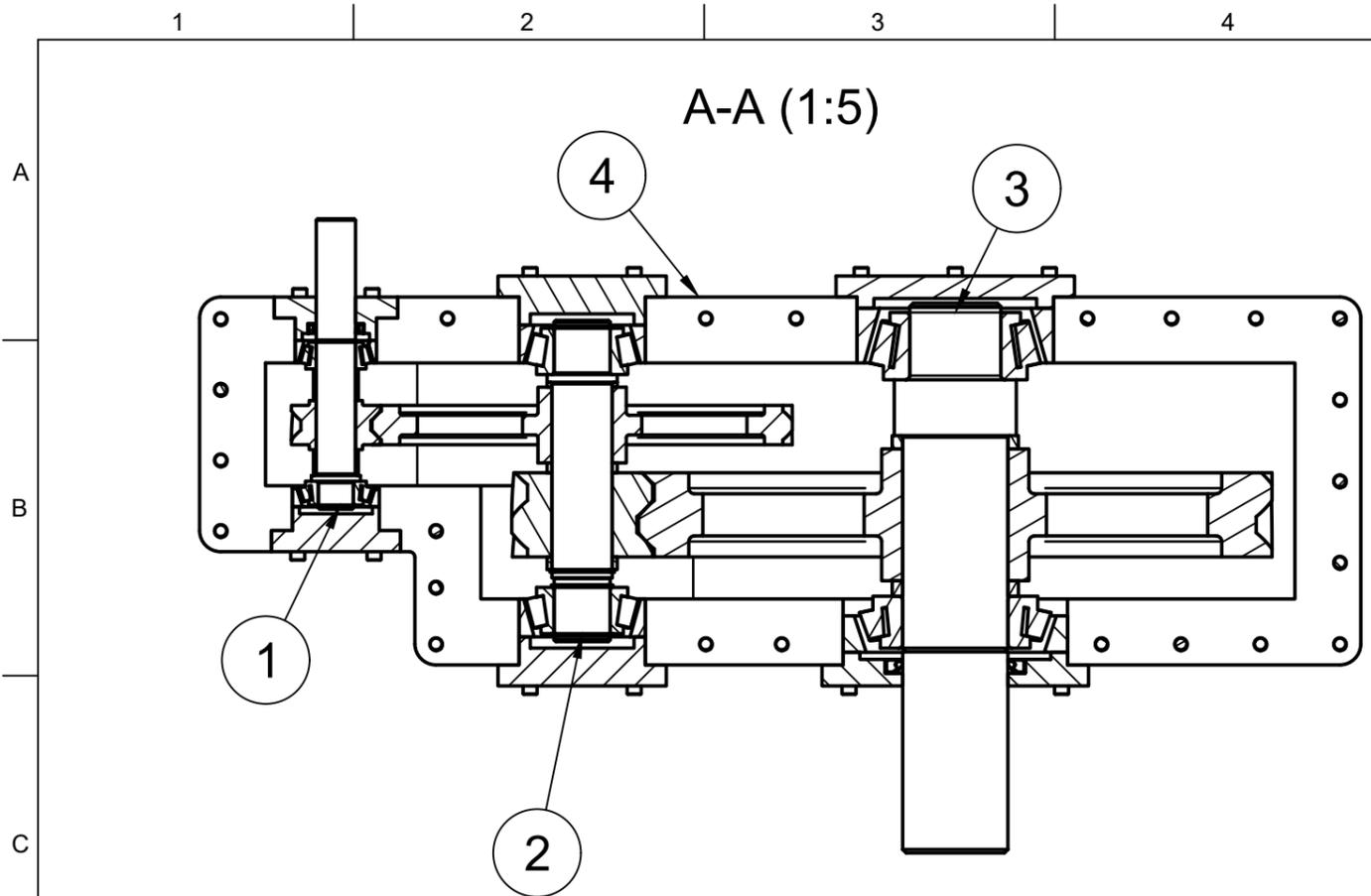
El precio total del reductor es de siete mil quinientos setenta y nueve euros con veintinueve céntimos.



DOCUMENTO Nº 4: PLANOS

ÍNDICE DE LOS PLANOS

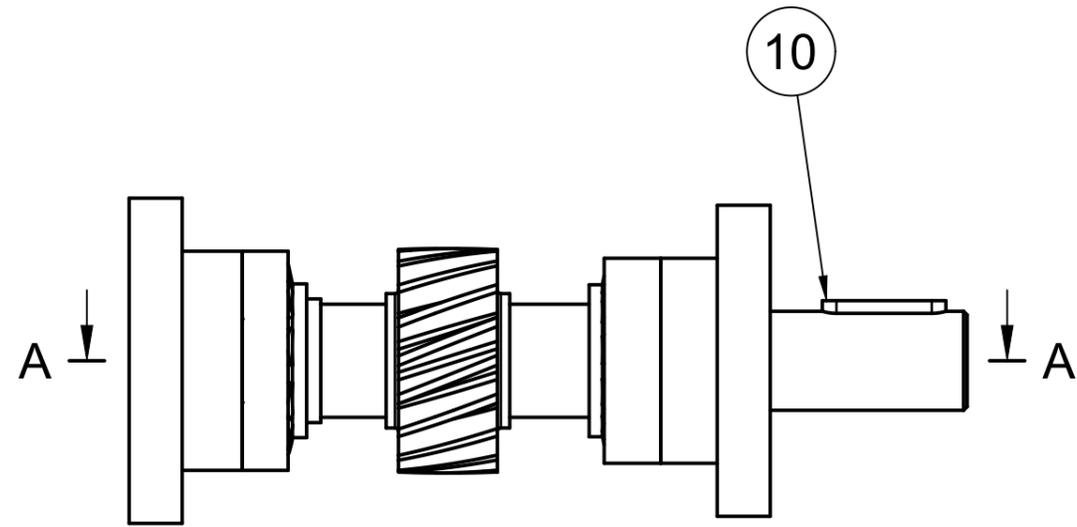
1. CONJUNTO.....	107
2. SUBENSAMBLAJE DE ENTRADA	108
3. SUBENSAMBLAJE INTERMEDIO	109
4. SUBENSAMBLAJE DE SALIDA	110
5. SUBENSAMBLAJE CARCASA	111
6. EJE DE ENTRADA	112
7. EJE INTERMEDIO	113
8. EJE DE SALIDA	114
9. PIÑÓN PRIMERA ETAPA.....	115
10. RUEDA PRIMERA ETAPA	116
11. PIÑÓN SEGUNDA ETAPA.....	117
12. RUEDA SEGUNDA ETAPA	118
13. TAPA 1 EJE DE ENTRADA.....	119
14. TAPA 4 EJE DE ENTRADA.....	120
15. TAPAS 2 Y 5 EJE INTERMEDIO	121
16. TAPA 3 EJE DE SALIDA.....	122
17. TAPA 6 EJE DE SALIDA.....	123
18. TAPA CARCASA	124
19. CÁRTER	125



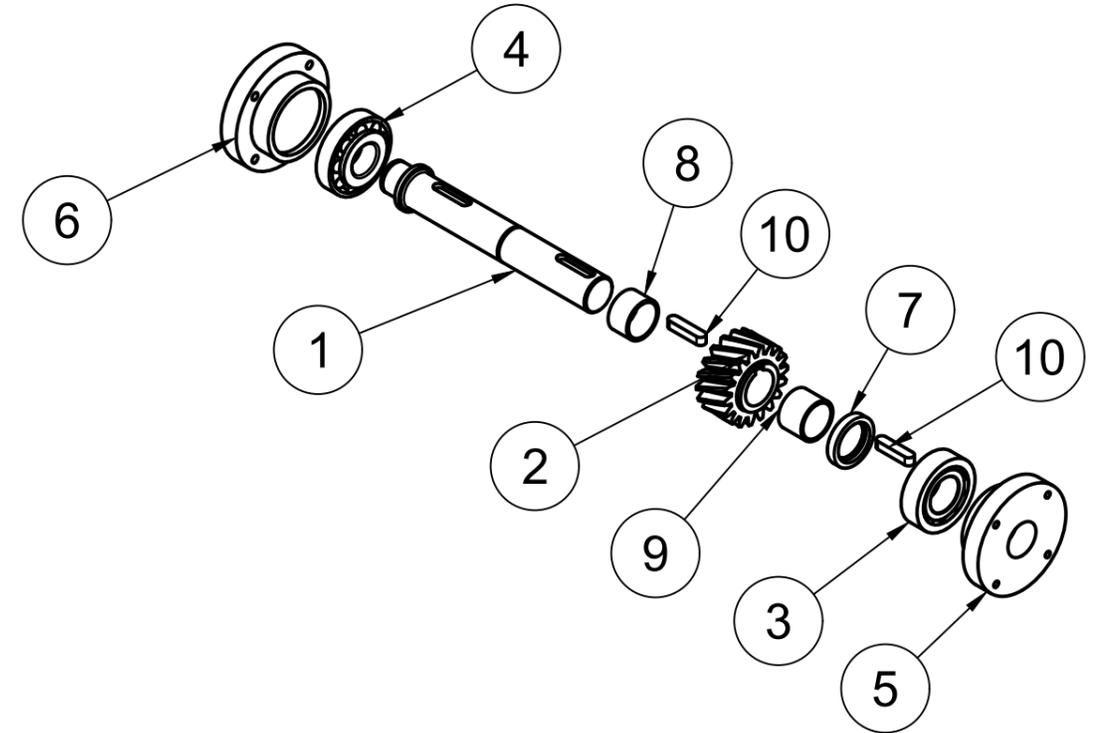
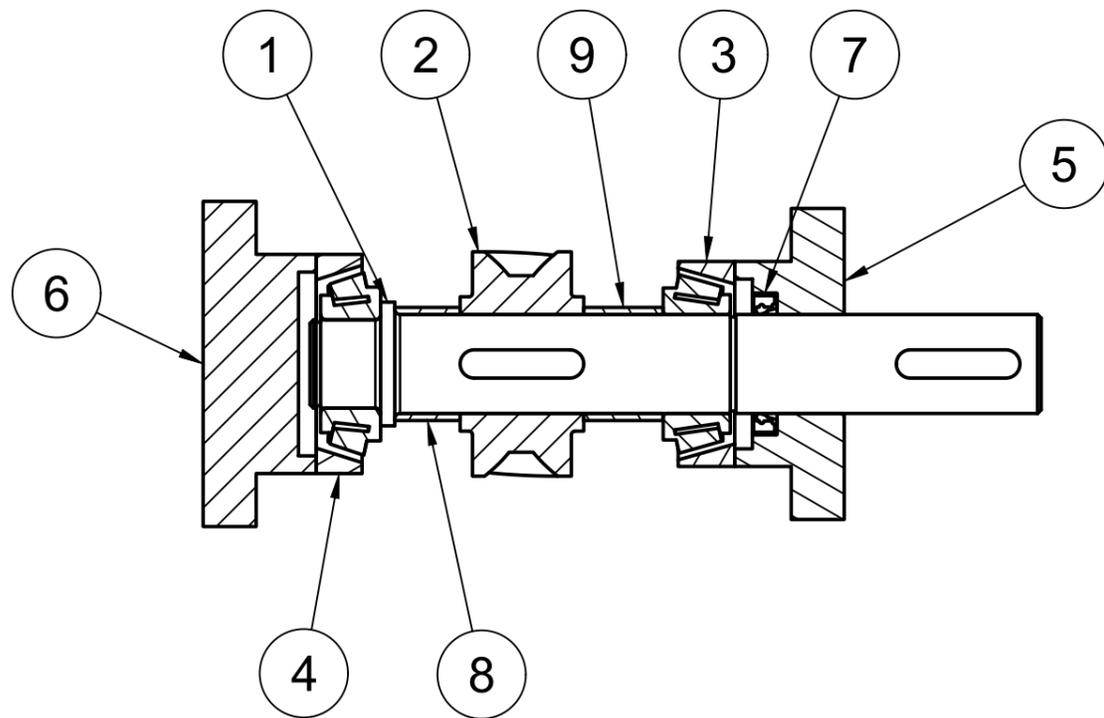
4	1	SUBENSAMBLAJE CARCASA	
3	1	SUBENSAMBLAJE SALIDA	
2	1	SUBENSAMBLAJE INTERMEDIO	
1	1	SUBENSAMBLAJE ENTRADA	
ELEMENTO	CANTIDAD	PIEZA	DESCRIPCIÓN

DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA	E.T.S.I.D. DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO	

	ESCALA: 1:5	PLANO: CONJUNTO	FECHA: 9-13/07/2018
			PLANO Nº: 1



A-A (1:2)



10	2	CHAVETA EJE ENTRADA	
9	1	CASQUILLO 2	
8	1	CASQUILLO 1	
7	1	ISO 6194-1 - 28x40x7	SELLO RADIAL EJE DE ENTRADA
6	1	TAPA 2	
5	1	TAPA 1	
4	1	RODAMIENTO 2	SKF 31305
3	1	RODAMIENTO 1	SKF 322/28 B
2	1	PIÑON ETAPA 1	
1	1	EJE DE ENTRADA	
ELEMENTO	CANTIDAD	PIEZA	DESCRIPCIÓN

DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA

COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE
TARANCÓN CARO

E.T.S.I.D.
DISEÑO Y CÁLCULO DE UN
REDUCTOR DE VELOCIDAD

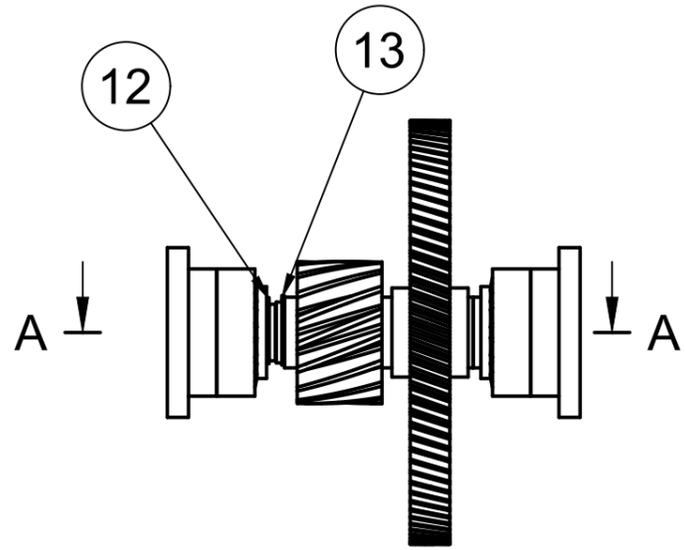


ESCALA:
1:2

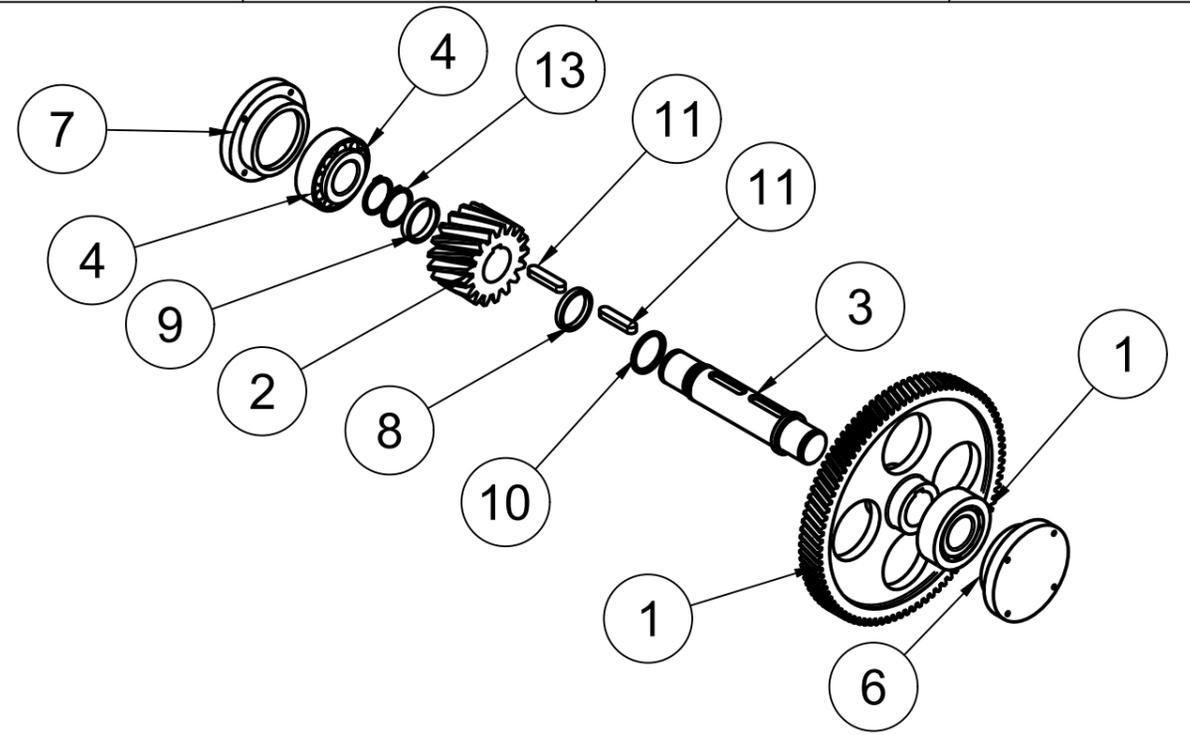
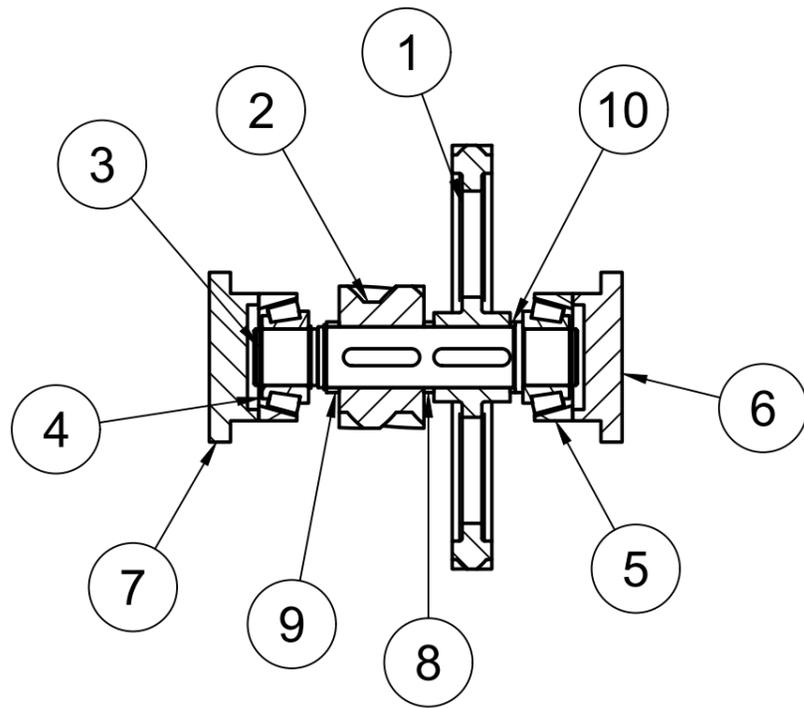
PLANO:
**SUBENSAMBLAJE
DE ENTRADA**

FECHA:
9-13/07/2018

PLANO Nº:
2



A-A (1:5)



13	1	DSH 42	ARANDELA ELÁSTICA
12	1	DSH 40	ARANDELA ELÁSTICA
11	2	CHAVETA EJE INTERMEDIO	
10	1	CASQUILLO 3	
9	1	CASQUILLO 4	
8	1	CASQUILLO 5	
7	1	TAPA 2	
6	1	TAPA 5	
5	1	RODAMIENTO 3	SKF 32308
4	1	RODAMIENTO 4	SKF 32308
3	1	EJE INTERMEDIO	
2	1	PIÑÓN ETAPA 2	
1	1	RUEDA ETAPA 1	
ELEMENTO	CANTIDAD	PIEZA	DESCRIPCIÓN

DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA

COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE
TARANCÓN CARO

E.T.S.I.D.
DISEÑO Y CÁLCULO DE UN
REDUCTOR DE VELOCIDAD

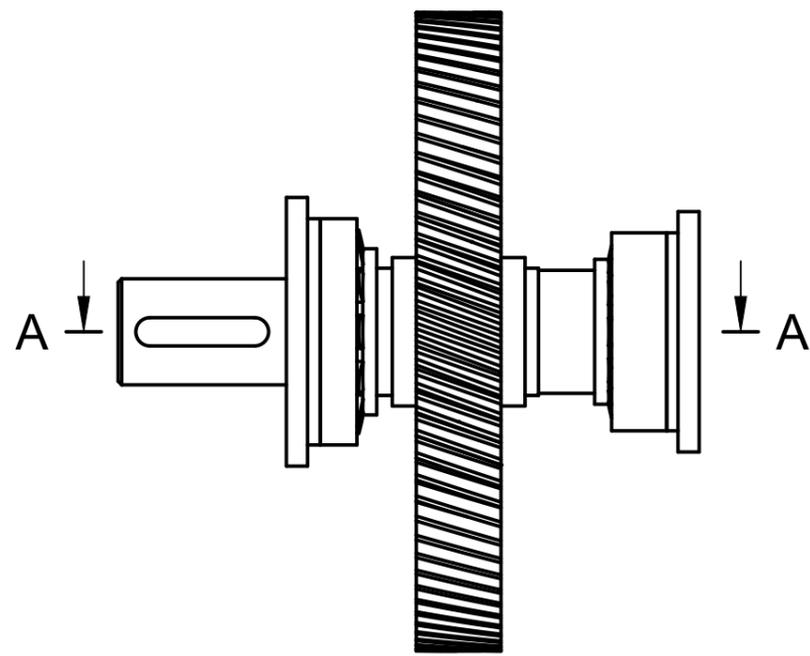


ESCALA:
1:5

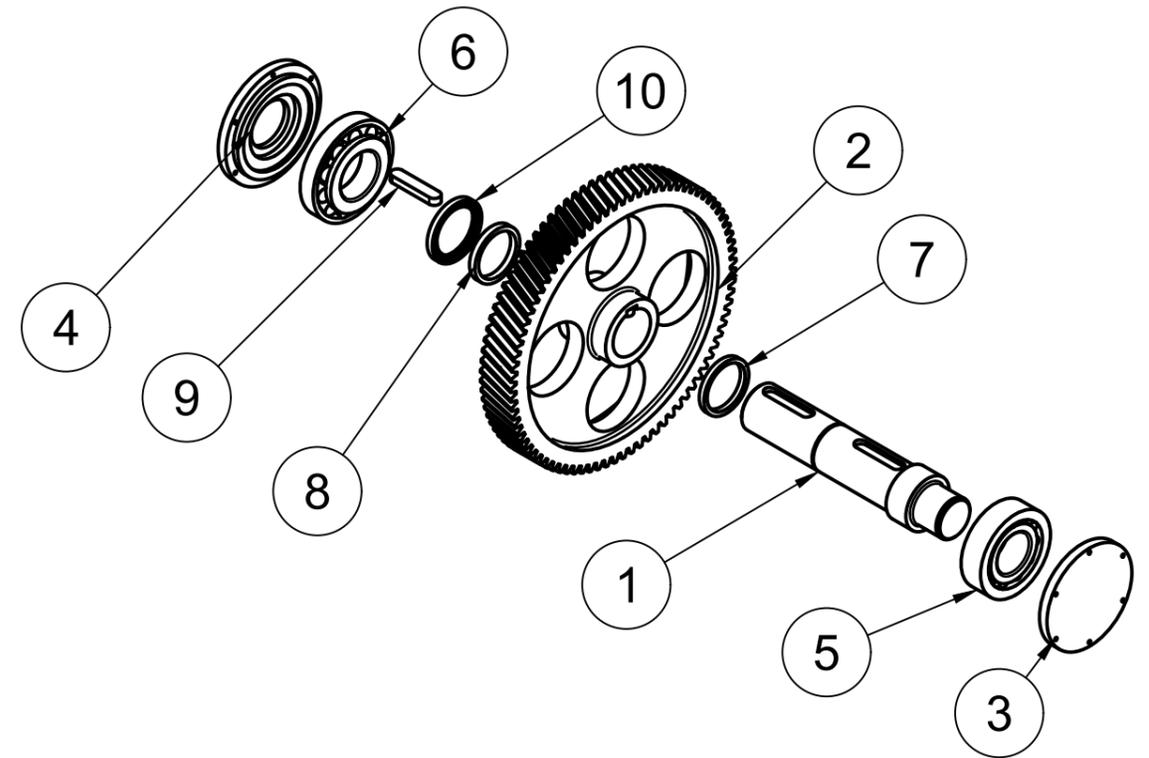
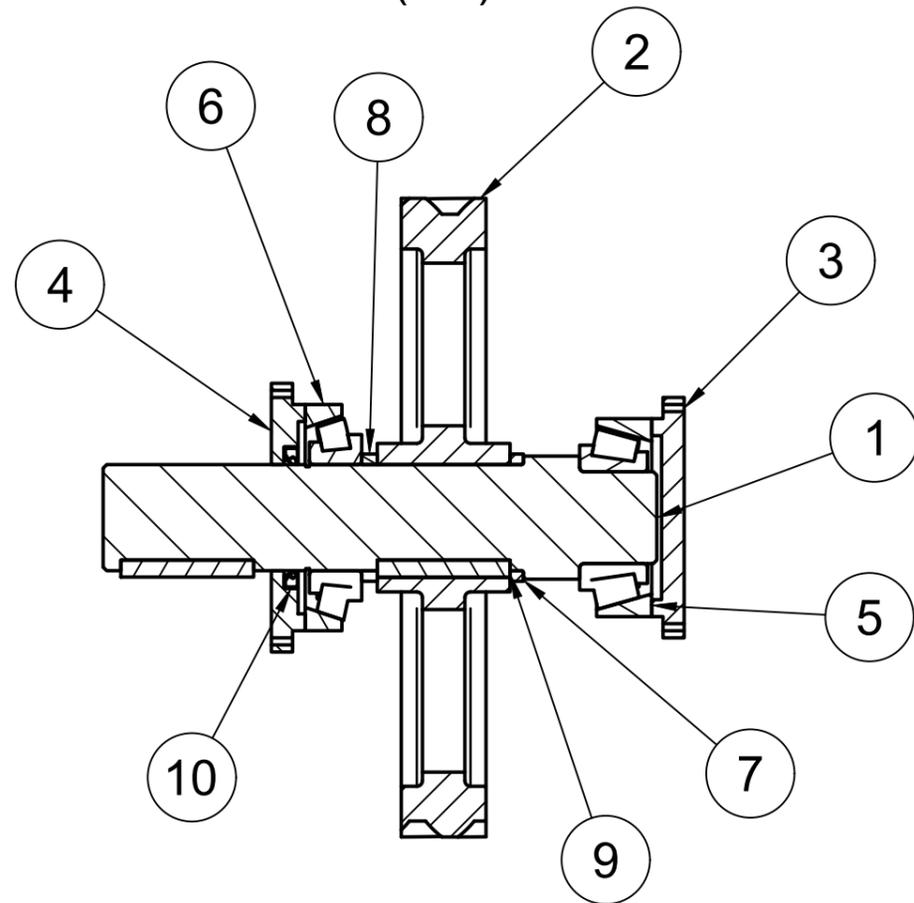
PLANO:
**SUBENSAMBLAJE
INTERMEDIO**

FECHA:
9-13/07/2018

PLANO Nº:
3



A-A (1:5)



10	1	ISO 6194-1 - 75x100x10	SELLO RADIAL EJE SALIDA
9	2	CHAVETA EJE SALIDA	
8	1	CASQUILLO 6	
7	1	CASQUILLO 7	
6	1	RODAMIENTO 5	SKF 31315
5	1	RODAMIENTO 6	SKF 32313 B
4	1	TAPA 6	
3	1	TAPA 3	
2	1	RUEDA ETAPA 2	
1	1	EJE DE SALIDA	
ELEMENTO	CANTIDAD	PIEZA	DESCRIPCIÓN

DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA

COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE
TARANCÓN CARO

E.T.S.I.D.
DISEÑO Y CÁLCULO DE UN
REDUCTOR DE VELOCIDAD

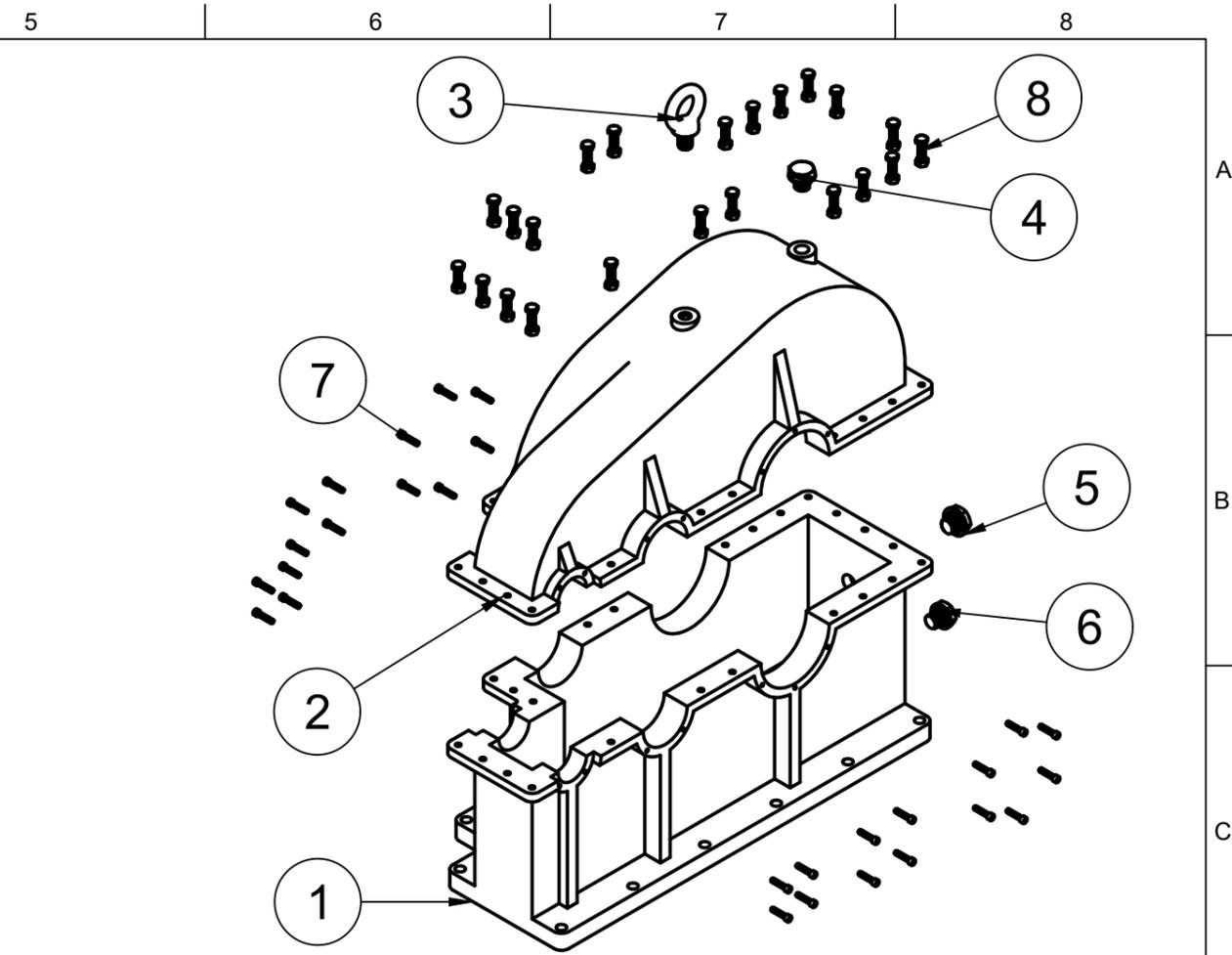
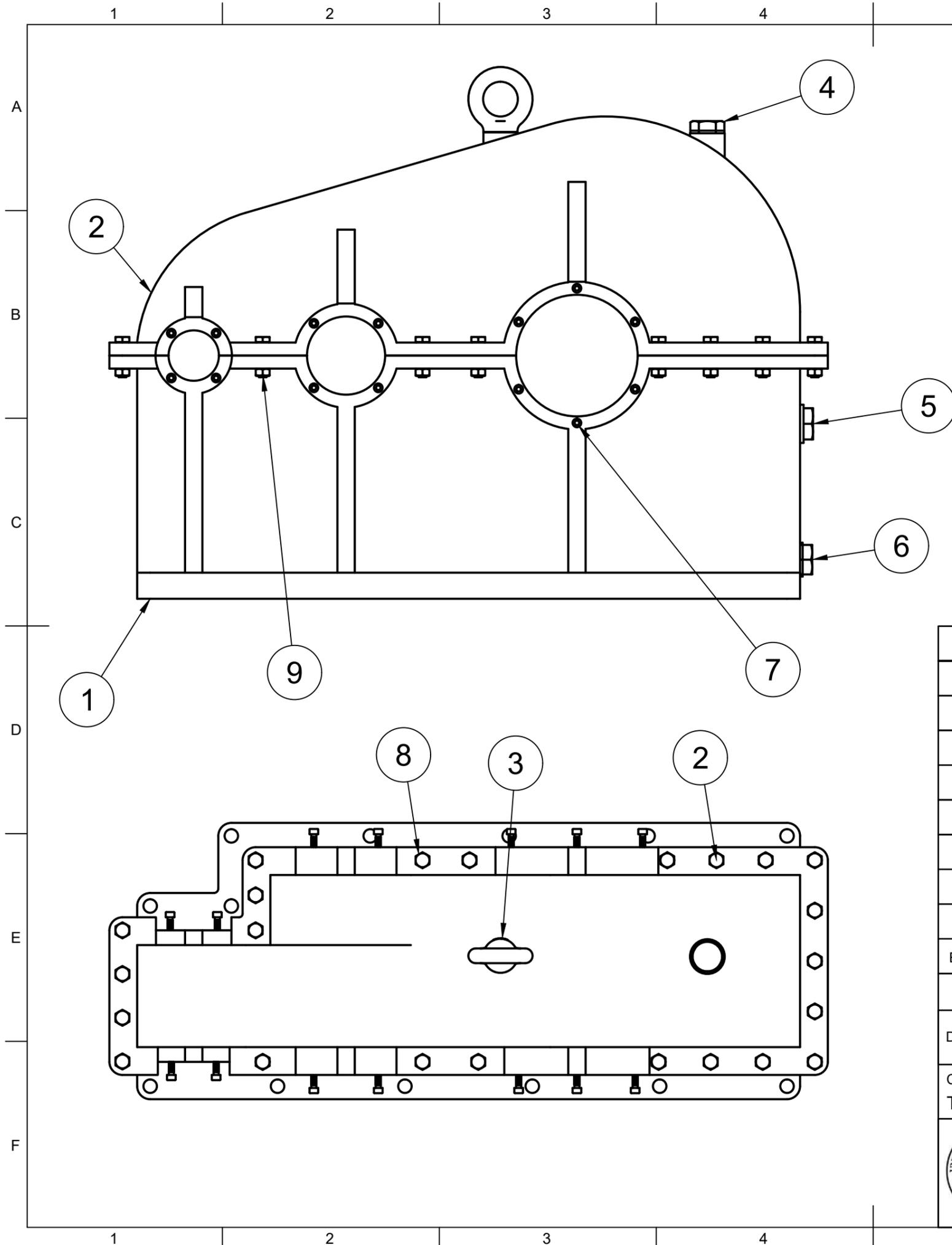


ESCALA:
1:5

PLANO:
**SUBENSAMBLAJE
DE SALIDA**

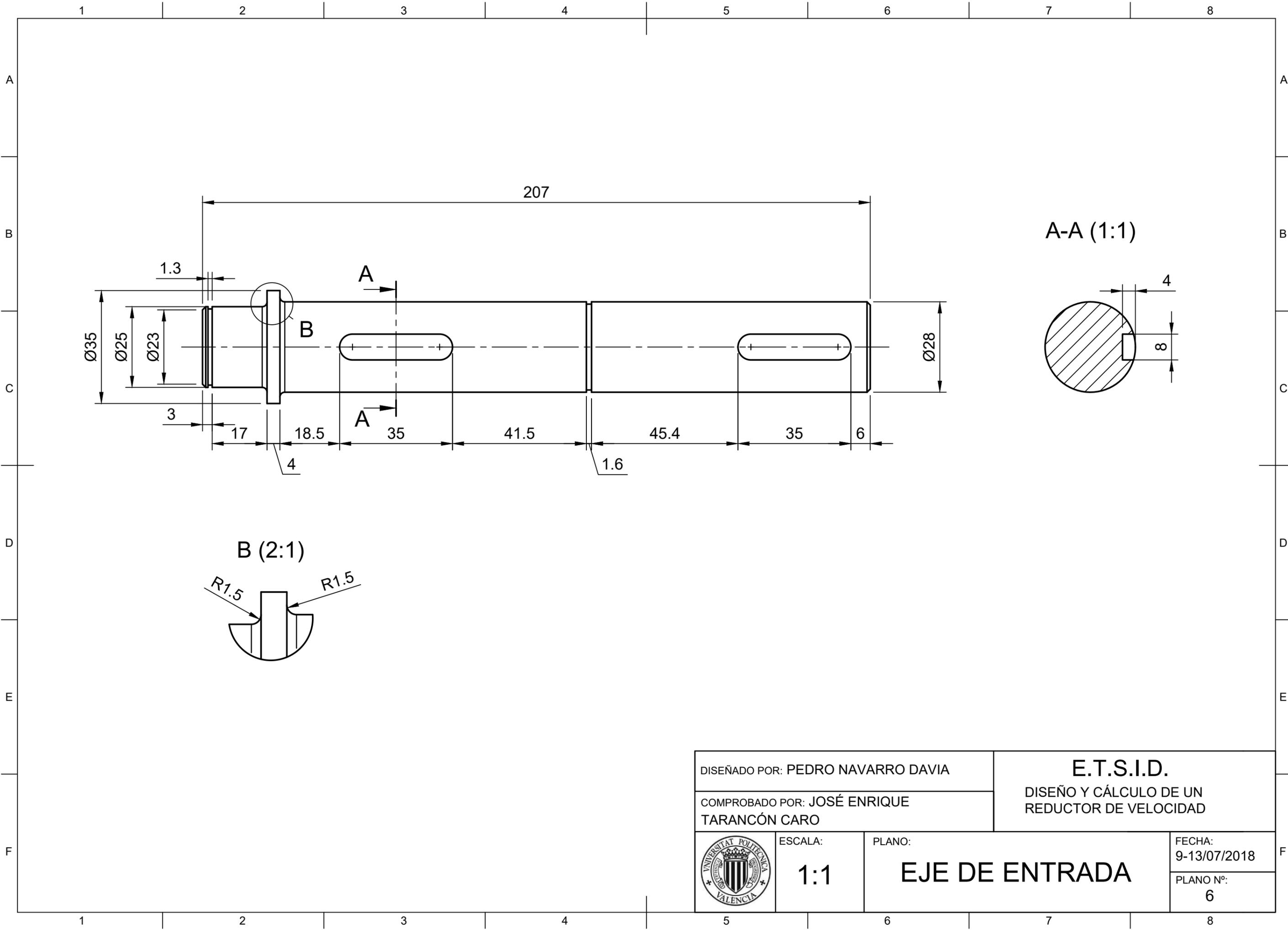
FECHA:
9-13/07/2018

PLANO Nº:
4



9	23	ISO 4032 - M10 x 1.5	Tuerca carcasa
8	23	ISO 4017 - M10 x 1.5	Tornillo carcasa
7	28	ISO 4762 - M6 x 1	Tornillo para las tapas
6	1	TM-1415	Tapón de vaciado
5	1	482427000	Visor nivel de aceite
4	1	487022000	Tapón de llenado con filtro
3	1	ARGOLLA M20 x 1.5	
2	1	TAPA CARCASA	
1	1	CARTER	
ELEMENTO	CANTIDAD	PIEZA	DESCRIPCIÓN

DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA		E.T.S.I.D. DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD	
COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO			
	ESCALA: 1:5	PLANO: SUBENSAMBLAJE CARCASA	FECHA: 9-13/07/2018
			PLANO Nº: 5



DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA
 COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO

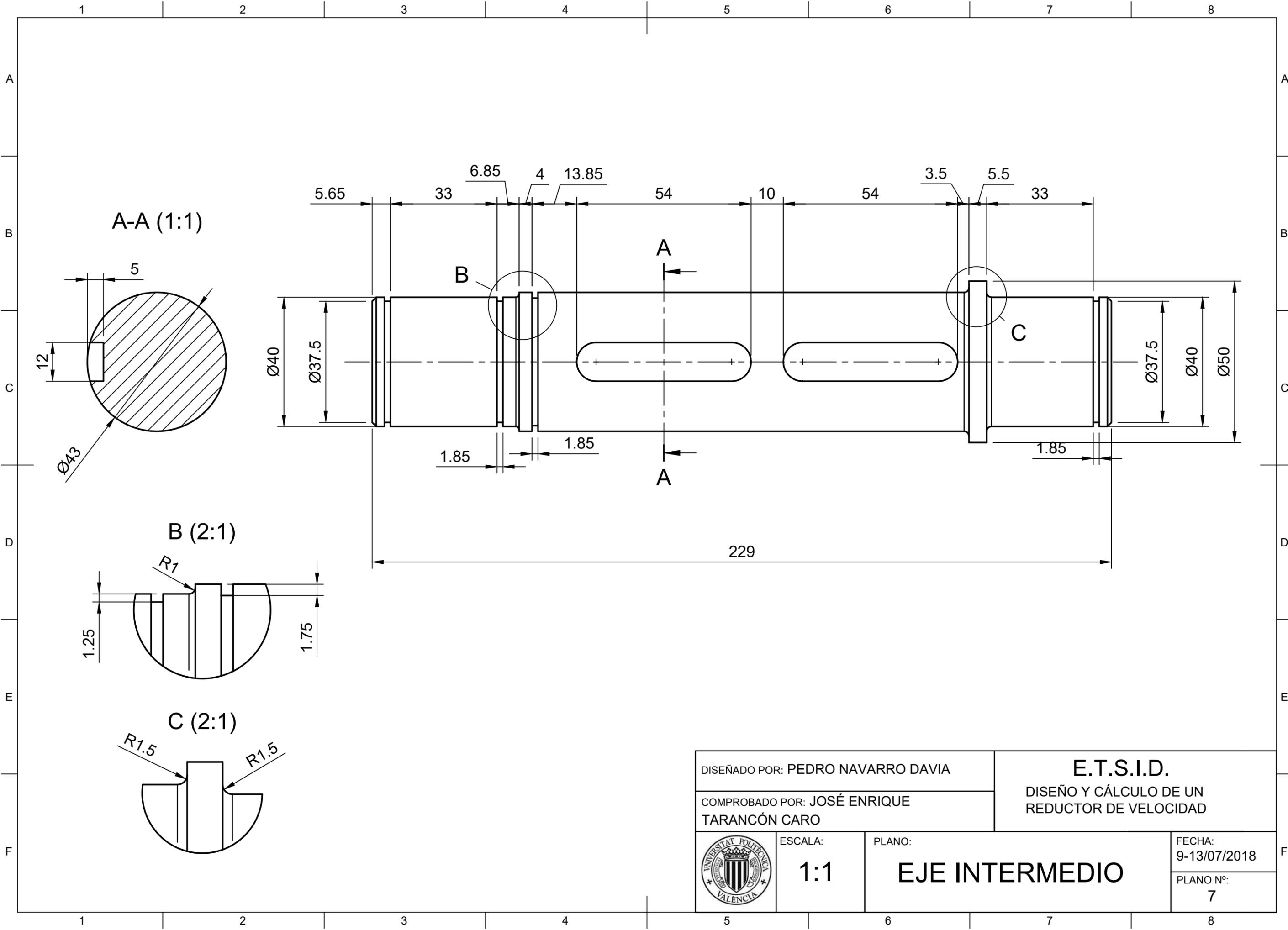
E.T.S.I.D.
 DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD



ESCALA:
1:1

PLANO:
EJE DE ENTRADA

FECHA:
9-13/07/2018
 PLANO Nº:
6



DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA
 COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO

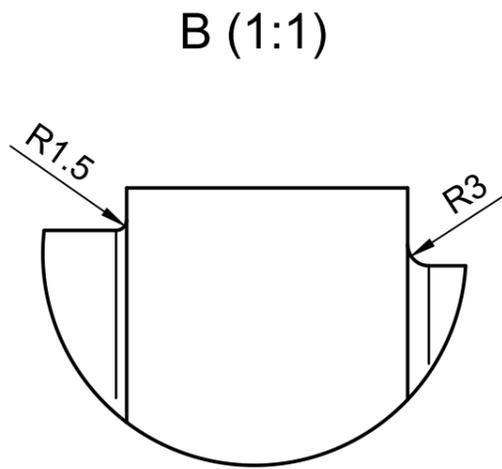
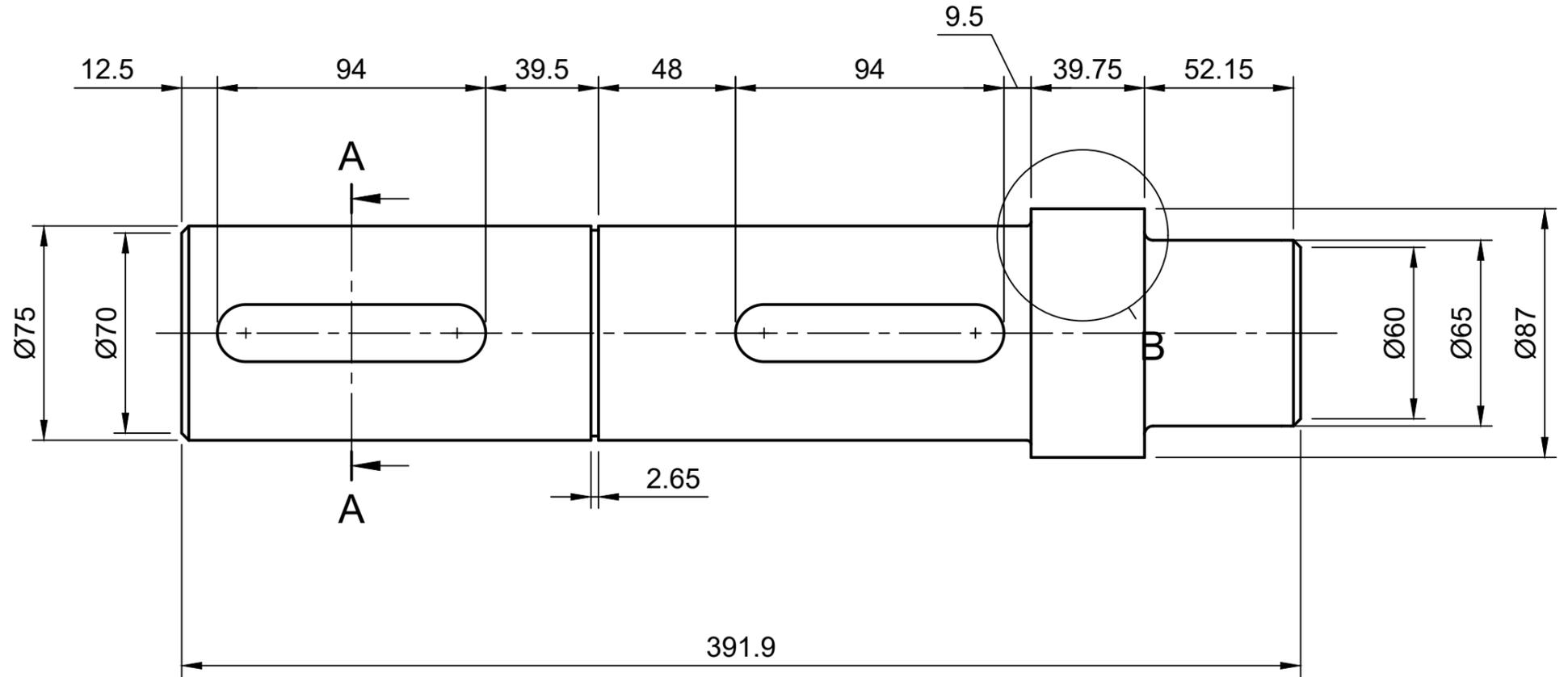
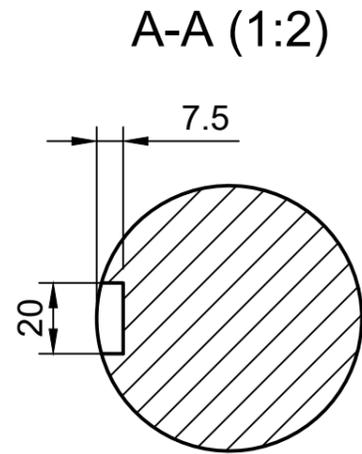
E.T.S.I.D.
 DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD



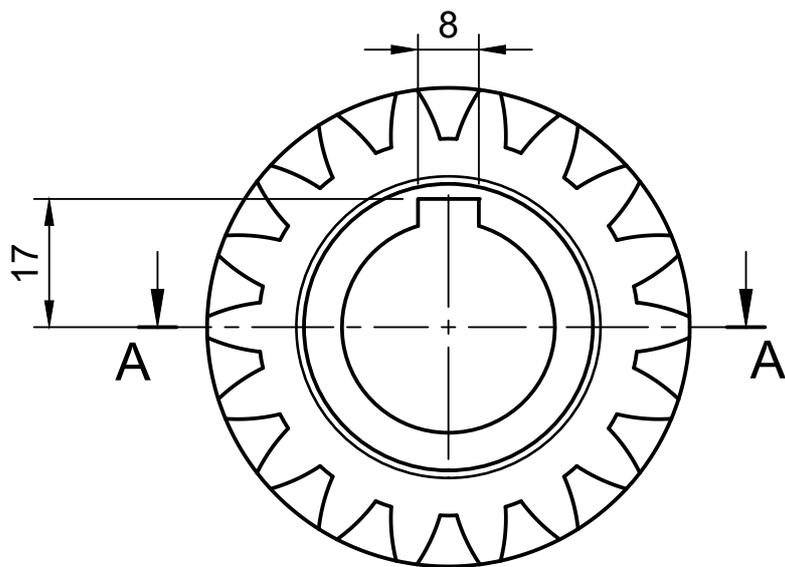
ESCALA:
1:1

PLANO:
EJE INTERMEDIO

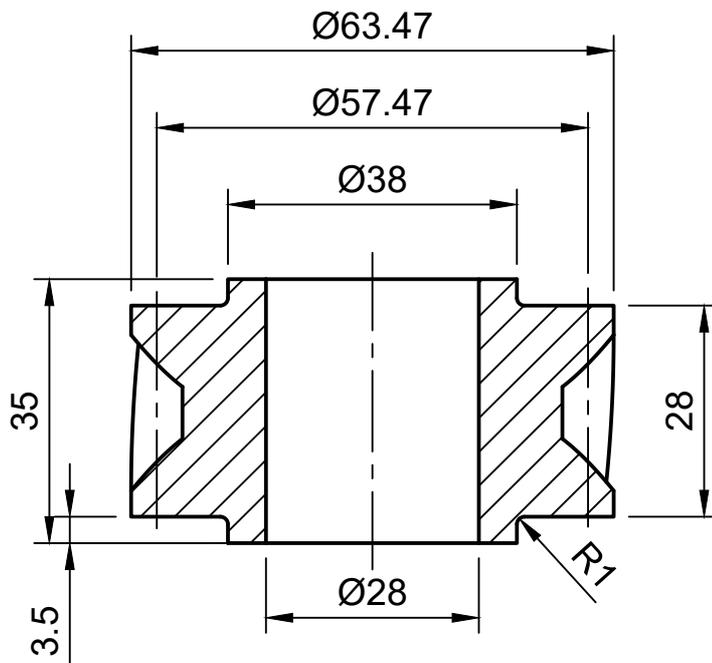
FECHA:
 9-13/07/2018
 PLANO Nº:
 7



DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA		E.T.S.I.D. DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD	
COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO			
	ESCALA: 1:2	EJE DE SALIDA	FECHA: 9-13/07/2018
			PLANO Nº: 8



A-A (1:1)



DATO	VALOR
MÓDULO:	3
NÚMERO DE DIENTES:	18
ÁNGULO DE PRESIÓN:	20°
ÁNGULO DE HÉLICE:	20°

DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA

COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE
TARANCÓN CARO

E.T.S.I.D.

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN
REDUCTOR DE VELOCIDAD



ESCALA:

1:1

PLANO:

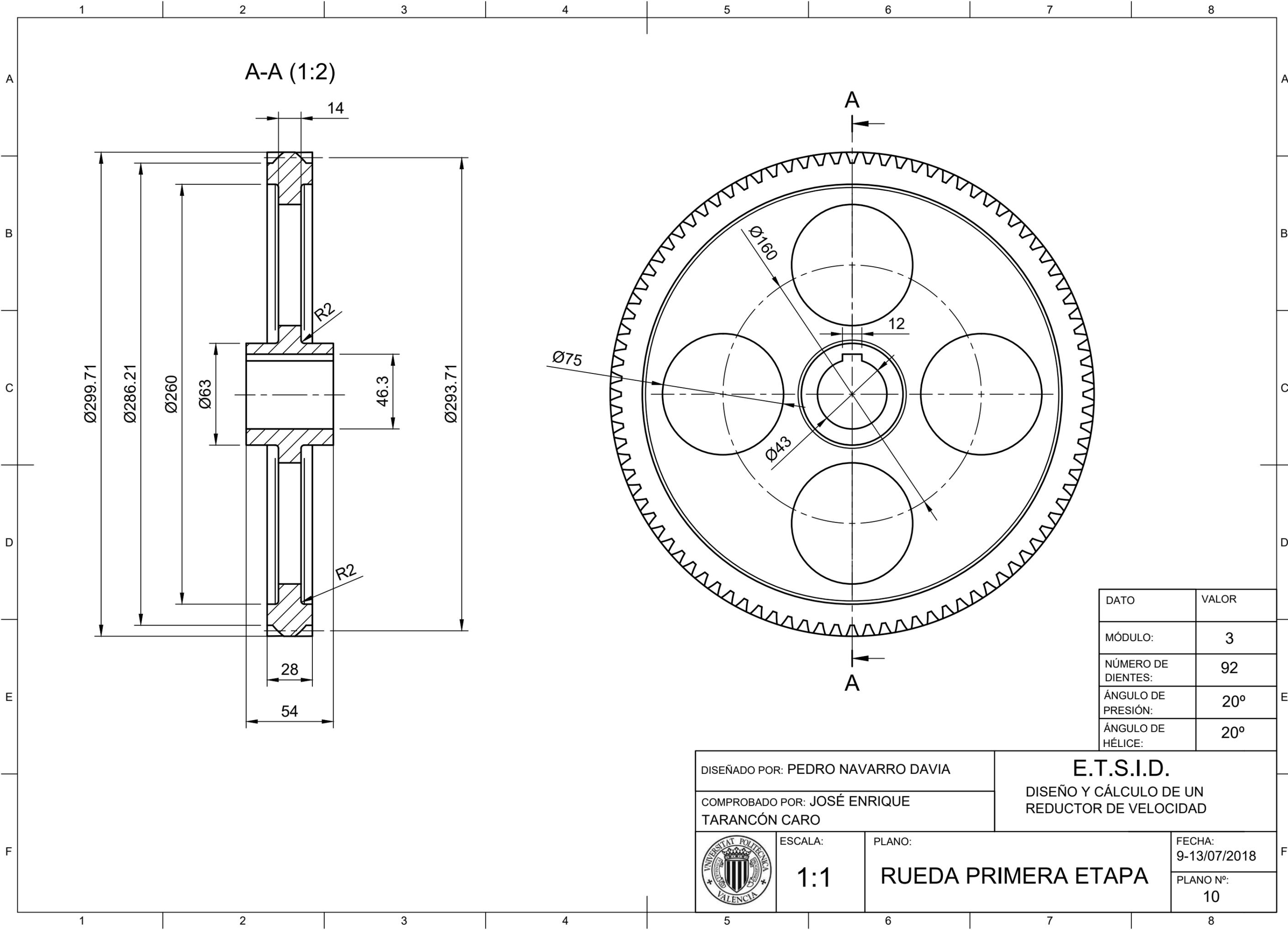
PIÑÓN PRIMERA ETAPA

FECHA:

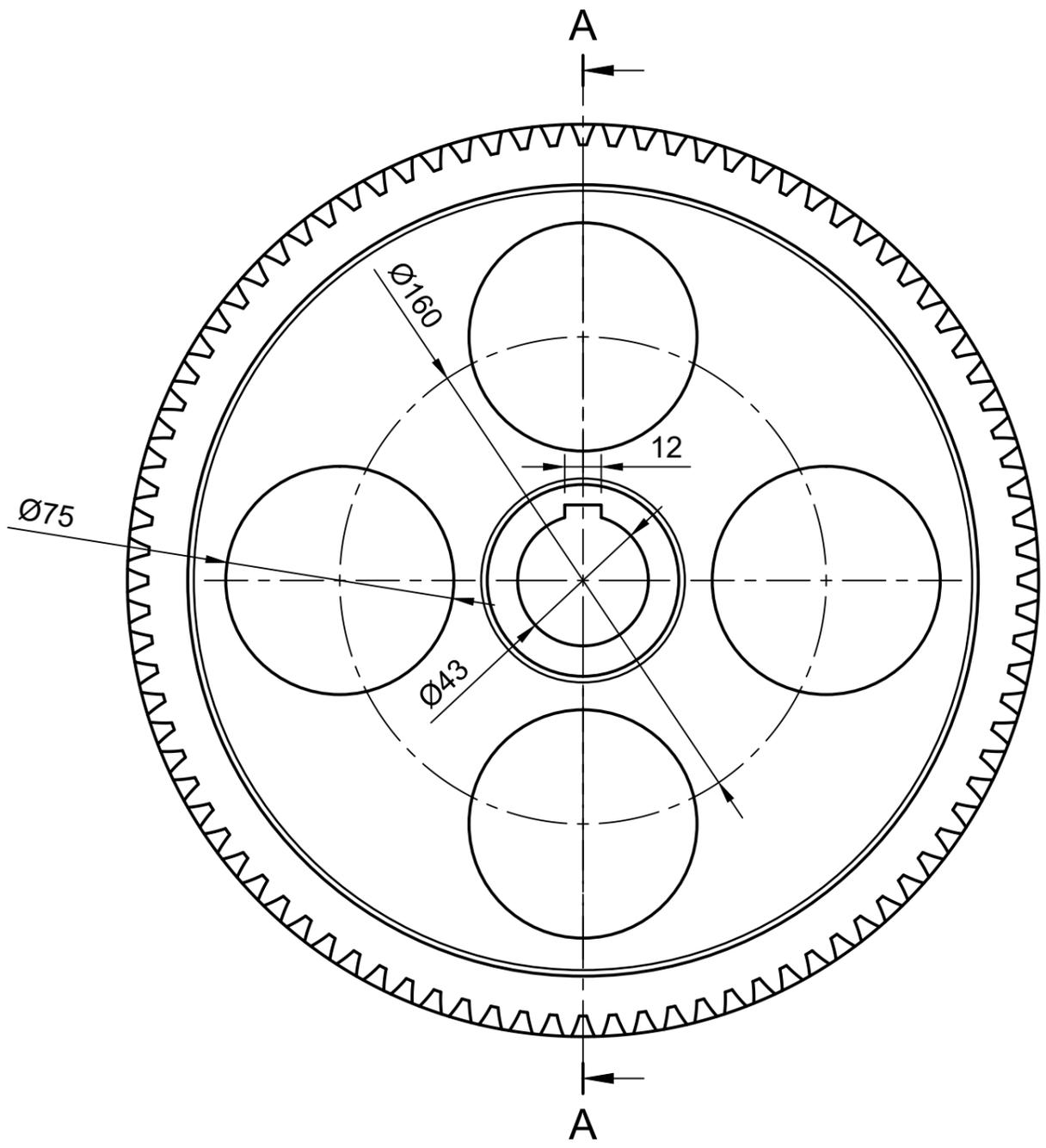
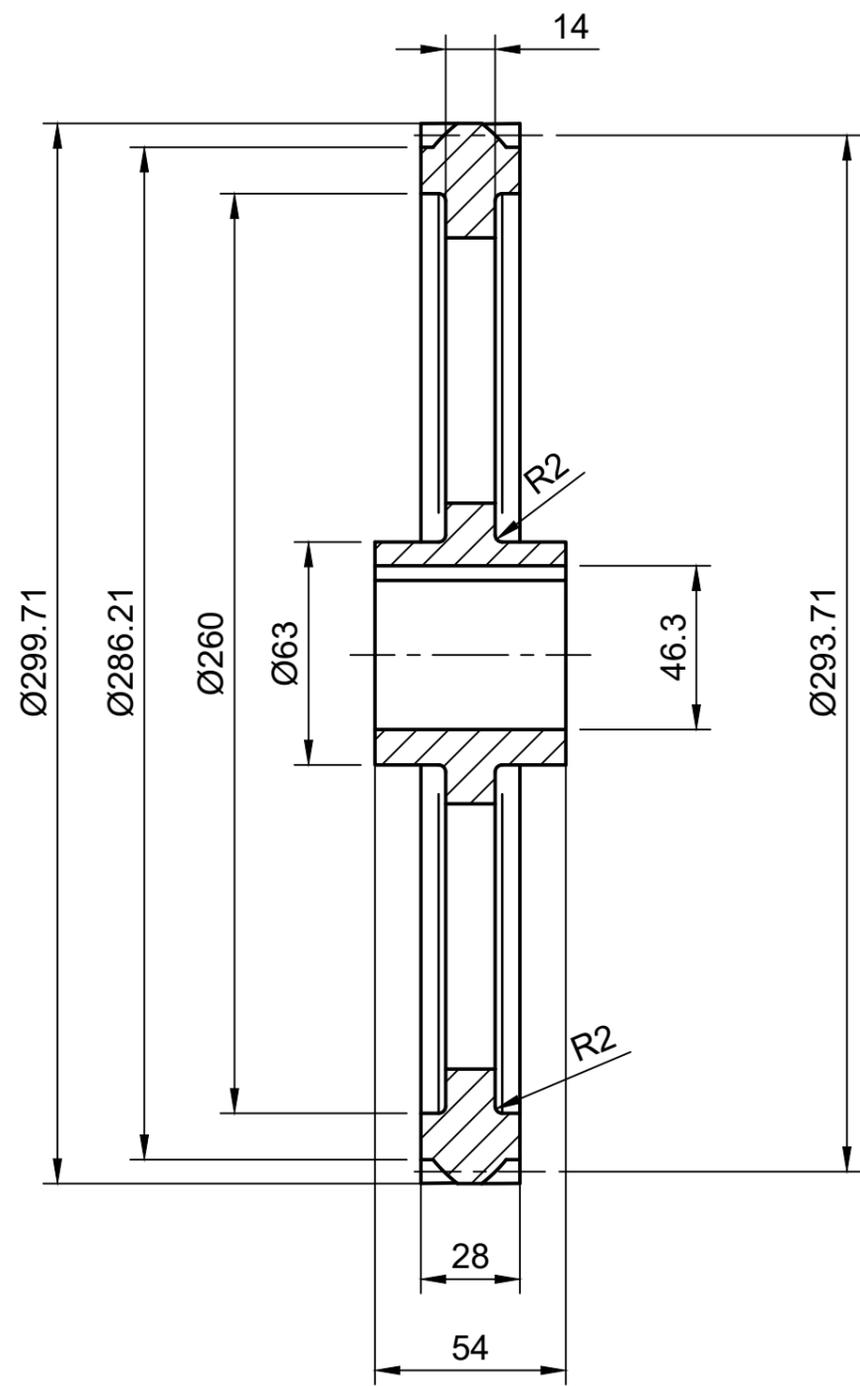
9-13/07/2018

PLANO N°:

9

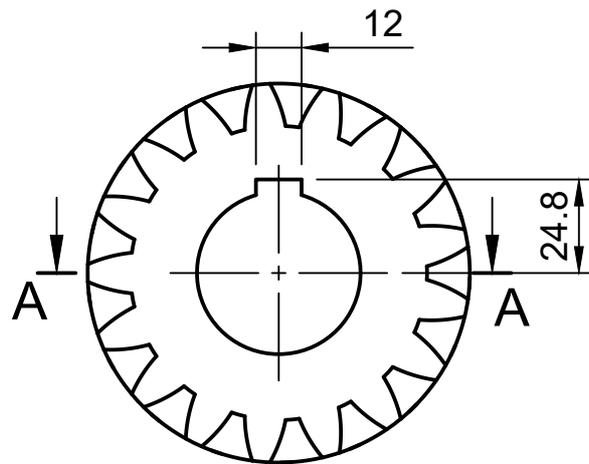


A-A (1:2)

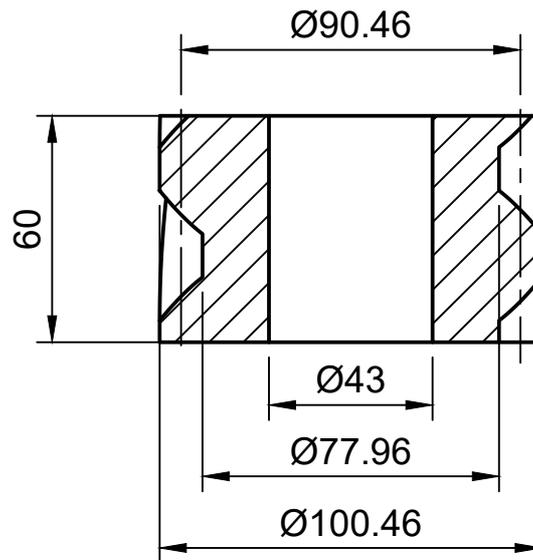


DATO	VALOR
MÓDULO:	3
NÚMERO DE DIENTES:	92
ÁNGULO DE PRESIÓN:	20°
ÁNGULO DE HÉLICE:	20°

DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA		E.T.S.I.D. DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD	
COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO			
	ESCALA:	PLANO:	FECHA:
	1:1	RUEDA PRIMERA ETAPA	9-13/07/2018
			PLANO Nº:
			10



A-A (1:2)



DATO	VALOR
MÓDULO:	5
NÚMERO DE DIENTES:	17
ÁNGULO DE PRESIÓN:	20°
ÁNGULO DE HÉLICE:	20°

DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA

COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE
TARANCÓN CARO

E.T.S.I.D.

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN
REDUCTOR DE VELOCIDAD



ESCALA:

1:1

PLANO:

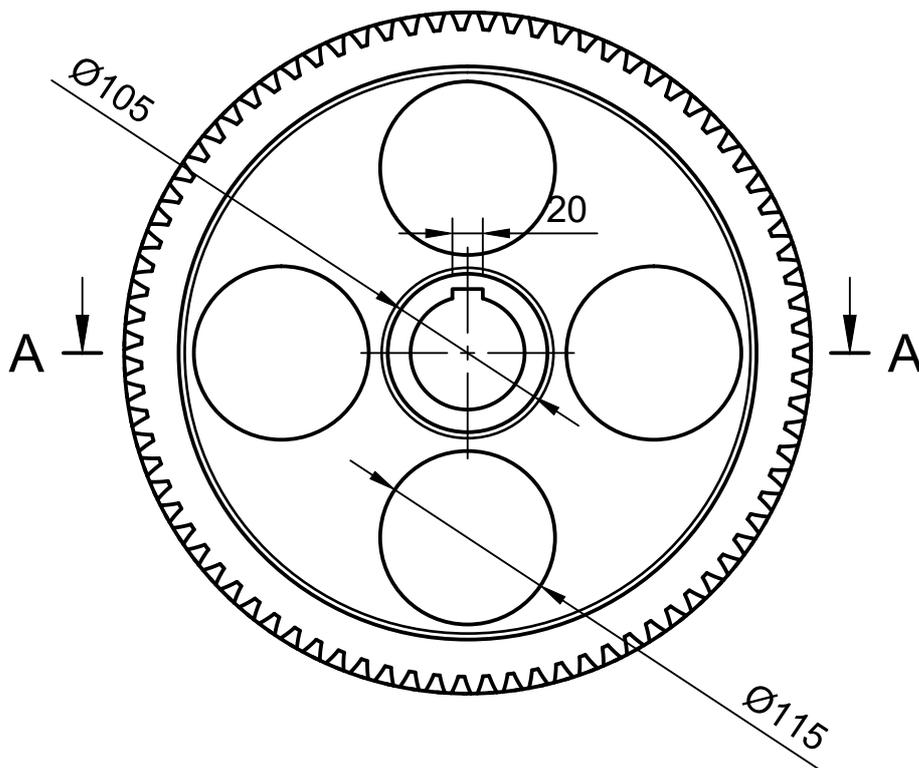
PIÑÓN SEGUNDA ETAPA

FECHA:

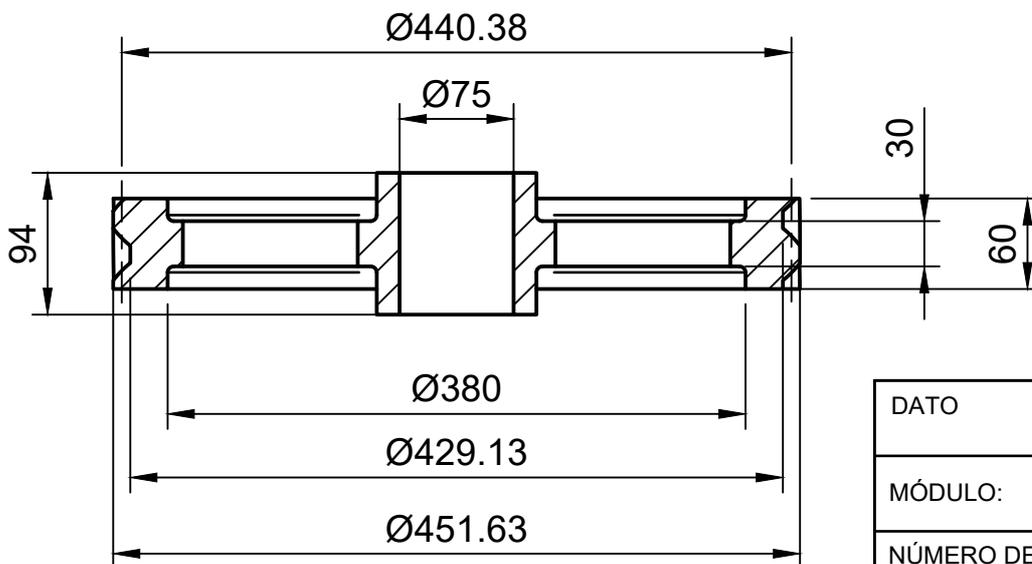
9-13/07/2018

PLANO Nº:

11



A-A (1:5)



DATO	VALOR
MÓDULO:	5
NÚMERO DE DIENTES:	83
ÁNGULO DE PRESIÓN:	20°
ÁNGULO DE HÉLICE:	20°

DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA

COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE
TARANCÓN CARO

E.T.S.I.D.

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN
REDUCTOR DE VELOCIDAD



ESCALA:

1:1

PLANO:

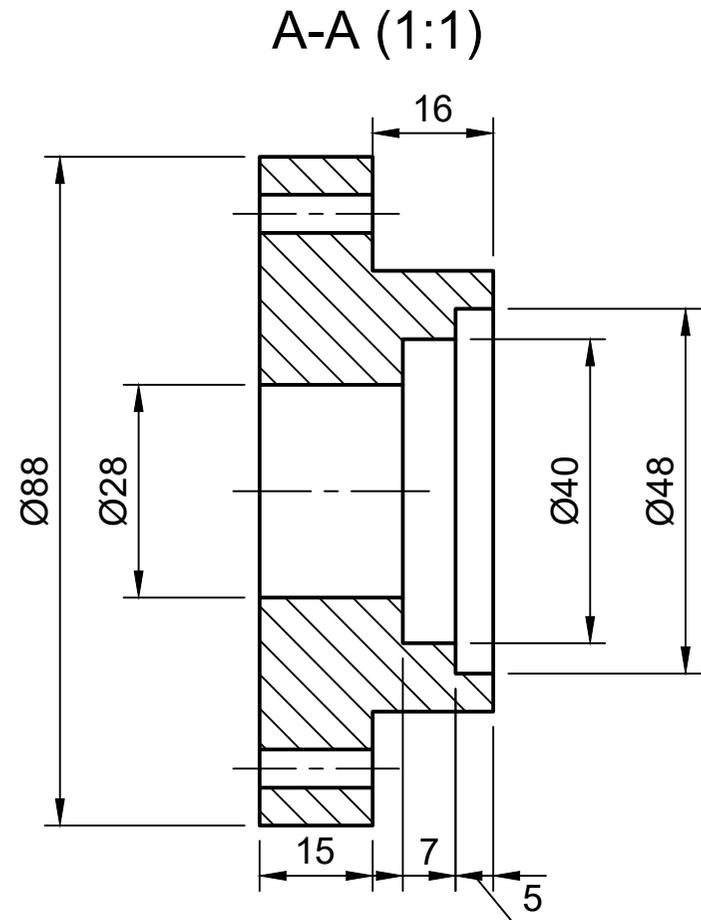
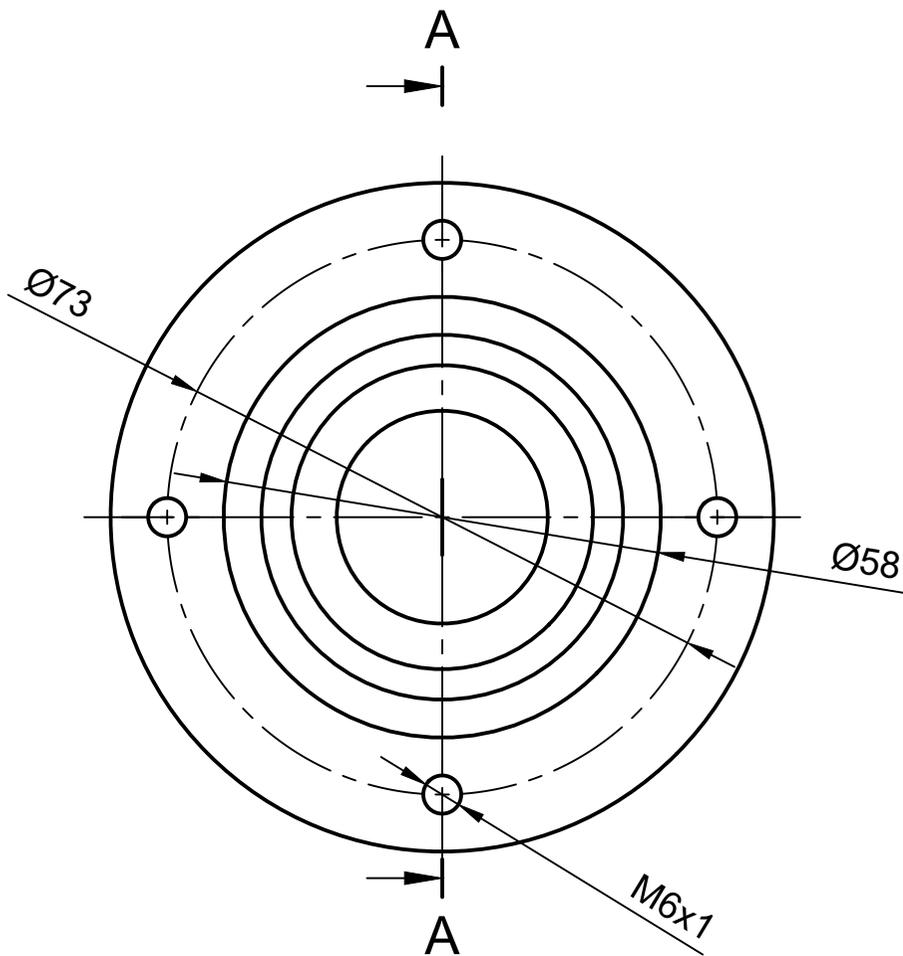
RUEDA SEGUNDA ETAPA

FECHA:

9-13/07/2018

PLANO Nº:

12



DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA

COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE
TARANCÓN CARO

E.T.S.I.D.

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN
REDUCTOR DE VELOCIDAD



ESCALA:

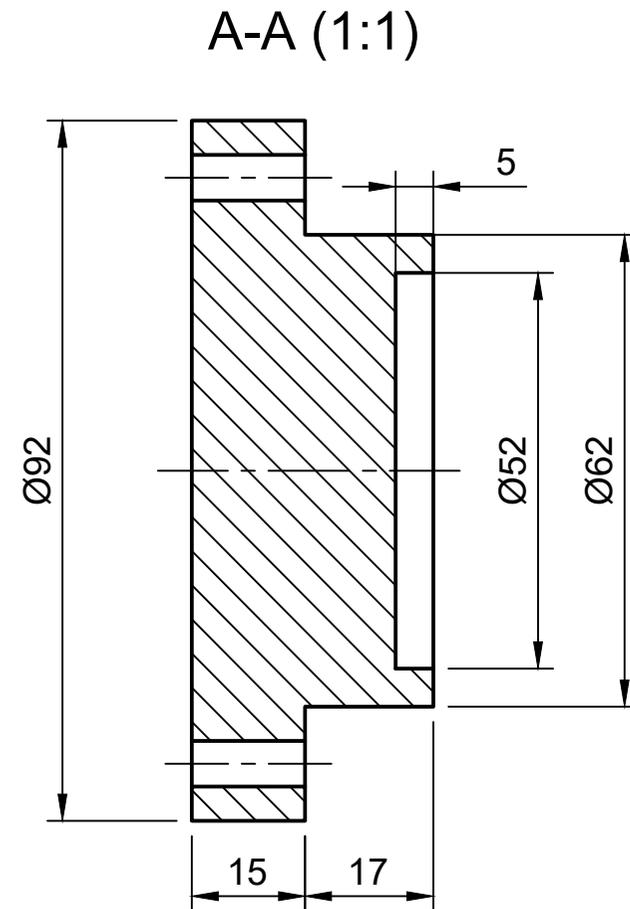
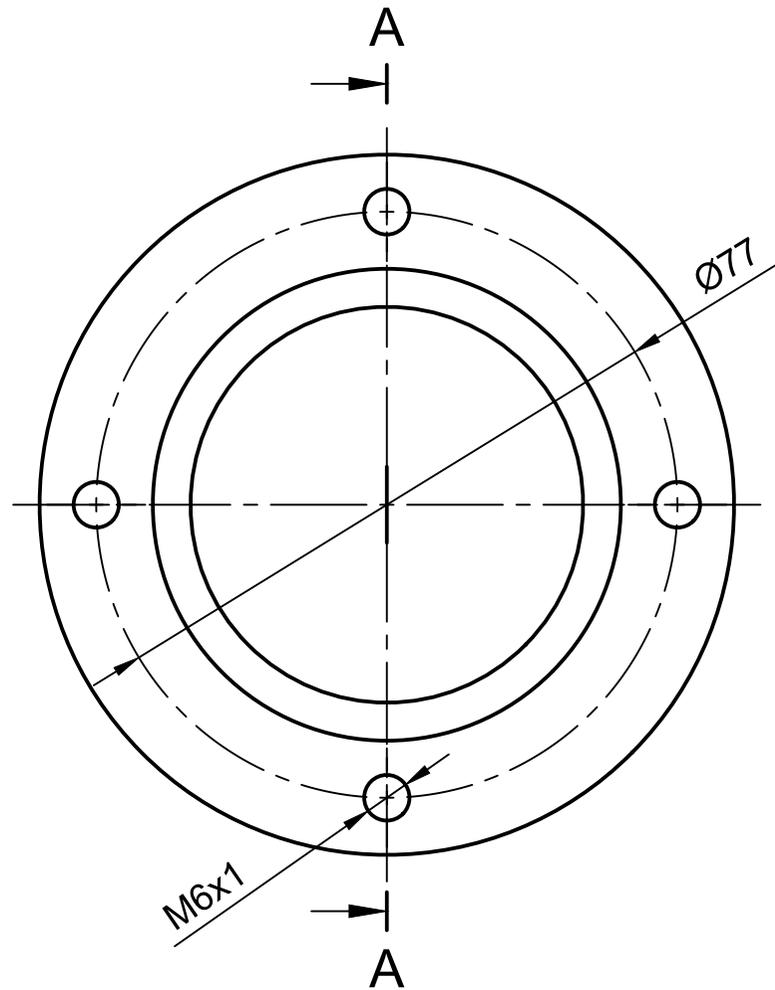
1:1

PLANO:

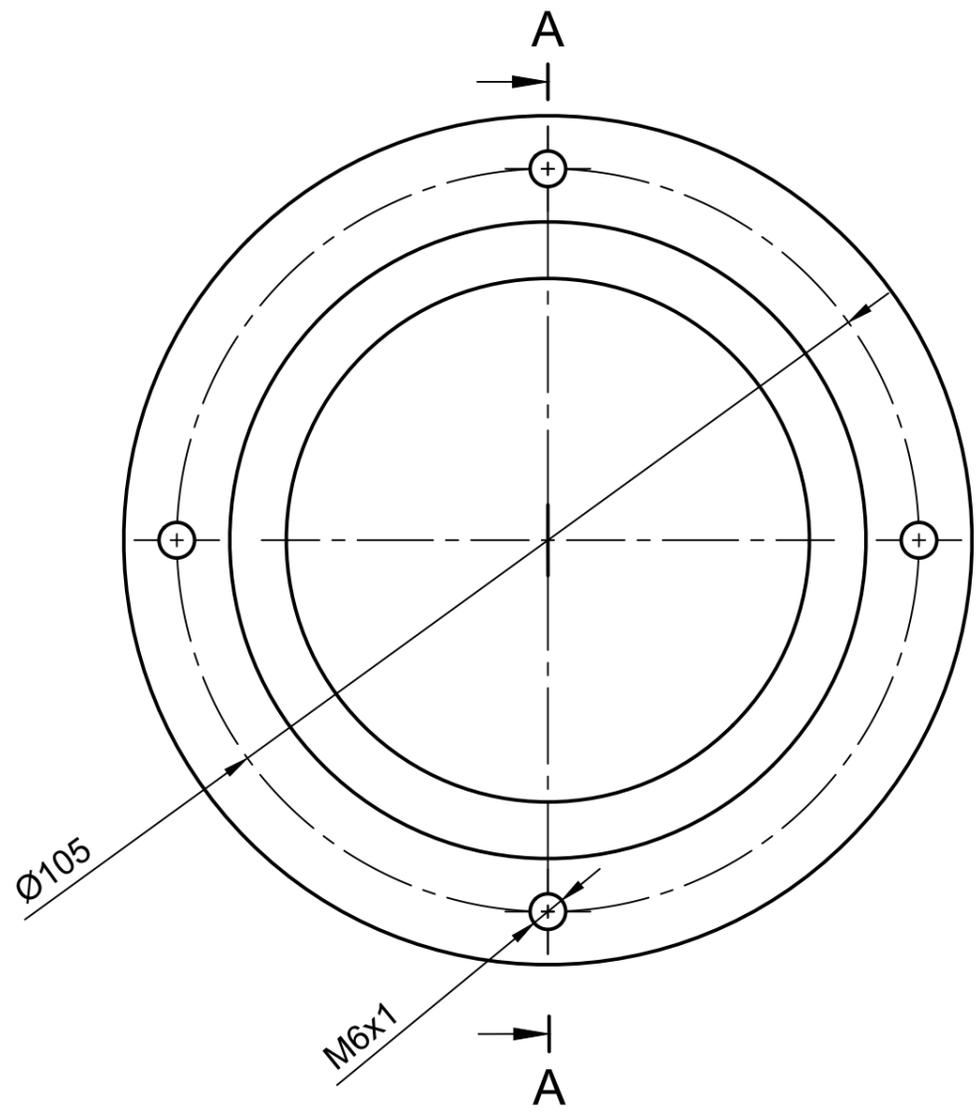
TAPA 1 EJE DE ENTRADA

FECHA:
9-13/07/2018

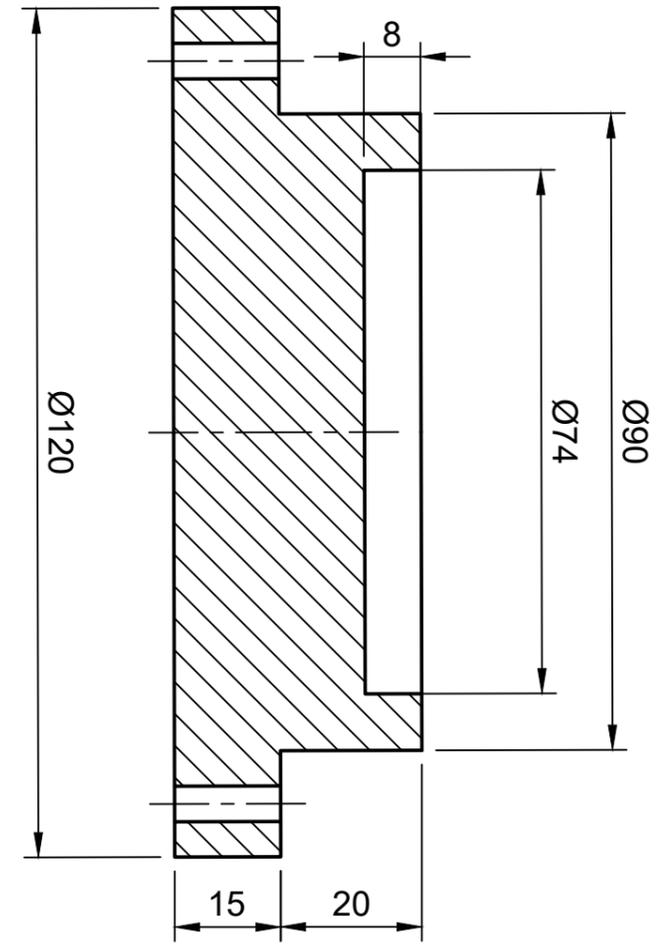
PLANO Nº:
13



DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA		E.T.S.I.D. DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD	
COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO			
	ESCALA:	PLANO:	FECHA:
	1:1	TAPA 4 EJE DE ENTRADA	9-13/07/2018
			PLANO Nº: 14



A-A (1:1)



DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA

COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE
TARANCÓN CARO

E.T.S.I.D.
DISEÑO Y CÁLCULO DE UN
REDUCTOR DE VELOCIDAD

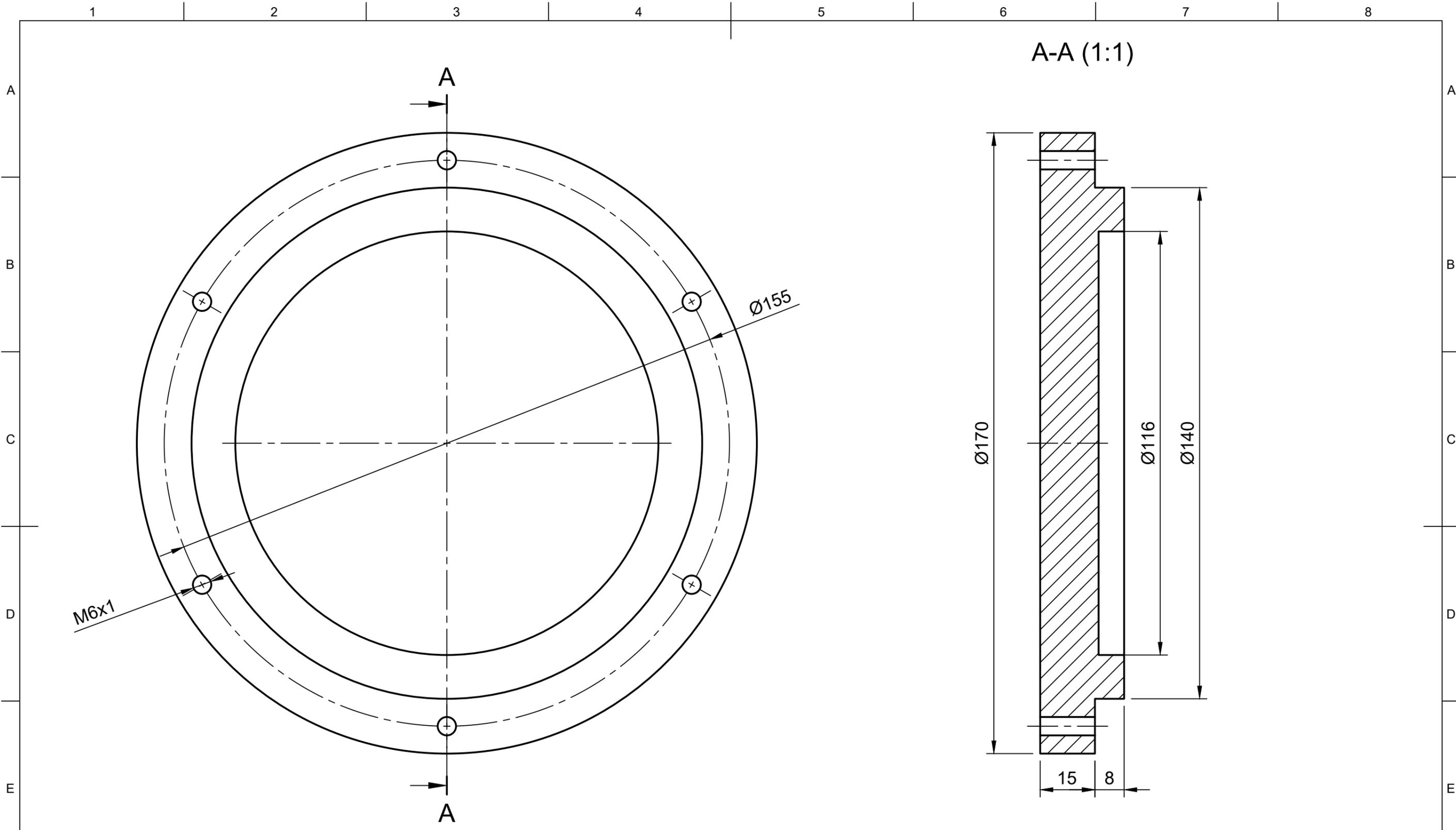


ESCALA:
1:1

PLANO:
TAPAS 2 Y 5 EJE INTERMEDIO

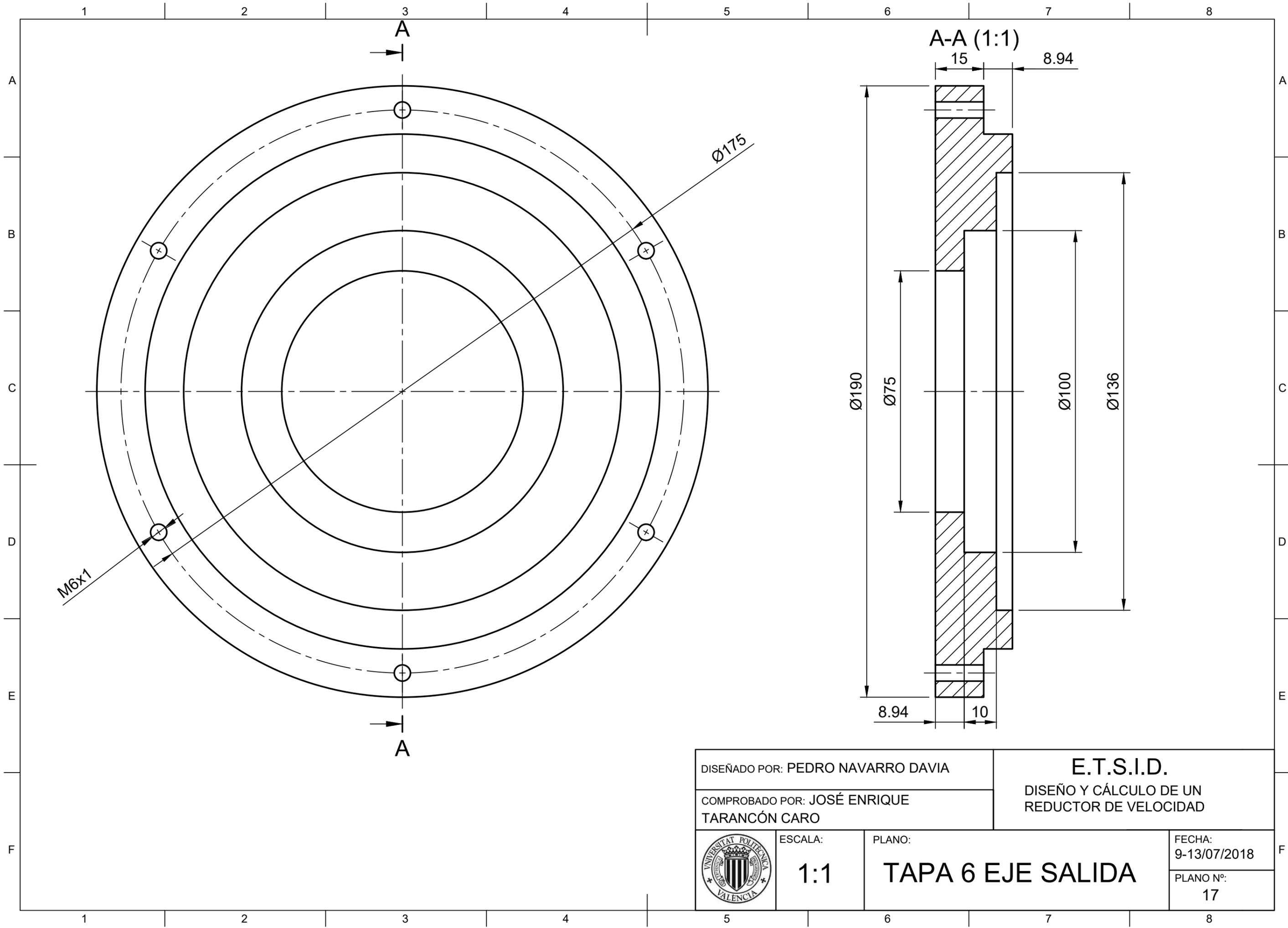
FECHA:
9-13/07/2018

PLANO Nº:
15



A-A (1:1)

DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA		E.T.S.I.D. DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD	
COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO			
	ESCALA: 1:1	PLANO: TAPA 3 EJE SALIDA	FECHA: 9-13/07/2018
			PLANO Nº: 16



DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA

COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE
TARANCÓN CARO

E.T.S.I.D.
DISEÑO Y CÁLCULO DE UN
REDUCTOR DE VELOCIDAD

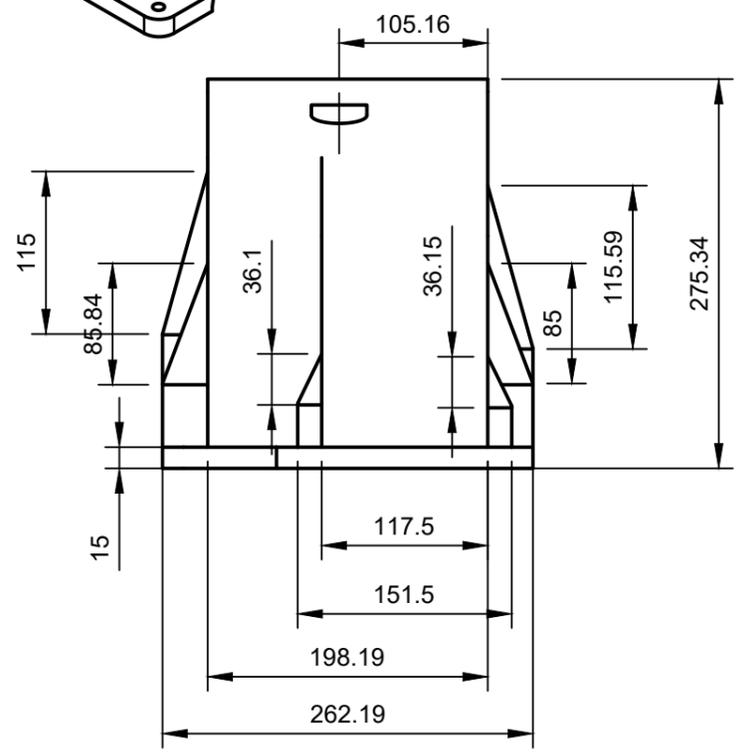
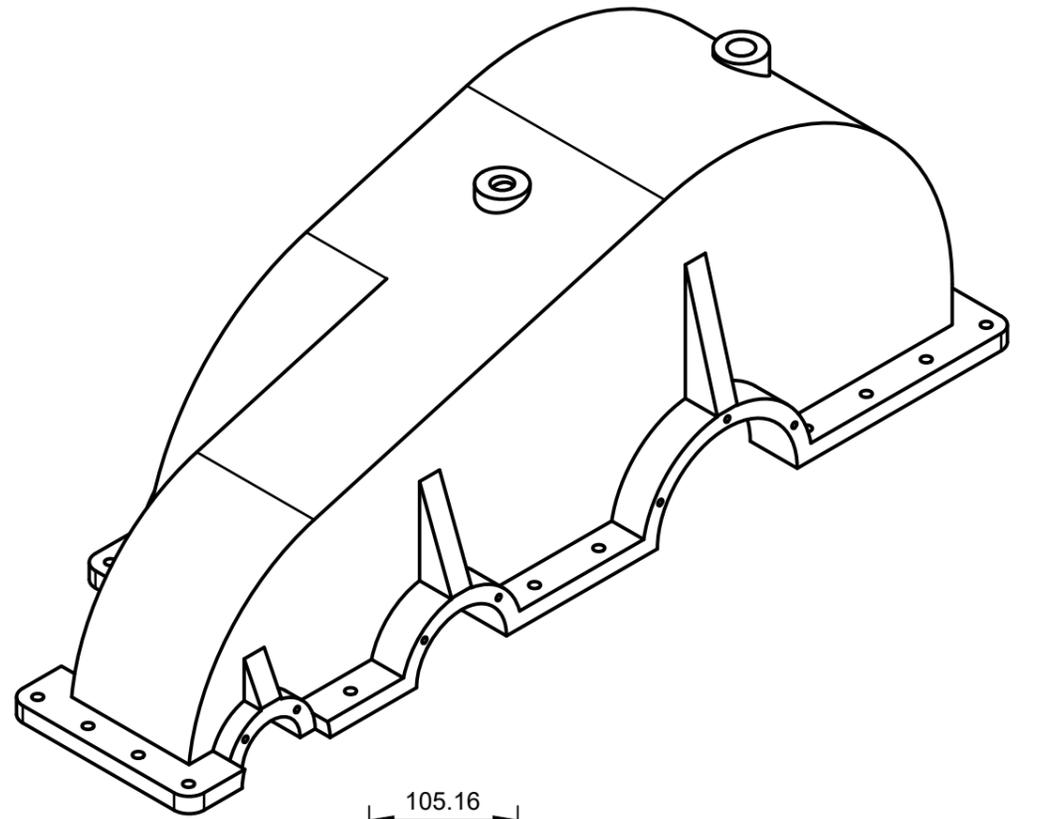
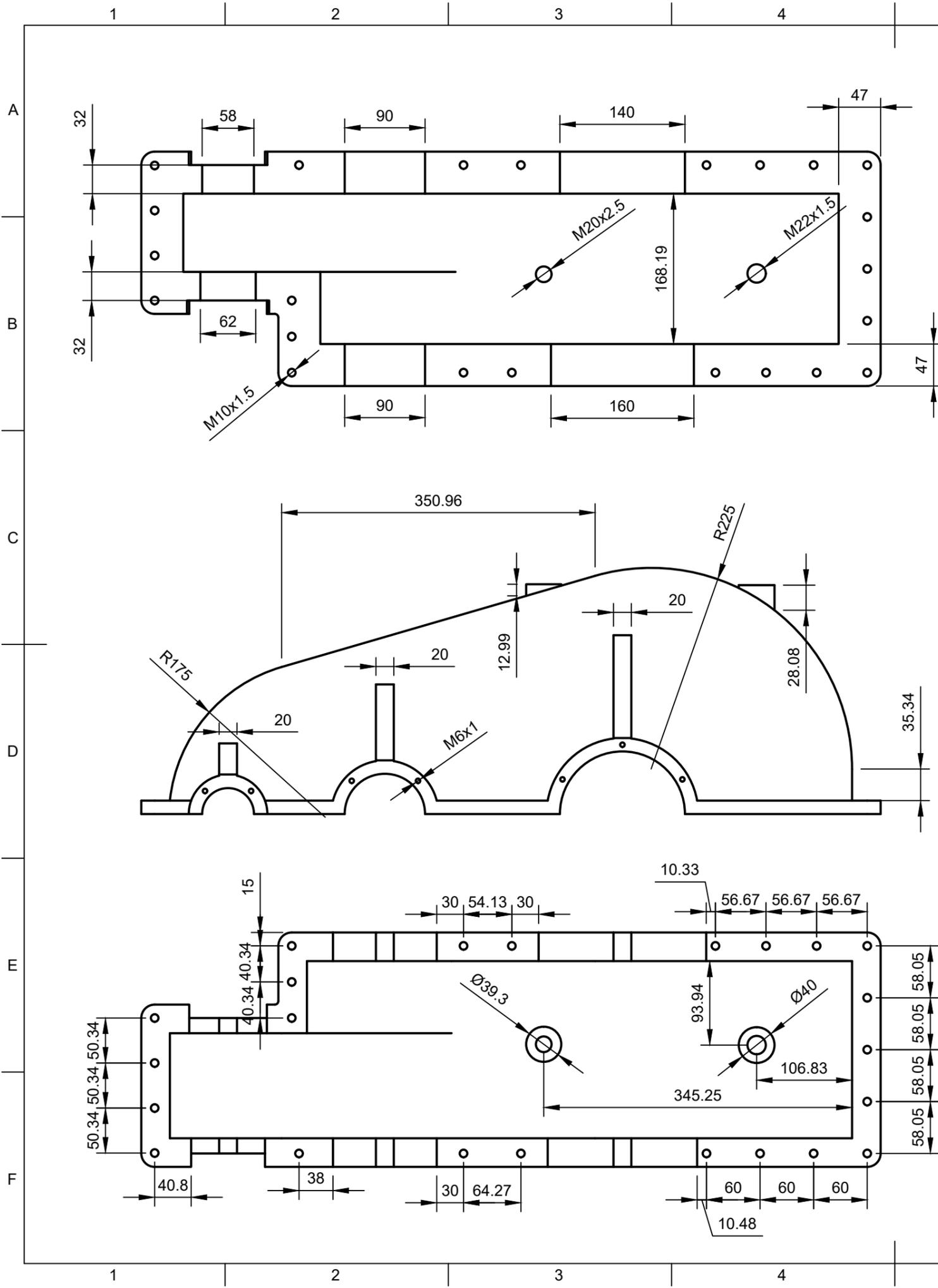


ESCALA:
1:1

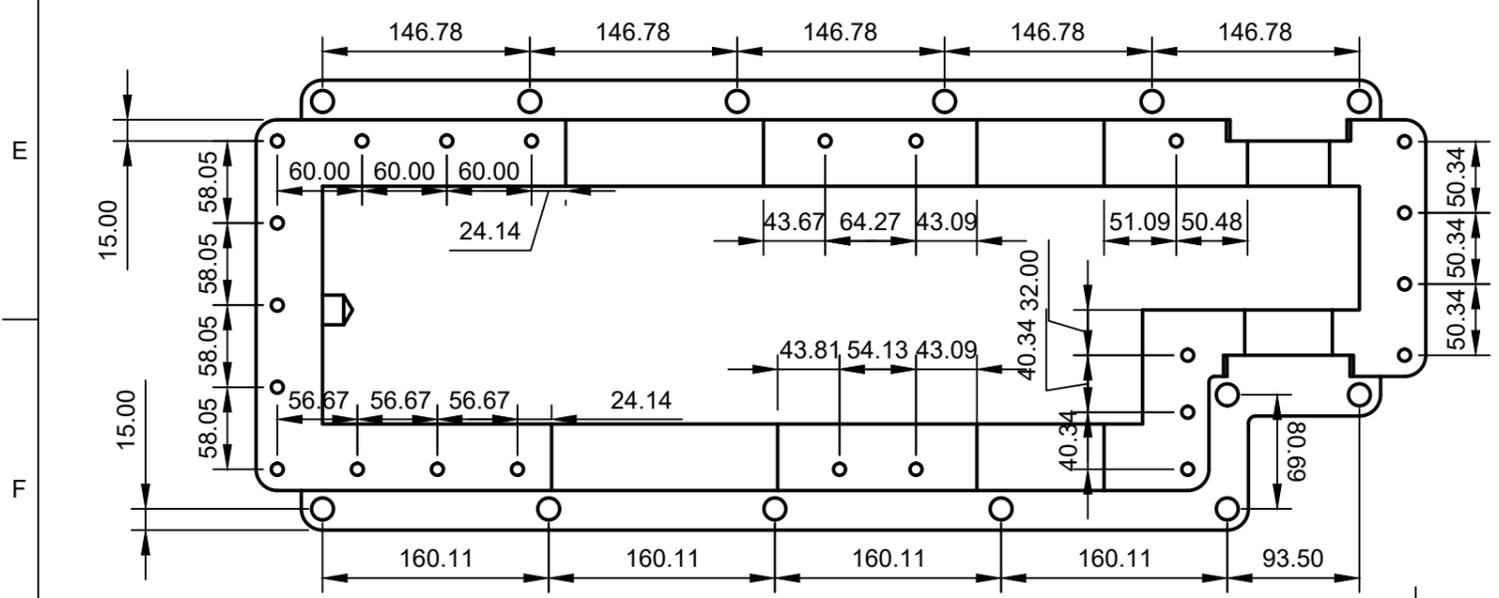
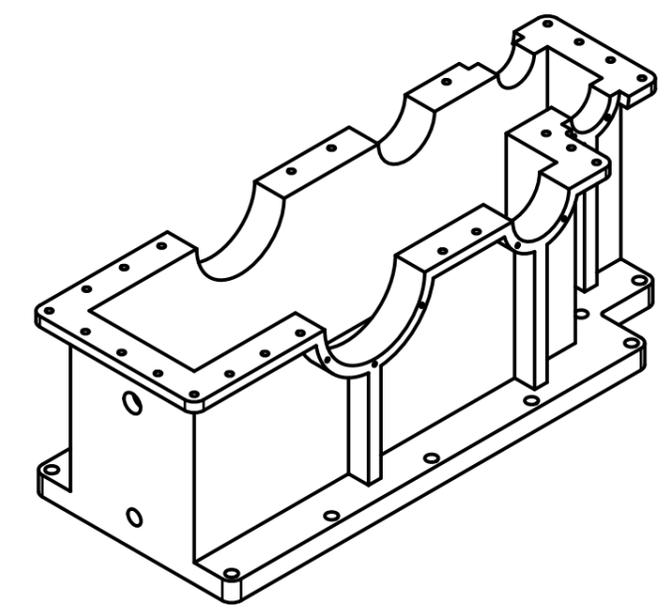
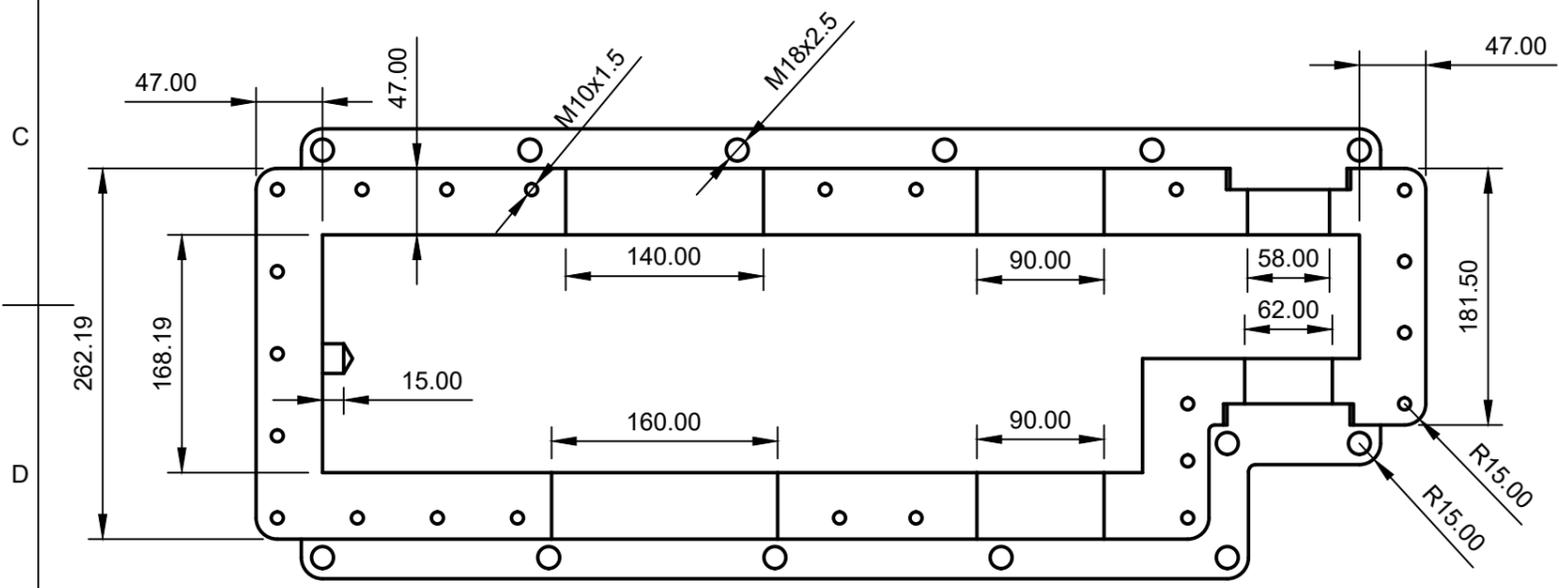
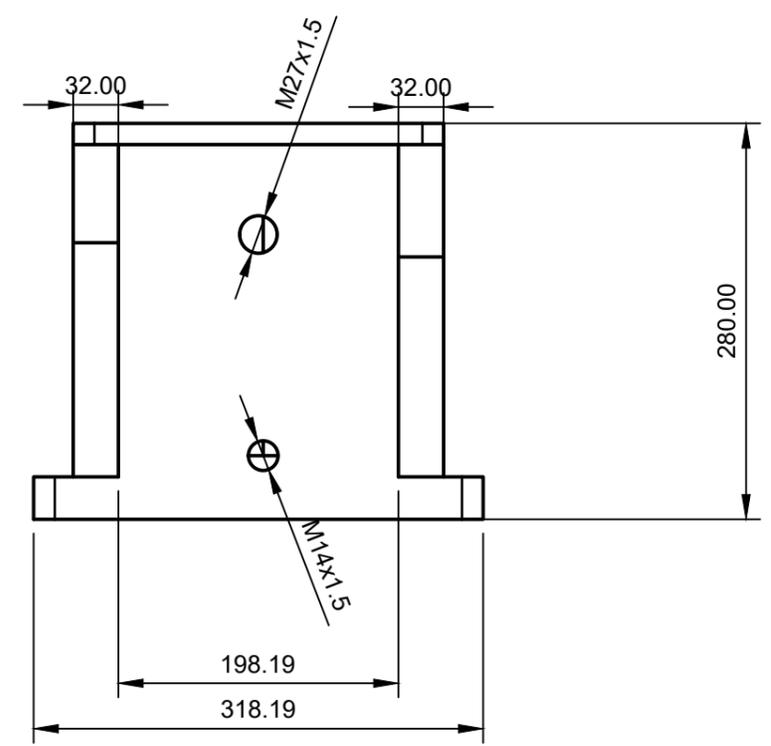
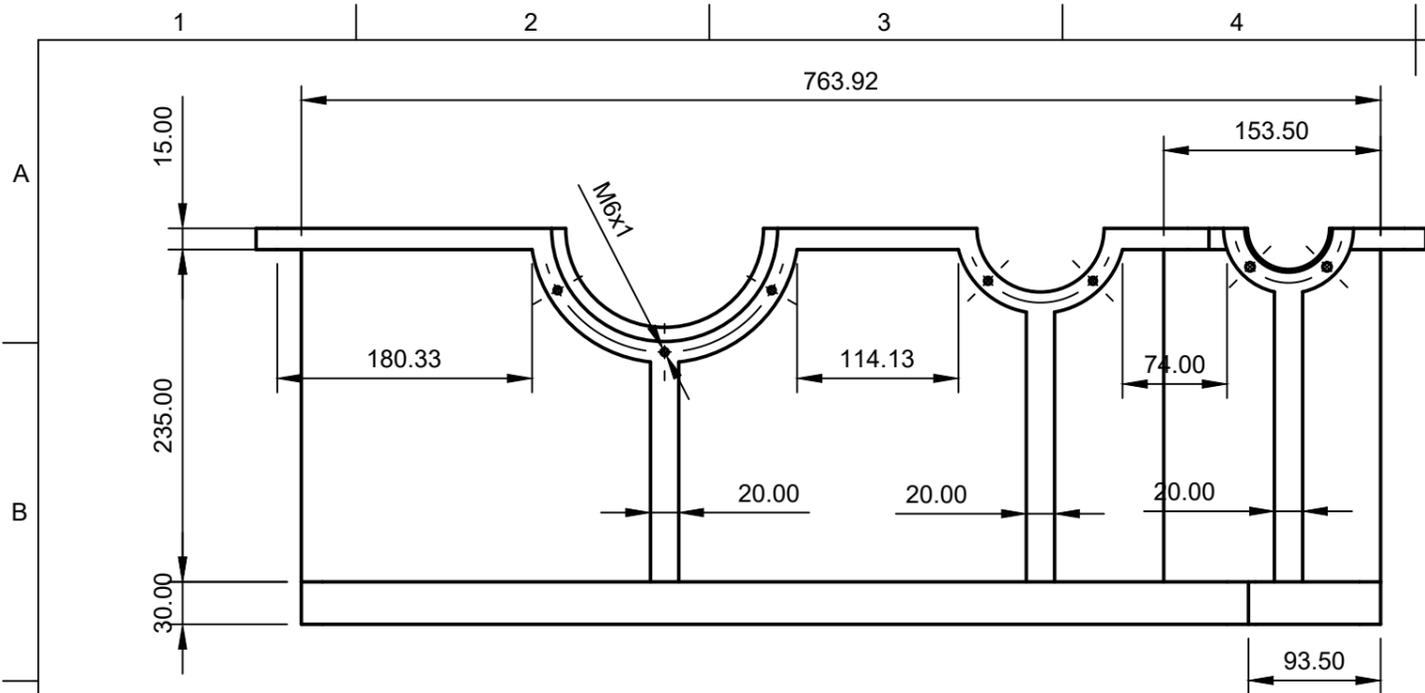
PLANO:
TAPA 6 EJE SALIDA

FECHA:
9-13/07/2018

PLANO Nº:
17



DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA		E.T.S.I.D. DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD	
COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO			
	ESCALA: 1:5	PLANO: TAPA CARCASA	FECHA: 9-13/07/2018
			PLANO Nº: 18



DISEÑADO POR: PEDRO NAVARRO DAVIA		E.T.S.I.D. DISEÑO Y CÁLCULO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD	
COMPROBADO POR: JOSÉ ENRIQUE TARANCÓN CARO			
	ESCALA: 1:5	PLANO: CARTER	FECHA: 9-13/07/2018
			PLANO Nº: 19