



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

*Análisis y optimización a partir de  
la ingeniería inversa para mejora y  
fabricación de un reductor cicloidal  
descatalogado*

---

**Autor:**

*Adrián Bou Crespo*

**Dirigido por:**

*Sergi Montava Jordà*

*Antonio Vicente Martínez Sanz*

GRADO DE *INGENIERÍA MECÁNICA*

Convocatoria de defensa: septiembre de 2019

## **RESUMEN**

En el mercado actual de maquinaria para cartón ondulado existen máquinas que utilizan un reductor cicloidal para el accionamiento de un mecanismo de movimiento excéntrico de un rodillo. El fabricante de dichos reductores cerró dejando sin recambios ni posibles sustituciones a las actuales máquinas de cartón que existen en varias empresas cartoneras.

El problema se hizo tangible cuando varios clientes del fabricante de maquinaria para el cartón ondulado contactan con este ya que necesitan recambios del reductor. Entonces, el fabricante de maquinaria intenta ponerse en contacto con la casa de reductores y se encuentra que en el mercado actual ya no existe el fabricante de estos reductores ni posibles sustitutos con dimensiones y características similares, imposibilitando una sustitución rápida del reductor dañado sin modificaciones a la máquina.

Por este motivo, el propósito de este trabajo es realizar ingeniería inversa sobre dicho reductor para poder analizar, optimizar y fabricar tanto reductores nuevos como recambios para el mismo y así prestar servicio a todas las empresas que utilizan máquinas de cartón ondulado con este reductor específico.

## **PALABRAS CLAVE**

Engranajes, Cicloidal, Reductor de velocidad, Diseño, Fabricación.

## **RESUM**

Al mercat actual de maquinària per al cartró ondulat existeixen màquines que utilitzen un reductor cicloidal per a l'accionament d'un mecanisme de moviment excèntric d'un corró. El fabricant d'aquests reductors ha tancat deixant sense recanvis ni possibles substitucions a les actuals màquines de cartró que existeixen a diferents empreses cartoneres.

El problema es va fer tangible quan diversos clients del fabricant de maquinària per al cartró ondulat contacten amb aquest ja que necessiten de recanvis per al reductor. El fabricant de maquinària industrial intenta posar-se en contacte amb la casa de reductors i es troba que al mercat actual ja no existeix el fabricant d'aquests reductors ni possibles substituïts amb dimensions i característiques semblants. Impossibilitant una substitució ràpida del reductor danyat sense modificacions a la màquina.

Per aquest motiu, el propòsit d'aquest treball és realitzar enginyeria inversa sobre l'anomenat reductor per poder analitzar, optimitzar y fabricar tant reductors nous com recanvis per al mateix i així prestar servici a totes les empreses que utilitzen màquines per al cartró ondulat amb aquest reductor específic.

## **PARAULES CLAU**

Engranatge, Cicloidal, Reductor de velocitat, Disseny, Fabricació.

## **ABSTRACT**

In the current market of corrugated cardboard machinery there are machines that use this cycloidal gearbox. The firm that manufactured these gearboxes closed leaving without replacements or possible substitutions to the existing cardboard machines from different companies.

The problem became tangible when several customers of the machinery manufacturer for corrugated cardboard contacted him as they needed spare parts of the gearbox. Then, the machinery manufacturer tried to contact gearboxes company and found that. In the current market these gearboxes or possible substitutes with similar dimensions and characteristics are no longer manufactured, making quickly replace of damaged gearbox impossible without modifications to the machine.

For this reason, the purpose of this work is to perform reverse engineering on a gearbox to be able to analyze, optimize and manufacture both, new gearboxes and spare parts for it, in order to provide service to all companies that use corrugated cardboard machines with this specific gearbox.

## **KEYWORDS**

Gears, Cicloidal, Gearbox, Design, Manufacturing.

# ÍNDICE

1	Introducción.....	11
1.1	Situación actual.....	11
1.2	Objetivo del trabajo .....	11
1.3	Pasos a seguir.....	12
2	Desarrollo .....	12
2.1	Búsqueda preliminar .....	12
2.1.1	Fuentes utilizadas .....	12
2.1.2	Búsqueda del fabricante.....	12
2.1.3	Búsqueda de características técnicas del reductor.....	13
2.2	Cálculos preliminares .....	15
2.2.1	Par de entrada .....	15
2.2.2	Relación de transmisión .....	15
2.2.3	Rendimiento .....	15
2.3	Denominación elementos cinemáticos.....	16
2.4	Análisis de la geometría de los engranajes .....	17
2.4.1	Cálculo del pin para las mediciones .....	18
2.4.2	Cálculo iterativo mediante formulación .....	21
2.4.3	Dentado del árbol de salida – Engranaje solar ( $Z_4$ ).....	23
2.4.4	Dentado del anillo ( $Z_3$ ) .....	26
2.4.5	Geometría del engranaje satélite ( $Z_1$ y $Z_2$ ) .....	27
2.4.6	Resultados.....	31
2.5	Materiales.....	31
2.5.1	Árbol de salida – Engranaje solar ( $Z_4$ ) .....	32
2.5.2	Engranaje Anillo ( $Z_3$ ) .....	33
2.5.3	Engranaje satélite ( $Z_1$ y $Z_2$ ) .....	33
2.5.4	Resto de elementos .....	34
2.6	Diseño constructivo .....	34
2.7	Cálculos de resistencia en el árbol de salida.....	36
2.7.1	Cálculo de esfuerzos en el árbol.....	36
2.7.2	Cálculo coeficiente de seguridad.....	41
2.7.3	Cálculo de resistencia a fluencia .....	44
2.7.4	Cálculo resistencia a fatiga.....	54
2.8	Cálculos de resistencia del árbol mediante software informático.....	58

2.8.1	Análisis mediante KissSoft.....	58
2.8.2	Análisis mediante elementos finitos .....	61
2.9	Resultados .....	68
2.10	Cálculo resistencia chavetero .....	69
3	Comentarios.....	73
4	Aplicación del reductor .....	73
4.1	Datos de la aplicación .....	73
4.2	Cálculos de la cadena.....	75
4.3	Cálculos en el árbol de salida.....	76
4.3.1	Cálculos manuales .....	76
4.3.2	Cálculos mediante KissSoft.....	80
4.3.3	Cálculos mediante SolidWorks (módulo Cosmosworks).....	81
4.4	Resultados en la aplicación.....	83
5	Posibles soluciones .....	84
5.1	Rediseñar árbol de salida .....	84
5.2	Redimensionar cadena .....	84
5.3	Cambio de montaje de reductor .....	84
6	Análisis de soluciones .....	85
6.1	Redimensionamiento del árbol de salida del reductor .....	85
6.2	Redimensionamiento de la cadena.....	86
6.3	Cambio de montaje de reductor .....	87
7	Síntesis.....	87
7.1	Redimensionado del árbol .....	87
7.2	Cambio de montaje de reductor .....	87
8	Solución adoptada .....	87
9	Conclusiones.....	88
10	Planos .....	89
11	Presupuesto.....	101
12	Bibliografía.....	106
13	Anexos.....	108
13.1	Dimensiones rodamiento 16006.....	108
13.2	Recomendaciones elección coeficiente de seguridad.....	109
13.3	Terminaciones habituales de árboles.....	110
13.4	Tabla de anillos elásticos para agujeros (DIN 471) .....	111
13.5	Tabla de anillos elásticos para ejes (DIN 471).....	112

13.6	Tabla pasadores cilíndricos (DIN 7) .....	113
13.7	Tabla chaveteros.....	114
13.8	Dimensiones y resistencias de chavetas DIN 6885A .....	115
13.9	Simbología en planos técnicos .....	116
13.10	Equivalencias de designaciones del acero.....	118
13.11	Dimensiones disponibles casquillos bronce.....	119
13.12	Justificación precios acero para mecanizado .....	121
13.13	Justificación precios aluminio y bronce para mecanizado .....	122
13.14	Justificación precios mecanizado y tiempo montaje .....	123
13.15	Justificación precios tratamientos superficiales .....	124
13.16	Justificación precios elementos comerciales.....	125
13.17	Justificación precio aceite SAE 90.....	126

# ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Figura 1. Reductor cicloidal. ....	11
Figura 2. Vista explosionada reductor cicloidal dentado. ....	13
Figura 3. Vista frontal engranajes desde árbol de entrada reductor. ....	13
Figura 4. Placa identificativa reductor STUB. ....	14
Figura 5. Designaciones y velocidades elementos cinemáticos reductor. ....	16
Figura 6. Engranajes entre componentes cinemáticos. ....	17
Figura 7. Simplificación medición mediante pines para dientes pares o impares. ....	20
Figura 8. Cálculo iterativo corrección del dentado exterior. ....	21
Figura 9. Cálculo iterativo corrección del dentado interior. ....	22
Figura 10. Vista dentado $Z_4$ . ....	23
Figura 11. Cálculo dentado $Z_4$ . ....	25
Figura 12. Resultados geometría dentado $Z_4$ . ....	25
Figura 13. Vista dentado $Z_3$ . ....	26
Figura 14. Cálculo dentado $Z_3$ . ....	27
Figura 15. Resultados geometría $Z_3$ . ....	27
Figura 16. Geometría engranaje satélite ( $Z_1$ y $Z_2$ ). ....	27
Figura 17. Vista dentado $Z_1$ . ....	28
Figura 18. Cálculo dentado $Z_1$ . ....	29
Figura 19. Resultados geometría dentado $Z_1$ . ....	29
Figura 20. Vista dentado $Z_2$ . ....	29
Figura 21. Cálculo dentado $Z_2$ . ....	30
Figura 22. Resultado dentado $Z_2$ . ....	30
Figura 23. Durómetros disponibles Campus Alcoy. ....	31
Figura 24. Prueba realizada en engranaje solar-árbol salida ( $Z_4$ ). ....	32
Figura 25. Prueba realizada en engranaje anillo ( $Z_3$ ). ....	33
Figura 26. Prueba realizada en engranaje satélite ( $Z_1$ y $Z_2$ ) ....	33
Figura 27. Micrómetro utilizado. ....	34
Figura 28. Medición mediante pie de rey. ....	34
Figura 29. Diseño CAD del reductor. ....	35
Figura 30. Vista seccionada reductor en CAD. ....	35
Figura 31. Representación árbol y sus componentes. ....	36
Figura 32. Diagrama de cuerpo libre del árbol de salida. ....	37
Figura 33. Diagrama de cuerpo libre de torsiones. ....	38
Figura 34. Diagrama de cuerpo libre en plano YZ (medidas en mm). ....	40
Figura 35. Diagrama de cuerpo libre en plano YX (medidas en mm). ....	40
Figura 36. Resultado subfactor $f_1$ . ....	43
Figura 37. Resultado subfactor $f_2$ . ....	43
Figura 38. Secciones a analizar en el árbol (distancias en mm). ....	44
Figura 39. Características acero F-1150. ....	46
Figura 40. Sección E a analizar. ....	54
Figura 41. Coeficiente por acabado superficial. ....	54
Figura 42. Gráfica $K_t - r/d$ . ....	56
Figura 43. Diseño geométrico en KissSoft. ....	58
Figura 44. Colocación de fuerzas en árbol. ....	58
Figura 45. Colocación de rodamientos y casquillos. ....	59

Figura 46. Configuración árbol. ....	59
Figura 47. Configuración dinámica del árbol. ....	60
Figura 48. Resultados mediante KissSoft. ....	60
Figura 49. Simplificación rodamiento para cálculos FEM. ....	62
Figura 50. Simplificación casquillo de bronce para cálculos FEM. ....	62
Figura 51. Simulación elementos del árbol. ....	63
Figura 52. Fijación de rodamiento y casquillo. ....	63
Figura 53. Conexiones de rodamiento entre rodamiento-árbol y casquillo-árbol. ....	64
Figura 54. Fuerzas en el extremo del árbol. ....	65
Figura 55. Fuerzas en dentado. ....	65
Figura 56. Detalles del mallado. ....	66
Figura 57. Mallado del árbol a calcular. ....	66
Figura 58. Resultados FEM. ....	67
Figura 59. Ampliación del resultado en zona crítica. ....	67
Figura 60. Vista frontal de la aplicación. ....	74
Figura 61. Vista lateral aplicación. ....	74
Figura 62. Datos cadena montada en árbol salida. ....	75
Figura 63. Resultados de la cadena montada. ....	75
Figura 64. Diagrama de cuerpo libre YZ modificado con cargas de cadena. ....	76
Figura 65. Secciones y distancias entre secciones. ....	77
Figura 66. Cambio en configuración de fuerzas del árbol. ....	80
Figura 67. Configuración de la polea. ....	80
Figura 68. Resultados. ....	81
Figura 69. Ensamblaje para cálculo mediante elementos finitos. ....	81
Figura 70. Malla. ....	82
Figura 71. Resultados. ....	82
Figura 72. Posibles soluciones a adoptar. ....	84
Figura 73. Resultados aumento diámetro de árbol. ....	85
Figura 74. Datos de servicio y cadena de rodillos elegida. ....	86
Figura 75. Resultados en cadena de rodillos elegida. ....	86

# ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Resultados pin ideal dentado exterior.....	19
Tabla 2. Resultados pin ideal dentado interior. ....	20
Tabla 3. Cálculo iterativo desplazamiento dentado $Z_4$ . ....	24
Tabla 4. Cálculo iterativo desplazamiento dentado $Z_3$ . ....	26
Tabla 5. Cálculo iterativo desplazamiento dentado $Z_1$ . ....	28
Tabla 6. Cálculo iterativo desplazamiento dentado $Z_2$ . ....	30
Tabla 7. Dureza de aceros en base a sus tratamientos. ....	32
Tabla 8. Subfactor $f_1$ del método Pugsley. ....	42
Tabla 9. Subfactor $f_2$ del método Pugsley. ....	42
Tabla 10. Factor D en base a la probabilidad de supervivencia del árbol. ....	55
Tabla 11. Resultados de los métodos de cálculo en sección E. ....	68
Tabla 12. Tabla de tolerancias de chavetas y chaveteros (en mm). ....	70
Tabla 13. Resultados en métodos de cálculo sección E con la cadena. ....	83

# 1 Introducción

## 1.1 Situación actual

Tras reiteradas quejas de varios clientes sobre el motorreductor instalado en una máquina diseñada para la impresión y corte de planchas de cartón, en el presente trabajo se pretende investigar el problema que comentan dichos clientes.

Para ello, primero se comprobó que el reductor instalado, tras años de uso, provoca una fractura en el árbol de salida del mismo, provocando una avería en la máquina.

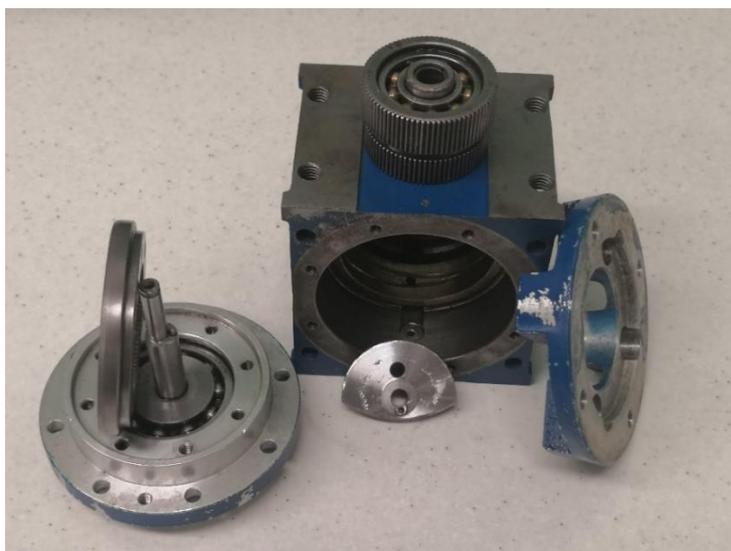
Seguidamente, se realizó una búsqueda para encontrar un sustituto de similares características al reductor dañado. Sin embargo, después de una búsqueda intensiva, se constató que el fabricante de estos reductores cerró hace varios años y no es posible de conseguir un reductor ni piezas de recambio.

Finalmente, se realizó una búsqueda en distintos fabricantes de reductores, pero no se encontró ningún producto que pueda sustituir el reductor averiado sin realizar cambios importantes en la máquina en la que está instalado, puesto que las prestaciones difieren demasiado.

## 1.2 Objetivo del trabajo

El principal objetivo de este proyecto consiste en conseguir un producto nuevo capaz de sustituir a uno descatalogado utilizando el proceso de la ingeniería inversa. Además, se busca mejorar el árbol de salida del producto, que es la parte donde se encuentran las fallas.

El reductor, objeto del presente trabajo (Figura 1), se ha diseñado mediante ingeniería inversa con la intención de cumplir todas las características técnicas del modelo a estudiar, además de toda la geometría interior y exterior. Con esto se pretende ofrecer al mercado actual tanto reductores como recambios para los mismos, facilitando así una reparación rápida.



*Figura 1. Reductor cicloidal.*

## 1.3 Pasos a seguir

El diseño del reductor se dividirá en las siguientes etapas:

- Búsqueda preliminar del objeto de referencia
  - Manuales de instrucciones
  - Características técnicas
    - Potencia de entrada capaz de soportar
    - Par máximo
    - Rendimiento
    - Relación de reducción
- Análisis de la geometría del reductor y sus componentes
- Comprobación de materiales de fabricación de todos los componentes del reductor
- Exportación a CAD de todos los elementos que componen el reductor
- Análisis del árbol de salida del reductor, la pieza más crítica
- Búsqueda de mejoras
- Análisis de mejoras
- Aplicación de mejoras

## 2 Desarrollo

### 2.1 Búsqueda preliminar

#### 2.1.1 Fuentes utilizadas

La primera tarea a realizar fue una búsqueda de información acerca del reductor objeto de estudio para conseguir datos técnicos del mismo.

Para tal fin se han utilizado fuentes variadas como:

- Bibliotecas online
- Artículos técnicos
- Páginas web oficiales de los fabricantes

#### 2.1.2 Búsqueda del fabricante

En primer lugar, se ha buscado información del reductor en la web, utilizando datos como el modelo o el fabricante del mismo.

Sin embargo, solo aparecen datos genéricos de estos reductores de segunda mano.

### 2.1.3 Búsqueda de características técnicas del reductor

Utilizando el mismo proceso anterior, se han buscado características del reductor que puedan servir de guía para el posterior diseño del mismo.

De esta forma, se ha conseguido conocer el tipo de reductor y el funcionamiento en el que se basa.

Se trata de un reductor del tipo “reductor cicloidal (Figura 2). El funcionamiento de este reductor se basa en las propiedades de las curvas cicloidales. Éstas, mediante sistemas excéntricos, permiten crear reducciones elevadas con un tamaño mínimo.

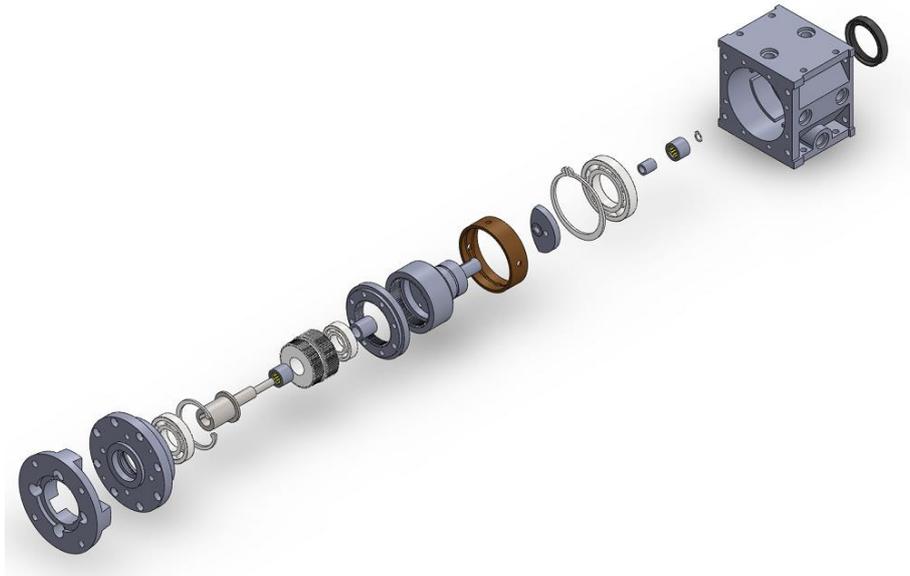


Figura 2. Vista explosionada reductor cicloidal dentado.

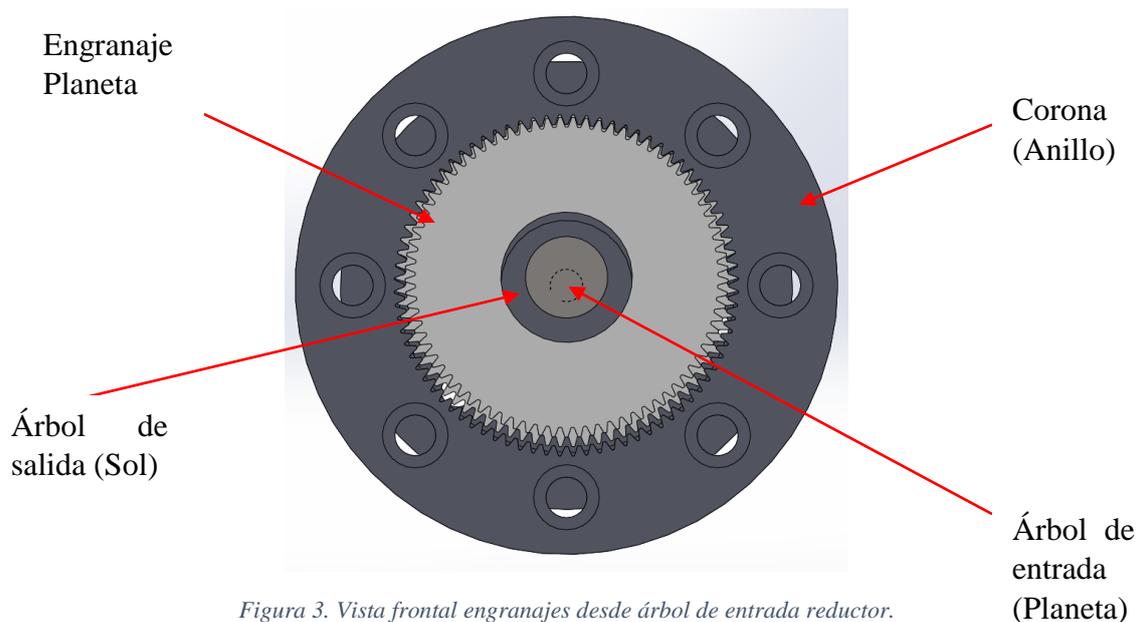


Figura 3. Vista frontal engranajes desde árbol de entrada reductor.

Estos reductores están constituidos por tres partes principales:

- Árbol de entrada con una excéntrica
- Corona
- Árbol de salida

Para mejorar el entendimiento de las distintas partes del reductor, a partir de ahora se nombrarán de la siguiente manera:

- Árbol de entrada excéntrico → Planeta
- Corona → Anillo
- Árbol de salida → Sol

Como se puede observar en la Figura 3, la elección de los nombres toma como referencia a los reductores planetarios, debido a la similitud entre los componentes de ambos tipos de reductores.

El engranaje solar del reductor epicicloidal lleva un dentado interior en vez de exterior como montan los planetarios.

El engranaje planetario del reductor epicicloidal, al igual que en los reductores planetarios, funcionan de manera excéntrica al árbol de entrada y salida del reductor.

El engranaje anillo es igual al de los reductores planetarios habituales, es el único elemento igual en ambos tipos de reductores.

Además de estos datos, mediante la placa identificativa del motor, se conocen las principales características que componen el reductor (Figura 4).



Figura 4. Placa identificativa reductor STUB.

- Marca: METRASAL
- Modelo: STUB 500
- Potencia máxima de entrada: 0,04 CV
- Par de salida: 4,9 Kg·m
- Velocidad de entrada: 1500 rpm
- Velocidad de salida: 3,43 rpm
- Datos de la empresa: C/ Tucumán, 14 – 08030, Barcelona – Tfno.: 933 45 70 62

## 2.2 Cálculos preliminares

Con los datos recabados en el punto anterior, se realizan una serie de cálculos con el fin de obtener el rendimiento, el par de entrada y la relación de transmisión.

### 2.2.1 Par de entrada

$$\omega_i \Rightarrow \frac{n \cdot 2 \cdot \pi}{60} \rightarrow \omega_i = \frac{1500 \cdot 2 \cdot \pi}{60} = 157,08 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (\text{Ec. 1})$$

$$M_i = \frac{P_i}{\omega_i} \rightarrow M_i = \frac{0,03 \text{ Kw}}{157,08 \text{ rad/s}} \cdot 1000 = 0,19 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. 2})$$

Donde:

- $M_i$ : Momento torsor de entrada (N·m)
- $P_i$ : Potencia de entrada (W)
- $\omega_i$ : Velocidad angular de entrada (rad/s)
- $n$ : Velocidad de entrada en RPM

### 2.2.2 Relación de transmisión

$$i = \frac{\omega_i}{\omega_o} = \frac{1500}{3.13} \cdot \frac{\frac{60}{2 \cdot \pi}}{\frac{60}{2 \cdot \pi}} = 479,23 \quad (\text{Ec. 3})$$

Donde:

- $i$ : Relación de transmisión (adimensional)
- $\omega_i$ : Velocidad angular de entrada (rad/s)
- $\omega_o$ : Velocidad angular de salida (rad/s)

### 2.2.3 Rendimiento

$$\eta = \frac{P_o}{P_i} = \frac{M_o}{M_i} \cdot \frac{1}{i} \rightarrow \eta = \frac{48.02}{0.19} \cdot \frac{1}{479,23} = 0,53 \quad (\text{Ec. 4})$$

Donde:

- $\eta$ : Rendimiento del motor (adimensional)
- $M_o$ : Momento torsor de salida (N·m)
- $M_i$ : Momento torsor de entrada (N·m)
- $i$ : Relación de transmisión (adimensional)
- $P_o$ : Potencia de salida (W)
- $P_i$ : Potencia de entrada (W)

Según se aprecia en los datos obtenidos, se trata de un reductor, cuyo tamaño es pequeño, no obstante, consigue realizar una reducción de 479,23 a costa de un rendimiento bajo, del 53%.

## 2.3 Denominación elementos cinemáticos

Antes de analizar la geometría de los engranajes, es conveniente conocer la cinemática del reductor para comprender el funcionamiento de este, así como el de cada engranaje.

En primer lugar, a cada dentado se le designa un nombre para mejor entendimiento (Figura 5).

Para el engranaje denominado como “planeta”, se diferencian dos partes del mismo, por un lado, se dispone de un dentado con determinado número de dientes y corrección al que llamaremos  $Z_1$ ; por otro lado, se dispone de un dentado con un número de dientes y corrección diferentes a  $Z_1$ , el cual pasa a ser  $Z_2$ .

Para el engranaje denominado como “anillo” que solo dispone de un tipo de dentado, se le nombrará como  $Z_3$ .

Finalmente, para el engranaje denominado como “sol”, que solo dispone de un tipo de dentado se denominará como  $Z_4$ .

En segundo lugar, se describen las velocidades entre los engranes.

- $Z_1$  tiene una velocidad angular  $\omega_1$  de 57,7 rpm.
- El  $Z_2$ , que es solidario a  $Z_1$  ya que forman parte de la misma pieza, “planeta”, tiene una velocidad angular igual a  $Z_1$ .
- $Z_3$ , también llamado anillo, no girará, por tanto, su velocidad angular  $\omega_2$  es igual a 0.
- Finalmente, el dentado  $Z_4$ , que es el árbol de salida, tiene una velocidad angular  $\omega_3$  de 3.43 rpm.

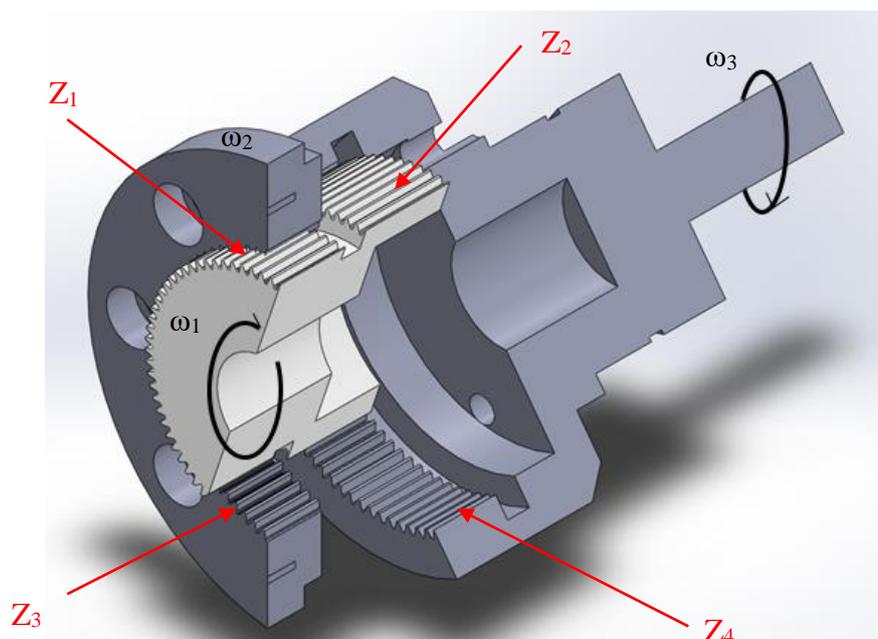


Figura 5. Designaciones y velocidades elementos cinemáticos reductor.

En tercer lugar, se describen los conjuntos de engranes entre los distintos dentados:

- El movimiento de  $Z_1$  es realizado mediante la excéntrica del árbol de entrada del reductor.
- El dentado  $Z_1$  engrana con  $Z_3$  provocando un giro del satélite ya que la velocidad angular de  $Z_3$  es 0. Como el satélite consta de dos dentados,  $Z_1$  y  $Z_2$ , estos tienen la misma velocidad angular.  $Z_2$  engrana con  $Z_4$  provocando la reducción de velocidad y la transmisión de movimiento.

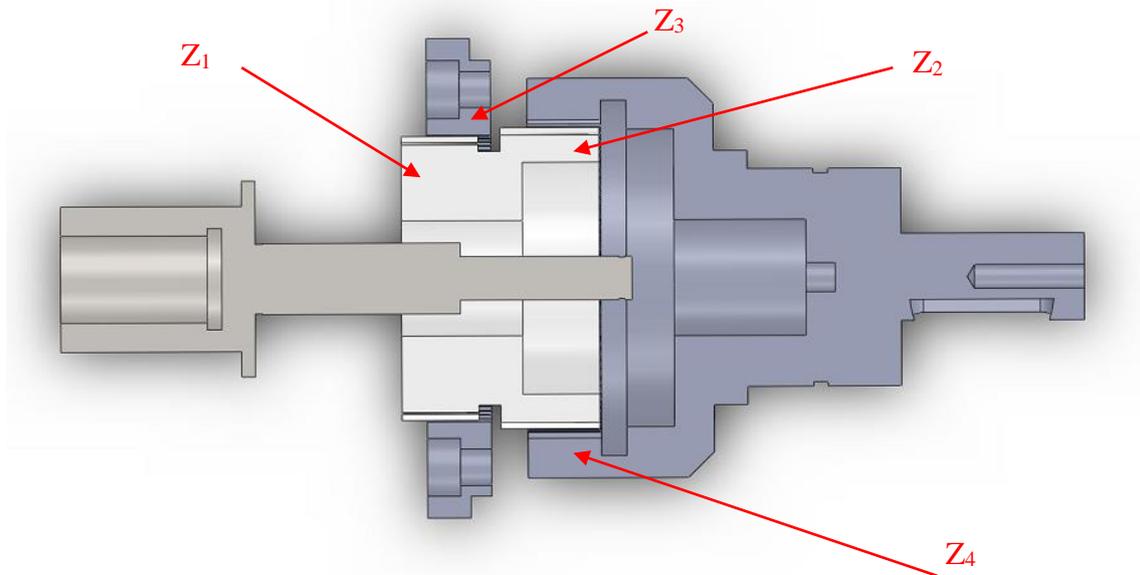


Figura 6. Engranes entre componentes cinemáticos.

## 2.4 Análisis de la geometría de los engranajes

La mayoría de reductores epicicloidales funcionan sin dentado de forma que, en vez de utilizar dentado, utilizan perfiles circulares para realizar un movimiento trocoidal que mejora el deslizamiento entre piezas. Sin embargo, en el caso del reductor aquí estudiado, se trata de un dentado recto de engranaje, por tanto, es necesario realizar los cálculos pertinentes para conocer la geometría de estos.

Con los datos obtenidos anteriormente, ahora se procede a realizar un estudio de la geometría de los engranajes que componen el reductor. Con este fin, se realizan mediciones mediante un pie de rey y un micrómetro, además de dos pines para la medición de la corrección del dentado.

### 2.4.1 Cálculo del pin para las mediciones

Para realizar una correcta medición de la posible corrección que tenga el dentado de los diferentes engranajes, se deben utilizar dos pines y un micrómetro.

La elección del pin se debe realizar mediante las siguientes fórmulas:

#### 2.4.1.1 En caso de dentado exterior:

$$\partial = \left( \frac{\pi}{2 \cdot z} - \operatorname{inv} \alpha \right) - \frac{2 \cdot x \cdot \tan \alpha}{z} \quad (\text{Ec. 5})$$

Donde:

- $\partial$ : medio ángulo espacial (adimensional)
- $z$ : nº de dientes (adimensional)
- $\alpha$ : ángulo de presión del engranaje (en radianes)
- $x$ : corrección del dentado (adimensional)

$$\alpha' = \cos^{-1} \left\{ \frac{z \cdot m \cdot \cos \alpha}{(z + 2 \cdot x) \cdot m} \right\} \quad (\text{Ec. 6})$$

Donde:

- $\alpha'$ : ángulo de presión en el pin cuando es tangente al diente (en radianes)
- $z$ : nº de dientes (adimensional)
- $m$  = módulo del dentado (en mm)
- $x$ : corrección del dentado (adimensional)

$$\varphi = \tan \alpha' + \partial \quad (\text{Ec. 7})$$

Donde:

- $\varphi$ : ángulo de presión en el centro del pin (en radianes)
- $\alpha'$ : ángulo de presión en el pin cuando es tangente al diente (en radianes)
- $\partial$ : medio ángulo espacial (adimensional)

Finalmente, el diámetro del pin ideal será:

$$d'_p = z \cdot m \cdot \cos \alpha \cdot (\operatorname{inv} \varphi + \partial) \quad (\text{Ec. 8})$$

Donde:

- $\operatorname{inv} \varphi = \tan \varphi - \varphi$
- $d'_p$ : diámetro del pin ideal (en mm)

Para el uso de estas fórmulas, debido a que no se conoce actualmente la corrección del dentado (“x”), se establece que este es igual a 0. Con ello, obtenemos los siguientes resultados:

Tabla 1. Resultados pin ideal dentado exterior.

	Z1	Z2
$z$	77	82
$\partial$	0,01	0,00
$\alpha'$	0,35	0,35
$\varphi$	0,37	0,37
$d'_p$	0,74	0,74

Por tanto, el pin ideal para este dentado sería de 0,74 mm aproximadamente.

#### 2.4.1.2 En caso de dentado interior

$$\partial = \left( \frac{\pi}{2 \cdot z} - \text{inv } \alpha \right) + \frac{2 \cdot x \cdot \tan \alpha}{z} \quad (\text{Ec. 9})$$

Donde:

- $\partial$ : medio ángulo espacial (adimensional)
- $z$ : nº de dientes (adimensional)
- $\alpha$ : ángulo de presión del engranaje (en radianes)
- $x$ : corrección del dentado (adimensional)

$$\alpha' = \cos^{-1} \left\{ \frac{z \cdot m \cdot \cos \alpha}{(z + 2 \cdot x) \cdot m} \right\} \quad (\text{Ec. 10})$$

Donde:

- $m$ : módulo del dentado (en mm)
- $\alpha$ : ángulo de presión del engranaje (en radianes)
- $z$ : nº de dientes (adimensional)
- $x$ : corrección del dentado (adimensional)

$$\varphi = \tan \alpha' - \partial \quad (\text{Ec. 11})$$

Donde:

- $\varphi$ : ángulo de presión en el centro del pin (en radianes)
- $\alpha'$ : ángulo de presión en el pin cuando es tangente al diente (en radianes)
- $\partial$ : medio ángulo espacial (adimensional)

Finalmente, el diámetro del pin ideal será:

$$d'_p = z \cdot m \cdot \cos \alpha \cdot (\partial - \text{inv } \varphi) \quad (\text{Ec. 12})$$

$$\text{inv } \varphi = \tan \varphi - \varphi \quad (\text{Ec. 13})$$

Donde:

- $\text{inv } \varphi = \tan \varphi - \varphi$
- $d'_p$ : diámetro del pin ideal (en mm)

Tabla 2. Resultados pin ideal dentado interior.

	Z3	Z4
$z$	80	85
$\partial$	0,03	0,03
$\alpha'$	0,35	0,35
$\varphi$	0,33	0,40
$d'_p$	0,74	0,74

En este caso, también el pin ideal es 0,74 mm aproximadamente. Como no se disponen de pines con el diámetro exigido, se debe utilizar un pin que tenga el diámetro (superior a 0,74 mm) más cercano. Por tanto, se utilizarán pines de  $\varnothing 0,8$  mm.

Una vez conocido el diámetro requerido, se toman las medidas entre los pines, tal y como muestra la Figura 7.

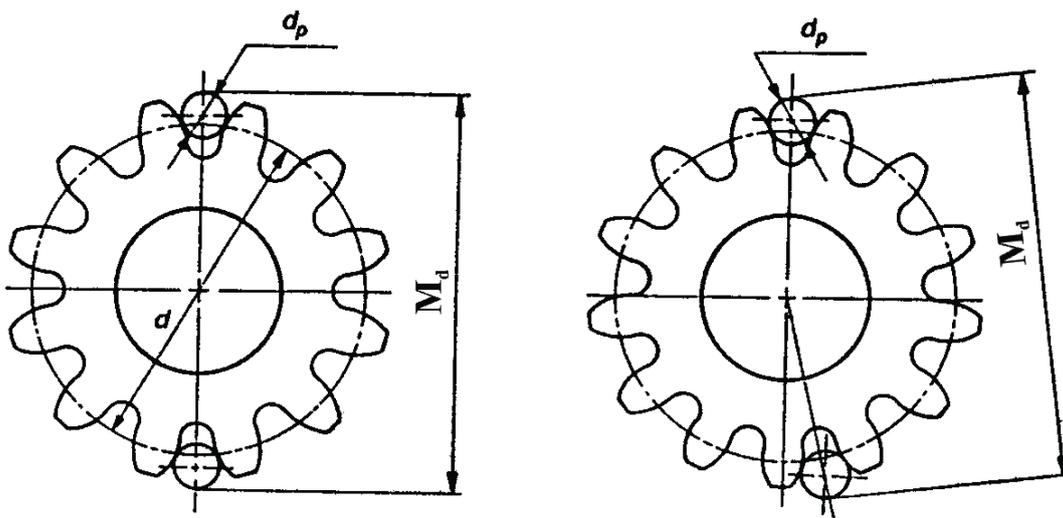


Figura 7. Simplificación medición mediante pines para dientes pares o impares.

Para intentar eliminar en la medida de lo posible el error por una medición poco precisa o un engranaje no circularmente perfecto, se realizan varias mediciones del mismo, se desechan los valores pico (alejados de una media) y se calcula el valor promedio.

Una vez realizado todo este proceso, mediante un método iterativo, se procede a calcular la corrección del dentado de cada engranaje.

## 2.4.2 Cálculo iterativo mediante formulación

### 2.4.2.1 Dentado exterior

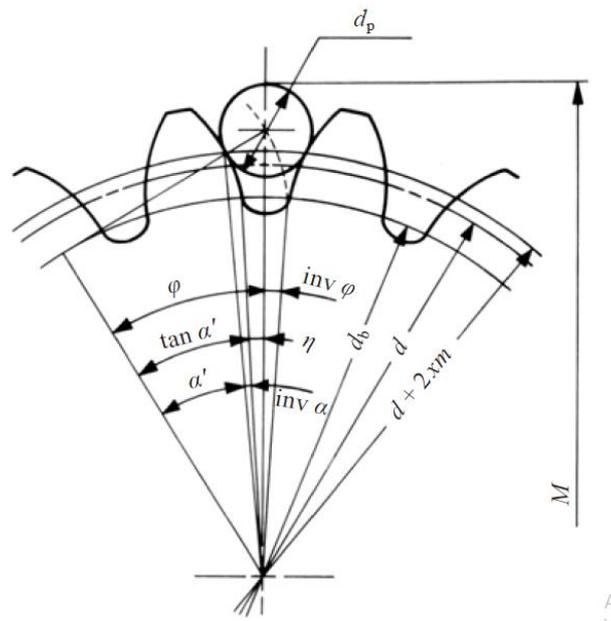


Figura 8. Cálculo iterativo corrección del dentado exterior.

$$inv \phi = \frac{d_p}{z \cdot m \cdot \cos \alpha} - \frac{\pi}{2 \cdot z} + inv \alpha + \frac{2 \cdot x \cdot \tan \alpha}{z} \quad (Ec. 14)$$

Donde:

- $d_p$  = diámetro del pin elegido (en mm)
- $z = n^{\circ}$  dientes (adimensional)
- $m$  = módulo (en mm)
- $\alpha$  = ángulo de presión del dentado (en radianes)
- $x$ : factor de corrección (adimensional)

$$\phi \approx (3 \cdot inv \phi)^{1/3} \quad (Ec. 15)$$

En caso de que el dentado sea par la distancia M (distancia entre pines):

$$M = \frac{z \cdot m \cdot \cos \alpha}{\cos \varphi} + d_p \quad (\text{Ec. 16})$$

En caso de que el dentado sea impar, la distancia M:

$$M = \frac{z \cdot m \cdot \cos \alpha}{\cos \varphi} \cdot \cos \frac{1.57}{z} + d_p \quad (\text{Ec. 17})$$

#### 2.4.2.2 Dentado interior

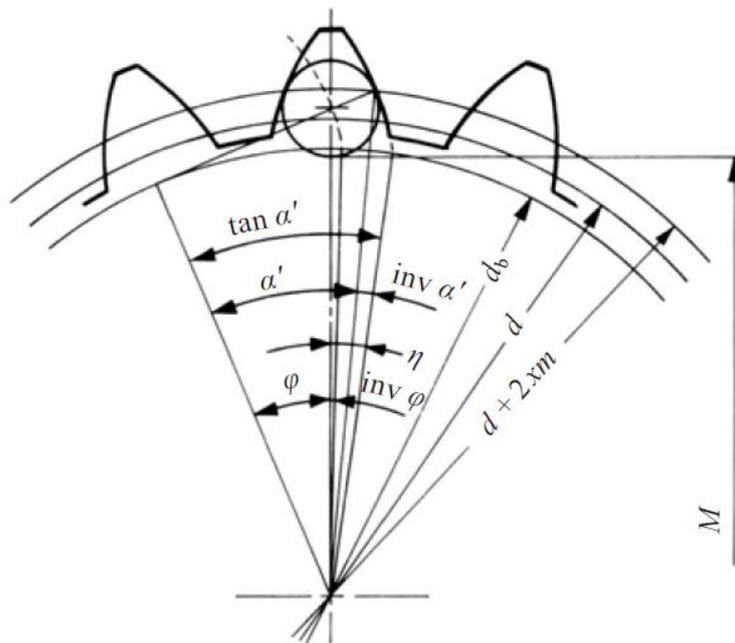


Figura 9. Cálculo iterativo corrección del dentado interior.

$$inv \varphi = \left( \frac{\pi}{2 \cdot z} + inv \alpha \right) - \frac{d_p}{z \cdot m \cdot \cos \alpha} + \frac{2 \cdot x \cdot \tan \alpha}{z} \quad (\text{Ec. 18})$$

Donde:

- $d_p$  = diámetro del pin elegido (en mm)
- $z = n^\circ$  dientes
- $m$  = módulo (en mm)
- $\alpha$  = ángulo de presión del dentado (en radianes)

$$\varphi \approx (3 \cdot \operatorname{inv} \varphi)^{1/3} \quad (\text{Ec. 19})$$

- $\varphi$ : ángulo de presión en el centro del pin (en radianes)
- $\alpha'$ : ángulo de presión en el pin cuando es tangente al diente (en radianes)
- $\delta$ : medio ángulo espacial (adimensional)

En caso de que el dentado sea par la distancia M (distancia entre pines):

$$M = \frac{z \cdot m \cdot \cos \alpha}{\cos \varphi} - d_p \quad (\text{Ec. 20})$$

En caso de que el dentado sea impar, la distancia M:

$$M = \frac{z \cdot m \cdot \cos \alpha}{\cos \varphi} \cdot \cos \frac{1.57}{z} - d_p \quad (\text{Ec. 21})$$

#### 2.4.3 Dentado del árbol de salida – Engranaje solar ( $Z_4$ )

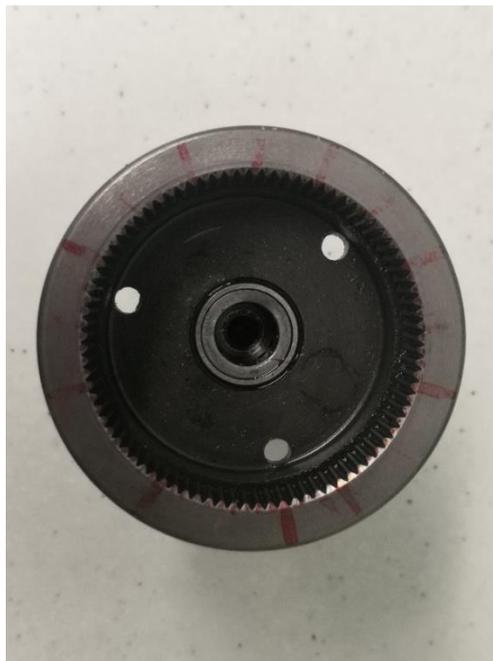


Figura 10. Vista dentado  $Z_4$ .

### 2.4.3.1 Cálculo iterativo mediante formulación

Tal como se ha comentado anteriormente, este engranaje dispone de un dentado interior (Figura 10), los datos obtenidos son:

- $z \rightarrow$  N° de dientes: 85 (Calculadas mediante recuento en el engranaje)
- $D_a \rightarrow$  Diámetro de cabeza: 42,5 mm (Calculado mediante micrómetro de agujeros)
- Módulo:

$$D_a = m \cdot z + 2 \cdot m \cdot (1 + x) \quad (\text{Ec. 22})$$

Suponiendo que no hay corrección del dentado ( $x=0$ ),

$$D_a = m \cdot 85 + 2 \cdot m \rightarrow m = \frac{42.5}{87} = 0,49 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 23})$$

Por lo tanto, el módulo será 0,5 mm.

Una vez conocidos estos datos, y mediante las fórmulas anteriormente descritas, se realiza un cálculo iterativo para averiguar la corrección del dentado.

Tabla 3. Cálculo iterativo desplazamiento dentado  $Z_i$ .

<b>z</b>	<b>85</b>		
<b>x</b>	<b>inv <math>\varphi</math></b>	<b><math>\varphi</math></b>	<b>M</b>
0,1	0,01420916	0,34932517	41,6967557
0,15	0,01463736	0,35279953	41,7508641
0,2	0,01506556	0,35620678	41,8045613
0,25	0,01549376	0,35955006	41,8578644
0,3	0,01592196	0,36283229	41,9107891
0,35	0,01635016	0,3660562	41,9633503
0,4	0,01677836	0,36922429	42,0155618
0,45	0,01720656	0,37233893	42,0674367
0,5	0,01763476	0,37540232	42,1189874
0,55	0,01806296	0,37841651	42,1702254
0,6	0,01849116	0,38138343	42,2211617
0,65	0,01891936	0,3843049	42,2718066
0,7	0,01934756	0,38718261	42,3221699
0,75	0,01977576	0,39001817	42,372261
0,8	0,02020396	0,39281308	42,4220886
0,85	0,02063216	0,39556878	42,4716612
0,9	0,02106036	0,39828661	42,5209866
0,95	0,02148856	0,40096785	42,5700724
<b>1</b>	<b>0,02191676</b>	<b>0,4036137</b>	<b>42,6189259</b>

Según los datos obtenidos, la distancia más parecida a la medición mediante pines del dentado es la marcada en amarillo.

Además, se introducen los datos en el KissSoft, para comprobar que efectivamente, los datos obtenidos son correctos (Figura 11).

Geometría			
Módulo normal	$m_n$	<input type="text" value="0.5000"/>	mm
Ángulo de presión normal	$\alpha_n$	<input type="text" value="20.0000"/>	°
La rueda dentada		<input type="text" value="dentado recto"/>	
Ángulo de hélice en el círculo primitivo	$\beta$	<input type="text" value="0.0000"/>	°
Número de plano		<input type="text" value="0.000.0"/>	
Espesor del alma	$b_s$	<input type="text" value="0.0000"/>	mm
Número de dientes	$z$	<input type="text" value="-85"/>	
Ancho del diente	$b$	<input type="text" value="20.0000"/>	mm
Coefficiente de desplazamiento de perfil	$x'$	<input type="text" value="-1.0000"/>	
Calidad (ISO 1328:1995)	$Q$	<input type="text" value="6"/>	
Diámetro exterior	$d_e$	<input type="text" value="0.0000"/>	mm
Diámetro exterior de la corona	$d_{e_c}$	<input type="text" value="0.0000"/>	mm

Figura 11. Cálculo dentado  $Z_A$ .

Como se puede observar en la Figura 11 se introduce la variable de número de dientes en forma negativa, esto es debido a que el dentado es interior.

Diámetro de la circunferencia de cabeza (mm)		
	[ $d_a$ ]	42.500
(máximo/mínimo) (mm)		42.500
Circunferencia de pie creada con xE (superior/inferior) (mm)		44.898
		44.981
Número de dientes medidos		12
Medida entre dientes, sin huelgo (mm)		17.912
Medida entre dientes efectiva (máx./mín.) (mm)		17.963
Diámetro del cuerpo de medida efectivo (mm)		0.895
Medida diametral entre dos bolas, sin juego (mm)		42.116
Medida diametral entre dos bolas (mm)		42.251
		42.325

Figura 12. Resultados geometría dentado  $Z_A$ .

#### 2.4.4 Dentado del anillo ( $Z_3$ )

Para el cálculo del dentado del anillo (Figura 13), se han seguido los pasos del cálculo del dentado solar. Los datos de los que se parte para el cálculo son:

- Módulo: 0,5 mm
- N° de dientes: 80
- Diámetro de cabeza: 39,5 mm



Figura 13. Vista dentado  $Z_3$ .

Tabla 4. Cálculo iterativo desplazamiento dentado  $Z_3$ .

<b>z</b>	<b>80</b>		
<b>x</b>	<b>inv <math>\varphi</math></b>	<b><math>\varphi</math></b>	<b>M (mm)</b>
0,1	0,0141	0,348	39,19
0,15	0,0146	0,352	39,25
0,2	0,0150	0,356	39,30
0,25	0,0155	0,359	39,35
0,3	0,0159	0,363	39,41
0,35	0,0164	0,366	39,46
0,4	0,0168	0,370	39,51
0,45	0,0173	0,373	39,56
<b>0,5</b>	<b>0,0178</b>	<b>0,376</b>	<b>39,62</b>
0,55	0,0182	0,379	39,67
0,6	0,0187	0,382	39,72
0,65	0,0191	0,385	39,77
0,7	0,0196	0,389	39,82
0,75	0,0200	0,392	39,87
0,8	0,0205	0,394	39,92

Geometría			
Módulo normal	$m_n$	0.5000	mm
Ángulo de presión normal	$\alpha_n$	20.0000	°
La rueda dentada		dentado recto	
Ángulo de hélice en el círculo primitivo	$\beta$	0.0000	°
Número de plano		0.000.0	
Espesor del alma	$b_s$	0.0000	mm
Número de dientes	$z$	-80	
Ancho del diente	$b$	20.0000	mm
Coefficiente de desplazamiento de perfil	$x'$	-0.5000	
Calidad (ISO 1328:1995)	$Q$	6	
Diámetro exterior	$d_e$	0.0000	mm
Diámetro exterior de la corona	$d_{e_s}$	0.0000	mm

Figura 14. Cálculo dentado  $Z_3$ .

### Resultados

Diámetro de la circunferencia de cabeza (mm)		
	[ $d_3$ ]	39.500
(máximo/mínimo) (mm)		39.510
Circunferencia de pie creada con xE (superior/inferior) (mm)		
		41.898
		41.981
Número de dientes medidos		10
Medida entre dientes, sin huelgo (mm)		14.754
Medida entre dientes efectiva (máx./mín.) (mm)		14.833
Diámetro del cuerpo de medida efectivo (mm)		0.895
Medida diametral entre dos bolas, sin juego (mm)		39.146
Medida diametral entre dos bolas (mm)		39.291
		39.370

Figura 15. Resultados geometría  $Z_3$ .

### 2.4.5 Geometría del engranaje satélite ( $Z_1$ y $Z_2$ )

En este caso, el engranaje satélite tiene 2 dentados diferentes con número de dientes y correcciones distintas (Figura 16). En el extremo izquierdo según la Figura 16, se observa  $Z_1$  que conecta con  $Z_3$  tal como se ha mencionado en el apartado anterior. En el extremo derecho se dispone del dentado  $Z_2$ , que conecta con  $Z_4$ .



Figura 16. Geometría engranaje satélite ( $Z_1$  y  $Z_2$ ).

### 2.4.5.1 Geometría del dentado $Z_1$

En este caso, se calcula la geometría del lado del engranaje que lo conecta con el anillo (Figura 17) donde se han obtenido los siguientes valores:



Figura 17. Vista dentado  $Z_1$ .

- Módulo: 0,5 mm
- N° de dientes: 77
- Diámetro de cabeza: 39,27 mm

Al realizar un cálculo iterativo se obtiene:

Tabla 5. Cálculo iterativo desplazamiento dentado  $Z_1$ .

$z$	77		
$x$	$inv \varphi$	$\varphi$	$M$ (mm)
-0,1	0,015	0,36	39,46
-0,15	0,015	0,35	38,60
-0,2	0,014	0,35	38,55
-0,25	0,014	0,34	38,50
-0,3	0,013	0,34	38,44
-0,35	0,013	0,34	38,39
-0,4	0,012	0,33	38,33
-0,45	0,012	0,33	38,27
-0,5	0,011	0,32	38,22
-0,55	0,011	0,32	38,16
-0,6	0,010	0,32	38,10
-0,65	0,010	0,31	38,04
-0,7	0,0098	0,31	37,98
-0,75	0,009	0,30	37,92
-0,8	0,009	0,30	37,86

Geometría			
Módulo normal	$m_n$	<input type="text" value="0.5000"/>	mm
Ángulo de presión normal	$\alpha_n$	<input type="text" value="20.0000"/>	°
La rueda dentada		dentado recto	
Ángulo de hélice en el círculo primitivo	$\beta$	<input type="text" value="0.0000"/>	°
Número de plano		<input type="text" value="0.000.0"/>	
Espesor del alma	$b_s$	<input type="text" value="0.0000"/>	mm
Número de dientes	$z$	<input type="text" value="77"/>	
Ancho del diente	$b$	<input type="text" value="20.0000"/>	mm
Coefficiente de desplazamiento de perfil	$x'$	<input type="text" value="-0.2336"/>	
Calidad (ISO 1328:1995)	$Q$	<input type="text" value="6"/>	
Diámetro interior	$d_i$	<input type="text" value="0.0000"/>	mm
Diámetro interior de la corona	$d_{si}$	<input type="text" value="0.0000"/>	mm

Figura 18. Cálculo dentado  $Z_1$ .

### Resultados

Diámetro de la circunferencia de cabeza (mm)		
	$[d_a]$	39.266
(máximo/mínimo) (mm)		39.266 / 39.256
Circunferencia de pie creada con xE (superior/inferior) (mm)		36.868 / 36.786
Número de dientes medidos		9
Medida entre dientes, sin huelgo (mm)		13.006
Medida entre dientes efectiva (máx./mín.) (mm)		12.955 / 12.927
Diámetro del cuerpo de medida efectivo (mm)		0.895
Medida diametral entre dos bolas, sin juego (mm)		39.608
Medida diametral entre dos bolas (mm)		39.463 / 39.382

Figura 19. Resultados geometría dentado  $Z_1$ .

### 2.4.5.2 Geometría del dentado $Z_2$

En este caso, se calcula la geometría del lado del engranaje que conecta este con el sol (Figura 20).



Figura 20. Vista dentado  $Z_2$ .

- Módulo: 0,5 mm
- N° de dientes: 82
- Diámetro de cabeza: 41,55 mm

Tabla 6. Cálculo iterativo desplazamiento dentado  $Z_2$ .

$z$	<b>82</b>		
$x$	$inv \varphi$	$\varphi$	<b>M (mm)</b>
-0,1	0,015	0,36	41,97
-0,15	0,015	0,35	41,92
-0,2	0,014	0,354	41,86
-0,25	0,014	0,35	41,81
-0,3	0,013	0,34	41,75
-0,35	0,013	0,34	41,70
-0,4	0,012	0,33	41,64
<b>-0,45</b>	<b>0,012</b>	<b>0,33</b>	<b>41,59</b>
-0,5	0,012	0,33	41,53
-0,55	0,011	0,32	41,47
-0,6	0,011	0,32	41,42
-0,65	0,010	0,31	41,36
-0,7	0,010	0,31	41,30
-0,75	0,009	0,30	41,24
-0,8	0,009	0,30	41,18

Geometría

Módulo normal	$m_n$	<input type="text" value="0.5000"/>	mm	Número de dientes	$z$	<input type="text" value="82"/>
Ángulo de presión normal	$\alpha_n$	<input type="text" value="20.0000"/>	°	Ancho del diente	$b$	<input type="text" value="20.0000"/>
La rueda dentada		dentado recto		Coefficiente de desplazamiento de perfil $x'$		<input type="text" value="-0.4500"/>
Ángulo de hélice en el círculo primitivo	$\beta$	<input type="text" value="0.0000"/>	°	Calidad (ISO 1328:1995)	$Q$	<input type="text" value="6"/>
Número de plano		<input type="text" value="0.000.0"/>		Diámetro interior	$d_i$	<input type="text" value="0.0000"/>
Espesor del alma	$b_s$	<input type="text" value="0.0000"/>	mm	Diámetro interior de la corona	$d_{si}$	<input type="text" value="0.0000"/>

Figura 21. Cálculo dentado  $Z_2$ .

Resultados

Diámetro de la circunferencia de cabeza (mm)		
	$[d_g]$	41.550
(máximo/mínimo) (mm)		41.550 / 41.540
Circunferencia de pie creada con $x'E$ (superior/inferior) (mm)		39.152 / 39.069
Número de dientes medidos		9
Medida entre dientes, sin huelgo (mm)		12.967
Medida entre dientes efectiva (máx./mín.) (mm)		12.916 / 12.888
Diámetro del cuerpo de medida efectivo (mm)		0.895
Medida diametral entre dos bolas, sin juego (mm)		41.904
Medida diametral entre dos bolas (mm)		41.754 / 41.668

Figura 22. Resultado dentado  $Z_2$ .

### 2.4.6 Resultados

En todos los dentados se obtienen resultados muy similares, tanto realizando las mediciones y los cálculos manuales, como con el software de cálculo.

Las pequeñas desviaciones pueden ser atribuidas o a errores de mediciones como a las aproximaciones de la ecuación 24 mediante la ecuación 25.

$$\text{inv } \varphi = \tan \varphi - \varphi \quad (\text{Ec. 24})$$

Para el cálculo de  $\varphi$  mediante la  $\text{inv } \varphi$  se recomienda utilizar la ecuación (Ecuación 25):

$$\varphi \approx (3 \cdot \text{inv } \varphi)^{1/3} \quad (\text{Ec. 25})$$

## 2.5 Materiales

Es importante conocer tanto el material del que están fabricados los componentes del reductor como su posible tratamiento térmico ya que de estos factores dependen en gran parte la resistencia mecánica y el desgaste que sufrirán. Por ello se realiza un ensayo de dureza con el fin de conocer el material de los engranajes.

Para el resto de elementos, se conoce que el árbol excéntrico y carcasa del reductor están fabricados en acero F-114. La brida del reductor está fabricada en aluminio, esto se conoce por el poco peso de la pieza.

Para ello, se ha utilizado un durómetro REGO (ALBERT GNEHM WERKZEUG & APPARATEFABRIK)



Figura 23. Durómetros disponibles Campus Alcoy.

Además de esto, para realizar una comparación entre dureza y material, se ha utilizado una tabla que ofrece el durómetro empleado.

Tabla 7. Dureza de aceros en base a sus tratamientos.

MATERIAL	VICKERS					ROCKWELL C			
	1	2	3	$\Sigma$	HV	1	2	3	HRC
<b>Templado</b>									
F1140	0.87	0.86	0.88	0.87	245	20	19	21	20
F1150	0.79	0.81	0.81	0.80	290	26	29	29	28
F1250	0.74	0.70	0.72	0.73	345	34	36	36	35
F1260	0.65	0.68	0.68	0.67	405	41	40	42	41
<b>Recocido</b>									
F1110	1.19	1.22	1.22	1.21	126				
F1120	1.10	1.12	1.10	1.11	151				
F1130	1.07	1.04	1.04	1.05	167				
F1140	0.97	0.99	0.98	0.98	191				

Mediante el uso de esta tabla (Tabla 7) y el resultado obtenido mediante el durómetro, es posible conocer el material y dureza del tratamiento de cada engranaje.

### 2.5.1 Árbol de salida – Engranaje solar ( $Z_4$ )

Al tratarse de una única pieza con una geometría que dificulta la correcta colocación en la máquina, se realiza el ensayo del árbol de salida en el exterior del engranaje (Figura 24).

Con la realización de varias pruebas alrededor de todo el engranaje, se obtiene una dureza media de 29 HRc.

Con esto y utilizando la Tabla 7, se llega a la conclusión que el engranaje solar está fabricado íntegramente en acero XC66 1203 (F1150) con un tratamiento superficial de templado, el uso del cual está muy extendido en la fabricación de engranajes.



Figura 24. Prueba realizada en engranaje solar-árbol salida ( $Z_4$ ).

### 2.5.2 Engranaje Anillo ( $Z_3$ )

Las distintas pruebas realizadas en el engranaje anillo (Figura 25) presentan unos resultados similares a los del engranaje solar, de 29 HRc. Lo cual significa que el engranaje anillo también está fabricado con acero XC66 1203 (F1150) templado.



Figura 25. Prueba realizada en engranaje anillo ( $Z_3$ ).

### 2.5.3 Engranaje satélite ( $Z_1$ y $Z_2$ )

Se comprobó la dureza del engranaje satélite (Figura 26) y presenta un resultado de 30 Rockwell C. Aunque es un punto superior a las demás piezas, es de suponer que está fabricado con el mismo material y tratamiento.



Figura 26. Prueba realizada en engranaje satélite ( $Z_1$  y  $Z_2$ )

#### 2.5.4 Resto de elementos

Para el resto de los elementos, se conoce que el árbol excéntrico y carcasa del reductor están fabricados en acero C45 (F-114). Por su parte, en el caso de la brida del reductor se deduce que está fabricada en aluminio por su densidad, obtenida mediante medidas de su volumen y masa.

### 2.6 Diseño constructivo

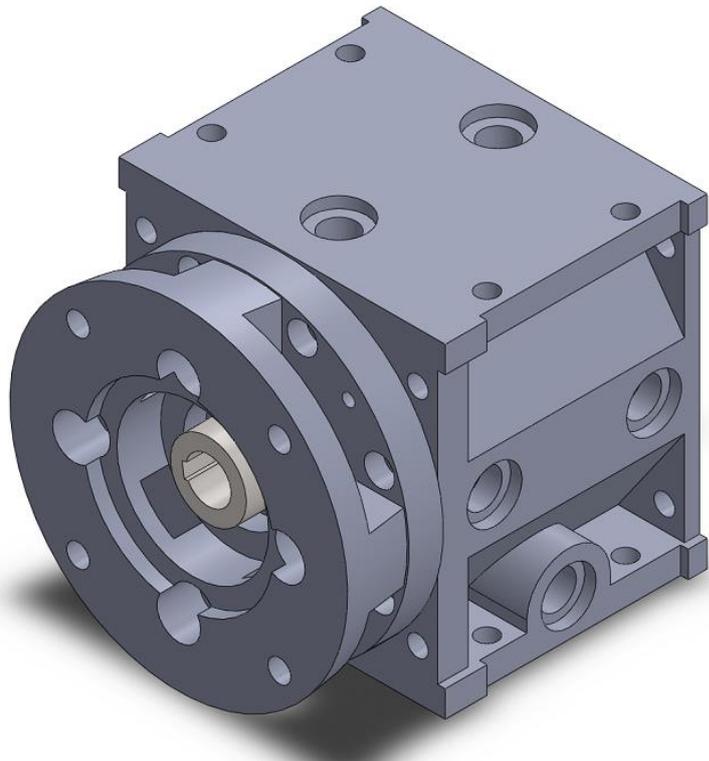
Una vez conocidos la geometría de los engranajes, así como el material del que están fabricados, se procede a modelar mediante un programa CAD (SolidWorks) todos los componentes del reductor. Previamente, todos los elementos han sido medidos mediante distintos instrumentos de medición, tales como pie de rey, reglas y micrómetro (Figuras 27 y 28)



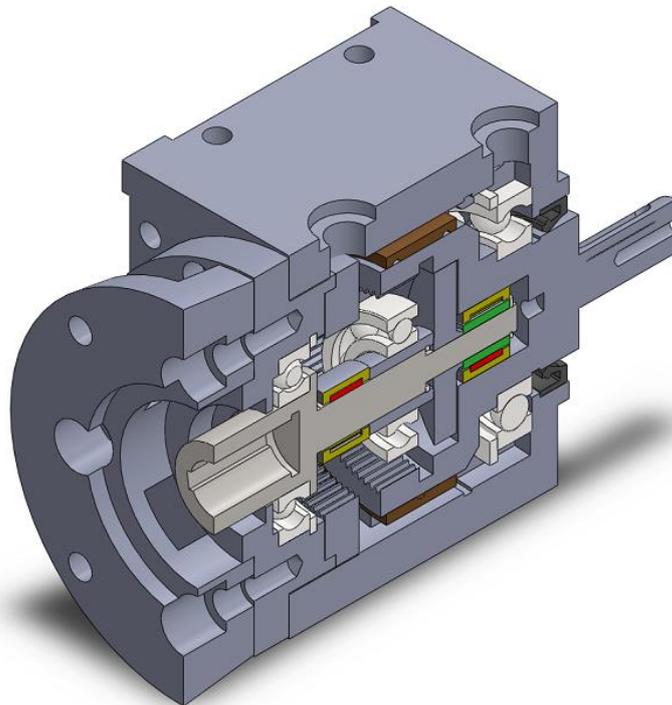
Figura 27. Micrómetro utilizado.



Figura 28. Medición mediante pie de rey.



*Figura 29. Diseño CAD del reductor.*



*Figura 30. Vista seccionada reductor en CAD.*

## 2.7 Cálculos de resistencia en el árbol de salida

Llegado a este punto, y dado que se ha observado que los reductores sometidos a estudio siempre se dañan por el árbol de salida, se procede a realizar un estudio detallado del componente afectado. Con ello se pretende saber si realmente es un error de diseño del reductor o bien un mal montaje de este sobre la máquina. En caso de ser un error de diseño, se procederá a buscar soluciones al mismo.

Como no se han observado roturas o desgastes excesivos en los demás componentes del reductor, no se realizará un estudio de resistencia a estos elementos ya que, en caso de necesitar alguna mejora el reductor, esta se llevaría a cabo en el árbol de salida.

Sin embargo, a estos componentes se les ha realizado un estudio geométrico y de material con el fin de poder fabricar el reductor de forma completa, así como poder ofrecer recambios compatibles con los reductores que hay ya en el mercado.

### 2.7.1 Cálculo de esfuerzos en el árbol

Para el cálculo de los esfuerzos en el árbol, en primer lugar, se realizará una representación de las fuerzas existentes en el árbol en forma de diagrama.

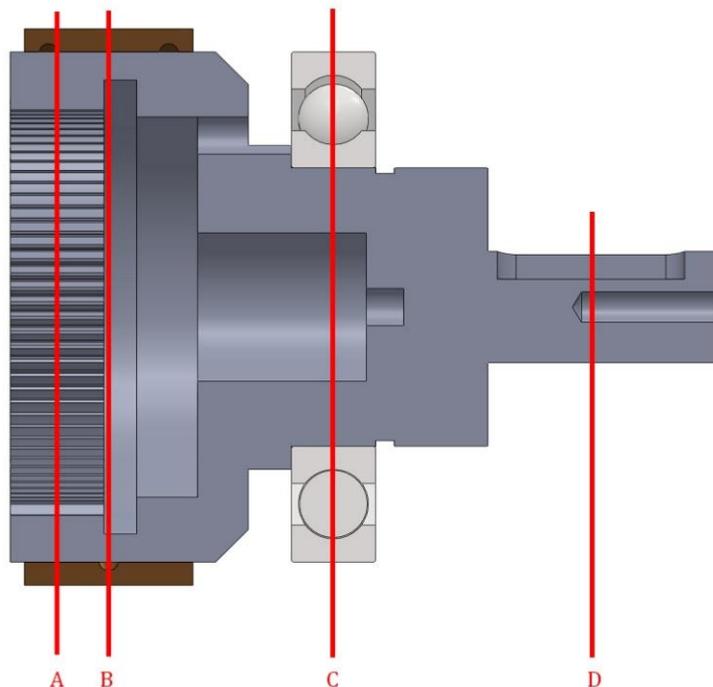


Figura 31. Representación árbol y sus componentes.

El par que transmite este árbol es de 48,02 N·m desde el engranaje interior a la punta del árbol, donde se supondrá que habrá una unión a otro árbol mediante el chavetero.

La velocidad de giro del árbol es de 3,43 rpm.

En la Figura 32 se muestra el diagrama de cuerpo libre del árbol a analizar.

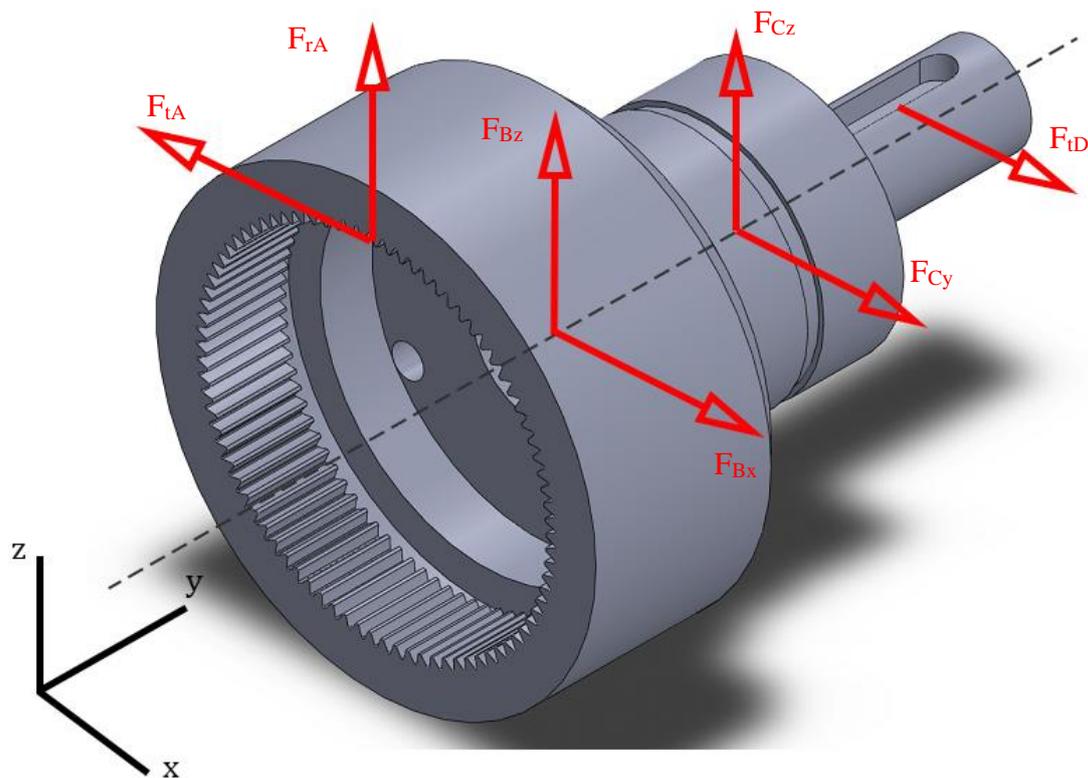


Figura 32. Diagrama de cuerpo libre del árbol de salida.

Como el sistema solo tiene una entrada y una salida de potencia, solo habrá un par que afecte al árbol, el cual ya se conoce porque aparece en la placa identificativa del reductor.

El par se transmite a este árbol mediante el dentado que hay en la sección A y se transfiere fuera del árbol mediante el chavetero de la sección D. En todo el árbol no existe ningún elemento que cree fuerza axial, por tanto, no habrá fuerzas ni reacción en el sentido del árbol Y. Como los rodamientos no bloquean la rotación del árbol, en ellos no hay reacciones de torsión, por tanto, el diagrama de cuerpo libre de pares de torsión será:

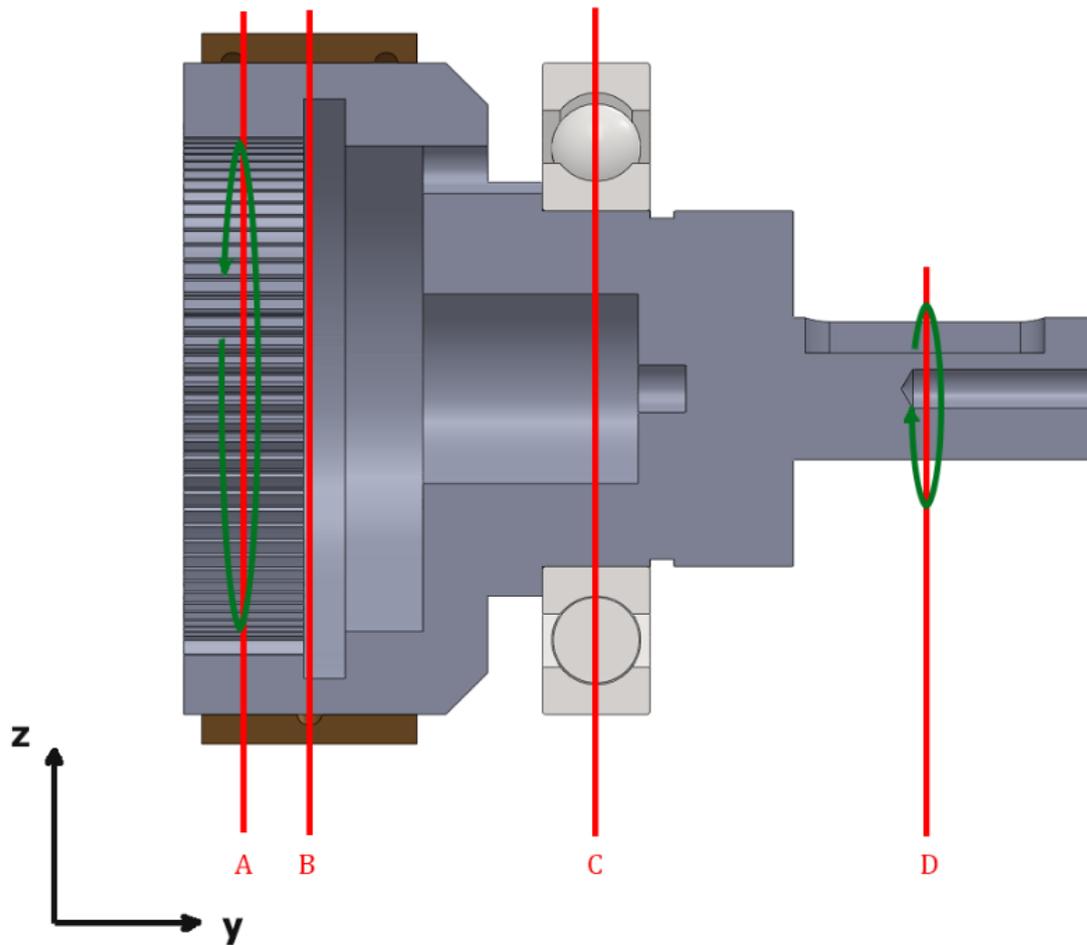


Figura 33. Diagrama de cuerpo libre de torsiones.

Como se observa en los diagramas de cuerpo libre de torsiones, los únicos elementos que provocan par en el árbol son la fuerza tangencial creada por el engranaje y el acoplamiento del árbol de salida que recibe el par.

Por tanto:

$$F_{tA} = \frac{T}{\frac{D_p}{2}} \quad (\text{Ec. 26})$$

Donde:

- $F_{tA}$ : Fuerza tangencial del engranaje (en N)
- $T$ : Momento torsor del árbol (en N·m)
- $D_p$ : Diámetro primitivo del engranaje (en m)

$$F_{tA} = \frac{48,02}{\frac{0,0425}{2}} = 2258,82 \text{ N} \quad (\text{Ec. 27})$$

Como el dentado del engranaje tiene un ángulo de presión de 20°, la fuerza radial provocada por el dentado será:

$$F_{rA} = \tan(\alpha) \cdot F_{tA} \quad (Ec. 28)$$

Donde:

- $F_{tA}$ : Fuerza tangencial del engranaje (en N)
- $\alpha$ : Ángulo de presión del engranaje (en grados)

$$F_{rA} = \tan(20) \cdot 2258,82 \rightarrow 822,14 \text{ N} \quad (Ec. 29)$$

Como se realiza una suposición de que en el chavetero de salida irá un acoplamiento, solo existirá fuerza tangencial en la misma, lo que supone que esta será:

$$F_{tD} = \frac{T}{\frac{D_D}{2}} \quad (Ec. 30)$$

Donde:

- $F_{tD}$ : Fuerza tangencial en el árbol (en N)
- T: Momento torsor del árbol (en N·m)
- $D_D$ : Diámetro en la sección D (en m)

$$F_{tD} = \frac{48,02}{\frac{0,012}{2}} \rightarrow F_{tD} = 8003,33 \text{ N} \quad (Ec. 31)$$

Con estos datos, se procede a realizar los diagramas de cuerpo libre (Figuras 34 y 35), en este caso, para un mejor entendimiento, se realizarán 2, uno para las fuerzas en el plano XY y otro en el plano YZ.

No se realiza diagrama de cuerpo libre en fuerzas axiales ya que, al tratarse de un engranaje de dientes rectos, este no provoca fuerzas axiales.

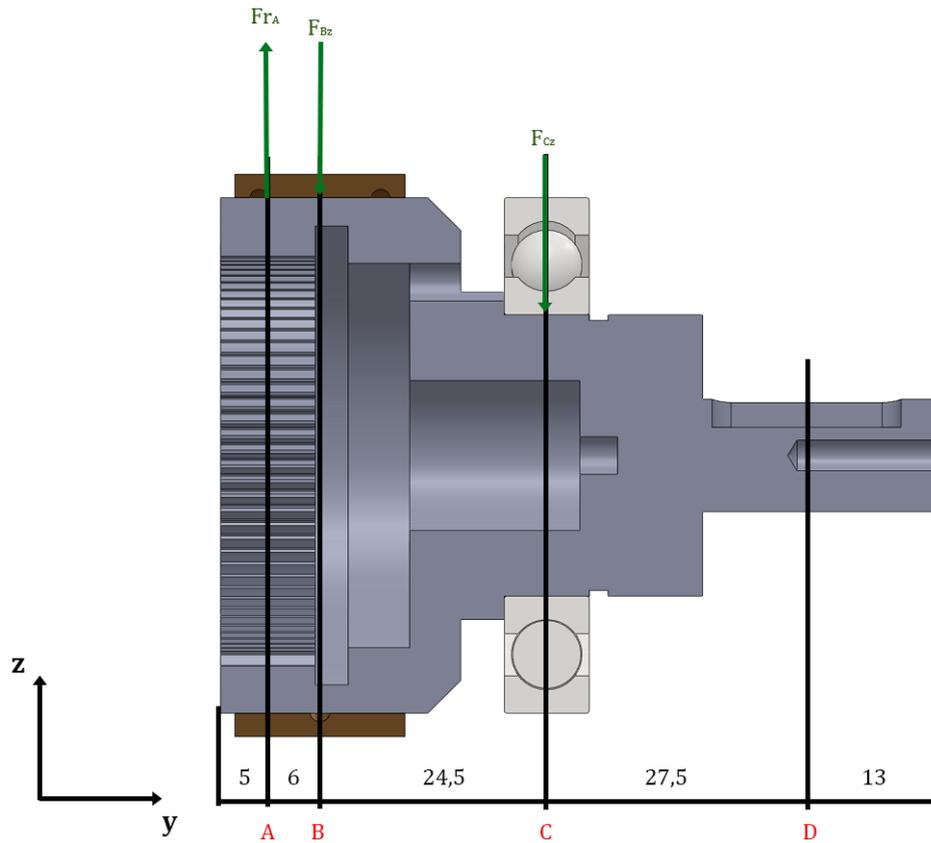


Figura 34. Diagrama de cuerpo libre en plano YZ (medidas en mm).

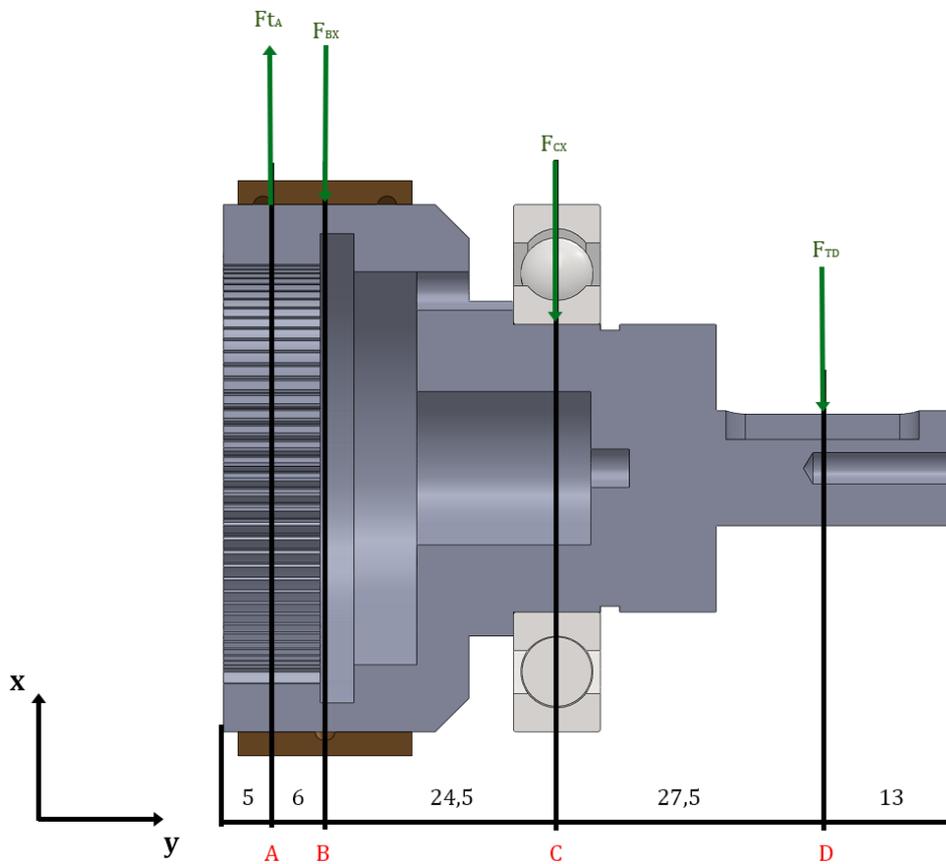


Figura 35. Diagrama de cuerpo libre en plano YX (medidas en mm).

Mediante el uso de las ecuaciones de equilibrio mecánico, obtenemos:

$$\sum F_y = 0 \quad (Ec. 32)$$

$$\sum F_z = 0; F_{ra} = F_{bz} + F_{cz} \quad (Ec. 33)$$

$$\sum F_x = 0; F_{ta} = F_{bx} + F_{cx} + F_{td} \quad (Ec. 34)$$

$$\sum M_{Ayz} = 0; F_{bz} \cdot 0,005 + F_{cz} \cdot 0,0305 = 0 \quad (Ec. 35)$$

$$\sum M_{Ayx} = 0; F_{bx} \cdot 0,005 + F_{cx} \cdot 0,0305 + F_{td} \cdot 0,057 = 0 \quad (Ec. 36)$$

Los resultados de las reacciones serán:

- $F_{bz} = 1023,31 \text{ N}$
- $F_{cz} = -201,30 \text{ N}$
- $F_{bx} = 1179 \text{ N}$
- $F_{cx} = -1753 \text{ N}$

Los resultados en negativo significan que los sentidos de los vectores están al revés tal como están dibujados en los diagramas de las Figuras 34 y 35.

### 2.7.2 Cálculo coeficiente de seguridad

Una vez conocidas todos los pares, fuerzas y reacciones del árbol, es necesario definir un coeficiente de seguridad el cual nos permita conocer si el diseño del árbol a fluencia y fatiga es correcto.

Para ello, se ha utilizado el método de Pugsley, en él, mediante dos subfactores con sus respectivas tablas (Tablas 8 y 9), define un coeficiente de seguridad mínimo que debería cumplir los elementos sometidos a estudio. Este, mediante el criterio del diseñador, evalúa la bondad de cálculo, materiales, ejecución, control de cargas, peligro para la seguridad e impacto económico de un posible fallo.

Tabla 8. Subfactor  $f_1$  del método Pugsley.

			Control sobre las cargas aplicadas				
			++	+	-	--	
Calidad de los materiales, destreza de los operarios, mantenimiento e inspección	++	Precisión del método de cálculo, datos experimentales o experiencia con piezas similares	++	1.1	1.3	1.5	1.7
			+	1.2	1.45	1.7	1.95
			-	1.3	1.6	1.9	2.2
			--	1.4	1.75	2.1	2.45
	+		++	1.3	1.55	1.8	2.05
			+	1.45	1.75	2.05	2.35
			-	1.6	1.95	2.3	2.65
			--	1.75	2.15	2.55	2.95
	-		++	1.5	1.8	2.1	2.4
			+	1.7	2.05	2.4	2.75
			-	1.9	2.3	2.7	3.1
			--	2.1	2.55	3.0	3.45
	--		++	1.7	2.15	2.4	2.75
			+	1.95	2.35	2.75	3.15
			-	2.2	2.65	3.1	3.55
			--	2.45	2.95	3.45	3.95

++ Muy bueno, + Bueno, - Regular, -- Malo

Tabla 9. Subfactor  $f_2$  del método Pugsley.

		Peligro para las personas		
		-	+	++
Impacto económico	-	1.0	1.2	1.4
	+	1.0	1.3	1.5
	++	1.2	1.4	1.6

- Bajo, + Alto, ++ Muy alto

Mediante la elección del subfactor correspondiente en cada tabla, y mediante la ecuación 37 se tendrá un coeficiente de seguridad recomendado.

$$n = f_1 \cdot f_2 \quad (Ec. 37)$$

Donde:

- $f_1$ : factor referente a la Tabla 8
- $f_2$ : factor referente a la Tabla 9

En el caso a estudiar, se considerará que la calidad de los materiales es regular, donde el proveedor facilita los datos de resistencia.

La precisión de cálculos y datos es buena y el control sobre las cargas aplicadas también, por tanto, tenemos un subfactor  $f_1=2,05$  (Figura 36):

		Control sobre las cargas aplicadas				
		++	+	-	--	
Calidad de los materiales, destreza de los operarios, mantenimiento e inspección	++	++	1.1	1.3	1.5	1.7
		+	1.2	1.45	1.7	1.95
		-	1.3	1.6	1.9	2.2
		--	1.4	1.75	2.1	2.45
	+	++	1.3	1.55	1.8	2.05
		+	1.45	1.75	2.05	2.35
		-	1.6	1.95	2.3	2.65
		--	1.75	2.15	2.55	2.95
	-	++	1.5	1.8	2.1	2.4
		+	1.7	2.05	2.4	2.75
		-	1.9	2.3	2.7	3.1
		--	2.1	2.55	3.0	3.45
--	++	1.7	2.15	2.4	2.75	
	+	1.95	2.35	2.75	3.15	
	-	2.2	2.65	3.1	3.55	
	--	2.45	2.95	3.45	3.95	

++ Muy bueno, + Bueno, - Regular, -- Malo

Figura 36. Resultado subfactor f1.

Para el subfactor f2, se considera que un fallo del árbol no supone ningún riesgo para las personas ni implicará un impacto económico elevado, por tanto, se considerará f2=1 (Figura 37).

		Peligro para las personas		
		-	+	++
Impacto económico	-	1.0	1.2	1.4
	+	1.0	1.3	1.5
	++	1.2	1.4	1.6

- Bajo, + Alto, ++ Muy alto

Figura 37. Resultado subfactor f2.

Finalmente, el coeficiente de seguridad recomendado será:

$$n = 2,05 \cdot 1 \rightarrow n = 2,05 \quad (\text{Ec. 38})$$

Según este factor obtenido y las recomendaciones descritas en el Anexo 14.1 se optará por un coeficiente de seguridad n=2.

### 2.7.3 Cálculo de resistencia a fluencia

En primer lugar, se calculará la resistencia a fluencia de la sección donde el árbol rompe ya que se supone que es el lugar más crítico al siempre fallar los árboles en esta zona. Seguidamente se realizarán cálculos en las posibles secciones críticas (secciones F, G y H). Finalmente se analizarán las secciones A, B, C y D, donde aparecen las fuerzas y reacciones que sufre el árbol.

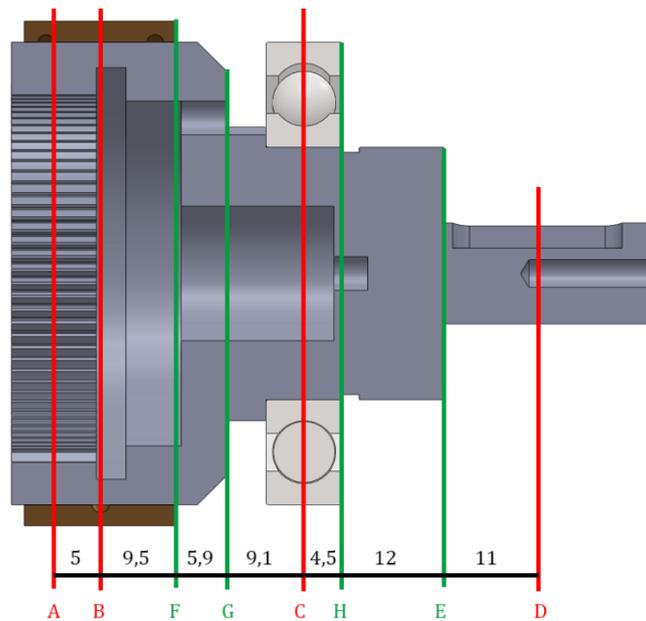


Figura 38. Secciones a analizar en el árbol (distancias en mm).

#### 2.7.3.1 Resistencia en la sección E

El momento que existe en la sección E será:

$$M_{Ez} = F_{ra} \cdot d1 - F_{bz} \cdot d2 + F_{cz} \cdot d3 \quad (\text{Ec. 39})$$

$$M_{Ex} = F_{ta} \cdot d1 - F_{bx} \cdot d2 + F_{cx} \cdot d3 + F_{td} \cdot d4 \quad (\text{Ec. 40})$$

$$M_{FE} = \sqrt{M_{Ez}^2 + M_{Ex}^2} \quad (\text{Ec. 41})$$

Donde:

- d1: distancia de sección E a sección A (en m)
- d2: distancia de sección E a sección B (en m)
- d3: distancia de sección E a sección C (en m)
- d4: distancia de sección E a sección D (en m)

$$M_{Ez} = 822,14 \cdot 0,046 - 1023,31 \cdot 0,041 + 201,3 \cdot 0,0165 \rightarrow$$

$$M_{Ez} = -0,82 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. 42})$$

$$M_{Ex} = 2258,82 \cdot 0,046 - 1179 \cdot 0,041 + 1753 \cdot 0,0165 + 8003,33 \cdot 0,011$$

$$\rightarrow M_{Ex} = 172,53 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. 43})$$

$$M_{FE} = \sqrt{0,82^2 + 172,53^2} \rightarrow$$

$$M_{FE} = 172,53 \text{ N} \cdot \text{m} = 172.530 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (\text{Ec. 44})$$

Finalmente, mediante la ecuación de Von Mises, se calculará el coeficiente de seguridad.

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \quad (\text{Ec. 45})$$

$$\sigma_2 = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{Ec. 46})$$

$$\sigma_3 = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{Ec. 47})$$

Donde:

- $\sigma_1$ : tensión a tracción (en MPa)
- $\sigma_2$ : tensión a flexión (en MPa)
- $\sigma_3$ : tensión a torsión (en MPa)
- $S_y$ : Límite del acero a fluencia (en MPa)
- n: coeficiente de seguridad (adimensional)
- d: diámetro de la sección a calcular (en mm)
- F: fuerza axial existente en sección a calcular (en N)
- M: momento existente en sección a calcular (en N·mm)
- T: Torsión existente en sección a calcular (en N·mm)

## F-1150

Herramientas agrícolas, moldes, tambores de freno, ejes que tengan que resistir 50 = 60 kg / m/m2 con una buena tenacidad.

### Composición Química

C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	V	P	S	PB
0,52	0,60	<0,40	<0,40	<0,40	<0,10	-	<0,035	<0,035	-
0,60	0,90								

Figura 39. Características acero F-1150.

Según la Figura 39, el acero CK-55 (F1150) tiene un límite elástico de entre 50 y 60 Kg/mm<sup>2</sup>, suponiendo el peor de los casos, el límite elástico será:

$$S_y(\text{límite elástico}) = 50 \left( \frac{Kg}{mm^2} \right) \cdot 9,81 \left( \frac{N}{Kg} \right) = 490 MPa \quad (Ec. 48)$$

El diámetro de la sección a calcular es de 12 mm y la torsión existente de 48,02 N·m.

$$d_E = 0,012 m$$

$$M_{TE} = 48,02 N \cdot m = 48.020 N \cdot mm$$

Como no existe ninguna fuerza axial en el sistema:

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \rightarrow \sigma_1 = 0 \quad (Ec. 49)$$

$$\sigma_2 = \frac{32 \cdot M_{FE}}{\pi \cdot d_E^3} = 189,76 MPa \quad (Ec. 50)$$

$$\sigma_3 = \frac{16 \cdot M_{TE}}{\pi \cdot d_E^3} = 26,41 MPa \quad (Ec. 51)$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_2 + 3 \cdot \sigma_3} = \sqrt{189,76^2 + 3 \cdot 26,41^2} = 195,20 MPa \quad (Ec. 52)$$

Finalmente, para obtener el coeficiente de seguridad, se utilizará el límite de resistencia a fluencia y la tensión equivalente calculada. Por tanto:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{equivalente}} \quad (Ec. 53)$$

$$n = \frac{490}{195,20} = 2,51 \quad (Ec. 54)$$

Una vez realizados los cálculos en la sección E del árbol y visto que supera el coeficiente de seguridad mínimo aplicado, se realizarán cálculos de las secciones F, G y H que son posibles secciones críticas, además de en las secciones A, B, C y D del árbol, para así comprobar si la sección E es efectivamente la sección más crítica y así calcular la resistencia a fatiga.

### 2.7.3.2 Resistencia en sección F

Para la sección F, el momento es:

$$M_{Fz} = 822,14 \cdot 0,0145 - 1023,31 \cdot 0,0095 - 201,3 \cdot 0,015 \rightarrow$$

$$M_{Fz} = -0,82 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (Ec. 55)$$

$$M_{Fx} = 2258,82 \cdot 0,0145 - 1179 \cdot 0,0095 - 1753 \cdot 0,015 + 8003,33 \cdot 0,0425$$

$$M_{Fx} = 335,40 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (Ec. 56)$$

$$M_{FF} = \sqrt{(0,82^2 + 335,40^2)} \rightarrow M_F = 335,40 \text{ N} \cdot \text{m} = 335.400 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (Ec. 57)$$

El diámetro de la sección a calcular es de 55 mm. El momento torsor continúa siendo 48,02 N.

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \rightarrow \sigma_1 = 0 \quad (Ec. 58)$$

$$\sigma_2 = \frac{32 \cdot 335.400}{\pi \cdot 55^3} = 20,53 \text{ MPa} \quad (Ec. 59)$$

$$\sigma_3 = \frac{16 \cdot 48.020}{\pi \cdot 55^3} = 1,47 \text{ MPa} \quad (Ec. 60)$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_2 + 3 \cdot \sigma_3} = \sqrt{20,53^2 + 3 \cdot 1,47^2} = 20,69 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 61})$$

Finalmente, para obtener el coeficiente de seguridad, se utilizará el límite de resistencia a fluencia y la tensión equivalente calculada. Por tanto:

$$n = \frac{490}{20,69} = 23,68 \quad (\text{Ec. 62})$$

### 2.7.3.3 Resistencia en sección G

Para la sección G, el momento es:

$$M_{Gz} = 822,14 \cdot 0,0204 - 1023,31 \cdot 0,0154 - 201,3 \cdot 0,0091 \rightarrow M_{Gz} = -0,82 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{Gx} = 2258,82 \cdot 0,0204 - 1179 \cdot 0,0154 - 1753 \cdot 0,0091 + 8003,33 \cdot 0,0425$$

$$M_{Gx} = 352,11 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. 63})$$

$$M_{FG} = \sqrt{(0,82^2 + 352,11^2)} \rightarrow$$

$$M_{FG} = 352,11 \text{ N} \cdot \text{m} = 352.110 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (\text{Ec. 64})$$

El diámetro de la sección a calcular es de 48 mm.

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \rightarrow \sigma_1 = 0 \quad (\text{Ec. 65})$$

$$\sigma_2 = \frac{32 \cdot 352.110}{\pi \cdot 48^3} = 32,43 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 66})$$

$$\sigma_3 = \frac{16 \cdot 48020}{\pi \cdot 48^3} = 2,21 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 67})$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_2 + 3 \cdot \sigma_3} = \sqrt{32,43^2 + 3 \cdot 2,21^2} = 32,66 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 68})$$

Finalmente, para obtener el coeficiente de seguridad, se utilizará el límite de resistencia a fluencia y la tensión equivalente calculada. Por tanto:

$$n = \frac{490}{32,66} = 15 \quad (\text{Ec. 69})$$

#### 2.7.3.4 Resistencia en sección H

Para la sección H, el momento es:

$$M_{Hz} = 822,14 \cdot 0,034 - 1023,31 \cdot 0,029 + 201,3 \cdot 0,0045 \rightarrow$$

$$M_{Hz} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. 70})$$

$$M_{Hx} = 2258,82 \cdot 0,034 - 1179 \cdot 0,029 + 1753 \cdot 0,0045 + 8003,33 \cdot 0,023$$

$$M_{Hx} = 234,57 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. 71})$$

$$M_{FH} = \sqrt[2]{(0^2 + 234,57^2)} \rightarrow M_{FH} = 237,57 \text{ N} \cdot \text{m} = 237.570 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (\text{Ec. 72})$$

El diámetro de la sección a calcular es de 28,8 mm.

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \rightarrow \sigma_1 = 0 \quad (\text{Ec. 73})$$

$$\sigma_2 = \frac{32 \cdot 237.570}{\pi \cdot 28,8^3} = 110,23 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 74})$$

$$\sigma_3 = \frac{16 \cdot 48.020}{\pi \cdot 28,8^3} = 10,24 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 75})$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_2 + 3 \cdot \sigma_3} = \sqrt{110,23^2 + 3 \cdot 10,24^2} = 110,71 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 76})$$

Finalmente, para obtener el coeficiente de seguridad, se utilizará el límite de resistencia a fluencia y la tensión equivalente calculada. Por tanto:

$$n = \frac{490}{110,71} = 4,42 \quad (\text{Ec. 77})$$

### 2.7.3.5 Resistencia en sección A

Para la sección A, el momento es:

$$M_{Az} = 1023,31 \cdot 0,005 - 1023,31 \cdot 0,0295 \rightarrow M_{Az} = -25,07 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. 78})$$

$$M_{Ax} = 1179 \cdot 0,005 - 1753 \cdot 0,0295 + 8003,33 \cdot 0,057 \rightarrow$$

$$M_{Ax} = 410,37 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. 79})$$

$$M_{FA} = \sqrt{(25,07^2 + 410,37^2)} \rightarrow$$

$$M_{FA} = 411,14 \text{ N} \cdot \text{m} = 411.140 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (\text{Ec. 80})$$

El diámetro de la sección a calcular es de 55 mm.

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \rightarrow \sigma_1 = 0 \quad (\text{Ec. 81})$$

$$\sigma_2 = \frac{32 \cdot 411.140}{\pi \cdot 55^3} = 25,16 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 82})$$

$$\sigma_3 = \frac{16 \cdot 48.020}{\pi \cdot 55^3} = 1,47 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 83})$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_2^2 + 3 \cdot \sigma_3^2} = \sqrt{25,16^2 + 3 \cdot 1,47^2} = 25,29 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 84})$$

Finalmente, para obtener el coeficiente de seguridad, se utilizará el límite de resistencia a fluencia y la tensión equivalente calculada. Por tanto:

$$n = \frac{490}{25,29} = 19,38 \quad (\text{Ec. 85})$$

### 2.7.3.6 Resistencia en sección B

Para la sección B, el momento es:

$$M_{Bz} = 822,14 \cdot 0,005 - 201 \cdot 0,0245 \rightarrow M_{Bz} = -0,81 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. 86})$$

$$M_{Bx} = 2258,82 \cdot 0,005 - 1753 \cdot 0,0245 + 8003,33 \cdot 0,052 \rightarrow$$

$$M_{Bx} = 384,52 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. 87})$$

$$M_{FB} = \sqrt{(0,81^2 + 384,52^2)} \rightarrow$$

$$M_{FB} = 384,52 \text{ N} \cdot \text{m} = 384.520 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (\text{Ec. 88})$$

El diámetro de la sección a calcular es de 55 mm.

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \rightarrow \sigma_1 = 0 \quad (\text{Ec. 89})$$

$$\sigma_2 = \frac{32 \cdot 384.520}{\pi \cdot 55^3} = 23,54 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 90})$$

$$\sigma_3 = \frac{16 \cdot 48.020}{\pi \cdot 55^3} = 1,47 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 91})$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_2 + 3 \cdot \sigma_3} = \sqrt{23,54^2 + 3 \cdot 1,47^2} = 23,68 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 92})$$

Finalmente, para obtener el coeficiente de seguridad, se utilizará el límite de resistencia a fluencia y la tensión equivalente calculada. Por tanto:

$$n = \frac{490}{23,68} = 20,69 \quad (\text{Ec. 93})$$

### 2.7.3.7 Resistencia en sección C

Para la sección C, el momento es:

$$M_{Cz} = 822,14 \cdot 0,0295 - 1023,31 \cdot 0,0245 \rightarrow M_{Cz} = -0,81 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. 94})$$

$$M_{Cx} = 2258,82 \cdot 0,0295 - 1179 \cdot 0,0245 + 8003,33 \cdot 0,0275 \rightarrow \\ M_{Cx} = 257,84 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. 95})$$

$$M_{FC} = \sqrt{(0,81^2 + 257,84^2)} \rightarrow \\ M_{FC} = 257,84 \text{ N} \cdot \text{m} = 257.840 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (\text{Ec. 96})$$

El diámetro de la sección a calcular es de 30 mm.

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \rightarrow \sigma_1 = 0 \quad (\text{Ec. 97})$$

$$\sigma_2 = \frac{32 \cdot 257.840}{\pi \cdot 30^3} = 97,27 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 98})$$

$$\sigma_3 = \frac{16 \cdot 48.020}{\pi \cdot 30^3} = 9,06 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 99})$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_2 + 3 \cdot \sigma_3} = \sqrt{97,27^2 + 3 \cdot 9,06^2} = 98,53 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 100})$$

Finalmente, para obtener el coeficiente de seguridad, se utilizará el límite de resistencia a fluencia y la tensión equivalente calculada. Por tanto:

$$n = \frac{490}{98,53} = 4,97 \quad (\text{Ec. 101})$$

### 2.7.3.8 Resistencia en sección D

Para la sección D, el momento es:

$$M_{Dz} = 822,14 \cdot 0,057 - 1023,31 \cdot 0,052 \rightarrow M_{Dz} = -6,35 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. 102})$$

$$M_{Dx} = 2258,82 \cdot 0,057 - 1179 \cdot 0,057 + 1753 \cdot 0,0275 \rightarrow$$
$$M_{Dx} = 109,76 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{Ec. 103})$$

$$M_{FD} = \sqrt{(6,35^2 + 109,76^2)} \rightarrow$$
$$M_{FD} = 109,94 \text{ N} \cdot \text{m} = 109.940 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (\text{Ec. 104})$$

El diámetro de la sección a calcular es de 12 mm.

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \rightarrow \sigma_1 = 0 \quad (\text{Ec. 105})$$

$$\sigma_2 = \frac{32 \cdot 109.940}{\pi \cdot 12^3} = 120,92 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 106})$$

$$\sigma_3 = \frac{16 \cdot 48.020}{\pi \cdot 12^3} = 26,41 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 107})$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_2 + 3 \cdot \sigma_3} = \sqrt{120,92^2 + 3 \cdot 26,41^2} = 129,28 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 108})$$

Finalmente, para obtener el coeficiente de seguridad, se utilizará el límite de resistencia a fluencia y la tensión equivalente calculada. Por tanto:

$$n = \frac{490}{129,28} = 3,79 \quad (\text{Ec. 109})$$

Según los cálculos realizados entre las distintas secciones del árbol a analizar, la sección "E" es la más crítica debido a su inferior coeficiente de seguridad en comparación a las demás secciones. Por este motivo, se realizará el análisis de resistencia a fatiga en esta sección.

Este resultado además es lógico según la experiencia de rotura de estos árboles, que es por dicha sección.

### 2.7.4 Cálculo resistencia a fatiga

Se realizará el cálculo a fatiga para comprobar si el árbol está bien dimensionado. Para ello se analizará la sección por donde falla el árbol, esta es la sección E según Figura 40.

Además de fallar por esta zona los árboles de los reductores hasta el momento utilizados, es la sección donde el coeficiente de seguridad a fluencia es más bajo, por tanto, con más riesgo a rotura.

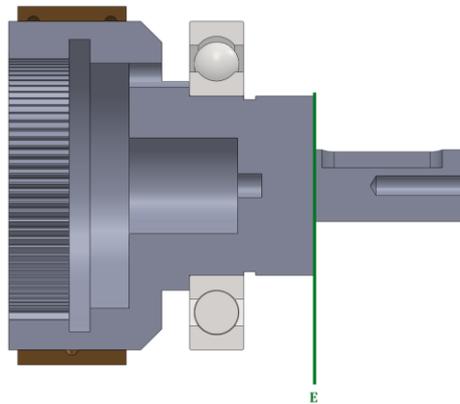


Figura 40. Sección E a analizar.

Para el cálculo a fatiga, se va a realizar en primer lugar el cálculo de los concentradores de tensión que se tienen en esta sección.

#### 2.7.4.1 Coeficiente por acabado superficial ( $C_a$ )

Según la Figura 41, y el plano para su fabricación, se dispone de un factor de superficie de 0.9.

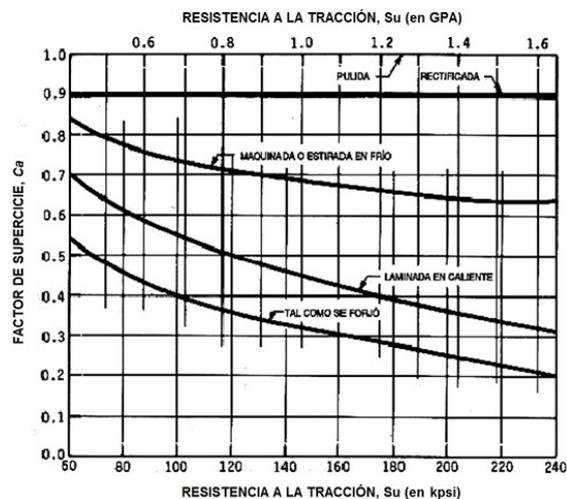


Figura 41. Coeficiente por acabado superficial.

#### 2.7.4.2 Coeficiente por tamaño ( $C_b$ )

Para el coeficiente de tamaño, en los casos de flexión y torsión, se expresa como:

$$C_b = 1.189 \cdot d^{-0.097} \quad (\text{Ec. 110})$$

En este caso, el diámetro de la sección es 12 mm, por tanto:

$$C_b = 1.189 \cdot 12^{-0.097} = 0,93 \quad (\text{Ec. 111})$$

#### 2.7.4.3 Coeficiente de confianza o confiabilidad ( $C_c$ )

Se busca una probabilidad de supervivencia del 99%, por tanto:

$D=2.3$  según la Tabla 8.

$$C_c = 1 - 0.08 \cdot D \rightarrow C_{co} = 1 - 0.08 \cdot 2.3 = 0.816 \quad (\text{Ec. 112})$$

Tabla 10. Factor  $D$  en base a la probabilidad de supervivencia del árbol.

Probabilidad de supervivencia (%)	$D$
85	1,0
90	1,3
95	1,6
99	2,3
99,9	3,1
99,99	3,7

#### 2.7.4.4 Coeficiente de temperatura ( $C_d$ )

Como el reductor se presupone que siempre trabajará en un ambiente ventilado menor a 70°C,  $C_d=1$

### 2.7.4.5 Coeficiente sensibilidad de entalla ( $C_e$ )

Para este cálculo, en primer lugar, se utilizará el diagrama de barra circular con entalle circunferencial sometida a torsión, donde:

$$\frac{r}{d} = 0.041 \quad \text{y} \quad \frac{D}{d} = 2.5 \quad (\text{Ec. 113 y Ec. 114})$$

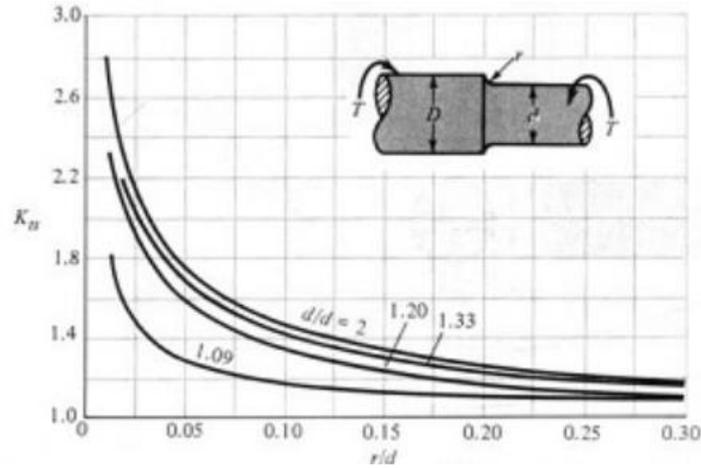


Figura 42. Gráfica  $K_t - r/d$ .

Por tanto:  $K_t = 1.8$

Ahora se procede a calcular  $q$  donde:

$$q = \frac{1}{1 + \left(\frac{a}{r}\right)} \rightarrow \frac{1}{1 + \left(\frac{12}{0.5}\right)} = 0.04 \quad (\text{Ec. 115})$$

Finalmente:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \rightarrow 1 + 0.04 \cdot (1.8 - 1) = 1.032 \quad (\text{Ec. 116})$$

$$C_e = \frac{1}{K_f} \rightarrow \frac{1}{1.032} = 0.97 \quad (\text{Ec. 117})$$

Con estos datos, se calcula el límite de resistencia a fatiga corregido para el punto E donde:

$$S_e = S_e' \cdot C_a \cdot C_b \cdot C_c \cdot C_d \cdot C_e \quad (\text{Ec. 118})$$

$$S_e = 490 \cdot 0,9 \cdot 0,93 \cdot 0,82 \cdot 1 \cdot 0,97 = 326,22 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 119})$$

$$S_{ek} = \frac{S_e}{K_f} \rightarrow S_{ek} = \frac{326,22}{1,032} = 316,10 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 120})$$

Para el cálculo de su resistencia a fatiga, se utiliza el procedimiento propuesto por la ASME ya que cumple las siguientes condiciones:

- Par de torsión constante
- Flexión giratoria con momento constante
- Material dúctil
- Sección transversal circular sólida
- No existe fuerza axial

Por tanto, se utilizará la siguiente ecuación (Ec.121)

$$n = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \cdot \left[ \left( K_f \cdot \frac{M}{S_{ek}} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left( \frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (\text{Ec. 121})$$

$$n = \frac{\pi \cdot 12^3}{32} \cdot \left[ \left( 1,032 \cdot \frac{172530}{316,1} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left( \frac{48020}{490} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \rightarrow n = 2 \quad (\text{Ec. 122})$$

En este caso, los resultados informan de que la rotura del árbol no es debido a una resistencia a fatiga insuficiente en él ya que el valor calculado es igual al coeficiente de seguridad mínimo. Esto sugiere que el motivo de rotura del árbol es debido a la aplicación donde está instalado, que provoca esfuerzos en el árbol que no soporta.



### 2.8.1.3 Introducción de elementos de deslizamiento y rodadura

Finalmente se introducen los elementos de deslizamiento y rodadura (rodamientos, casquillos de bronce, etc.).

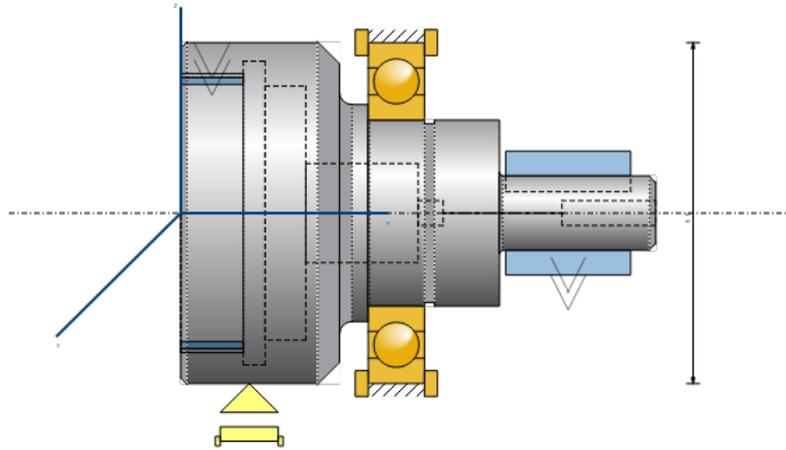


Figura 45. Colocación de rodamientos y casquillos.

Para introducir un casquillo de bronce en el programa, se debe realizar mediante el comando “añadir apoyo” y configurar el mismo para que se comporte como tal.

Para la introducción del rodamiento, se debe elegir el rodamiento exacto que se trata, para tener un cálculo lo más cercano a la realidad posible.

Finalmente, se introducen el material y como está fabricado el árbol, en este caso:

- Material: XC66 1203 (F1150)

Denominación	Árbol 1	
Número de plano	Introducir...	
Posición en el sistema global	Y	0.0000 mm
Temperatura de servicio	T	20.0000 °C
Densidad ambiental	p	1.2000 kg/m <sup>3</sup>
Velocidad	n	3.4300 1/min
Sentido de giro	en el sentido de las agujas del reloj	
Material	XC66 1203, Acero estructural, templado por cementación	
Diámetro bruto	d	60.0000 mm
Profundidad de templado (FKM)	R <sub>te</sub>	0.0000 mm
Compactación de la superficie (DIN, FKM)	Ninguno	
Estado en el tratamiento térmico	Torneado previamente al diámetro real	
<input type="checkbox"/> Tratamiento térmico de ejes huecos en estado completo (DIN, FKM)		
Características de material (DIN, FKM)	R <sub>m</sub> , R <sub>e</sub> según base de datos, σ <sub>w</sub> constante	
Factor de temperatura (AGMA)	k <sub>t</sub>	1.0000
Factor para otros efectos (AGMA)	k <sub>e</sub>	1.0000
<input type="checkbox"/> Datos propios para la línea de Wöhler		
<input checked="" type="checkbox"/> Aceptar los resultados en el protocolo		

Figura 46. Configuración árbol.

### 2.8.1.4 Configuración de cálculo

Una vez introducidos todos los datos acerca de la geometría y los elementos que componen el árbol, se procede a configurar el cálculo del árbol.

Para ello, se debe configurar el movimiento del árbol, los coeficientes de seguridad mínimos aceptables, los coeficientes de carga, etc.

Cálculo				
Método de cálculo	DIN 743:2012	Caso de utilización	Caso 2 (relación tensión mínima - tensión máxima constante $\sigma_1/\sigma_2$ )	
Tipo de cálculo	Resistencia continua	Seguridad nominal, cálculo estático	$S_{min, estát}$	1.2000
		Seguridad nominal, cálculo de resistencia continua	$S_{min, fatiga}$	2.0000
Datos generales				
	Tracción/presión	Flexión	Torsión	Fuerza ...sversal
Tensión	Constante	Alternativo	Pulsátil	Alternativo
Relación tensión mínima - tensión máxima	1.0000	-1.0000	0.0000	-1.0000
Factor de carga, cálculo estático	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Factor de carga, cálculo de resistencia continua	1.2285	1.2285	1.2285	1.2285

Figura 47. Configuración dinámica del árbol.

Como se puede observar en la Figura 47, la configuración del movimiento está realizada para un reductor que no funciona constantemente, sino que, al contrario, durante el largo del día, funciona en momentos puntuales y de baja duración, por tanto, las cargas del reductor son pulsátiles; como el reductor no funciona constantemente, este sufrirá más debido a los arranques y paradas del mismo.

Además, la confiabilidad está configurada para que sea de un 99%.

Resultados					
Flexión máxima	0.29 $\mu\text{m}$				
Tensión de referencia máxima	245.14 N/mm <sup>2</sup>				
Vida útil del cojinete mínima	> 1000000 h				
Seguridad mínima fatiga	2.30				
Seguridad mínima estática	2.57				
Seguridades	estático		Resultados [%]		
Fatiga	estático		Fatiga		
A	278.13	332.52	13906.59	16625.85	
B	126.06	161.37	6302.92	8068.74	
F	188.10	210.40	9405.19	10519.79	
G	54.53	60.98	2726.39	3049.08	
C	38.45	45.40	1922.50	2270.08	
H	31.76	35.51	1588.08	1775.72	
E	2.30	2.57	114.93	128.50	
D	5.59	6.24	279.28	312.25	
Vida útil del cojinete	S0		Lnh		
Rodamientos	9999.99		> 1000000 h		
Fuerza de reacción del cojinete	Componente	X	Y	Z	Rxz
Rodamientos	F	0.000 N	0.000 N	0.000 N	0.000 N
	M	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm
Casquillo bronce	F	-0.822 kN	0.000 kN	2.263 kN	2.408 kN
	M	-13.390 Nm	0.000 Nm	-4.894 Nm	14.256 Nm

Figura 48. Resultados mediante KissSoft.

En la Figura 48, se comprueban los resultados obtenidos, estos corroboran los ya calculados manualmente, donde la sección más crítica es la E con un coeficiente de 2,3 y 2,57 en fatiga y fluencia respectivamente.

Además, también confirman el correcto diseño del árbol y la existencia de una fuerza externa al reductor que provoca las roturas en los árboles de salida.

### **2.8.2 *Análisis mediante elementos finitos***

Ya que se dispone del diseño del reductor en 3D, se aprovecha para realizar un último cálculo de comprobación mediante el módulo Cosmosworks de SolidWorks.

En primer lugar, se realiza el diseño de dos elementos que simularán el rodamiento y casquillo de bronce que componen el árbol de salida del reductor.

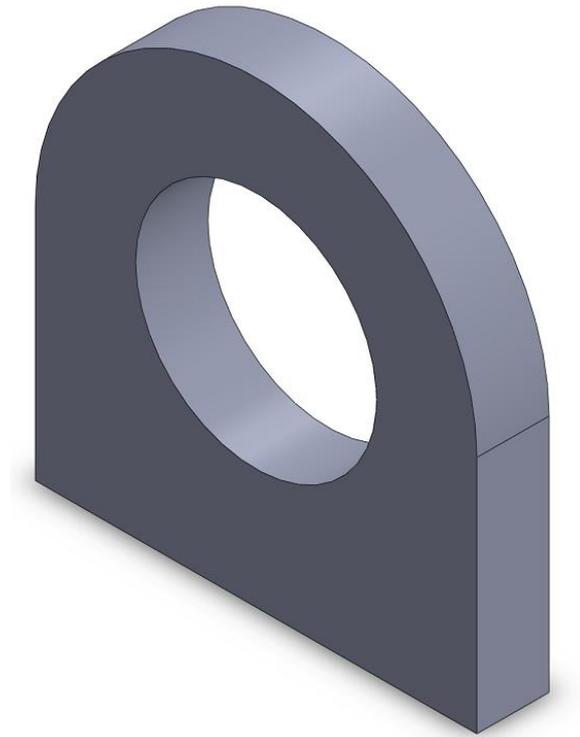
En primer lugar, el rodamiento es un 16006 con las siguientes dimensiones (Anexo13.1):

- Diámetro interior: 30 mm
- Diámetro exterior: 55 mm
- Ancho: 9 mm

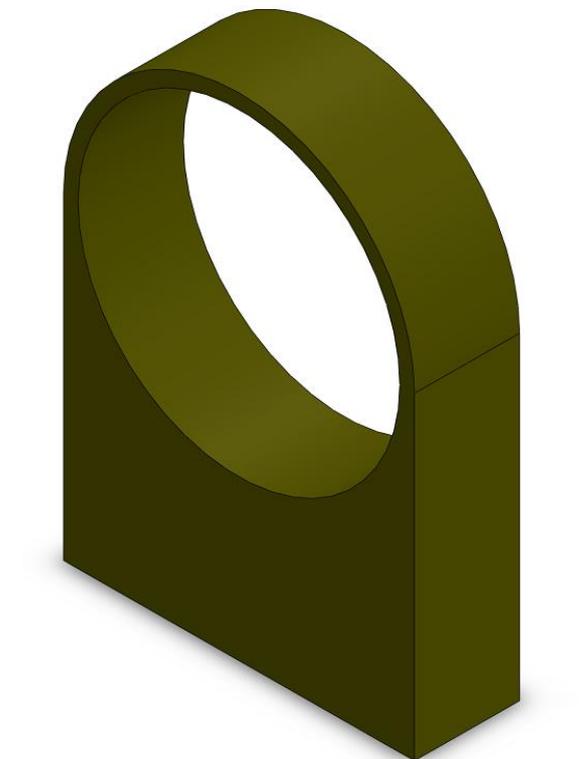
En el caso del casquillo de bronce, las dimensiones son:

- Diámetro interior: 55 mm
- Diámetro exterior: 60 mm
- Ancho: 18 mm

El diseño realizado para el cálculo del árbol es simple para simplificar el mallado de los diferentes elementos, con un ancho, diámetro interior y exterior igual al del rodamiento.

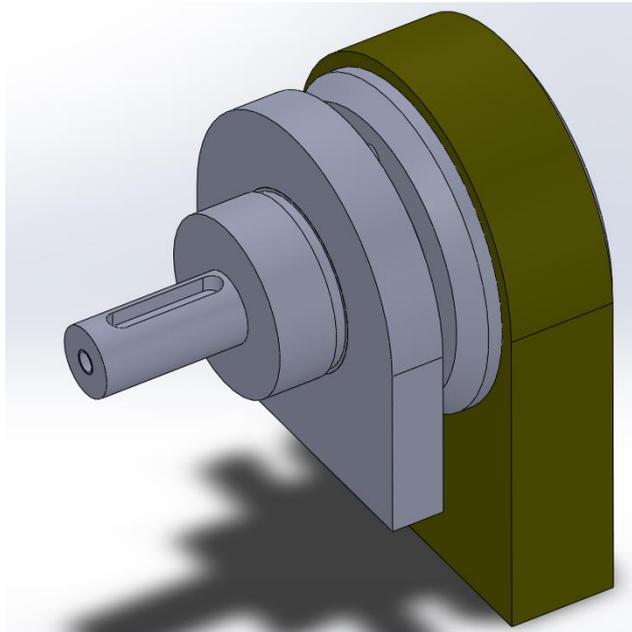


*Figura 49. Simplificación rodamiento para cálculos FEM.*



*Figura 50. Simplificación casquillo de bronce para cálculos FEM.*

Una vez realizado estas piezas, se realiza un ensamblaje donde se coloca cada componente en su lugar mediante restricciones.

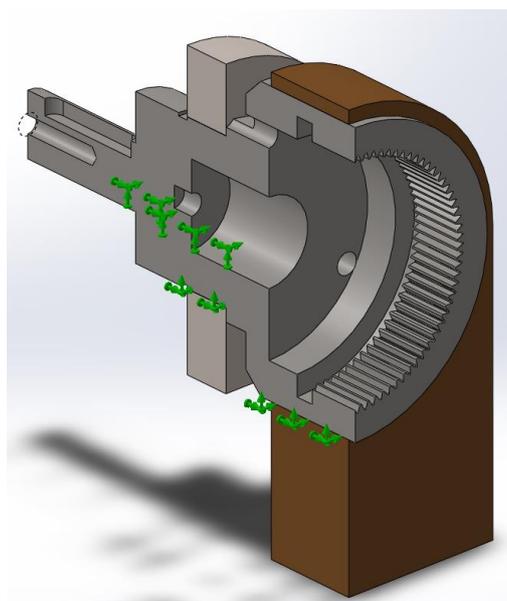


*Figura 51. Simulación elementos del árbol.*

Una vez se tiene el ensamblaje con sus componentes en el lugar correcto, mediante el módulo Cosmosworks, se colocan las sujeciones y conexiones necesarias para definir el árbol y sus elementos.

En primer lugar, se introduce una sujeción fija en el diámetro interior de cada una de las simplificaciones de rodamiento y casquillo de bronce ya que estos elementos no tienen movimiento (Figura 52).

También se realizan dos conexiones de rodamiento entre los elementos rodamiento-árbol y Casquillo-árbol (Figura 53).



*Figura 52. Fijación de rodamiento y casquillo.*

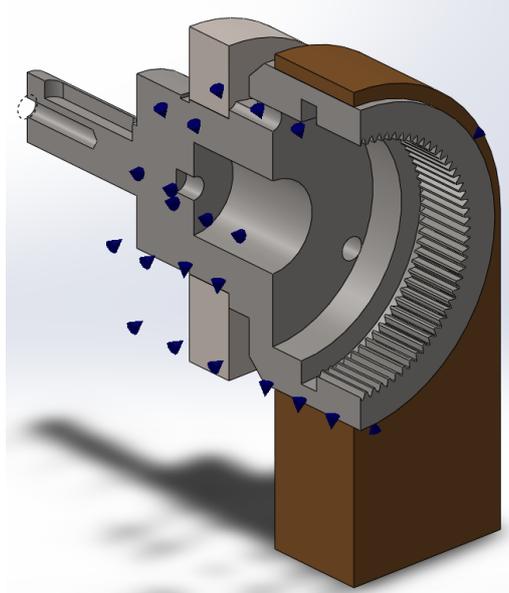


Figura 53. Conexiones de rodamiento entre rodamiento-árbol y casquillo-árbol.

A continuación, se deben introducir las fuerzas que existen en el árbol a analizar:

- Se coloca una fuerza tangencial y una fuerza radial en el diámetro primitivo del dentado (las calculadas previamente en el apartado “2.6.1. Cálculos en el árbol”). La introducción de esta fuerza se realiza perpendicular al dentado con un valor según la ecuación (ecuación 123):

$$F_{tot} = \sqrt{F_r^2 + F_t^2} \quad (Ec. 123)$$

$$\sqrt{2258,82^2 + 822,14^2} \rightarrow F_{tot} = 2403,78 \text{ N} \quad (Ec. 124)$$

Donde:

- $F_{tot}$  = Fuerza total
  - $F_r$  = Fuerza radial
  - $F_t$  = Fuerza tangencial
- Se coloca la fuerza tangencial que hay a lo largo del chavetero, esta es 8003,33 N
  - Se coloca el momento torsor que existe a lo largo del árbol de valor 48,02 N·m.

Todas estas cargas han sido calculadas manualmente en el apartado 2.6.1 y se encuentran representadas en las Figura 54 y 55.

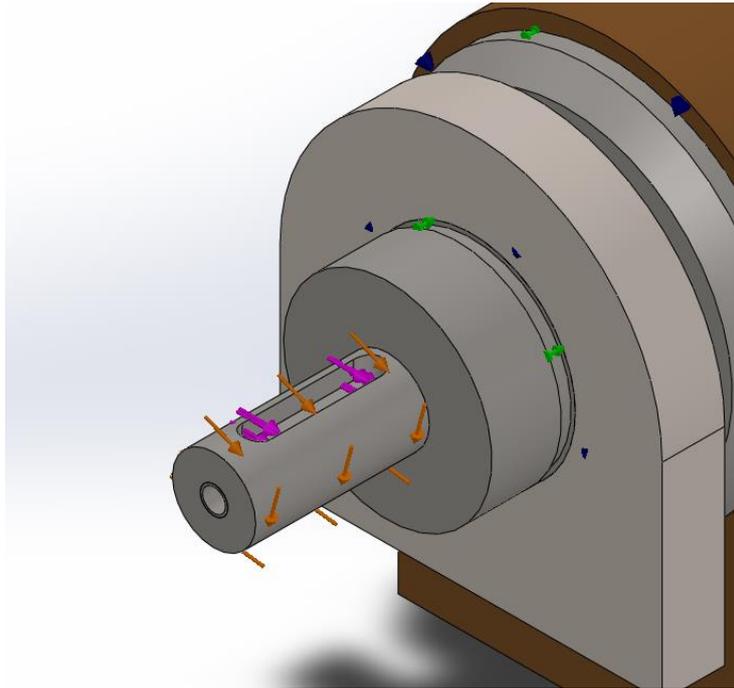


Figura 54. Fuerzas en el extremo del árbol.

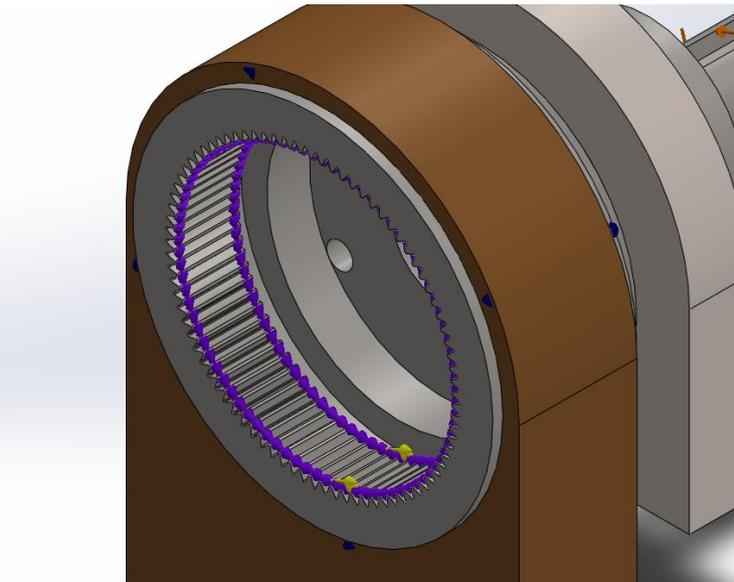


Figura 55. Fuerzas en dentado.

En la Figura 54 puede observarse la fuerza tangencial de 8003,33 N (color magenta) colocada a lo largo del chavetero y el momento torsor que debe soportar (color naranja).

En la Figura 55 puede observarse la fuerza resultante de la tangencial y radial creadas por el dentado (color amarillo) y el momento torsor a lo largo del dentado interior (color lila).

Antes de realizar el mallado, se deben introducir los materiales de los que está fabricado cada elemento, en este caso, en la simplificación del rodamiento se introduce acero C45 (ya que no afecta en el cálculo del árbol) y en el casquillo, bronce.

Para el material del árbol, se coloca el realmente empleado, el acero XC66 1203 (F1150).

Finalmente, se creará un mallado de 4 puntos jacobianos para el cálculo por elementos finitos. Esta malla se caracteriza por generar elementos sólidos tetraédricos; como se ha configurado con un tamaño de malla de 3 mm con una tolerancia de 0,15, estos sólidos tetraédricos tendrán un ancho de 3 mm.

Cabe comentar que cuando mayor densidad de malla, los resultados son más precisos, por contra, el tiempo de cálculo es mayor. Por tanto, se ha configurado tal como en Figura 56.

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	3 mm
Tolerancia	0.15 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	78374
Número total de elementos	49018
Cociente de aspecto máximo	16.388
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	83.1
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0.922
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:08

Figura 56. Detalles del mallado.

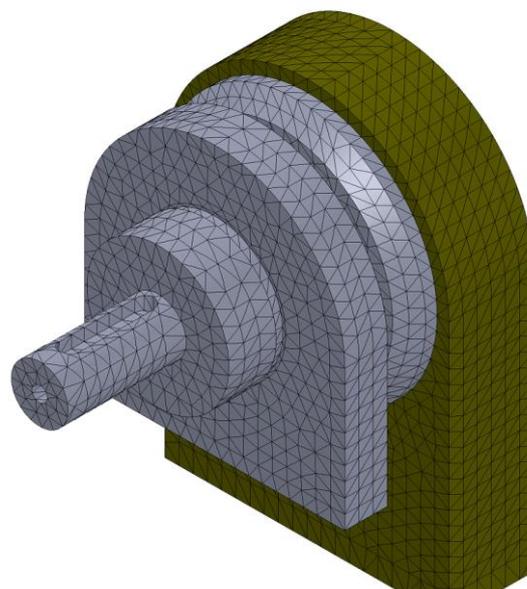


Figura 57. Mallado del árbol a calcular.

Los resultados obtenidos se muestran en las Figuras 58 y 59, donde mediante la coloración de cada punto del sólido con un color expuesto en una tabla, aparecen las tensiones que aparecen en el árbol.

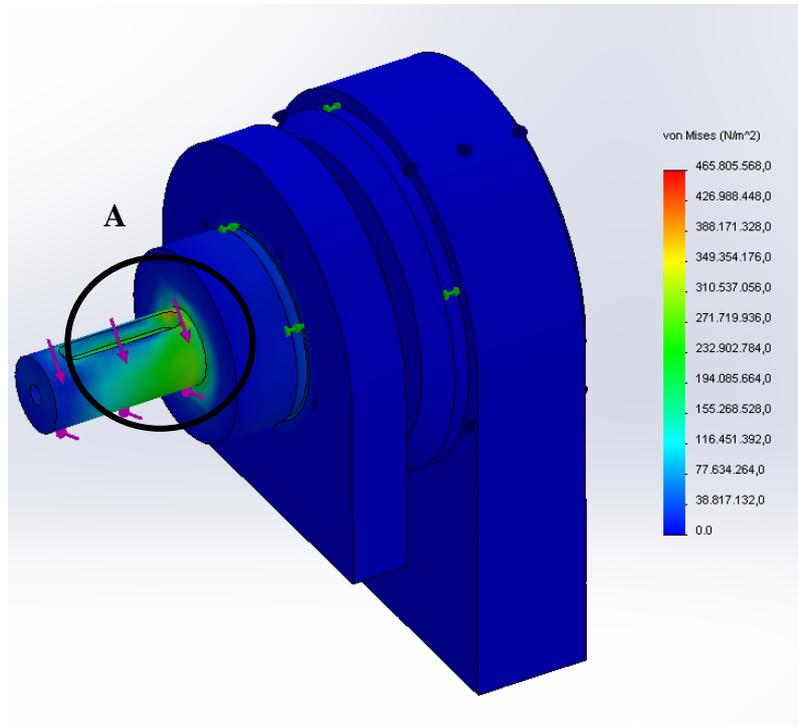


Figura 58. Resultados FEM.

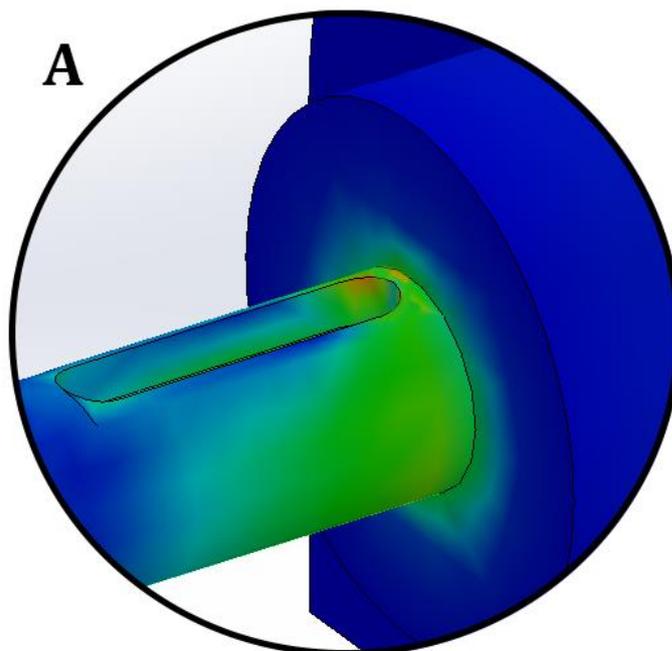


Figura 59. Ampliación del resultado en zona crítica.

Con los resultados obtenidos, se puede corroborar que la sección crítica es por donde parte el árbol, además, con el resultado de tensión equivalente de Von Mises, podemos conocer el coeficiente de seguridad en este punto para comprobar si realmente supera el mínimo establecido.

Según la Figura 59, la tensión equivalente aproximada es de:

$$\sigma_{equivalente} \approx 194 \text{ MPa}$$

Por tanto:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{equivalente}} = \frac{449}{194} = 2,31 \quad (\text{Ec. 125})$$

## 2.9 Resultados

Los resultados calculados manualmente en el apartado 2.6 ya sugería que el árbol estaba bien dimensionado y que el error no provenía de este motivo. Esta hipótesis queda confirmada mediante los resultados obtenidos en el programa KissSoft y Cosmosworks (Módulo FEM del SolidWorks), que, siendo similares, confirman los resultados calculados manualmente y el correcto diseño del reductor.

Como se puede observar en los resultados, el árbol de salida, que como se comentaba en apartados anteriores es el único elemento del reductor que rompe después de años de uso, está bien dimensionado.

El criterio seguido para comprender que el reductor está bien dimensionado es mediante las recomendaciones y cálculo realizado del factor de seguridad del mismo (apartado:2.6.2) donde el resultado sugería que un buen dimensionado del reductor sería superior a 2.

Como en todas las secciones del reductor, este es superior a 2, se afirma que está bien dimensionado, tanto a fluencia como a fatiga.

Además, los distintos coeficientes de seguridad a fatiga nos indican que secciones del reductor son las más propensas a sufrir un fallo. Esta es la sección E, con la seguridad a fatiga más pequeña del árbol, aunque superior al mínimo establecido.

Tabla 11. Resultados de los métodos de cálculo en sección E.

	Coeficiente seguridad a fluencia	Coeficiente seguridad a fatiga
Manual	2,51	2
KissSoft	2,57	2,57
FEM	2,31	-

El coeficiente de seguridad solo se ha calculado manualmente y mediante el módulo de KissSoft.

## 2.10 Cálculo resistencia chavetero

Para el cálculo de resistencia del chavetero del árbol de salida, se debe calcular de forma que resista fallo por cizallamiento y fallo por aplastamiento. Además, la normativa establece que la longitud mínima debe ser de 1,5 veces el diámetro del árbol.

### 2.10.1.1 Fallo por cizallamiento

En primer lugar, se realizará el cálculo de la chaveta para fallo a cizallamiento. Para ello, primero, se calculará la fuerza de corte sobre la chaveta.

$$F = 2 \cdot \frac{M}{D} \quad (\text{Ec. 126})$$

Donde:

- F: Fuerza de corte sobre la chaveta (en N)
- M: Momento torsor que transmite la chaveta (en N·m)
- D: Diámetro del árbol (en m)

$$F = 2 \cdot \frac{48,02}{0.012} \rightarrow F = 8003,33 \text{ N} \quad (\text{Ec. 127})$$

Seguidamente, mediante el criterio de Tresca, se calcula la longitud mínima de la chaveta para su dimensionado:

$$l \geq \frac{4 \cdot M \cdot N_s}{D \cdot b \cdot S_y} \quad (\text{Ec. 128})$$

Donde:

- l: longitud mínima recomendada de la chaveta (en mm)
- M: Momento torsor que transmite la chaveta (en N·mm)
- $n_s$ : coeficiente de seguridad (adimensional)
- D: Diámetro del árbol (en mm)
- B: Ancho de la chaveta (en mm)
- $S_y$ : Límite de fluencia de chaveta (en MPa)

El coeficiente de seguridad es  $n_s=3$  debido a que este es el que se suele utilizar para la mayoría de aplicaciones industriales.

$$l \geq \frac{4 \cdot 48020 \cdot 3}{12 \cdot 4 \cdot 600} \rightarrow l \geq 20 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 129})$$

Finalmente, se calcula la tensión existente en la sección de corte:

$$\tau = \frac{F}{A} \rightarrow \frac{8003,33}{4 \cdot 20 + \pi \cdot 2^2} = 86,46 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 130})$$

Donde:

- F: Fuerza de corte sobre la chaveta (en N)
- $\tau$ : tensión de corte (en MPa)
- A: Área (en mm<sup>2</sup>)

Los datos introducidos en la fórmula para conocer la longitud mínima de la chaveta vienen definidos por:

- El límite de fluencia se extrae del catálogo de chavetas de la empresa OPAC, la cual asegura un límite de fluencia mínimo de 600 MPa.
- La tabla de normativa para ejes (Tabla 8), utilizada para el cálculo del ancho de la chaveta.

Tabla 12. Tabla de tolerancias de chavetas y chaveteros (en mm).

Chavetero para chavetas paralelas														
Diámetro del eje d		Sección de la chaveta b X h	Nominal	Ancho b, tolerancia			Profundidad				Chaflán R1			
Más de	hasta			Clase de ajuste del enchavetado			Eje h1		Cubo h2		Mfn.	Máx.		
		Libre		Normal		Ajustado		Nominal	Toler.	Nominal	Toler.			
		Eje h9	Cubo D10	Eje n9	Cubo JS9	Eje y Cubo p9/P9	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.				
10	12	4X4	4									0,08	0,16	
12	17	5X5	5	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,16	0,25
17	22	6X6	6	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042	3	0	2,3	0	0,16	0,25
22	30	8X7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	3,5		2,8		0,16	0,25
30	38	10X8	10	0	+0,040	-0,036	±0,018	-0,051	4		3,3		0,16	0,25
38	44	12X8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14X9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16X10	16	0	+0,050	-0,043	±0,0215	-0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18X11	18						7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40
65	75	20X12	20						7,5	0	4,4	0	0,40	0,60
75	85	22X14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	9		4,9		0,40	0,60
85	95	25X14	25	0	+0,065	-0,052	±0,026	-0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28X16	28						10		5,4		0,40	0,60
110	130	32X18	32						11		6,4		0,40	0,60
130	150	36X20	36						12		7,4		0,40	0,60
150	170	40X22	40	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	13		8,4		0,70	1,00
170	200	45X25	45	0	+0,080	-0,062	±0,031	-0,088	15		9,4		0,70	1,00
200	230	50X28	50						17		10,4		0,70	1,00
230	260	56X32	56						20	+0,3	11,4	0	0,70	1,00
260	290	63X32	63	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	20	0	12,4	+0,3	1,20	1,60
290	330	70X36	70	0	+0,100	-0,074	±0,037	-0,106	22		12,4		1,20	1,60
330	380	80X40	80						25		14,4		2,00	2,50
380	440	90X45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	-0,037	28		15,4		2,00	2,50
440	500	100X50	100	0	+0,120	-0,087	±0,0435	-0,124	31		17,4		2,00	2,50

### 2.10.1.2 Fallo por aplastamiento

Además de comprobar el fallo por cizallamiento, hay que tener en cuenta el fallo por aplastamiento, ya que existe la posibilidad de que las caras laterales de la chaveta se aplasten creando así una unión árbol-cubo deficiente. Para evitarlo, se dimensiona según la tensión de aplastamiento.

La tensión por compresión de los laterales vendrá definida por:

$$\sigma_{apl} = \frac{F}{A_{apl}} = \frac{F}{D \cdot \frac{h}{2} \cdot l} \quad (Ec. 131)$$

Donde:

- F: Fuerza de aplastamiento de la chaveta (en N)
- D: diámetro del eje (en m)
- h: altura total de la chaveta (en m)
- l: longitud de la chaveta (en m)

Como la tensión de aplastamiento no debe superar la tensión admisible a compresión del material, la ecuación 132 se convertirá en:

$$l \geq \frac{4 \cdot M \cdot n_s}{D \cdot h \cdot S_y} \quad (Ec. 132)$$

Donde:

- M: Momento torsor que transmite la chaveta (en N·mm)
- $n_s$ : coeficiente de seguridad (adimensional)
- D: diámetro del eje (en mm)
- h: altura total de la chaveta (en mm)
- $S_y$ : Límite de fluencia de chaveta (en MPa)

En este caso, el coeficiente de seguridad aplicado será el mismo que en el cálculo de fallo por cizallamiento  $n_s=3$ .

$$l \geq \frac{4 \cdot 48020 \cdot 3}{12 \cdot 4 \cdot 600} \rightarrow l \geq 20 \text{ mm} \quad (Ec. 133)$$

### 2.10.1.3 Resultados de la chaveta

Según los resultados obtenidos, se puede comprobar que la longitud por fallo por cizallamiento y por fallo por aplastamiento son iguales, esto es debido a que la chaveta es cuadrada, lo que provoca que tenga la misma resistencia contra estas tensiones.

Además de estos cálculos, como se ha comentado anteriormente, el árbol debe cumplir una longitud no menor a 1.5 veces el diámetro del árbol, por tanto:

$$l > 1,5 \cdot D \rightarrow l > 1,5 \cdot 0.012 \rightarrow l > 0.018 \text{ m} = 18 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 134})$$

Como el chavetero del árbol de salida es de 20 mm de longitud, se puede corroborar que está bien dimensionado. Cumple tanto a tensión por cizallamiento, como por aplastamiento como la recomendación de chavetas de mínimo  $1,5 \cdot D$ .

### 3 Comentarios

Visto que el origen de fallo del árbol de salida del reductor no viene definido por un mal dimensionamiento del mismo, se va a estudiar la aplicación en la que está sometido el reductor para entender porque el reductor rompe por esa zona y encontrar una solución al problema.

### 4 Aplicación del reductor

Según se puede comprobar en las máquinas que llevan este reductor, este realiza la función de mover un árbol con dos engranajes que accionan una excéntrica para regular la presión que ejerce sobre el cartón: la transmisión del reductor al árbol de la excéntrica se realiza mediante una cadena de rodillos dúplex. Este debe ser el motivo por el cual el reductor con los años falla; debido a una carga radial demasiado elevada en el extremo del reductor.

En este apartado se realizará un análisis de la cadena que lleva montada para comprobar que es una cadena correctamente dimensionada y con un entre centros similar al existente entre el árbol del reductor y de la excéntrica para que no existan sobretensiones en el árbol de salida del reductor.

#### 4.1 Datos de la aplicación

A continuación, se numeran los diferentes datos acerca de la aplicación del reductor:

- Tipo de cadena: Cadena DIN ISO 606:2012 12<sup>a</sup>-2
  - Paso P 3/4" (19.05 mm)
  - Cadena doble
- Distancia entre centros: 279.5 mm
- Piñón anclado a reductor
  - Z15
  - P 3/4" (19.05mm)
- Piñón anclado a árbol conductor
  - Z30
  - P 3/4" (19.05 mm)

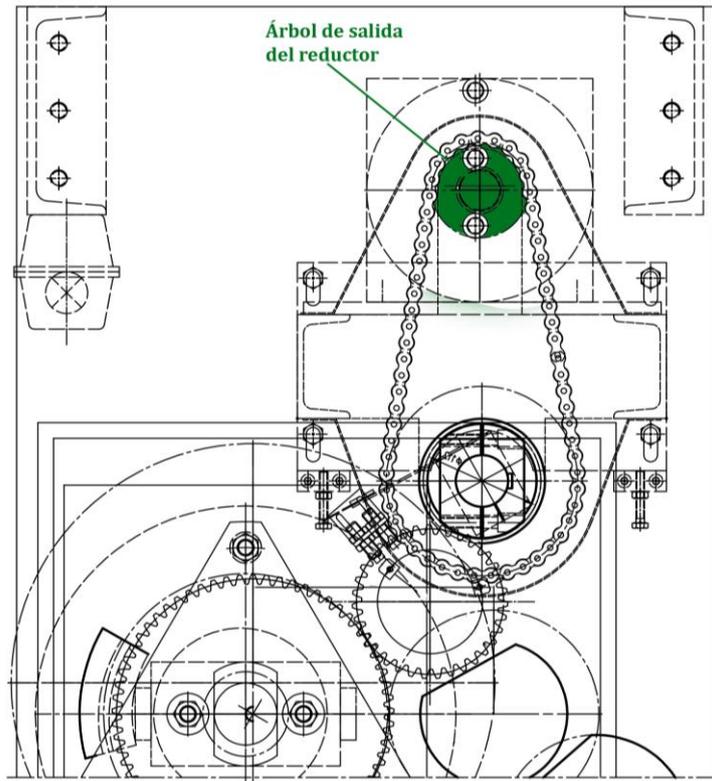


Figura 60. Vista frontal de la aplicación.

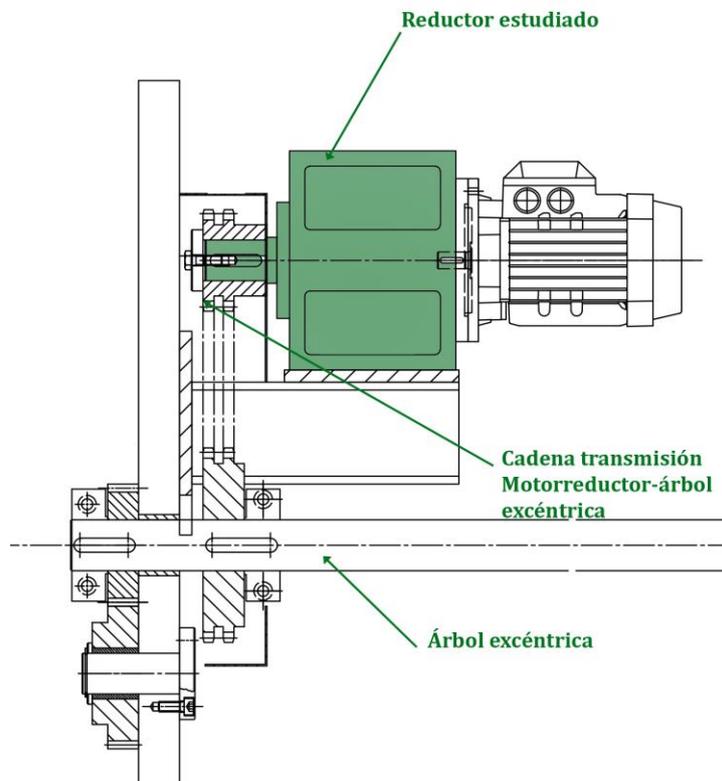


Figura 61. Vista lateral aplicación.



Como la cadena tiene un entre centros menor al existente entre los árboles del reductor y excéntrica, provoca una sobretensión en el árbol del reductor. Por ello, se realizarán cálculos en el árbol colocando una fuerza radial de 1068 N, esta fuerza ha sido elegida ya que es la que realizaría la cadena en caso de estar colocada con el entre centros correcto, por tanto, si el coeficiente de seguridad a fluencia o fatiga queda por debajo del exigido, se sabrá que lo que induce a rotura en el árbol de salida del reductor, es la pretensión de una cadena mal dimensionada.

### 4.3 Cálculos en el árbol de salida

De nuevo, se va a proceder a calcular los puntos críticos del reductor, esta vez, con las fuerzas obtenidas con el cálculo del apartado anterior. Para ello, en primer lugar, se realizarán los cálculos manualmente y después se comprobarán mediante KissSoft y Cosmosworks de SolidWorks. Finalmente, se compararán los resultados obtenidos.

#### 4.3.1 Cálculos manuales

En este caso, mediante el diagrama de cuerpo libre en plano YZ utilizado anteriormente, se añadirá una fuerza en la sección D, la fuerza axial que realiza la cadena sobre el árbol.

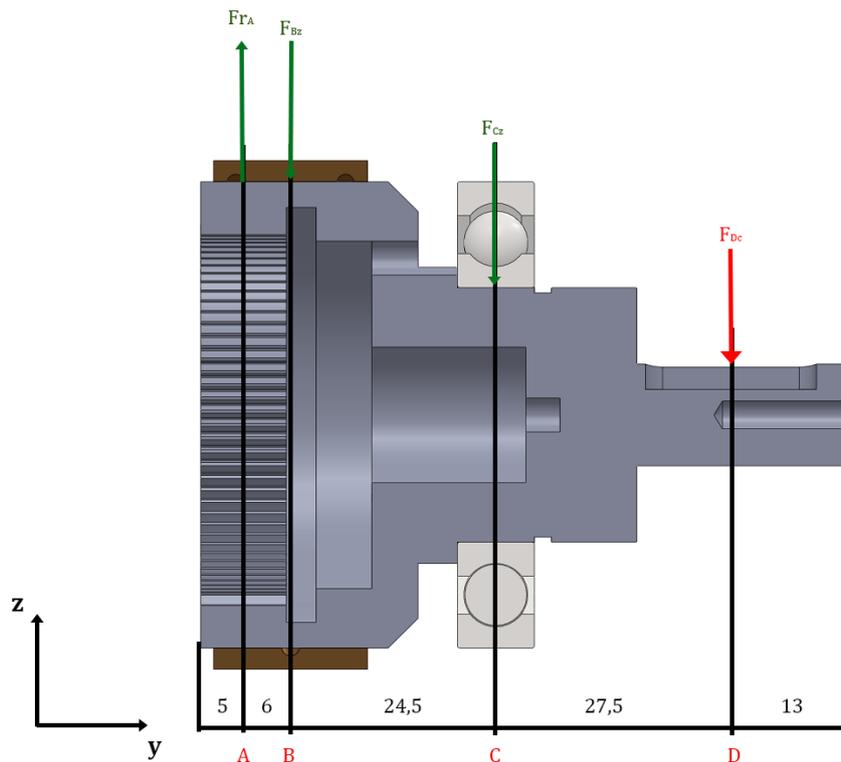


Figura 64. Diagrama de cuerpo libre YZ modificado con cargas de cadena.

El diagrama perteneciente al plano YX es exactamente igual al anterior, esto es debido a que se han descompuesto las fuerzas en dos sentidos para simplificar el cálculo y la fuerza de la cadena está en el diagrama del plano YZ.

Con los valores anteriormente calculados de las fuerzas tangenciales de A y D y la fuerza radial de A, se volverán a recalcular las reacciones del árbol.

Una vez realizado esto, se calculará la resistencia a fluencia y a fatiga del árbol solo en el punto E, que es el más crítico como se ha comprobado en los cálculos anteriores.

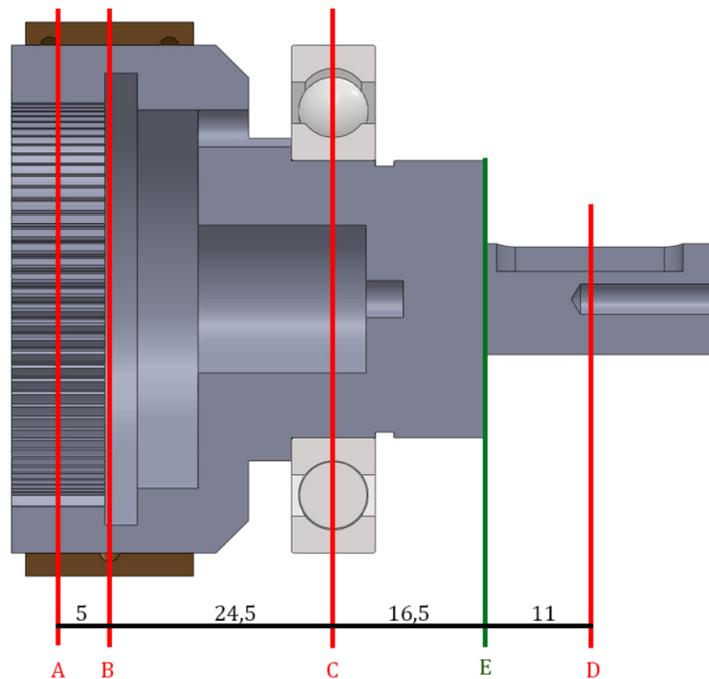


Figura 65. Secciones y distancias entre secciones.

Datos conocidos a partir de los cálculos anteriores (Apartado 2.6.1):

- $F_{TA} = 2258,82 \text{ N}$
- $F_{RA} = 822,14 \text{ N}$
- $F_{TD} = 8003,33 \text{ N}$
- $F_{BX} = 1753 \text{ N}$
- $F_{CX} = -1179 \text{ N}$

Tensión de la cadena:

- $F_{Dc} = 1068 \text{ N}$

Con estos datos y las ecuaciones de equilibrio mecánico, obtenemos:

$$\sum F_y = 0 \quad (\text{Ec. 135})$$

$$\sum F_z = 0; F_{ra} = F_{bz} + F_{cz} + F_{DC} \quad (\text{Ec. 136})$$

$$\sum M_{Ayz} = 0; F_{bz} \cdot 0,005 + F_{cz} \cdot 0,0305 + F_{DC} \cdot 0,057 = 0 \quad (\text{Ec. 137})$$

Los resultados de las reacciones que faltaban son:

- $F_{BZ} = 2093,23 \text{ N}$
- $F_{CZ} = -2339,09 \text{ N}$

Los resultados en negativo significan que los sentidos de los vectores están al revés tal como están dibujados en los diagramas de la Figura 64.

Seguidamente, se calcula el momento que existe en la sección analizada, en este caso la sección E.

Para la sección E, el momento es:

$$M_{EZ} = 822,14 \cdot 0,046 - 2093 \cdot 0,0245 + 2339 \cdot 0,0165 + 1068 \cdot 0,011 \quad (\text{Ec. 138})$$

$$M_{EZ} = 36,88 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{Ex} = 172,53 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(calculada anteriormente, como no cambian las fuerzas, el momento es el mismo).

$$M_{FE} = \sqrt{(36,88 + 172,53^2)} \rightarrow$$

$$M_{FE} = 176,43 \text{ N} \cdot \text{m} = 176.430 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (\text{Ec. 139})$$

El diámetro de la sección a calcular es de 12 mm y la torsión existente de 48,02 N·m.

$$d_E = 0,012 \text{ m}$$

$$M_{TE} = 48,02 \text{ N} \cdot \text{m} = 48.020 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (\text{Ec. 140})$$

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \rightarrow \sigma_1 = 0 \quad (\text{Ec. 141})$$

$$\sigma_2 = \frac{32 \cdot M_{FE}}{\pi \cdot d_E^3} = 365 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 142})$$

$$\sigma_3 = \frac{16 \cdot M_{TE}}{\pi \cdot d_E^3} = 26,41 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 143})$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_2^2 + 3 \cdot \sigma_3^2} = \sqrt{365^2 + 3 \cdot 26,41^2} = 367,86 \text{ MPa} \quad (\text{Ec. 144})$$

Finalmente, para obtener el coeficiente de seguridad, se utilizará el límite de resistencia a fluencia y la tensión equivalente calculada. Por tanto:

$$n = \frac{490}{367,86} = 1,33 \quad (\text{Ec. 145})$$

Este resultado ya indica que la tensión que realiza la cadena hacia al árbol es motivo de la rotura del mismo ya que disminuye el coeficiente de seguridad a 1,33, valor menor al determinado en el apartado 2.7.2.

Para el cálculo de su resistencia a fatiga, se utiliza el procedimiento propuesto por la ASME, al igual que en el apartado 2.7.4, ya que sigue cumpliendo las siguientes condiciones:

- Par de torsión constante
- Flexión giratoria con momento constante
- Material dúctil
- Sección transversal circular sólida
- No existe fuerza axial

Por tanto, se utilizará la siguiente ecuación (Ec.146)

$$n = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \cdot \left[ \left( K_f \cdot \frac{M}{S_{ek}} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left( \frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (\text{Ec. 146})$$

$$n = \frac{\pi \cdot 12^3}{32} \cdot \left[ \left( 1,032 \cdot \frac{176.430}{316,1} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left( \frac{48.020}{490} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \rightarrow n = 1,98 \quad (\text{Ec. 147})$$

En este caso, los resultados informan de que la rotura del árbol es debido a un coeficiente de seguridad a fatiga inferior a lo necesario. Aunque está muy cerca del mínimo exigido, hay que tener en cuenta que se ha colocado una fuerza axial de 1000 N para comprobar que el error lo induce la pretensión que existe en la cadena.

### 4.3.2 Cálculos mediante KissSoft

Para realizar los cálculos, se aprovecha la configuración anterior, realizando un cambio, en el lugar donde anteriormente había un acoplamiento, ahora pondremos una polea con los datos obtenidos de la cadena de rodillos.

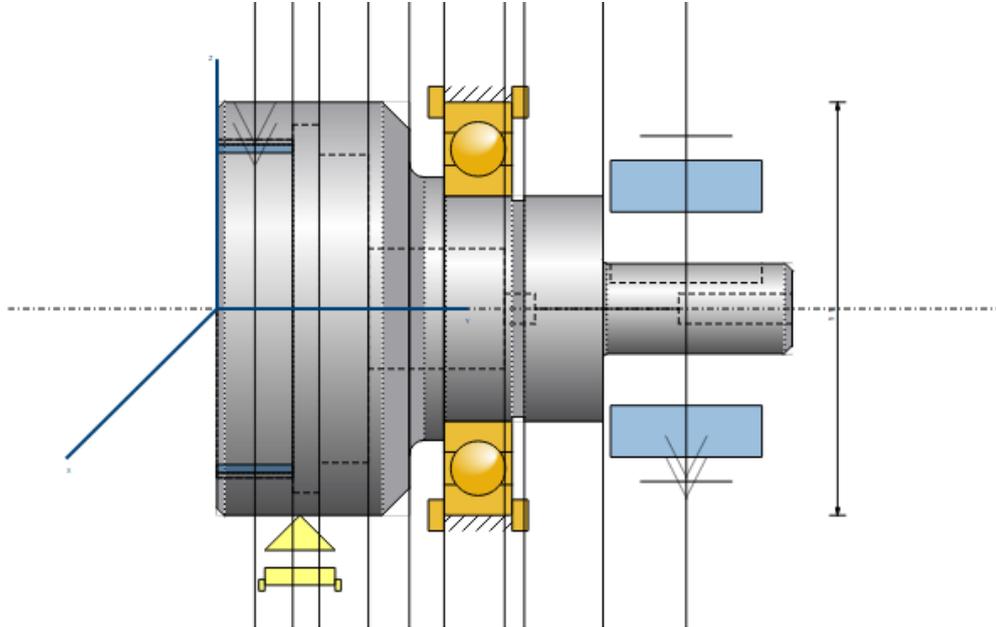


Figura 66. Cambio en configuración de fuerzas del árbol.

Denominación	Piñon para cadena de rodillos	
Centro de la aplicación de la fuerza en el árbol	y	62.0000 mm
Centro de la aplicación de la fuerza en el sistema global	Y	62.0000 mm
Longitud de la aplicación de la fuerza	l	20.0000 mm
Diámetro del disco	d	0.0000 mm
Suma de las fuerzas del cable Bowden	$F_z$	1068.0000 N
Sentido del cable Bowden	$\rho$	0.0000 °
Potencia	P	0.0172 kW
Momento torsor	T	48.0200 Nm
Sentido	impulsor (salida)	
Espectro de carga para potencia	Carga única (sin espectro)	
Espectro de carga para fuerzas del cable Bowden	Carga única (sin espectro)	

Figura 67. Configuración de la polea.

Con estos datos, ya se puede obtener el resultado, como era de esperar, el coeficiente de seguridad a fatiga disminuye lo suficiente para no ser eficaz en esta aplicación. Por tanto, el motivo de que el árbol de salida del reductor rompa, es debido a una mala instalación del mismo en la máquina y no por un error de diseño/dimensionamiento del reductor.

Seguridades		Resultados [%]				
Fatiga		estático		estático		
A	278.13	332.52	13906.56		16625.85	
B	126.06	161.37	6302.91		8068.74	
F	72.56	142.15	3628.21		7107.54	
G	20.10	44.44	1004.89		2221.95	
C	14.83	37.09	741.35		1854.27	
H	21.39	30.58	1069.27		1528.92	
E	1.96	2.47	98.05		123.66	
D	5.22	6.19	260.87		309.70	
Vida útil del cojinete		S0		Lnh		
Rodamientos		9999.99		> 1000000 h		
Fuerza de reacción del cojinete		Componente	X	Y	Z	Rxz
Rodamientos		F	0.000 N	0.000 N	0.000 N	0.000 N
		M	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm
Casquillo bronce		F	-1.890 kN	0.000 kN	2.263 kN	2.949 kN
		M	-13.390 Nm	0.000 Nm	49.612 Nm	51.387 Nm

Figura 68. Resultados.

#### 4.3.3 Cálculos mediante SolidWorks (módulo Cosmosworks)

En este apartado, se realizará el cálculo a fluencia del árbol de salida del reductor para comprobar a que tensión se está enfrentando este árbol.

Aprovechando el diseño realizado en el apartado 2.8.2, se introduce una carga en la dirección z simulando la carga provocada por la cadena.

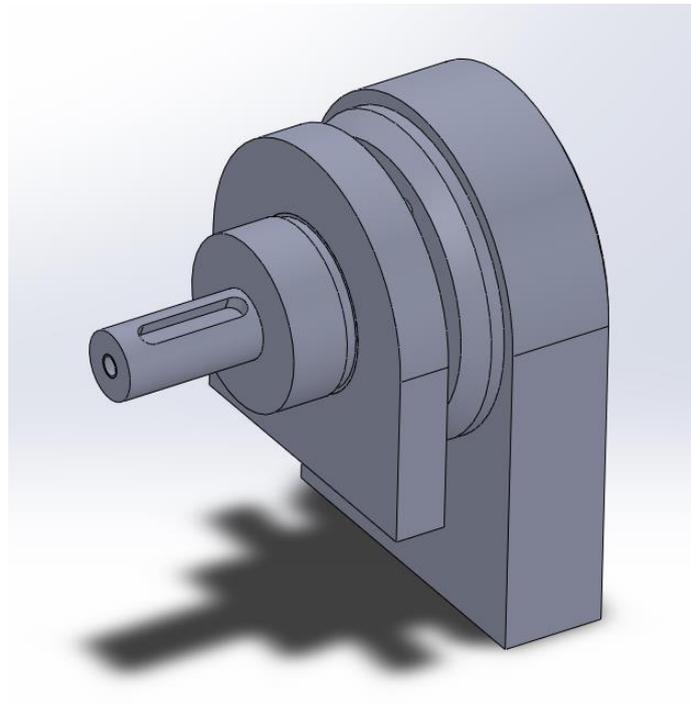


Figura 69. Ensamblaje para cálculo mediante elementos finitos.

Finalmente, con todo realizado, se realiza un mallado de las piezas igual que el realizado anteriormente para calcular la resistencia del árbol otra vez.

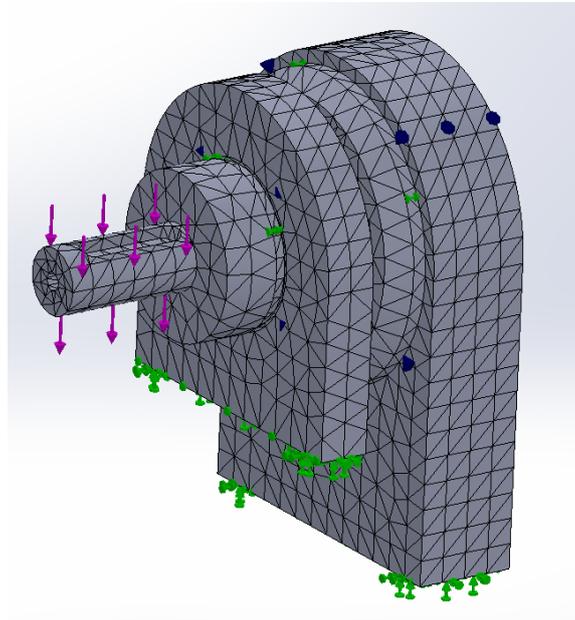


Figura 70. Malla.

Como se puede comprobar en los resultados, La tensión debida a la cadena es el principal problema que induce al fallo al árbol de salida.

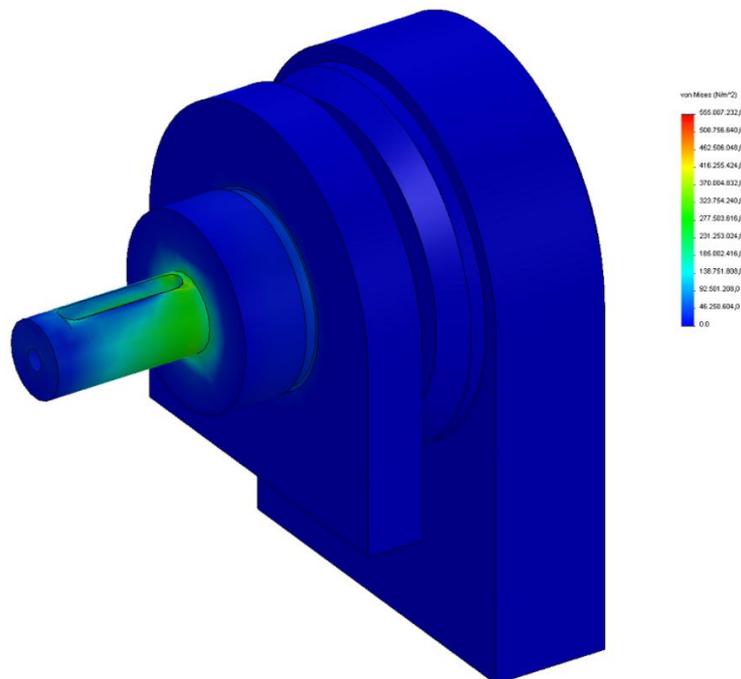


Figura 71. Resultados.

Los resultados obtenidos ofrecen una visualización del problema mediante una escala de colores, en este caso, puede comprobarse como existe una tensión elevada justo en la sección E, la tensión aproximada es de:

$$\sigma_{equivalente} \approx 350 \text{ Mpa}$$

Por tanto:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{equivalente}} = \frac{490}{350} = 1,4 \quad (\text{Ec. 148})$$

El resultado, al igual que mediante los cálculos manuales y mediante el KissSoft, sugieren un problema debido a la tensión de la cadena instalada en el árbol.

#### 4.4 Resultados en la aplicación

Como se puede observar tanto en los resultados del cálculo manual como en los resultados del cálculo mediante elementos finitos de SolidWorks, el problema de que los reductores fallen por el árbol de salida es debido a la aplicación en los que se utilizan; la cadena montada en la salida del reductor, además de estar sobredimensionada, provoca una sobretensión al árbol del reductor que induce a romperlo. Por ello, se va a enumerar una serie de posibles soluciones para evitar que el reductor rompa.

Tabla 13. Resultados en métodos de cálculo sección E con la cadena.

	Coefficiente seguridad a fluencia	Coefficiente seguridad a fatiga
Manual	1,33	1,98
KissSoft	2,47	1,96
FEM	1,4	-

Es interesante comprobar como mediante el KissSoft, no hay ningún problema a fluencia ya que el coeficiente de seguridad sigue siendo superior a 2, al contrario que ocurre mediante el cálculo manual y mediante FEM.

Mediante el cálculo a fatiga, tanto KissSoft como el cálculo manual indican que el reductor no aguanta la tensión provocada por la cadena de rodillos. Es decir, el reductor fallará por fatiga debido a la sobretensión de la cadena de rodillos dúplex montada actualmente.

## 5 Posibles soluciones

En este apartado se van a enumerar todas las posibles modificaciones que puedan solucionar el problema. Asimismo, en el siguiente apartado se analizarán de manera general las diferentes opciones ya que no forma parte del objetivo inicial del proyecto.

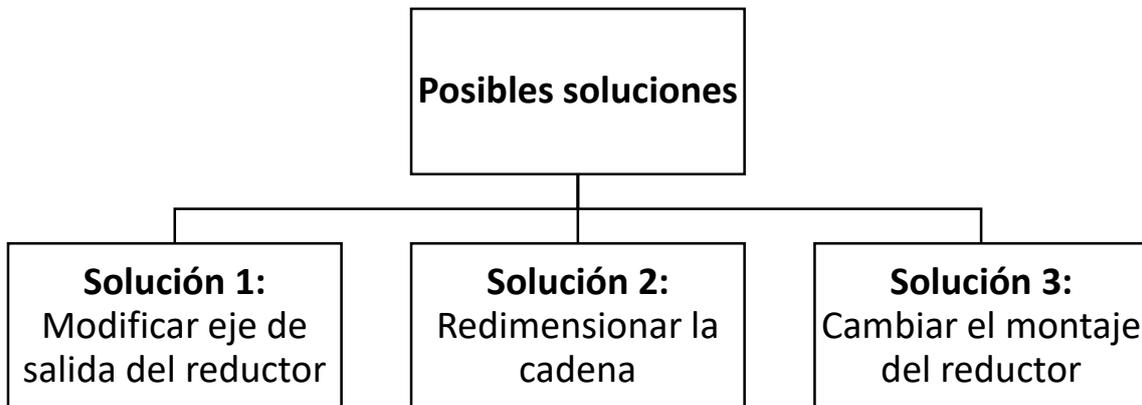


Figura 72. Posibles soluciones a adoptar.

### 5.1 Rediseñar árbol de salida

Esta solución consiste en aumentar el árbol de salida del reductor de forma que sea lo suficientemente resistente para poder utilizarse en esta aplicación.

### 5.2 Redimensionar cadena

Esta solución consiste en realizar un redimensionamiento de la cadena para conseguir que el entre centros que nos puede ofrecer la cadena, sea lo más cercano al que tenemos actualmente.

Esta solución también prevé un redimensionamiento de los piñones conductor y conducido.

### 5.3 Cambio de montaje de reductor

Esta solución requiere un árbol suplementario con el piñón conductor unido al bastidor de la máquina mediante dos rodamientos. La unión del reductor a este árbol auxiliar se realizaría mediante un acoplamiento elástico para eliminar cualquier tipo de desalineamiento entre los dos árboles.

De esta forma se consigue separar la fuerza realizada por la cadena al árbol de salida del reductor.

## 6 Análisis de soluciones

### 6.1 Redimensionamiento del árbol de salida del reductor

Para redimensionar el árbol de salida del reductor, se buscará mediante cálculo iterativo un diámetro de salida del árbol que pueda soportar la fuerza que realiza la cadena de rodillos, con la ayuda del software KissSoft y el modelo ya creado y configurado. Además, la configuración del diámetro de salida tiene que adaptarse a una configuración estándar de reductores (Anexo 13.2).

En primer lugar, se realizará el cálculo para un aumento de Ø12 a Ø15. El chavetero y tornillo se cambiarán arreglo la terminación habitual a este.

Resultados					
Flexión máxima		8.47 µm			
Tensión de referencia máxima		143.90 N/mm <sup>2</sup>			
Vida útil del cojinete		> 1000000 h			
Seguridad mínima fátiga		3.78			
Seguridad mínima estática		4.83			
Seguridades		Resultados [%]			
Fatiga	estático	Fatiga	estático		
A	278.13	332.52	13906.52	16625.83	
B	126.06	161.37	6302.89	8068.73	
F	72.57	142.16	3628.38	7107.76	
G	20.10	44.44	1004.94	2222.02	
C	14.83	37.09	741.35	1854.27	
H	21.39	30.58	1069.27	1528.92	
E	3.78	4.83	188.78	241.52	
D	10.23	12.19	511.38	609.35	
Vida útil del cojinete		S0	Lnh		
Rodamientos		9999.99	> 1000000 h		
Fuerza de reacción del cojinete	Componente	X	Y	Z	Rxz
Rodamientos	F	0.000 N	0.000 N	0.000 N	0.000 N
	M	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm
Casquillo bronce	F	-1.890 kN	0.000 kN	2.264 kN	2.949 kN
	M	-13.383 Nm	0.000 Nm	49.609 Nm	51.382 Nm

Figura 73. Resultados aumento diámetro de árbol.

Como se puede observar en la Figura 73, el problema queda solucionado con este aumento de diámetro, por tanto, sería una solución correcta en caso de optar por ella. Además, el árbol de salida del reductor es una terminación habitual en los reductores de velocidad.

## 6.2 Redimensionamiento de la cadena

Para ello, se realizará el cálculo de la cadena que realmente sea necesaria en esta aplicación, para ello se calculará mediante la potencia máxima que pueda entregar el motorreductor.

**Datos de servicio**

Potencia nominal  $P_n$   kW      Velocidad accionamiento  $n_1$   1/min

Factor de aplicación de carga  $f_1$   ⓘ      Velocidad salida  $n_2$   1/min

---

**Geometría**

Denominación	Tipo	$p$ [mm]	$n_s$
DIN ISO 606:2012 06C-3	06C	9.5250	3
DIN ISO 606:2012 06B-1	06B	9.5250	1
DIN ISO 606:2012 06B-2	06B	9.5250	2
DIN ISO 606:2012 06B-3	06B	9.5250	3
DIN ISO 606:2012 08A-1	08A	12.7000	1
DIN ISO 606:2012 08A-2	08A	12.7000	2
DIN ISO 606:2012 08A-3	08A	12.7000	3
DIN ISO 606:2012 08B-1	08B	12.7000	1

Número de eslabones  $N_i$   ⓘ      Transmisión  $i$

Distancia entre centros  $a$   mm ⓘ      Número de dientes  $z_1$

Número de dientes  $z_2$

---

**Rodillo tensor**

Configuración       Coordenada X  mm

Número de dientes  $z_3$        Coordenada Y  mm

Figura 74. Datos de servicio y cadena de rodillos elegida.

Como se puede observar, se ha realizado también un ajuste en el piñón conductor, se ha cambiado el nº de dientes para encontrar el valor más próximo a la distancia entre centros. Esto es debido a que no es importante a que se mantenga la relación de transmisión en esta aplicación.

Los resultados obtenidos nos ofrecen una cadena tipo DIN ISO 606:2012 08A-1, con un piñón conductor de 17 dientes y otro de 38.

Con esta cadena, obtenemos unos resultados positivos, además de un entre centros muy aproximado a lo que existe realmente en máquina actualmente (279.33 mm, frente a 279.5mm actuales).

Potencia de servicio	$P_{max}$	0.0194	kW
Potencia admisible	$P_{zul}$	0.0251	kW
Velocidad de cadena	$v$	0.0123	m/s
Utilización	$A$	77.1766	%

Figura 75. Resultados en cadena de rodillos elegida.

Además de obtener una cadena acorde a las necesidades de transmisión, se consigue una distancia entre centros prácticamente igual a la existente en la máquina, con lo cual se elimina toda sobretensión creada por una cadena de rodillos con un entre centros menor al existente en la máquina.

### **6.3 Cambio de montaje de reductor**

Esta solución resulta la más compleja de todas, por una parte, debido al espacio limitado disponible en la máquina y, por otra parte, por el mayor tiempo de montaje requerido.

Aunque, por un lado, se separaría la fuerza realizada por la cadena del árbol de salida del reductor, bien es cierto que se trata de la solución que más cambios requiere en la máquina donde la cadena está instalada para poder adoptarla.

## **7 Síntesis**

Según los datos obtenidos en el apartado anterior, se descartan el redimensionado del árbol de salida y el cambio de montaje de reductor.

### **7.1 Redimensionado del árbol**

Aunque es una solución viable, como el reductor tiene un diseño correcto en base a sus características técnicas, y el problema es debido a su aplicación, no es conveniente realizar ningún cambio al reductor. De esta forma, se garantiza la disponibilidad de un sustituto con características y dimensiones iguales al modelo utilizado para realizar ingeniería inversa.

### **7.2 Cambio de montaje de reductor**

Esta posible solución se descarta por dos motivos, en primer lugar, la dificultad de aplicación comparada con las otras soluciones; por otro lado, y tal como se ha comentado en el apartado de Introducción, los clientes buscan una solución rápida, sin tener que realizar cambios importantes en la máquina.

## **8 Solución adoptada**

Por los motivos expuestos en el apartado anterior, finalmente se sugiere adoptar como solución el cambio de la cadena por una correctamente dimensionada a las especificaciones de la máquina.

Con esta modificación se consigue un entre centros casi igual al existente en la máquina.

## 9 Conclusiones

Un estudio de ingeniería inversa ocupa mucho tiempo y trabajo/esfuerzo de diseño y comprobaciones para desarrollar un producto de calidad con un cierto grado de fidelidad respecto al original en cuanto a características y dimensiones. Esto se traduce en un coste elevado de diseño.

Los cálculos realizados mediante software permiten el ahorro de una cantidad significativa de tiempo en el análisis y comprobación de diseños.

Aunque el problema expuesto no recaía directamente en el reductor, en el presente trabajo se ha realizado un estudio con el fin de hallar una solución a este problema planteado por los usuarios de este reductor. Además, gracias al presente estudio y diseño del reductor, dichos clientes podrán disponer de recambios de reductores y sus componentes en caso de necesitarlos.

## 10 Planos

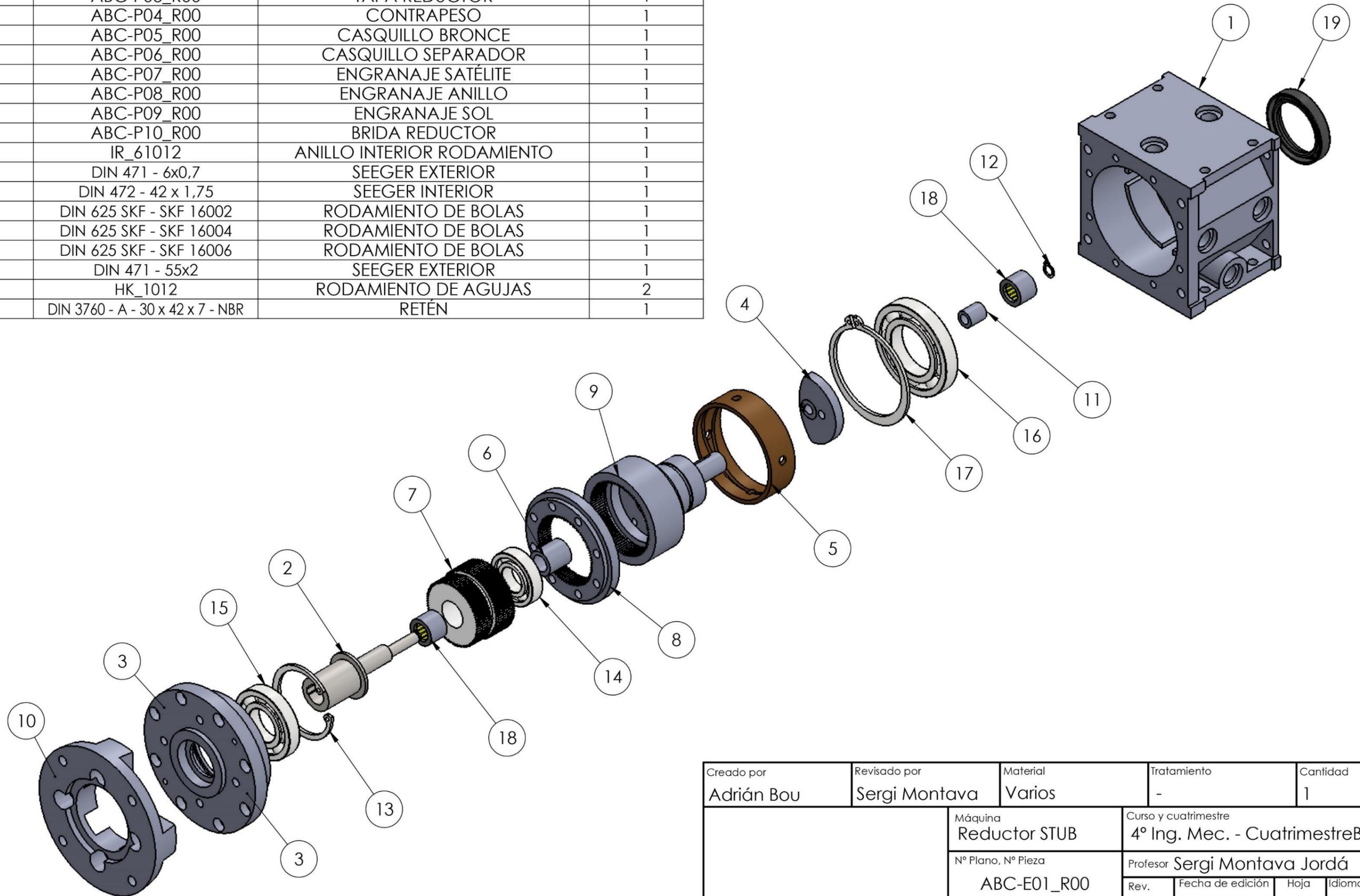
En esta sección, se adjuntarán los planos referentes a la fabricación de todos los componentes que forman el reductor.

Para la construcción de los planos se han tenido en cuenta la siguiente normativa:

- UNE-EN ISO 5457:2000 Documentación técnica de producto. Formatos y presentación de los elementos gráficos de las hojas de dibujo.
- UNE-EN ISO 128-20:2002. Dibujos técnicos. Principios generales de presentación: Convenciones generales para las líneas.
- UNE 1035:1995. Dibujos técnicos. Cuadro de rotulación.
- UNE-EN ISO 5455:1996. Dibujos técnicos. Escalas
- UNE-EN ISO 1039-1994. Dibujos técnicos. Acotación. Principios generales, definiciones, métodos de ejecución e indicaciones específicas

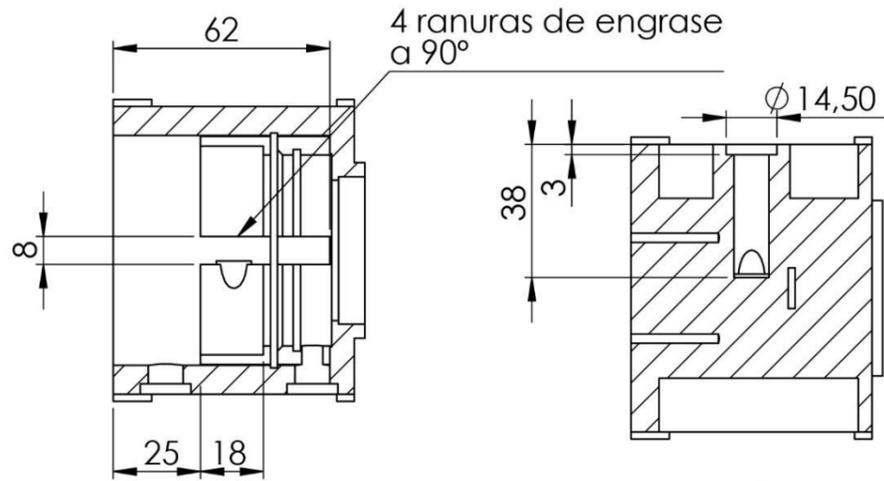
Se ha realizado un cajetín personalizado para la realización de los planos siguiendo la normativa, en este caso, UNE EN ISO 7200.

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	ABC-P01_R00	CARCASA	1
2	ABC-P02_R00	EJE EXCÉNTRICO	1
3	ABC-P03_R00	TAPA REDUCTOR	1
4	ABC-P04_R00	CONTRAPESO	1
5	ABC-P05_R00	CASQUILLO BRONCE	1
6	ABC-P06_R00	CASQUILLO SEPARADOR	1
7	ABC-P07_R00	ENGRANAJE SATÉLITE	1
8	ABC-P08_R00	ENGRANAJE ANILLO	1
9	ABC-P09_R00	ENGRANAJE SOL	1
10	ABC-P10_R00	BRIDA REDUCTOR	1
11	IR_61012	ANILLO INTERIOR RODAMIENTO	1
12	DIN 471 - 6x0,7	SEEGER EXTERIOR	1
13	DIN 472 - 42 x 1,75	SEEGER INTERIOR	1
14	DIN 625 SKF - SKF 16002	RODAMIENTO DE BOLAS	1
15	DIN 625 SKF - SKF 16004	RODAMIENTO DE BOLAS	1
16	DIN 625 SKF - SKF 16006	RODAMIENTO DE BOLAS	1
17	DIN 471 - 55x2	SEEGER EXTERIOR	1
18	HK_1012	RODAMIENTO DE AGUJAS	2
19	DIN 3760 - A - 30 x 42 x 7 - NBR	RETÉN	1



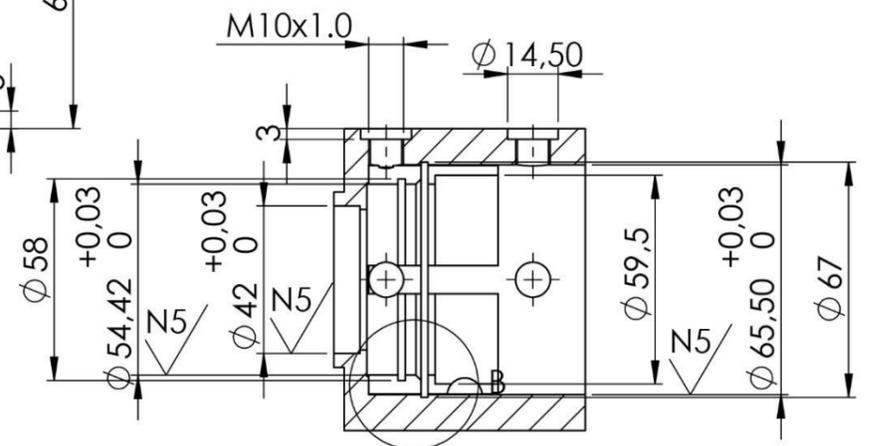
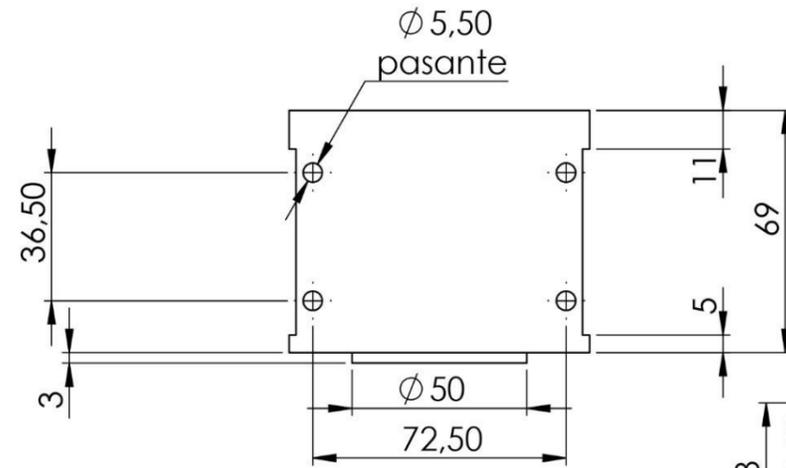
Creado por Adrián Bou	Revisado por Sergi Montava	Material Varios	Tratamiento -	Cantidad 1
		Máquina Reductor STUB	Curso y cuatrimestre 4º Ing. Mec. - CuatrimestreB	
		Nº Plano, Nº Pieza ABC-E01_R00	Profesor Sergi Montava Jordá	
Rev. A	Fecha de edición 14/07/2019	Hoja es	Idioma 1/1	

N7 / ( N5 / )

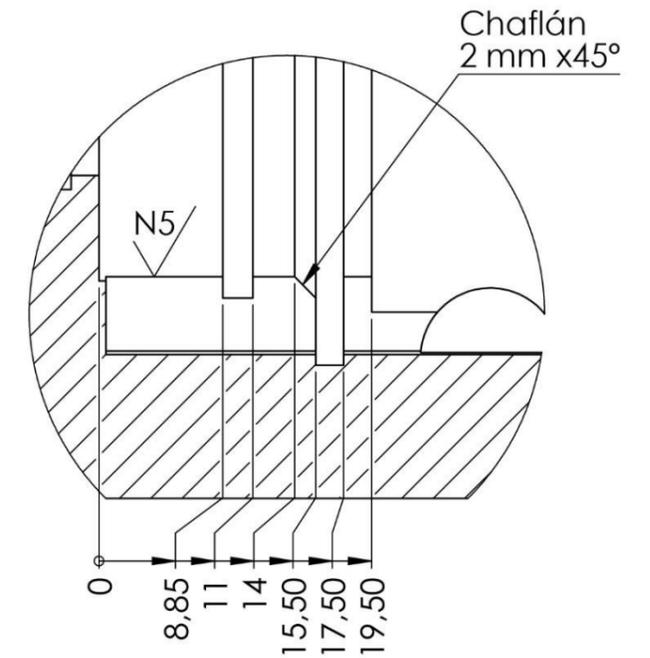
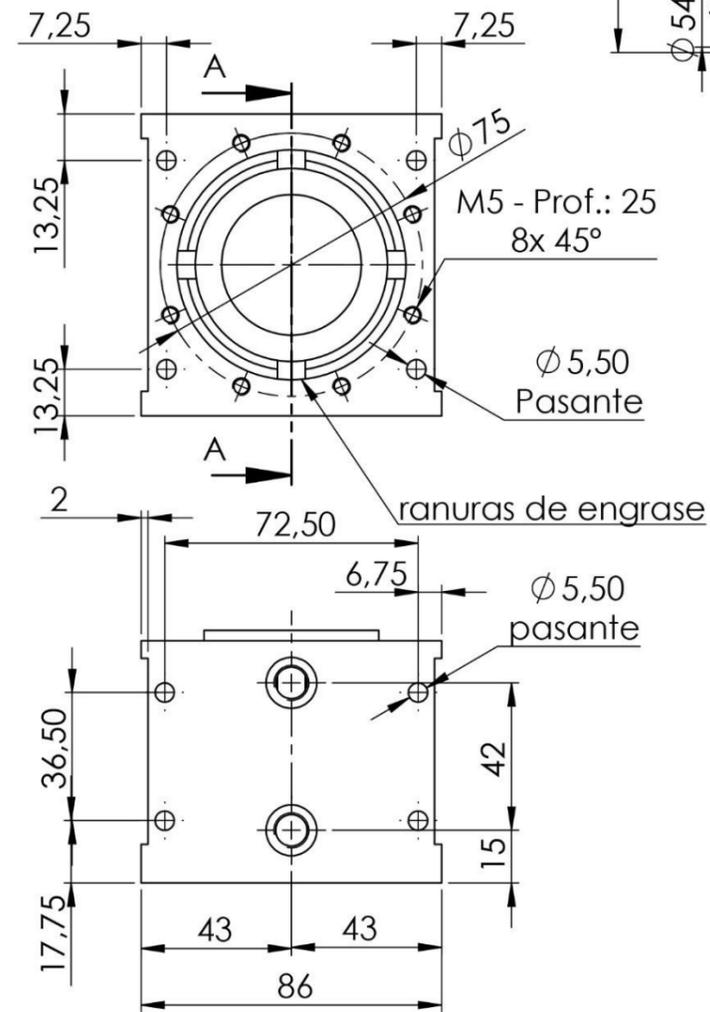
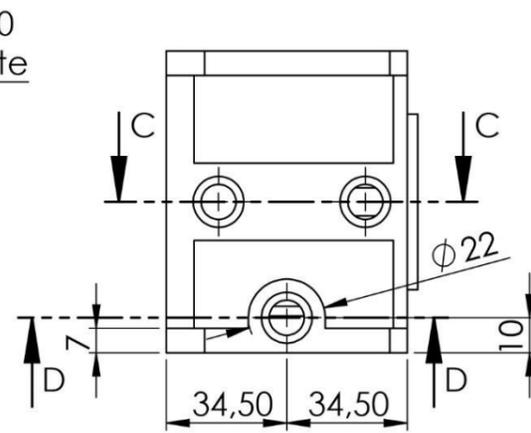
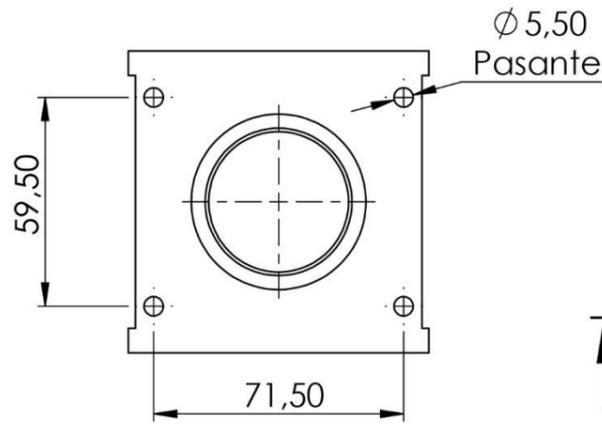


SECCIÓN C-C  
ESCALA 1 : 2

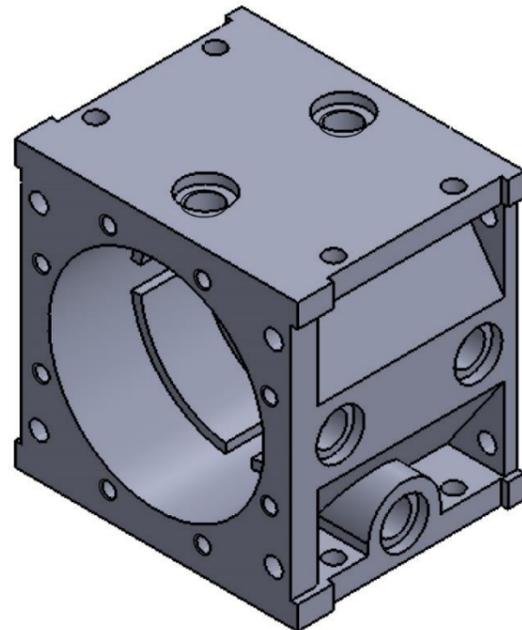
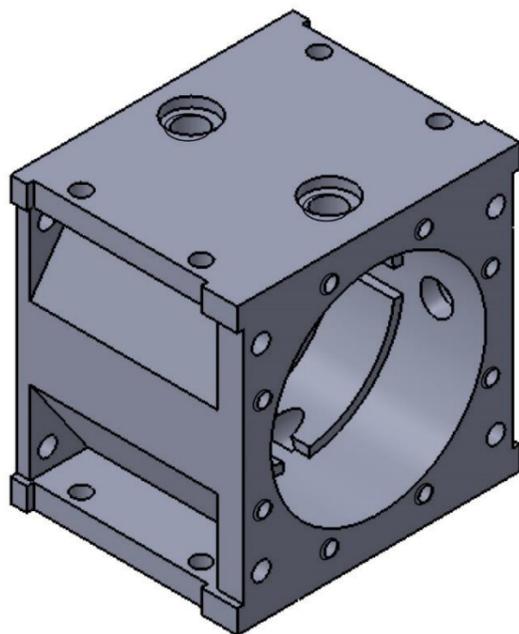
SECCIÓN D-D  
ESCALA 1 : 2



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 2

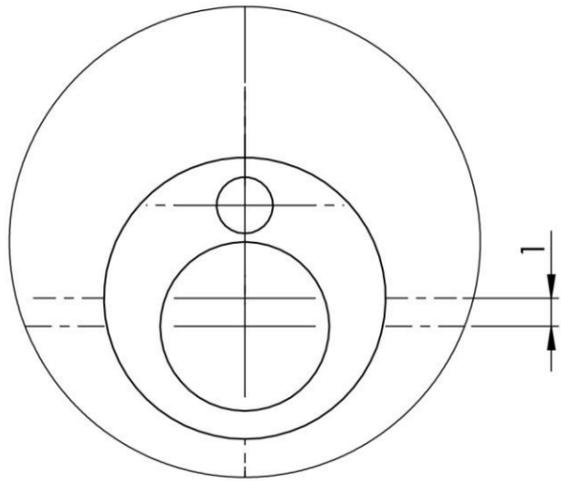


DETALLE B  
ESCALA 2 : 1

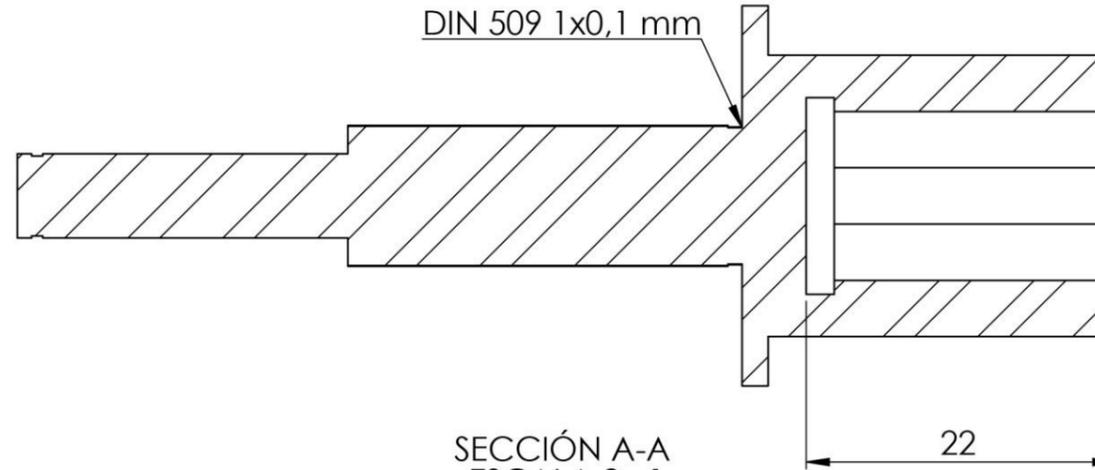


Creado por Adrián Bou	Revisado por Sergi Montava	Material C45 (F1140)	Tratamiento -	Cantidad 1
		Máquina Reductor STUB	Curso y cuatrimestre 4º Ing. Mec. - Cuatrimestre B	
		Nº Plano, Nº Pieza ABC-P01_R00	Profesor Sergi Montava Jordá	
Rev. A	Fecha de edición 14/07/2019	Idioma es	Hoja 1/1	

DETALLE C  
ESCALA 4:1

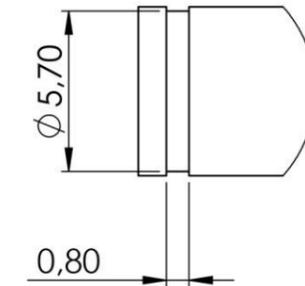


DIN 509 1x0,1 mm

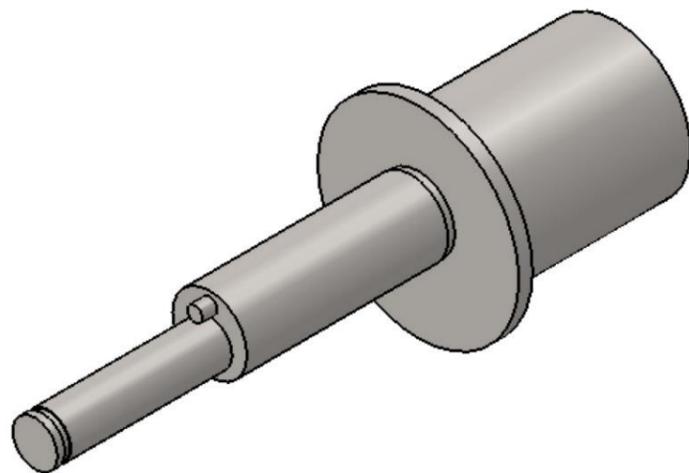
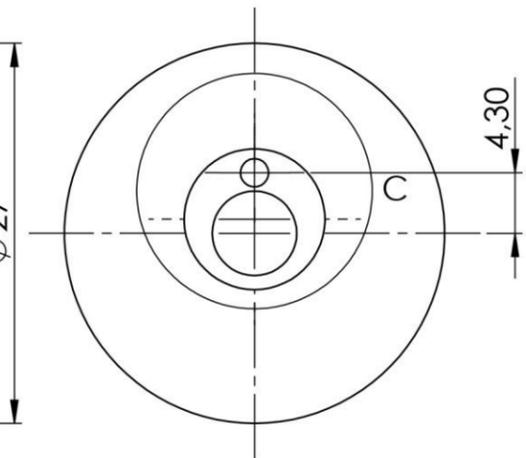
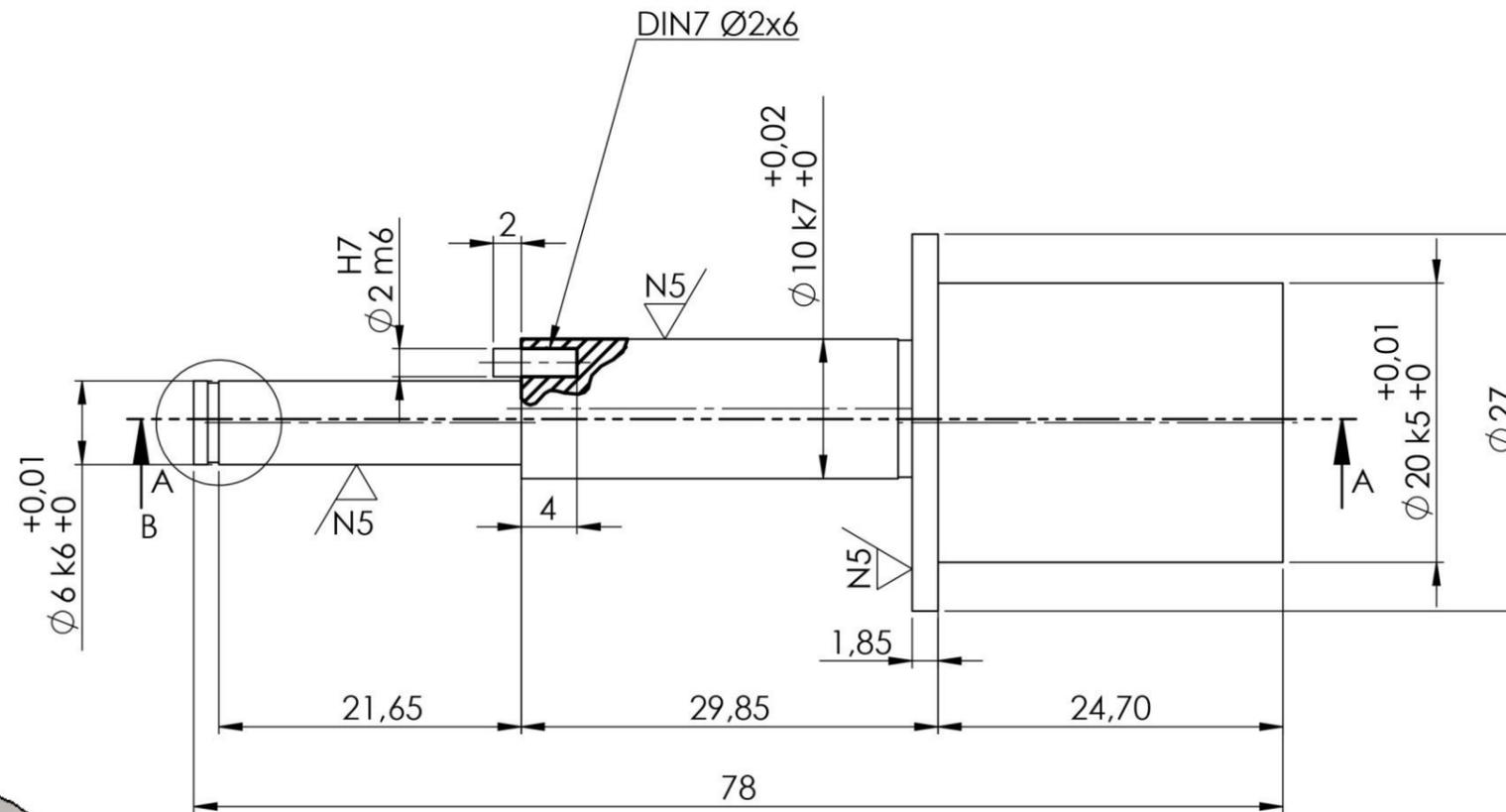
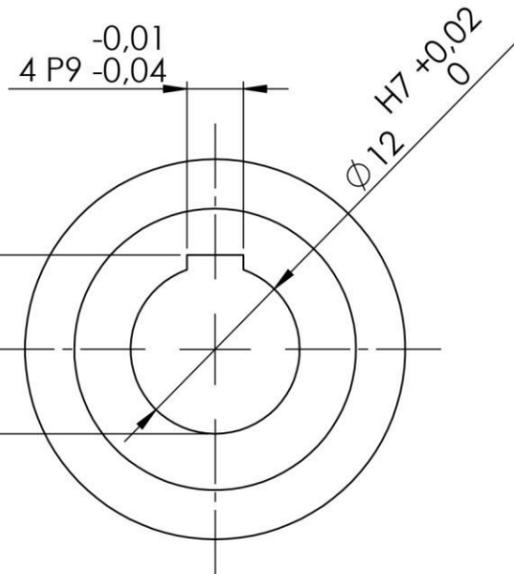


SECCIÓN A-A  
ESCALA 2:1

N7/ ( N5/ )

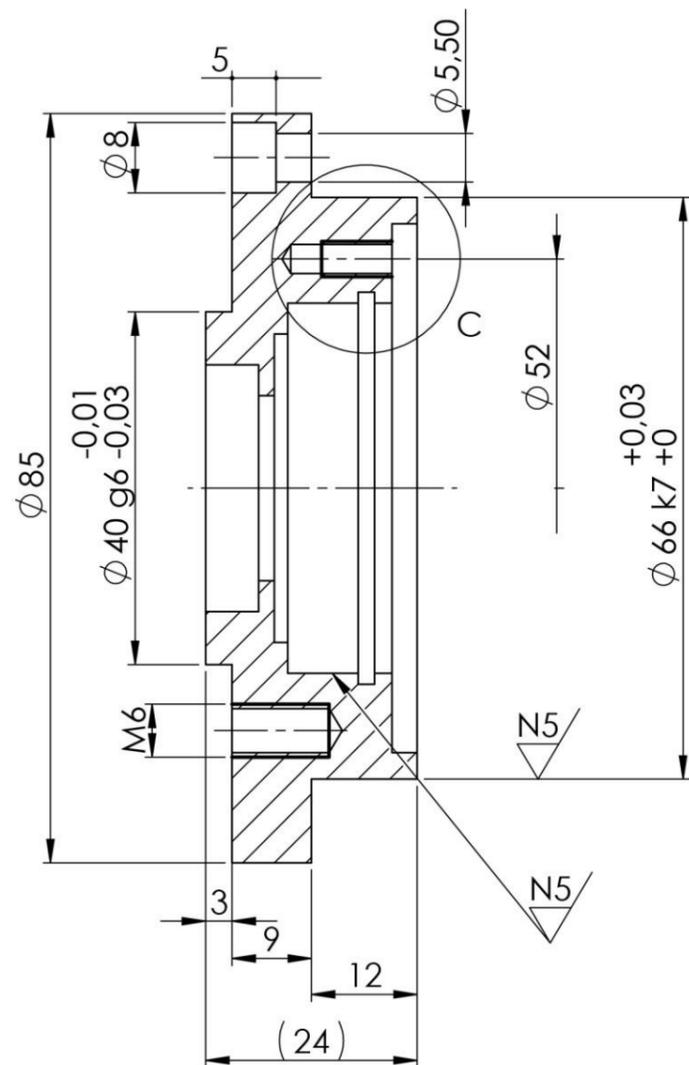


DETALLE B  
ESCALA 4:1

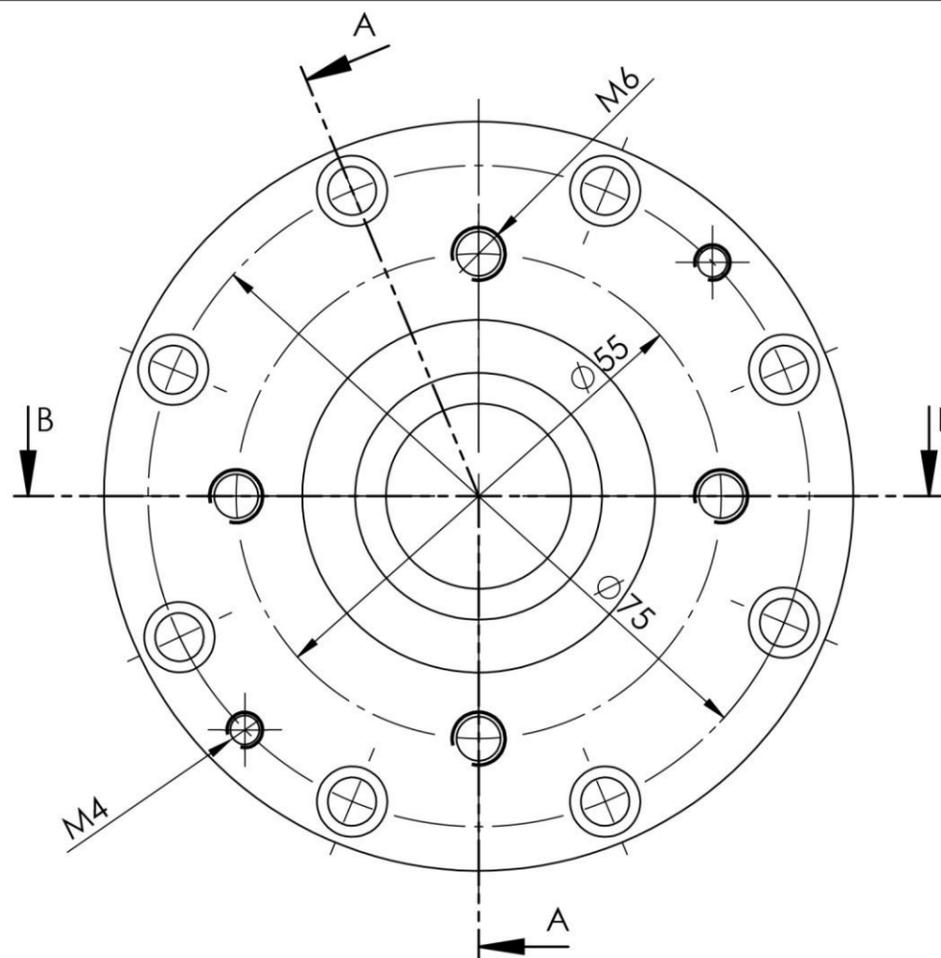
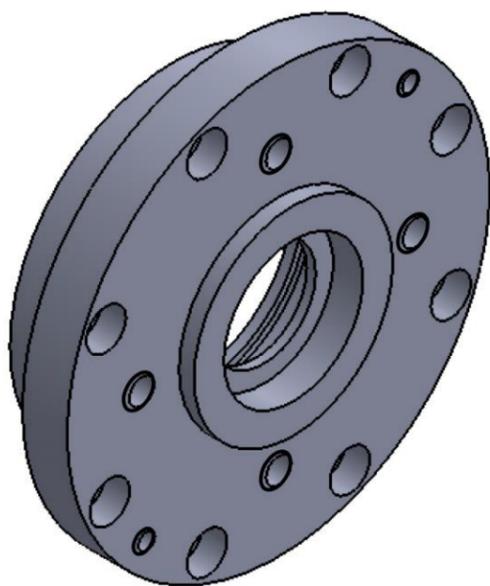


Creado por Adrián Bou	Revisado por Sergi Montava	Material C45 (F1140)	Tratamiento -	Cantidad 1
		Máquina Reductor STUB	Curso y cuatrimestre 4º Ing. Mec. - Cuatrimestre B	
		Nº Plano, Nº Pieza ABC-P02_R00	Profesor Sergi Montava Jordá	
Rev. A	Fecha de edición 14/07/2019	Idioma es	Hoja 1/1	

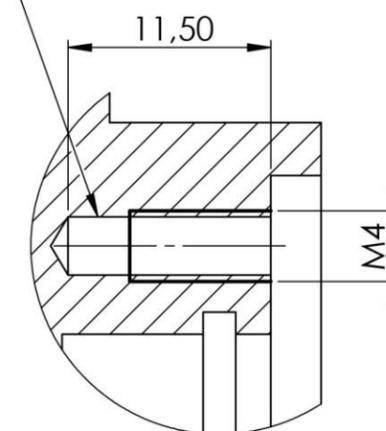
N7 / ( N5 / )



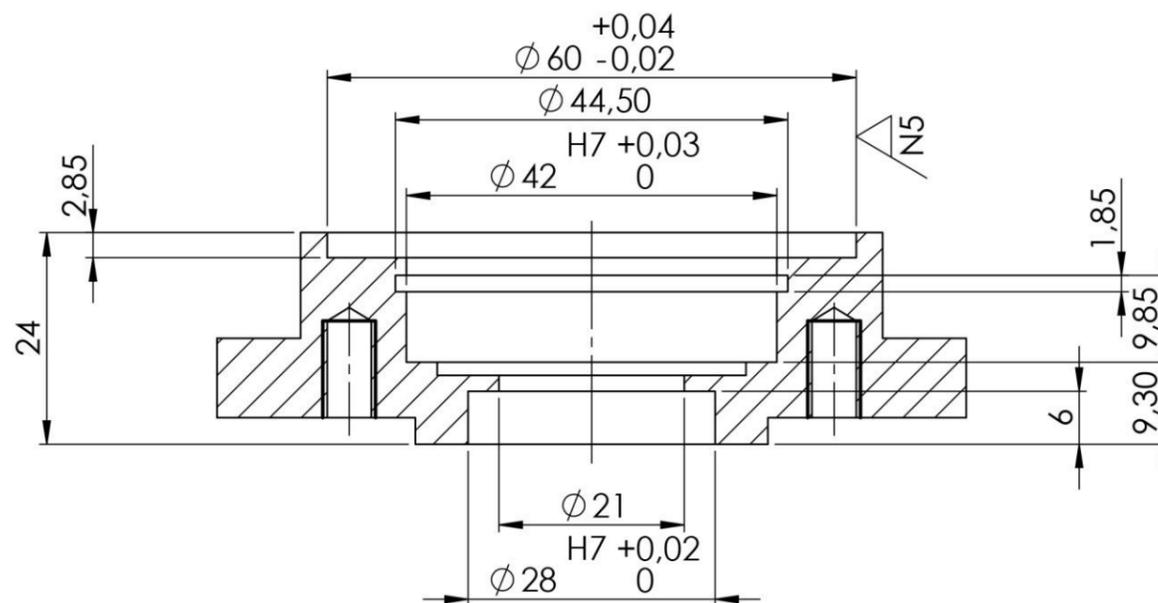
A-A  
ESCALA 5 : 4



8 agujeros a 45°



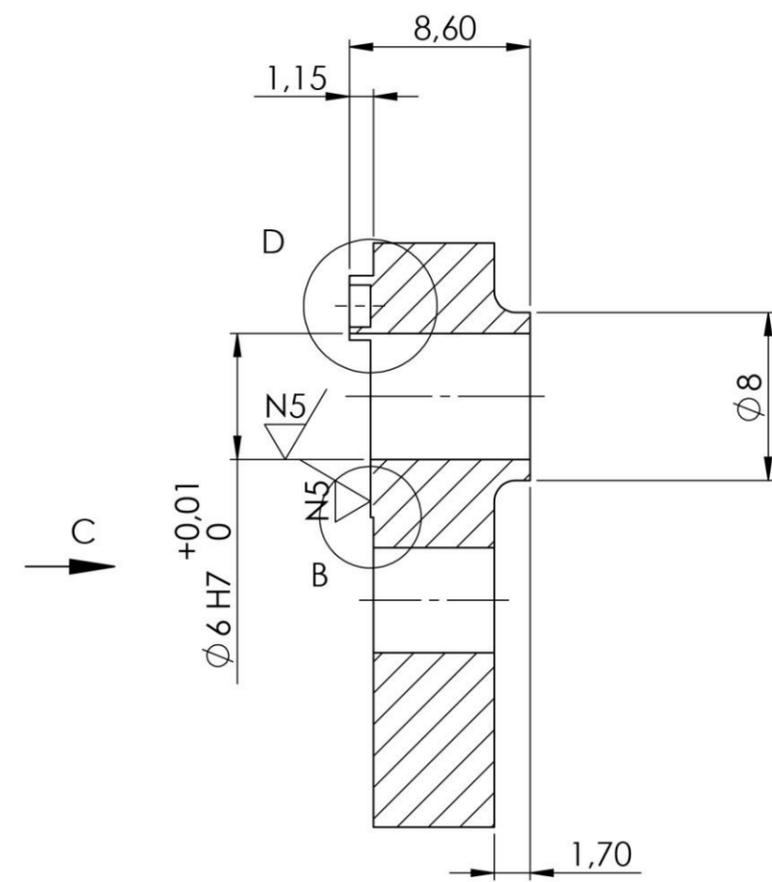
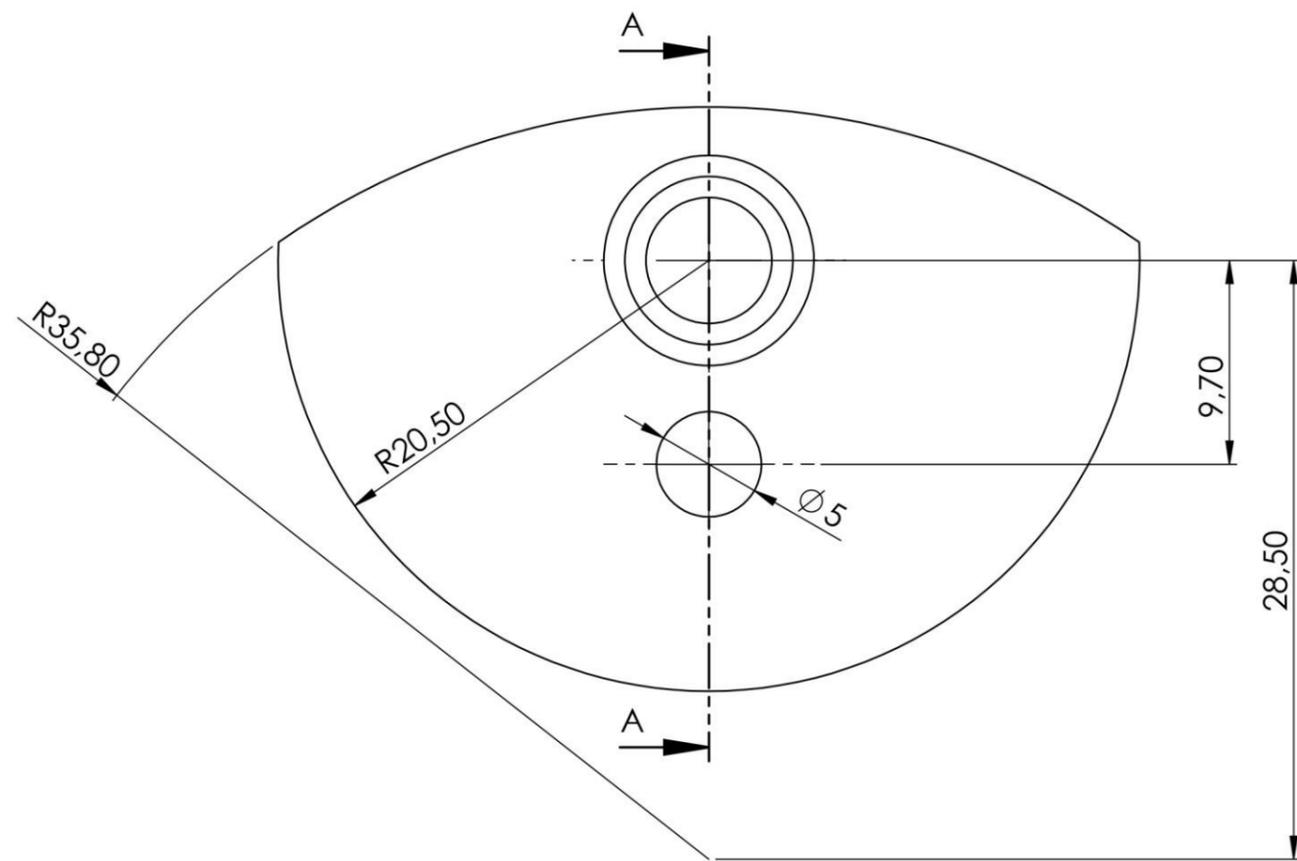
DETALLE C  
ESCALA 10 : 4



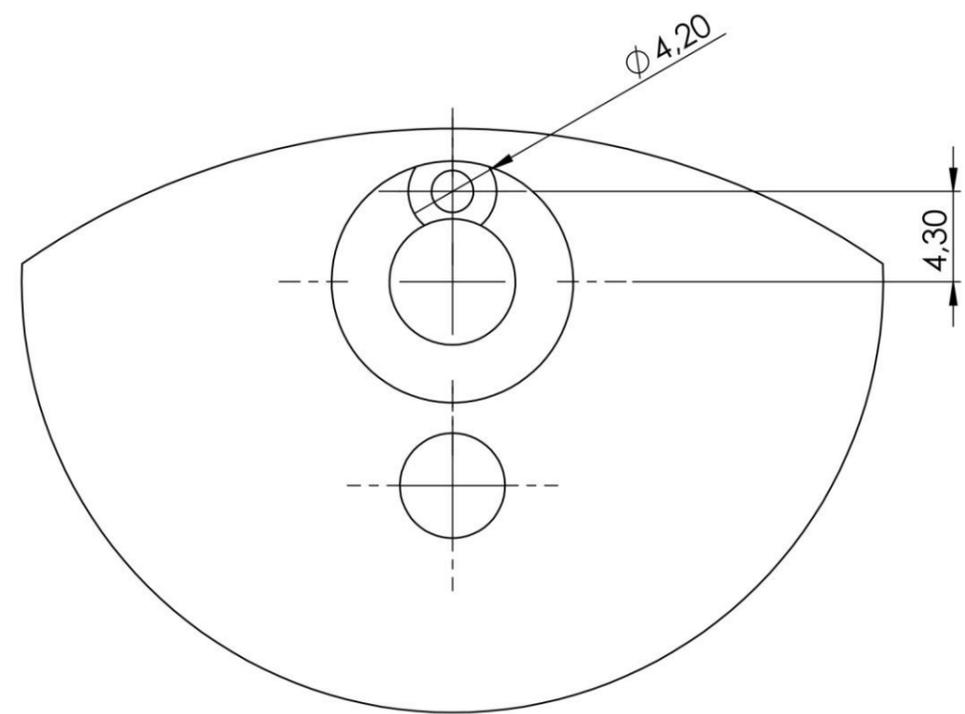
SECCIÓN B-B  
ESCALA 5 : 4

Creado por Adrián Bou	Revisado por Sergi Montava	Material C45 (F1140)	Tratamiento -	Cantidad 1
		Máquina Reductor STUB	Curso y cuatrimestre 4º Ing. Mec. - Cuatrimestre B	
		Nº Plano, Nº Pieza ABC-P03_R00	Profesor Sergi Montava Jordá	
Rev. A	Fecha de edición 14/07/2019	Idioma es	Hoja 1/1	

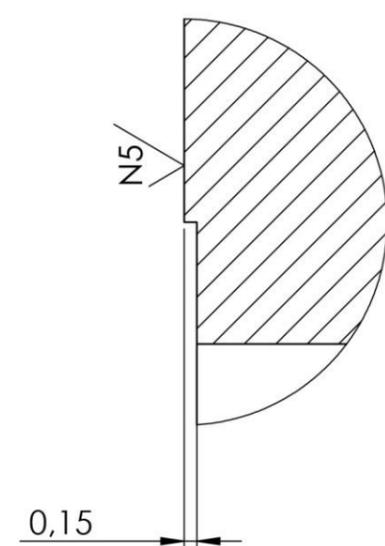
N7/ ( N5/ )



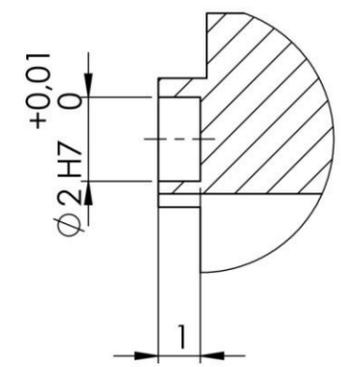
SECCIÓN A-A  
ESCALA 3 : 1



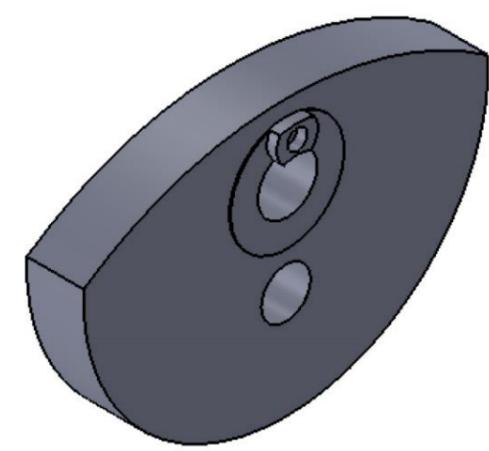
VISTA C  
ESCALA 12 : 1



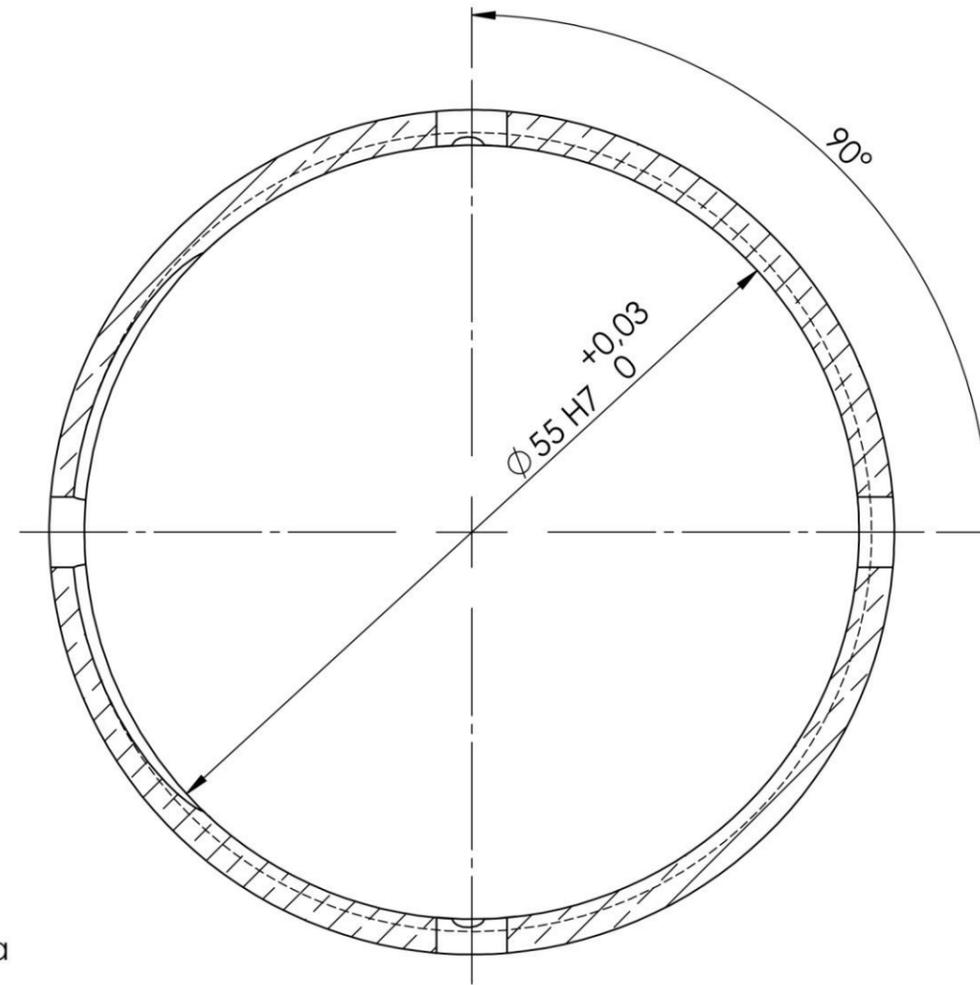
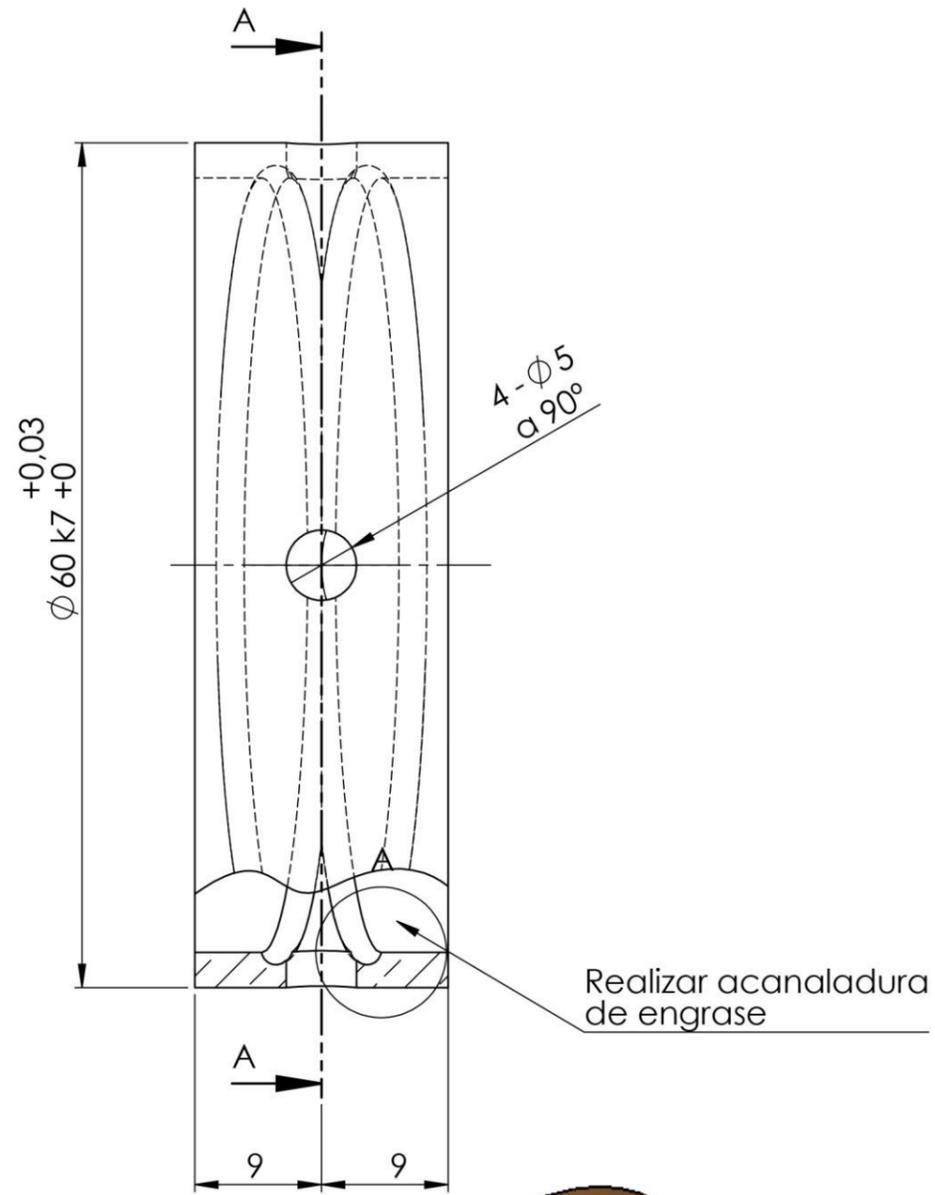
DETALLE B  
ESCALA 12 : 1



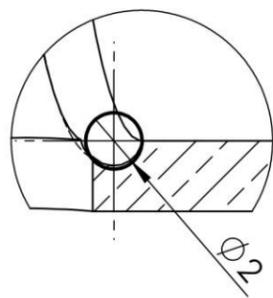
DETALLE D  
ESCALA 6 : 1



Creado por Adrián Bou	Revisado por Sergi Montava	Material C45 (F1140)	Tratamiento -	Cantidad 1
		Máquina Reductor STUB	Curso y cuatrimestre 4º Ing. Mec. - CuatrimestreB	
		N° Plano, N° Pieza ABC-P04_R00	Profesor Sergi Montava Jordá	
Rev. A	Fecha de edición 14/07/2019	Hoja es	Idioma 1/1	



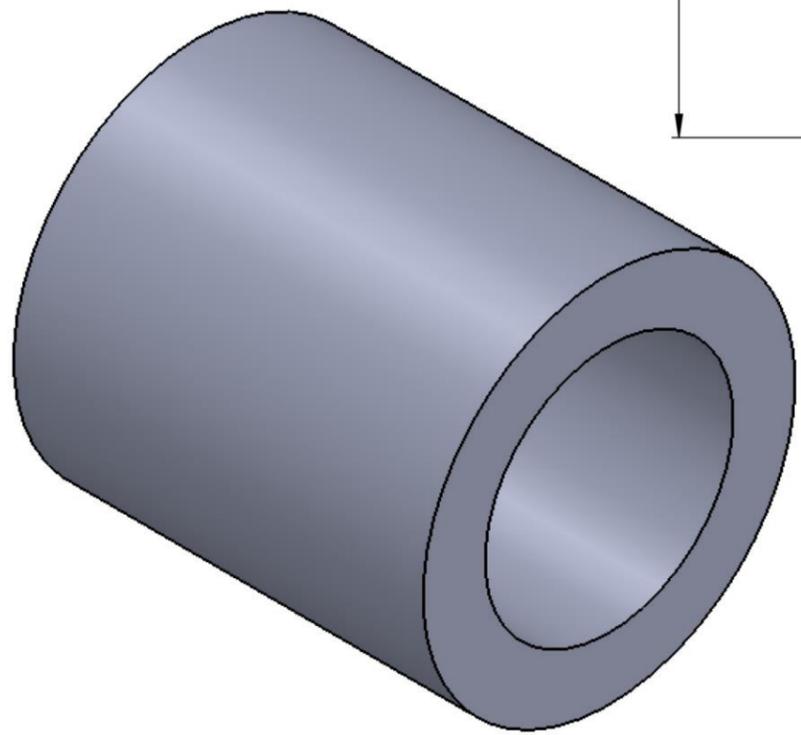
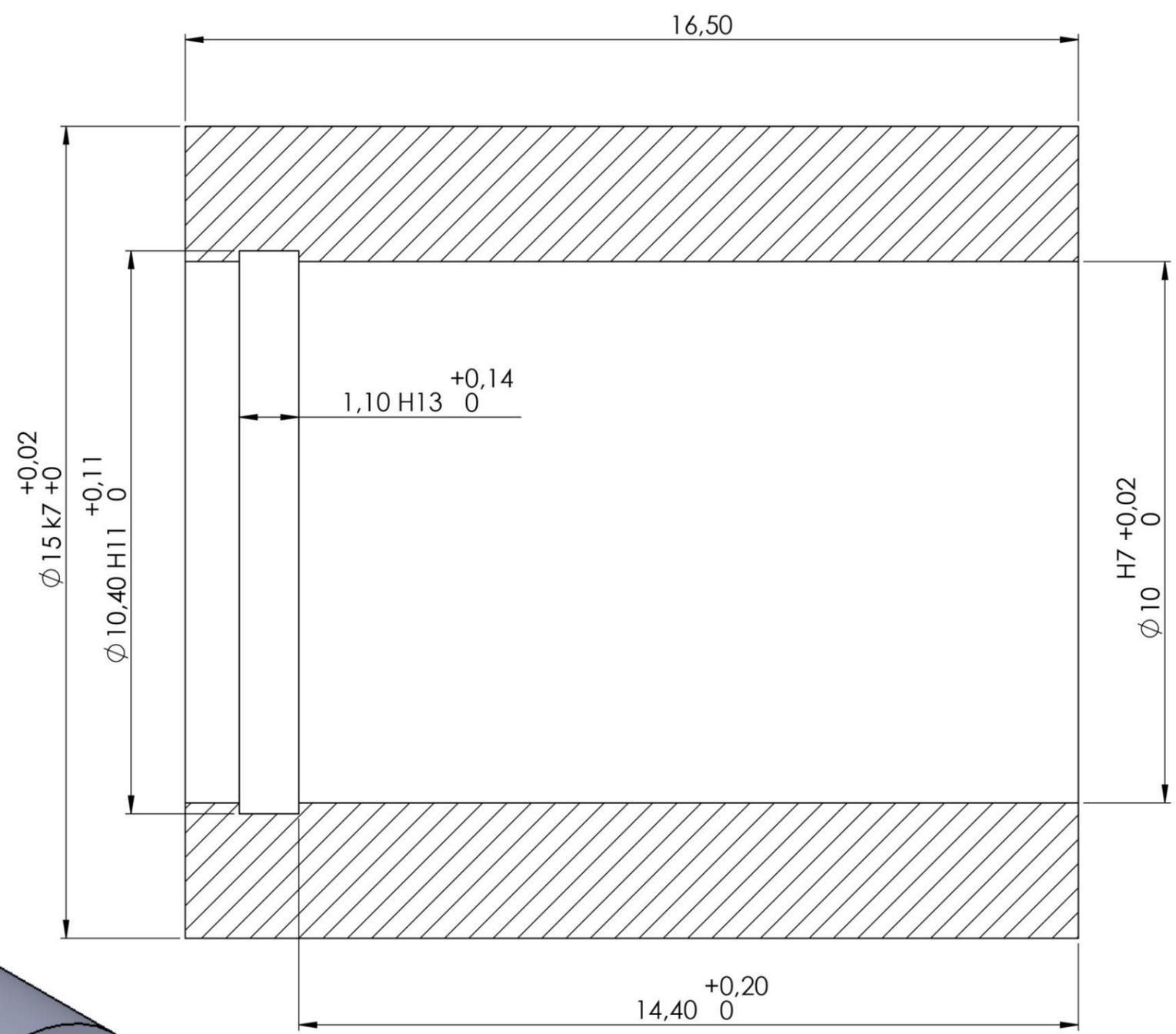
SECCIÓN A-A  
ESCALA 2:1



DETALLE A  
ESCALA 4:1



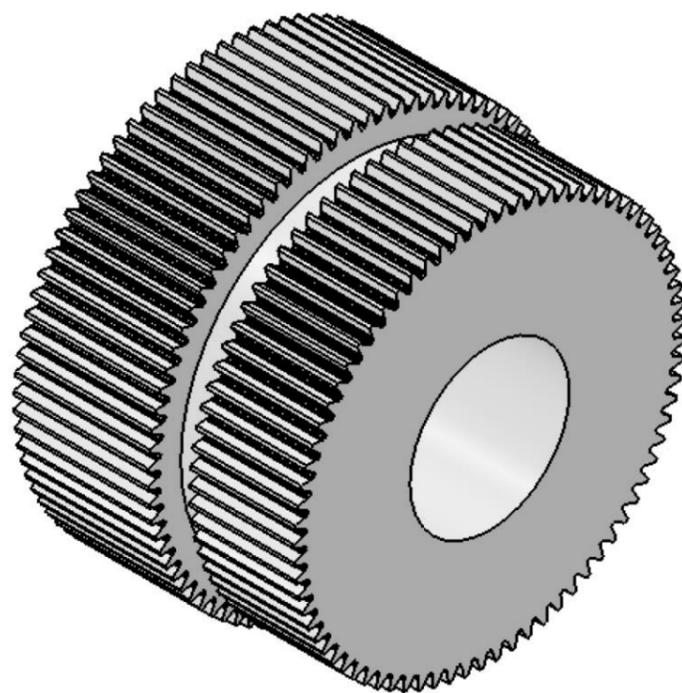
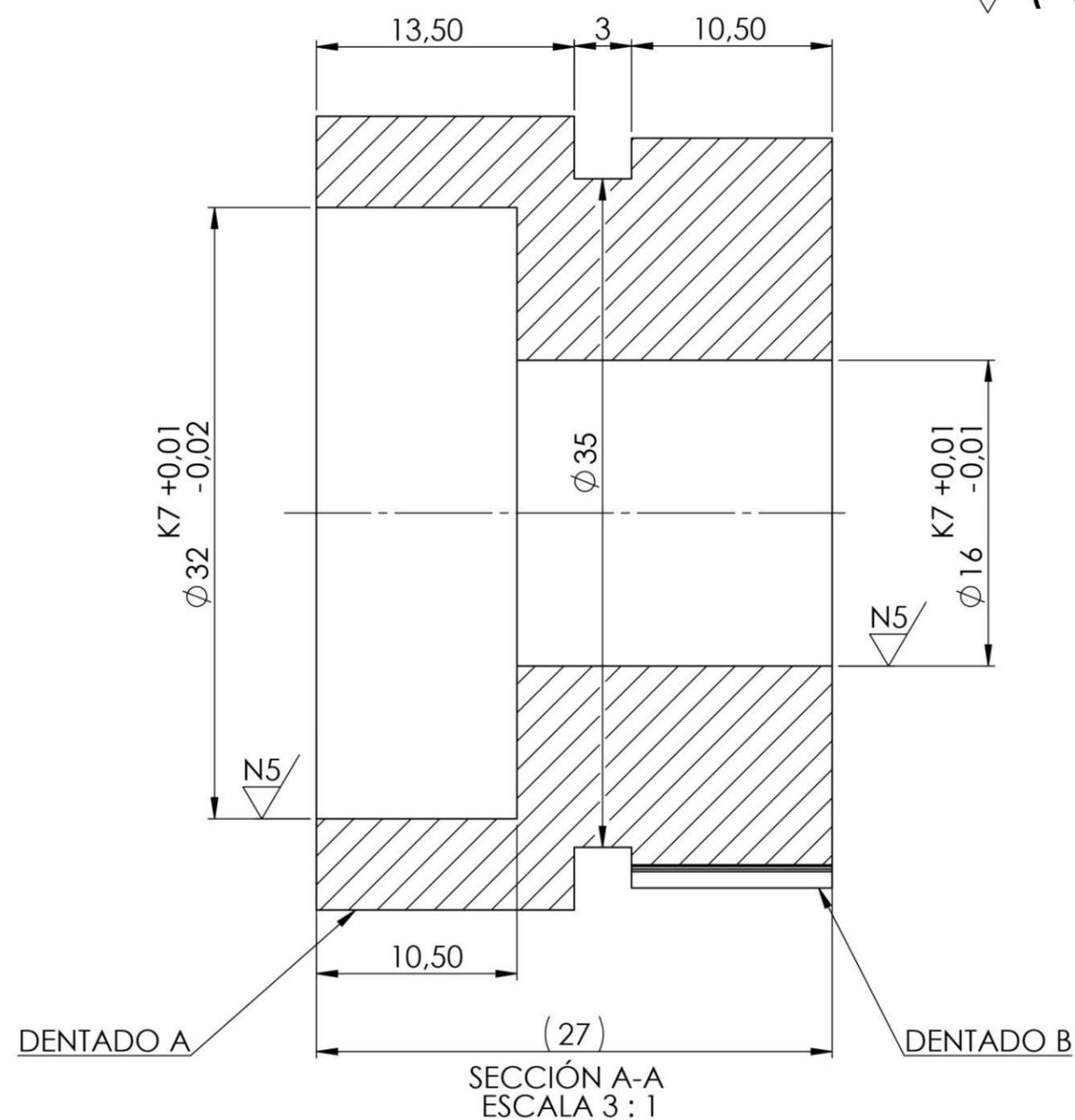
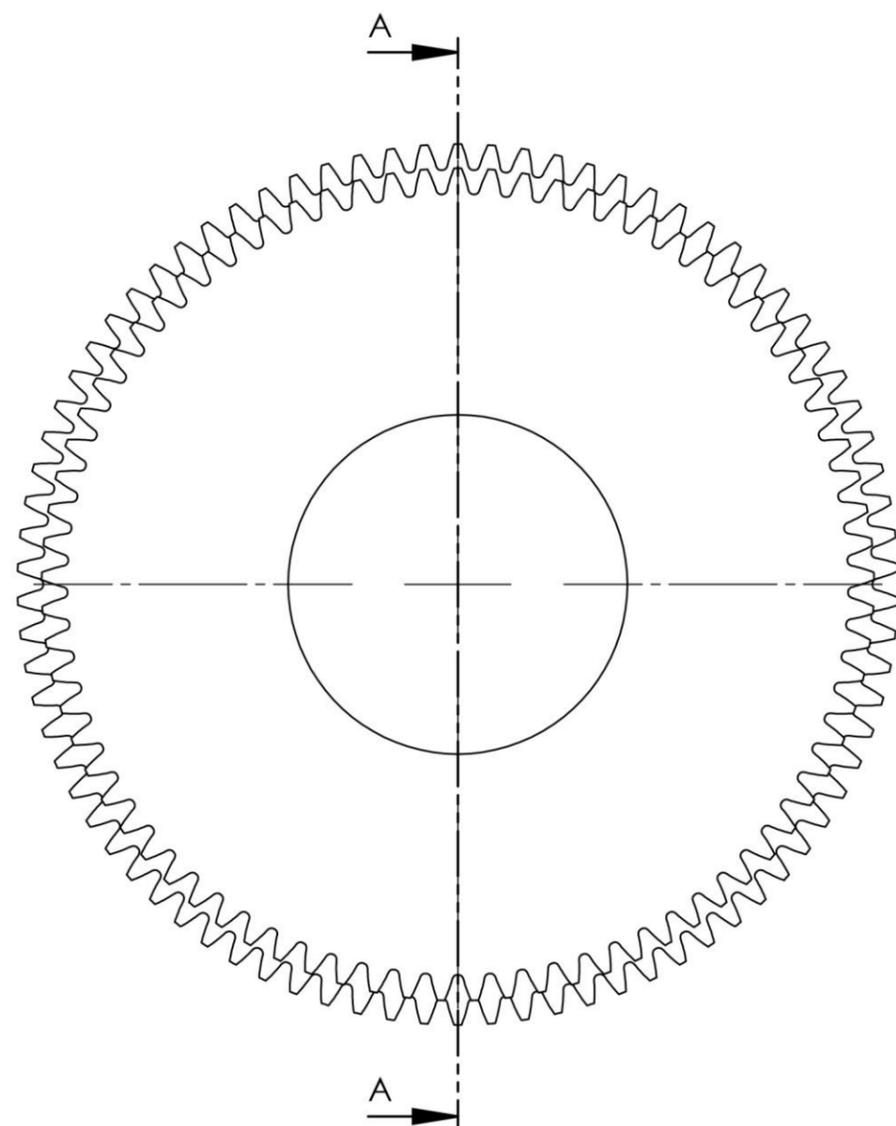
Creado por <b>Adrián Bou</b>	Revisado por <b>Sergi Montava</b>	Material <b>Bronce</b>	Tratamiento -	Cantidad 1
		Máquina <b>Reductor STUB</b>	Curso y cuatrimestre <b>4º Ing. Mec. - CuatrimestreB</b>	
		Nº Plano, Nº Pieza <b>ABC-P05_R00</b>	Profesor <b>Sergi Montava Jordá</b>	
Rev. <b>A</b>	Fecha de edición <b>14/07/2019</b>	Idioma <b>es</b>	Hoja <b>1/1</b>	



SECCIÓN A-A  
ESCALA 10 : 1

Creado por Adrián Bou	Revisado por Sergi Montava	Material C45 (F1140)	Tratamiento -	Cantidad 1
		Máquina Reductor STUB	Curso y cuatrimestre 4º Ing. Mec. - CuatrimestreB	
		N° Plano, N° Pieza ABC-P06_R00	Profesor Sergi Montava Jordá	
Rev. A	Fecha de edición 14/07/2019	Idioma es	Hoja 1/1	

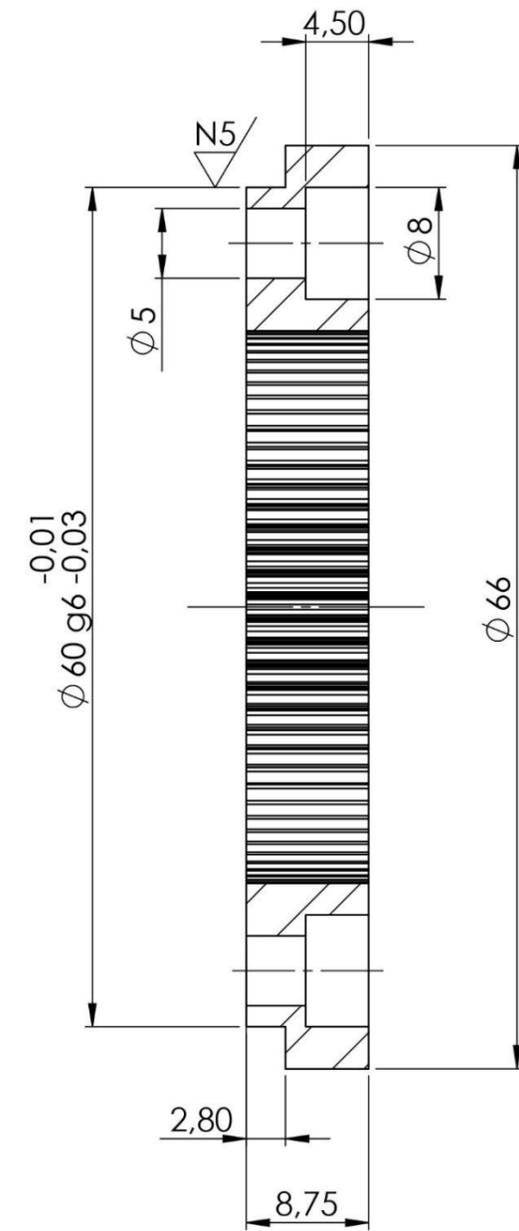
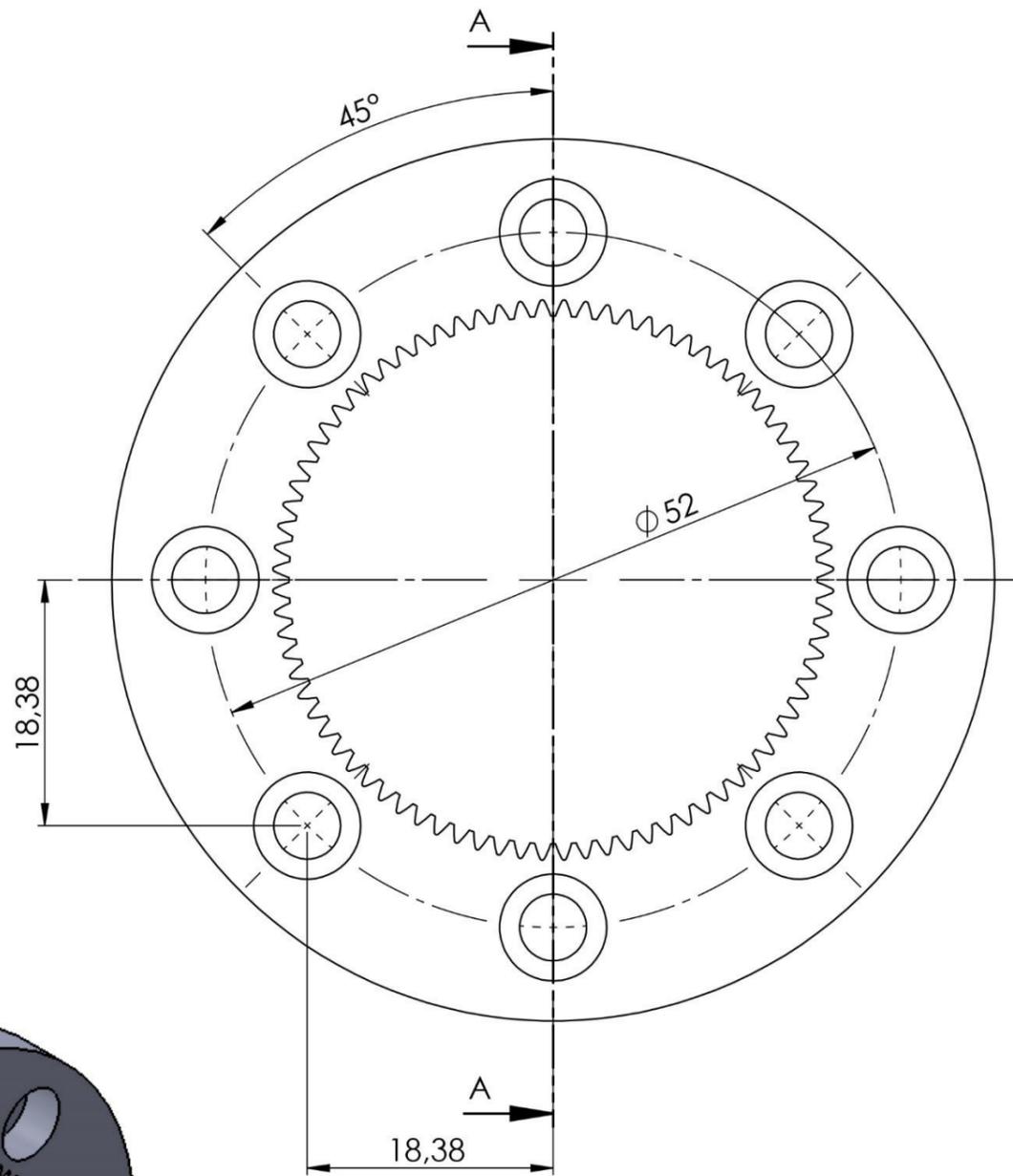
N7/ ( N5/ )



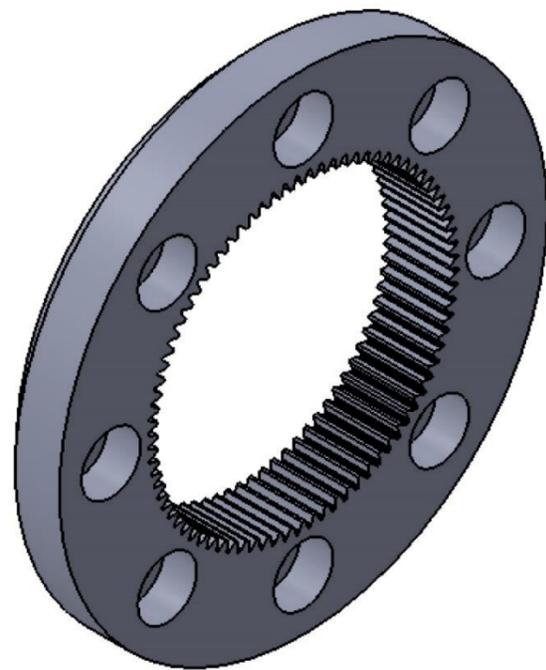
ESPECIFICACIONES DE DENTADO		
	DENTADO A	DENTADO B
MÓDULO	0.5	0.5
Nº DE DIENTES	82	77
DIÁMETRO PRIMITIVO	41 mm	38,5 mm
DIÁMETRO DE FONDO	41,55 mm	39,27 mm
DIÁMETRO DE CABEZA	39,30 mm	37,02 mm
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°	20°

Creado por Adrián Bou	Revisado por Sergi Montava	Material C55E (F1150)	Tratamiento Templado	Cantidad 1
		Reductor STUB Reductor STUB	Curso y cuatrimestre 4º Ing. Mec. - CuatrimestreB	
		Nº Plano, Nº Pieza ABC-P07_R00	Profesor Sergi Montava Jordá	
Rev. A	Fecha de edición 14/07/2019	Idioma es	Hoja 1/1	

N7/ ( N5/ )



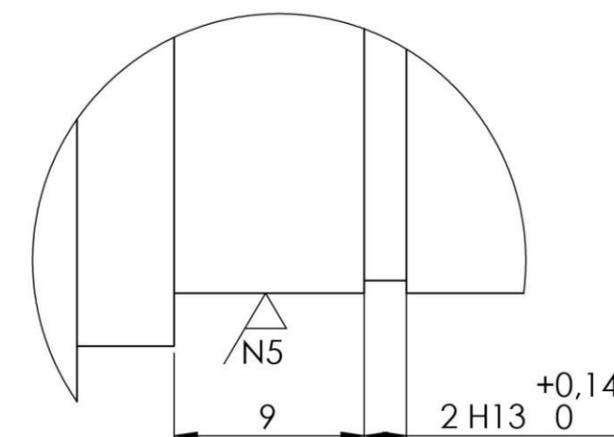
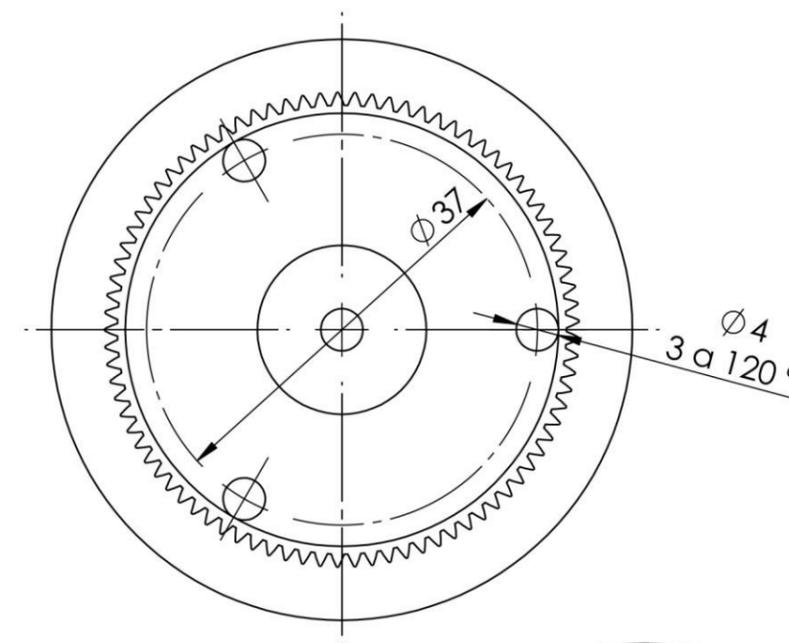
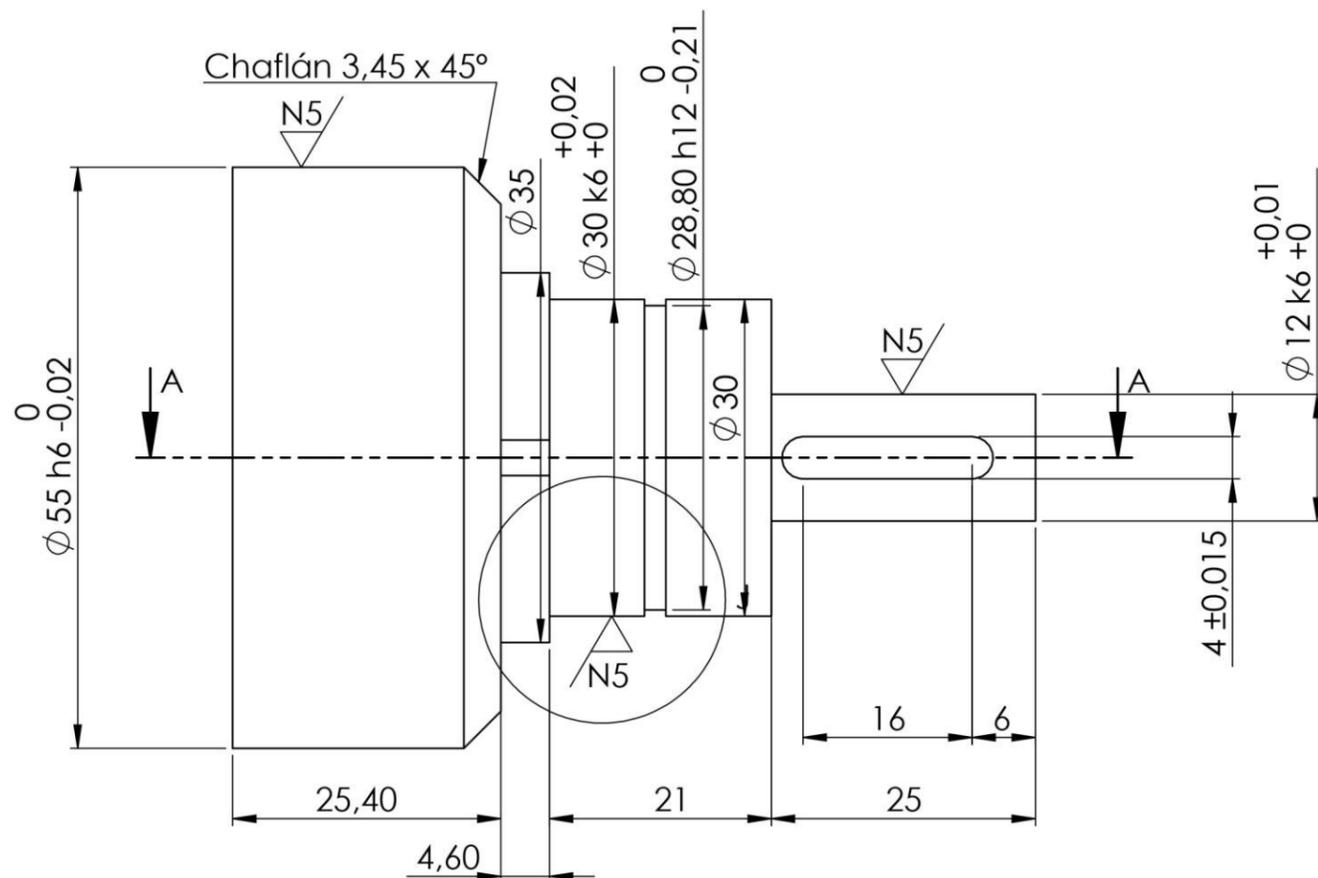
SECCIÓN A-A  
ESCALA 2:1



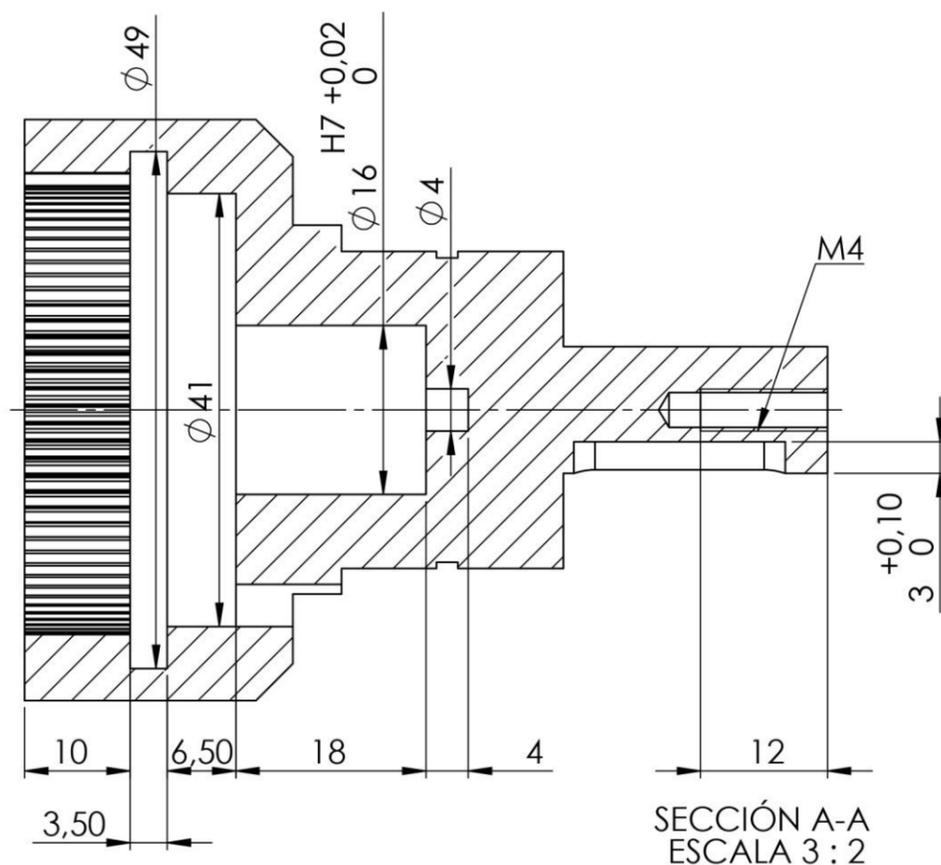
ESPECIFICACIONES DE DENTADO	
MÓDULO	0.5
Nº DE DIENTES	80
DIÁMETRO PRIMITIVO	40 mm
DIÁMETRO DE FONDO	41,75 mm
DIÁMETRO DE CABEZA	39,5 mm
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°

Creado por Adrián Bou	Revisado por Sergi Montava	Material C55E /F1150)	Tratamiento Templado	Cantidad 1
		Máquina Reductor STUB	Curso y cuatrimestre 4º Ing. Mec. - CuatrimestreB	
		Nº Plano, Nº Pieza ABC-P08_R00	Profesor Sergi Montava Jordá	
Rev. A	Fecha de edición 14/07/2019	Idioma es	Hoja 1/1	

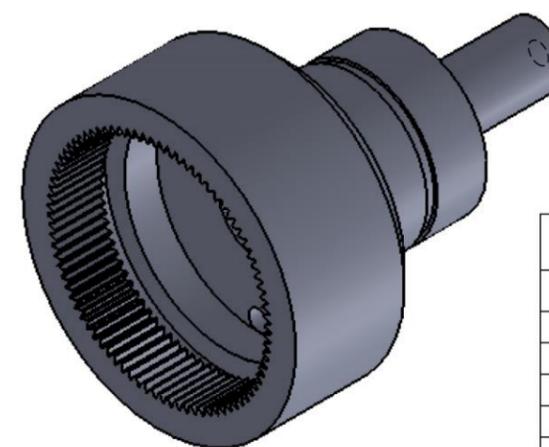
N7/ ( N5/ )



DETALLE J  
ESCALA 3 : 1

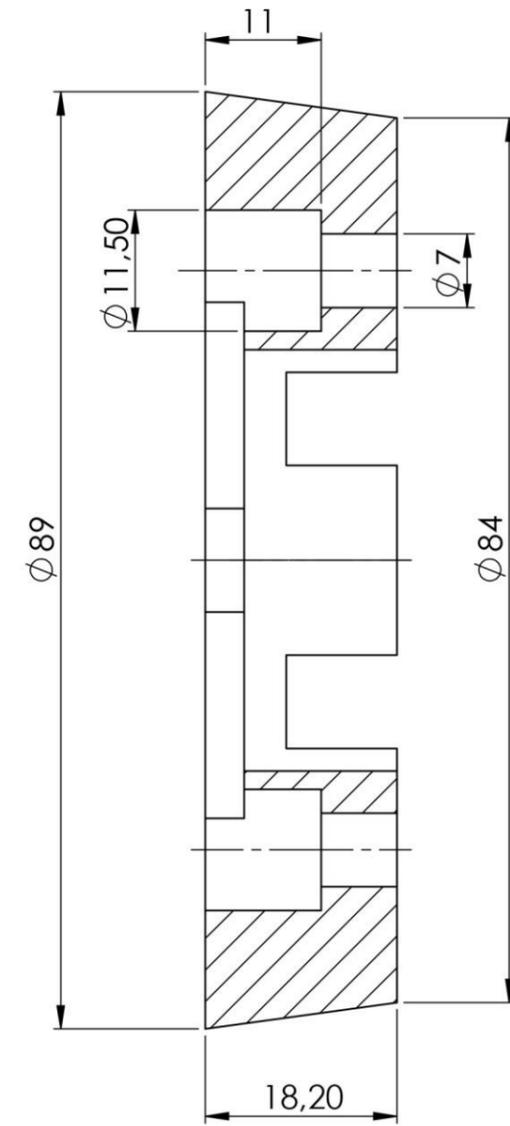
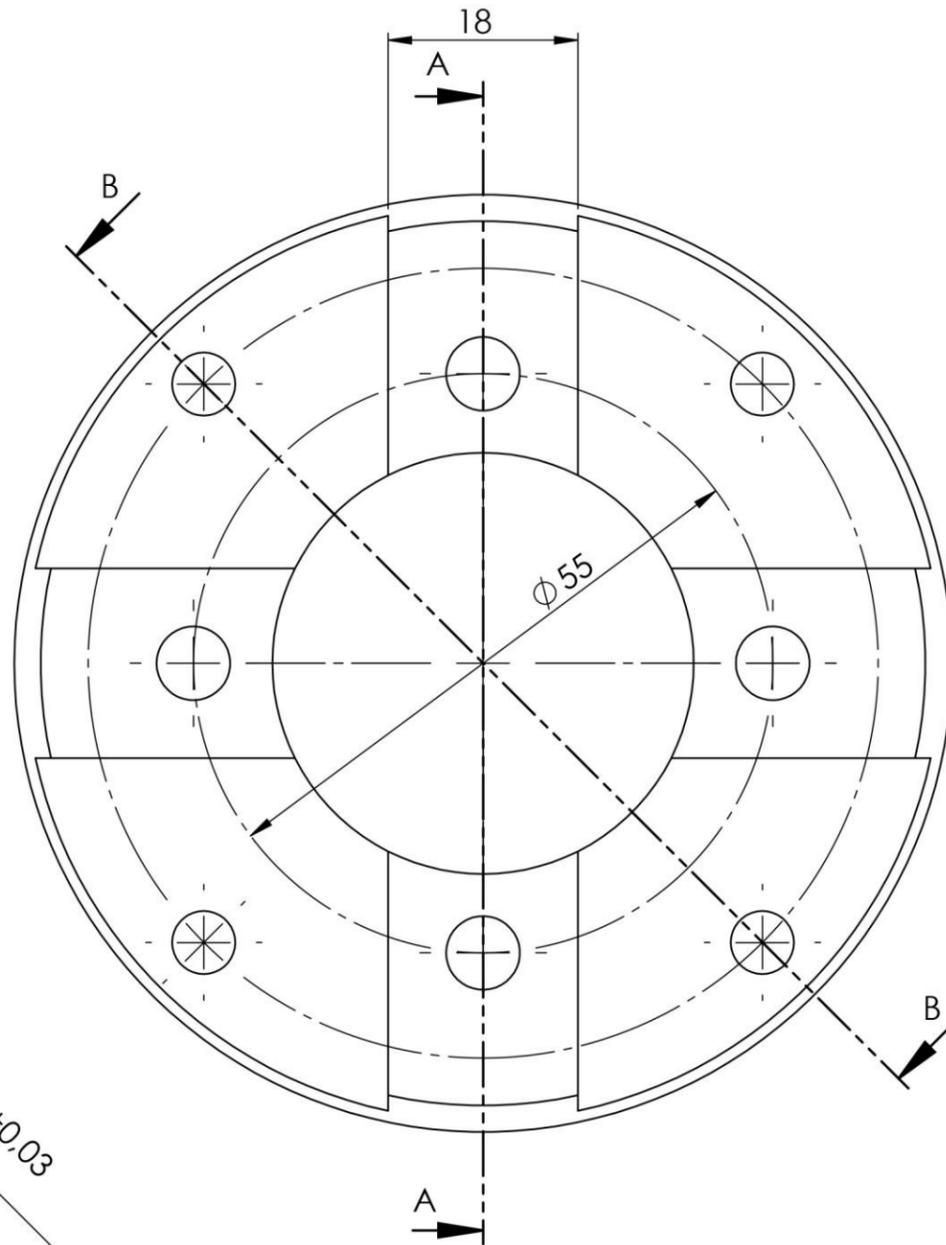
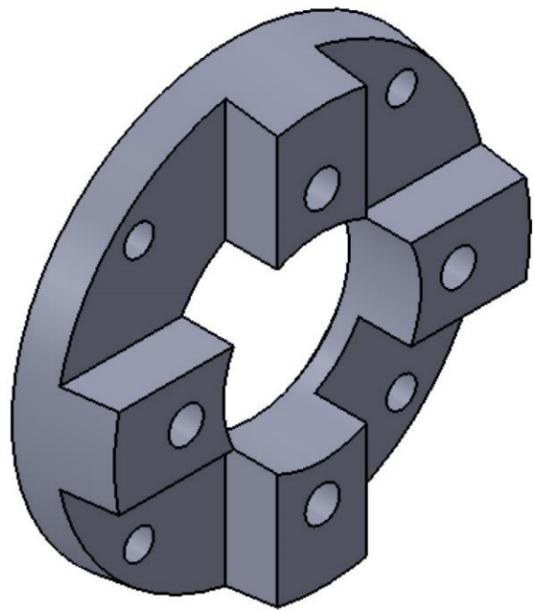


SECCIÓN A-A  
ESCALA 3 : 2

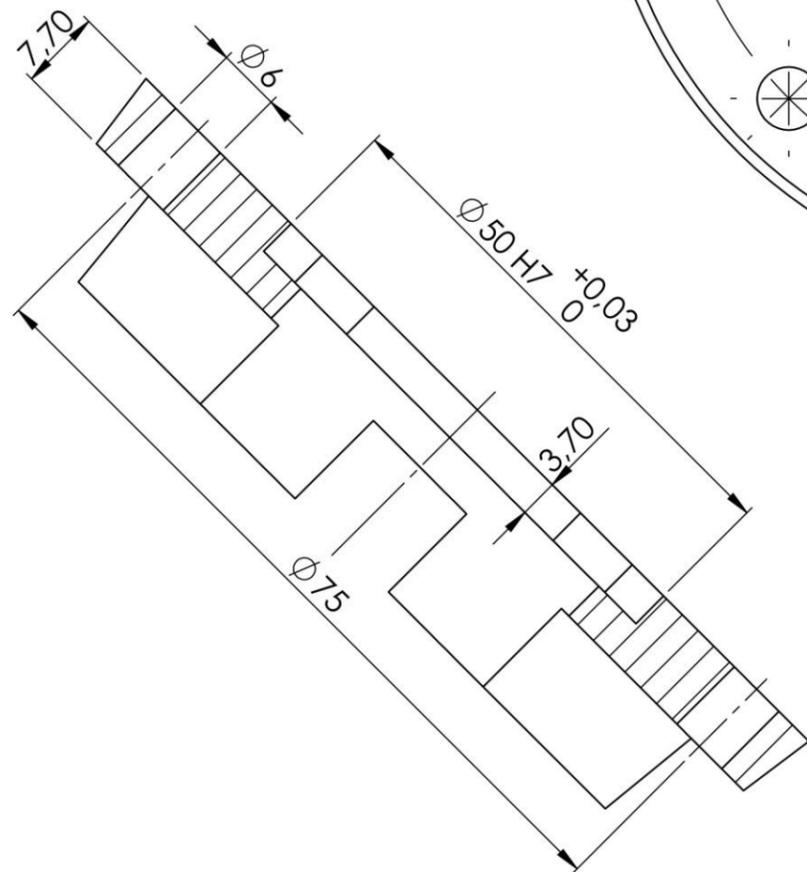


ESPECIFICACIONES DE DENTADO	
MÓDULO	0.5
Nº DE DIENTES	85
DIÁMETRO PRIMITIVO	42,5 mm
DIÁMETRO DE FONDO	42,5 mm
DIÁMETRO DE CABEZA	44,75 mm
ÁNGULO DE PRESIÓN	20°

Creado por Adrián Bou	Revisado por Sergi Montava	Material C55E (F1150)	Tratamiento Templado	Cantidad 1
		Máquina Reductor STUB	Curso y cuatrimestre 4º Ing. Mec. - CuatrimestreB	
		Nº Plano, Nº Pieza ABC-P09_R00	Profesor Sergi Montava Jordá	
Rev. A	Fecha de edición 14/07/2019	Idioma es	Hoja 1/1	



SECCIÓN B-B  
ESCALA 3:2



SECCIÓN A-A  
ESCALA 3:2

Creado por Adrián Bou	Revisado por Sergi Montava	Material Aluminio 6082	Tratamiento -	Cantidad 1
		Máquina Reductor STUB	Curso y cuatrimestre 4º Ing. Mec. - CuatrimestreB	
		Nº Plano, Nº Pieza ABC-P10_R00	Profesor Sergi Montava Jordá	
Rev. A	Fecha de edición 12/07/2019	Hoja 1/1	Idioma es	

## 11 Presupuesto

En este apartado se detallará el precio de cada elemento del reductor, para ello se han solicitado presupuestos a distintos proveedores según el material necesario.

- Para el material necesario para la mecanización de los elementos que componen el reductor, se ha dispuesto de dos empresas.
  - Para todo el acero necesario se ha solicitado oferta a ACEROS Y CALIBRADOS, S.L., esta empresa suministra el acero ya cortado a las longitudes solicitadas sin un coste adicional por este servicio. (Anexo 13.12)
  - Para las piezas fabricadas en aluminio y bronce, se ha solicitado presupuesto a BRONCESVAL, S.L., al igual que en la empresa anterior, se ha solicitado cada material con su corte, aunque en este caso si hay un sobrecoste por el servicio. (Anexo 13.13)
- Para los elementos de compra normalizados, se han solicitado oferta a la empresa SUMINISTROS FENOLLAR, S.L. (Anexo 13.16)
- El tratamiento superficial existente en los tres engranajes, ha sido presupuestado por METALOGRAFICA DE LEVANTE, S.A. (Anexo 13.15)
- El precio para la fabricación de los demás elementos del reductor, se ha realizado mediante una estimación de tiempo para su mecanizado. Además, se ha solicitado precio a un taller de mecanizado (Anexo 13.14) para comparar los precios estimados con los del taller.

A continuación, se detallará el coste por hora estimado de cada trabajo de mecanización; comentar que la realización de los distintos taladros de las piezas a realizar se mecanizará mediante fresadora CNC debido a su mejor precisión respecto a los taladros convencionales.

- Para torneado de piezas: 27,5 €/hora
- Para mecanizado con fresadora CNC: 32,5 €/hora
- Oficial de 1ª: 22 €/hora
- Tallado del dentado: 30 €/ hora

Fabricación de la carcasa del reductor según plano "ABC-P01_R00"				
	Unidad	Cantidad	Precio	Total
Torneado	h	2	27,50 €	55,00 €
Fresado CNC	h	3,5	32,50 €	113,75 €
			<b>Coste del mecanizado</b>	<b>168,75 €</b>
Material (C45 cuadrado 90x90x90)	Kg	5,1	1,18 €	6,02 €
			<b>Coste total de la pieza</b>	<b>174,77 €</b>

<b>Fabricación de eje excéntrico según plano "ABC-P02_R00"</b>				
	Unidad	Cantidad	Precio	Total
Torneado	h	0,75	27,50 €	20,63 €
Oficial (montaje pasador DIN7)	h	0,25	22,00 €	5,50 €
			<b>Coste del mecanizado</b>	<b>26,13 €</b>
Material (C45 redondo Ø30)	Kg	0,55	1,18 €	0,65 €
			<b>Coste total de la pieza</b>	<b>26,77 €</b>

<b>Fabricación de la tapa del reductor según plano "ABC-P03_R00"</b>				
	Unidad	Cantidad	Precio	Total
Torneado	h	0,8	27,50 €	22,00 €
Fresado CNC	h	0,3	32,50 €	9,75 €
			<b>Coste del mecanizado</b>	<b>31,75 €</b>
Material (C45 redondo Ø90)	Kg	1,52	1,18 €	1,79 €
			<b>Coste total de la pieza</b>	<b>33,54 €</b>

<b>Fabricación del contrapeso según plano "ABC-P04_R00"</b>				
	Unidad	Cantidad	Precio	Total
Fresado CNC	h	0,75	32,50 €	24,38 €
			<b>Coste del mecanizado</b>	<b>24,38 €</b>
Material (C45 redondo Ø45)	Kg	0,3	1,18 €	0,35 €
			<b>Coste total de la pieza</b>	<b>24,73 €</b>

<b>Fabricación de casquillo de bronce según plano "ABC-P05_R00"</b>				
	Unidad	Cantidad	Precio	Total
Torneado	h	0,5	27,50 €	13,75 €
			<b>Coste del mecanizado</b>	<b>13,75 €</b>
Material (Bronce B12 Ø60)	Kg	0,62	3,73 €	2,31 €
Suplemento por corte (proveedor)	u	1	1,46 €	1,46 €
			<b>Coste total de la pieza</b>	<b>17,52 €</b>

<b>Fabricación de casquillo separador según plano "ABC-P06_R00"</b>				
	Unidad	Cantidad	Precio	Total
Torneado	h	0,3	27,50 €	8,25 €
			<b>Coste del mecanizado</b>	<b>8,25 €</b>
Material (C45 redondo Ø15)	Kg	0,25	1,18 €	0,30 €
			<b>Coste total de la pieza</b>	<b>8,55 €</b>

<b>Fabricación del engranaje planetario según plano "ABC-P07_R00"</b>				
	Unidad	Cantidad	Precio	Total
Torneado	h	1	27,50 €	27,50 €
Tallado del dentado	h	2,5	30,00 €	75,00 €
<b>Coste del mecanizado</b>				<b>102,50 €</b>
Material (C55 redondo Ø45)	Kg	0,42	1,35 €	0,57 €
Tratamiento superficial	Kg	0,42	3,16 €	1,33 €
<b>Coste total de la pieza</b>				<b>104,39 €</b>

<b>Fabricación del engranaje anillo según plano "ABC-P08_R00"</b>				
	Unidad	Cantidad	Precio	Total
Torneado	h	1	27,50 €	27,50 €
Tallado del dentado	h	1	30,00 €	30,00 €
Fresado CNC	h	0,25	32,50 €	8,13 €
<b>Coste del mecanizado</b>				<b>65,63 €</b>
Material (C55 redondo Ø45)	Kg	1,5	1,35 €	2,03 €
Tratamiento superficial	Kg	1,5	3,16 €	4,74 €
<b>Coste total de la pieza</b>				<b>72,39 €</b>

<b>Fabricación del engranaje solar según plano "ABC-P09_R00"</b>				
	Unidad	Cantidad	Precio	Total
Torneado	h	1,75	27,50 €	48,13 €
Tallado del dentado	h	1,25	30,00 €	37,50 €
Fresado CNC	h	0,3	32,50 €	9,75 €
<b>Coste del mecanizado</b>				<b>95,38 €</b>
Material (C55 redondo Ø60)	Kg	2,3	1,35 €	3,11 €
Tratamiento superficial	Kg	2,3	3,16 €	7,27 €
<b>Coste total de la pieza</b>				<b>105,75 €</b>

<b>Fabricación de brida reductor según plano "ABC-P10_R00"</b>				
	Unidad	Cantidad	Precio	Total
Torneado	h	0,75	27,50 €	20,63 €
Fresado CNC	h	0,5	32,50 €	16,25 €
<b>Coste del mecanizado</b>				<b>36,88 €</b>
Material (C55 redondo Ø60)	Kg	0,5	1,46 €	0,73 €
Suplemento por corte (proveedor)	u	1	1,46 €	1,46 €
<b>Coste total de la pieza</b>				<b>39,07 €</b>

Comentar que se ha separado el precio de coste de mecanizado con el precio total de la pieza para poder comparar estos precios con el presupuesto enviado por MECÁNICA INDUSTRIAL FEYVA, S.L.

Según se observa, la estimación del precio se asemeja en gran medida al precio presupuestado por el taller mecánico.

	<b>Precio Taller</b>	<b>Precio Estimado</b>	<b>Diferencia</b>
Mecanizado s/ plano “ABC-P01_R00”	170 €	168,75 €	1,25 €
Mecanizado s/ plano “ABC-P02_R00”	25 €	26,13 €	-1,13 €
Mecanizado s/ plano “ABC-P03_R00”	32 €	31,75 €	0,25 €
Mecanizado s/ plano “ABC-P04_R00”	21 €	24,38 €	-3,38 €
Mecanizado s/ plano “ABC-P05_R00”	12 €	13,75 €	-1,75 €
Mecanizado s/ plano “ABC-P06_R00”	8 €	8,25 €	-0,25 €
Mecanizado s/ plano “ABC-P07_R00”	102 €	102,50 €	-0,50 €
Mecanizado s/ plano “ABC-P08_R00”	65 €	65,63 €	-0,63 €
Mecanizado s/ plano “ABC-P09_R00”	94 €	95,38 €	-1,38 €
Mecanizado s/ plano “ABC-P10_R00”	36 €	36,88 €	-0,88 €

Finalmente, se va a realizar un presupuesto para la fabricación y montaje del reductor según los presupuestos obtenidos por los proveedores.

	<b>Cantidad</b>	<b>Precio</b>	<b>Importe</b>
<b>Material para mecanizado</b>			
F114 Cuadrado 90X90X90	5,10 Kg	1,18 €/Kg	6,02 €
F114 Redondo Ø30 mm	0,55 Kg	1,18 €/Kg	0,65 €
F114 Redondo Ø90 mm	1,52 Kg	1,18 €/Kg	1,79 €
F114 Redondo Ø45 mm	0,30 Kg	1,18 €/Kg	0,35 €
F114 Redondo cal. Ø15 mm	0,25 Kg	1,20 €/Kg	0,30 €
F115 Redondo Ø45 mm	0,42 Kg	1,35 €/Kg	0,57 €
F115 Redondo Ø70 mm	1,50 Kg	1,35 €/Kg	2,03 €
F115 Redondo Ø60 mm	2,30 Kg	1,35 €/Kg	3,11 €
Bronce B-12 DE 60 X 25 mm	0,62 Kg	3,73 €/Kg	2,31 €
Suplemento por manipulación y corte	1 u	1,46 €/u	1,46 €
Aluminio 6082 T-6 DE 95 X 25 mm	0,5 Kg	1,46 €/Kg	2,5 €
Suplemento por manipulación y corte	1 u	1,46 €/u	1,46 €

	<b>Cantidad</b>	<b>Precio</b>	<b>Importe</b>
<b>Elementos comerciales</b>			
Rodamiento 16002 FAG	1 u	6,77 €/u	6,77 €
Rodamiento 16004 FAG	1 u	7,28 €/u	7,28 €
Rodamiento 16006 FAG	1 u	9,44 €/u	9,44 €
Rodamiento HK 1012 INA	1 u	7,22 €/u	7,22 €
Anillo IR 6 x 10 x 12 INA	1 u	7,48 €/u	7,48 €
Anillo elástico E6	1 u	0,07 €/u	0,07 €
Anillo elástico I42	1 u	0,45 €/u	0,45 €
Anillo elástico E55	1 u	0,49 €/u	0,49 €
Retén aceite 30x42x7 DL	1 u	3,10 €/u	3,10 €
Tornillo D-912 6x16	1 u	0,34 €/u	0,34 €
Tornillo D-912 5x25	1 u	0,62 €/u	0,62 €
Tornillo D-912 4x12	1 u	0,29 €/u	0,29 €
Tornillo D-7984 8x12	1 u	0,69 €/u	0,69 €
Aceite SAE-90W (EXTRA GEAR 220)	0,21 L	6,96 €/L	1,46
<b>Mecanizado de piezas</b>			
Mecanizado s/ plano "ABC-P01_R00"	1	170 €/u	170 €
Mecanizado s/ plano "ABC-P02_R00"	1	25 €/u	25 €
Mecanizado s/ plano "ABC-P03_R00"	1	32 €/u	32 €
Mecanizado s/ plano "ABC-P04_R00"	1	21 €/u	21 €
Mecanizado s/ plano "ABC-P05_R00"	1	12 €/u	12 €
Mecanizado s/ plano "ABC-P06_R00"	1	8 €/u	8 €
Mecanizado s/ plano "ABC-P07_R00"	1	102 €/u	102 €
Mecanizado s/ plano "ABC-P08_R00"	1	65 €/u	65 €
Mecanizado s/ plano "ABC-P09_R00"	1	94 €/u	94 €
Mecanizado s/ plano "ABC-P10_R00"	1	36 €/u	36 €
<b>Tratamiento superficial</b>			
Temple + Revenido + granallado ABC-P07-R00	0,42 Kg	3,16 €/Kg	1,33 €
Temple + Revenido + granallado ABC-P08-R00	1,50 Kg	3,16 €/Kg	4,74 €
Temple + Revenido + granallado ABC-P09-R00	2,30 Kg	3,16 €/Kg	7,67 €
<b>Mano de obra en montaje</b>			
Ensamblaje de todos los elementos en Mecánica Industrial FEYVA, S.L.	3 h	25 €/h	75 €

Precio coste			721,99 €
Beneficio empresarial (7%)			50,54 €
Base imponible			772,53 €
IVA (21%)			162,23 €
<b>TOTAL</b>			<b>934,76 €</b>

## 12 Bibliografía

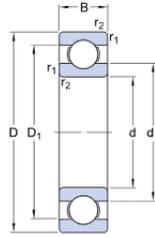
- ¿Que es la ingeniería inversa?* (s.f.). Obtenido de blogingeniería: <https://blogingenieria.com/general/ingenieria-inversa/>
- Aceros al carbono.* (s.f.). Obtenido de Acerocorte: [http://www.acerocorte.com/galeria/productos/aceros-al-carbono\\_3\\_1.pdf](http://www.acerocorte.com/galeria/productos/aceros-al-carbono_3_1.pdf)
- Aceros de construcción.* (s.f.). Obtenido de Ingemeconica: [https://ingemeconica.com/tutorialsemanal/objetos/aceros\\_construccion\\_ThyssenKrupp.pdf](https://ingemeconica.com/tutorialsemanal/objetos/aceros_construccion_ThyssenKrupp.pdf)
- AENOR. (2004). Campos de datos en bloques de títulos y en cabeceras de documentos. En *UNE-EN ISO 7200*.
- Bridas del motor eléctrico.* (s.f.). Obtenido de Roydisa: <https://www.roydisa.es/archivos/3066>
- Caja de Cambios helicoidal de dos etapas.* (Octubre de 2008). Obtenido de KissSoft: <https://www.kisssoft.ch/castellano/downloads/KISSsys/Tutorials/tut-001-05-TwoStageHelicalGearbox-ES.pdf>
- Cálculo resistente de chavetas.* (s.f.). Obtenido de Mecapedia: [http://www.mecapedia.uji.es/calculo\\_resistente\\_de\\_chavetas.htm](http://www.mecapedia.uji.es/calculo_resistente_de_chavetas.htm)
- Capítulo 4. Ingeniería Inversa.* (s.f.). Obtenido de Bibliotecas UDLAP: [http://catarina.udlap.mx/u\\_dl\\_a/tales/documentos/lis/lopez\\_a\\_aa/capitulo4.pdf](http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lis/lopez_a_aa/capitulo4.pdf)
- Capítulo II. Ingeniería Inversa.* (s.f.). Obtenido de Biblioteca UDEP: [http://www.biblioteca.udep.edu.pe/BibVirUDEP/tesis/pdf/1\\_376\\_251\\_526\\_5157.pdf](http://www.biblioteca.udep.edu.pe/BibVirUDEP/tesis/pdf/1_376_251_526_5157.pdf)
- Casquillo de agujas HK 1012.* (s.f.). Obtenido de SKF: <https://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/roller-bearings/needle-roller-bearings/drawn-cup-needle-roller-bearings/drawn-cup-pt/index.html?designation=HK%201012>
- Catalogo anillos de seguridad.* (s.f.). Obtenido de OTIA: <http://www.otia.com.ar/otia/CATALOGO%2006-2005.pdf>
- Catalogo rodamientos SKF.* (s.f.). Obtenido de SKF: [https://www.skf.com/binary/87-121486/0901d19680416953-10000\\_2-ES---Rolling-bearings.pdf](https://www.skf.com/binary/87-121486/0901d19680416953-10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf)
- Chavetas.* (s.f.). Obtenido de Rodavigo: <https://rodavigo.net/catalogos/LASIOM/07%20Transmisi%C3%B3n/LASIOM%2011%20Chavetas.pdf>
- Ensayos de Rockwell.* (s.f.). Obtenido de UPV: [https://www.upv.es/materiales/Fcm/Fcm02/pfcm2\\_7\\_3.html](https://www.upv.es/materiales/Fcm/Fcm02/pfcm2_7_3.html)
- F. J, A. F. (s.f.). *Tolerancias y grados de ajuste.* Obtenido de DocPlayer: <https://docplayer.es/8991560-Tolerancias-y-grados-de-ajuste.html>

- Gutiérrez, J. Y. (Noviembre de 2011). *SlideShare*. Obtenido de <https://es.slideshare.net/stpcingenieriaydiseno/tecnicas-de-ingeniera-inversa-para-diseo-producto>
- One Stage Planetary Gearbox*. (23 de 10 de 2018). Obtenido de KissSoft: <https://www.kisssoft.ch/english/downloads/KISSsys/Tutorials/tut-002-E-OneStagePlanetaryGearbox.pdf>
- Orellana, M. A. (s.f.). *Caso de estudio de diseño de ejes*. Obtenido de Docentes UTO: [http://docentes.uto.edu.bo/mruizo/wp-content/uploads/Mathcad\\_-\\_EJES-Estudio\\_de\\_caso-publicado33.pdf](http://docentes.uto.edu.bo/mruizo/wp-content/uploads/Mathcad_-_EJES-Estudio_de_caso-publicado33.pdf)
- Pasadores cilíndricos DIN 7*. (s.f.). Obtenido de OPAC: <https://www.opac.net/pdf/DIN%207.pdf>
- Projects, S. F. (2017 de 04 de 26). *Ensamble Reductor Planetario Excéntrico en Solidworks*. Obtenido de Youtube: <https://www.youtube.com/watch?v=gfQuG9U2SME>
- Reductor*. (s.f.). Obtenido de SEW EuroDrive: <https://www.sew-eurodrive.es/productos/reductores/getriebe.html>
- Resistencia mecánica a fatiga*. (s.f.). Obtenido de Ingemecanica: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn217.html>
- Tabla chavetas DIN 6885A*. (s.f.). Obtenido de OPAC: <https://www.opac.net/producto.php?idfamilia=3&idsubfamilia=1&idproducto=145&fotof=f-3.png&enlacefam=din6885>
- Tecnopower*. (s.f.). Obtenido de <http://web.tecnopower.es/noticias/et-imputo-laoreet-tincidunt>
- UNE 1035:1995. (s.f.). En *Dibujos técnicos. Cuadro de rotulación*.
- UNE-EN ISO 1039-1994. (s.f.). En *Dibujos técnicos. Acotación. Principios generales, métodos de ejecución e indicaciones específicas*.
- UNE-EN ISO 128-20:2002. (s.f.). En *Dibujos técnicos. Principios generales de presentación. Convenciones generales para líneas*.
- UNE-EN ISO 5455:1996. (s.f.). En *Dibujos técnicos. Escalas*.
- UNE-EN ISO 5457: 2000. (s.f.). En *Documentación técnica de producto. Formatos y presentación de los elementos gráficos de las hojas de dibujo*.
- Vázquez, J. J. (s.f.). *Ingeniería Inversa: Metodología y aplicaciones*. Obtenido de Itesca: <http://www.itesca.edu.mx/investigacion/foro/carp%20ponencias/28.pdf>
- Villalpando, A. (s.f.). *Diseño de elementos de máquinas*. Obtenido de SlideShare: <https://www.slideshare.net/Masson72/diseo-de-flechas-o-ejes-factores-de-resistencia-a-la-fatiga>

# 13 Anexos

## 13.1 Dimensiones rodamiento 16006

Dimensiones



$d$	30	mm
$D$	55	mm
$B$	9	mm
$d_1$	≈ 37.7	mm
$D_1$	≈ 47.3	mm
$r_{1,2}$	min. 0.3	mm

## 13.2 Recomendaciones elección coeficiente de seguridad

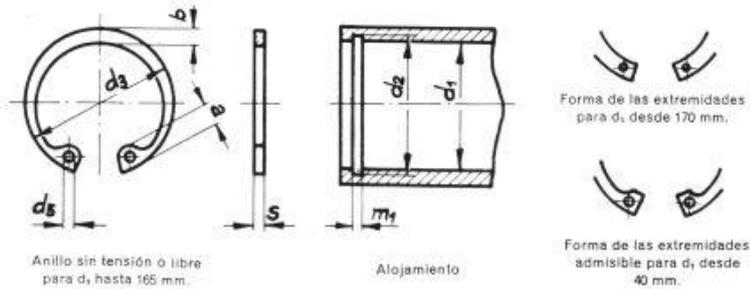
- $n \leq 1,25$ 
  - Solo se debe emplear excepcionalmente en casos de extrema necesidad, debido a limitaciones de peso/volumen.
  - Las piezas no pueden ocasionar riesgos físicos a personas.
  - Los materiales con un comportamiento dúctil y una fiabilidad excepcional.
  - Las geometrías de las piezas no son muy complicadas.
  - Las condiciones de servicio son controladas y los esfuerzos quasiestáticos bien conocidos.
  - El método de análisis es muy preciso.
  - La cualificación de los operarios es muy elevada y existe un estricto control de calidad por parte del fabricante y comprador.
- $1,25 < n \leq 1,5$ 
  - Las piezas no pueden ocasionar riesgos físicos a personas.
  - Los materiales con un comportamiento dúctil y una fiabilidad excepcional.
  - Las condiciones de servicio son previsibles y los esfuerzos quasiestáticos bien conocidos.
  - El método de análisis es fiable.
- $1,5 < n \leq 2$ 
  - Los materiales con un comportamiento dúctil y son bien conocidos (el material es ensayado a la recepción).
  - Las condiciones de servicio son previsibles y los esfuerzos quasiestáticos bien conocidos.
  - El método de análisis es fiable.
- $2 < n \leq 2,5$ 
  - Los materiales con un comportamiento dúctil de calidad media (datos de resistencia proporcionados por el proveedor).
  - Las condiciones de servicio son previsibles y los esfuerzos pueden determinarse con cierta aproximación.
- $2,5 < n \leq 3$
- Los materiales con un comportamiento previsiblemente dúctil sin referencias de sus propiedades resistentes (extraídas de la bibliografía).
- Las condiciones de servicio son previsibles y los esfuerzos pueden determinarse con cierta aproximación.
- $3 < n \leq 4$ 
  - Materiales de trabajo poco conocidos, en condiciones de trabajo inciertas.
  - Situación a evitar.

### 13.3 Terminaciones habituales de árboles

R-T	S-U a11	c	d	w	Key			f	f1
					b	h	l		
15 j6	30	M6	16		6	6	25	17,5	
18 j6	35	M6	16		6	6	30	20,5	
20 j6	40	M6	16		6	6	35	22,5	
22 j6	45	M6	16		6	6	40	24,5	
24 j6	50	M8	19		8	7	45	27	
28 j6	55	M8	19		8	7	50	31	
32 k6	65	M10	22		10	8	60	35	
35 k6	70	M10	22		10	8	60	38	
40 k6	80	M10	22		12	8	70	43	
45 k6	90	M10	22		14	9	80	48,5	
50 k6	100	M12	28		14	9	90	53,5	
55 m6	110	M12	28		16	10	100	59	
60 m6	120	M12	28		18	11	110	64	
65 m6	110	M16	36		18	11	100	69	69,4
70 m6	140	M16	36		20	12	125	74,5	
75 m6	150	M16	36		20	12	125	79,5	
80 m6	140	M16	36		22	14	125	85	
80 m6	160	M16	36		22	14	140	85	85,4
85 m6	170	M16	36		22	14	140	90	
90 m6	160	M16	36		25	14	140	95	95,4
90 m6	180	M16	36		25	14	160	95	
100 m6	180	M20	42		28	16	160	106	106,4
100 m6	200	M20	42		28	16	180	106	
110 m6	200	M20	42		28	16	180	116	116,4
110 m6	22	M20	42		28	16	200	116	
120 m6	210	M20	42		32	18	180	127	127,4
130 m6	260	M20	42		32	18	220	137	
140 m6	250	M24	50		36	20	220	148	148,4
140 m6	280	M24	50		36	20	250	148	
150 m6	300	M24	50		36	20	280	158	
160 m6	280	M24	50		40	22	250	169	169,4
160 m6	320	M24	50		40	22	280	169	
170 m6	300	M24	50		40	22	280	179	179,4
180 m6	360	M24	50		45	25	320	190	
190 m6	380	M30	64		45	25	360	200	
200 m6	350	M30	64		45	25	320	210	210,4
220 m6	390	M30	64		50	28	360	231	231,4
240 m6	410	2 off M30	64	150	56	32	360	252	
270 m6	470	2 off M30	64	150	63	32	400	282	
300 m6	500	2 off M30	64	180	70	36	450	314	
340 m6	550	2 off M30	64	180	80	40	500	355	
380 m6	630	2 off M30	64	210	90	45	550	397	

### 13.4 Tabla de anillos elásticos para agujeros (DIN 471)

#### Anillos elásticos para agujeros o interiores DIN 472 (Ceta 30806)



Diámetro del agujero $d_1$	ANILLO ELÁSTICO							ALOJAMIENTO	
	Espeor $s$ tol H11	$d_3$ tol.	$a$ máx.	$b$ -	$d_5$ mín.	Peso kgs. 1.000 piezas	$d_2$ tol.	$m_1$ tol. H13	
8	0,8	8,7	+0,36	2,4	1,1	1	0,10	8,4	0,9
9		9,8		2,5	1,3		0,13	9,4	
10	1	10,8	-0,16	3,2	1,4	1,2	0,26	10,4	1,1
11		11,8		3,3	1,5		0,31	11,4	
12		13		3,4	1,7	1,5	0,37	12,5	
13		14,1		3,6	1,8		0,42	13,6	
14		15,1		3,7	1,9	1,7	0,52	14,6	
15		16,2					2	0,56	
16		17,3		3,8	2,1	1,7	0,60	16,8	
17		18,3		3,9			0,65	17,8	
18		19,5		4,1	2,2	2	0,74	19	
19		20,5					2,3	0,83	
20	21,5	+0,42	-0,13	4,2	2,4	0,90	21	1,3	
21	22,5					2,5	1		22
22	23,5	+0,42	-0,21	4,3	2,6	1,10	23		
23	24,7					2,6	1,34	24,1	
24	25,9			4,4	2,7	1,42	25,2		
25	26,9			4,5		1,50	26,2		
25,4	27,3			4,6	2,8	1,54	26,6		
26	27,9			4,7		1,60	27,2		
27	29			4,8	2,9	2	1,75	28,3	
28	30,1						2,9	1,80	29,4
29	31,1			+0,50	-0,25	5,2	3,2	1,88	30,4
30	32,1							3	2,06
31	33,4	5,4	3,3	2,5	2,10	32,7			
32	34,4				3,3	2,21	33,7		
33	35,5	5,4	3,4	2,5	2,40	34,7			
34	36,5				3,4	3,20	35,7		
35	37,8	5,5	3,5	2,5	3,54	37			
36	38,8				3,5	3,70	38		
37	39,8	5,5	3,6	2,5	3,74	39			
38	40,8				3,6	3,90	40		
39	42	+0,78	-0,39	5,6	3,8	4	41	1,85	
40	43,5					3,8	4,70		42,5
41	44,5	5,9	4,1	4,4	5,10	43,5			
42	45,5				4,1	5,40	44,5		
44	47,5	6,1	4,2	4,5	5,80	46,5			
45	48,5				4,2	6	47,5		
46	49,5	6,2	4,3	4,5	6,05	48,5			
47	50,5				4,3	6,10	49,5		
48	51,5	6,4	4,4	4,5	6,70	50,5			
49	52,5				4,4	7	51,5		
50	54,2	+0,92	-0,46	6,5	4,6	7,30	53	2,15	
52	56,2					4,6	8,20		55



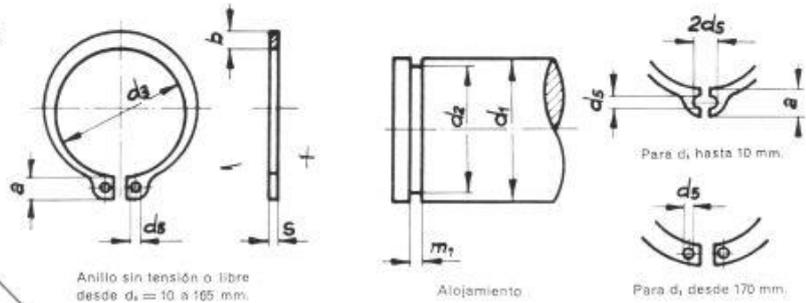
Designación de un anillo de  $d_1 = 42$  mm. y espesor 1,75 mm.  
ANILLO 42x1,75 DIN 472 ó simplemente en forma abreviada: I-42

DUREZA:  
HRc = 47-52 hasta  $d_1 = 38$  mm.  
HRc = 44-49 desde  $d_1 = 40$  mm.

Medidas en mm.

### 13.5 Tabla de anillos elásticos para ejes (DIN 471)

#### Anillos elásticos para ejes DIN 471 (Ceta 30805)



Designación de un anillo elástico para eje de  $d_1 = 25$  mm. y espesor 1,20 mm.:  
ANILLO 25x1,2 DIN 471 o también en forma abreviada: E-25.

DUREZA:  
HRC = 47 ÷ 52 hasta  $d_1 = 38$  mm.  
HRC = 44 ÷ 49 desde  $d_1 = 40$  mm.

Medidas en mm.

Diámetro del eje $d_1$	ANILLO ELÁSTICO							ALOJAMIENTO		
	Espesor $s$ tol. h11	$d_3$	tol.	a max.	b	$d_5$ min.	Peso Aps. 1.000 piezas	$d_2$	tol.	$m_1$ tol. H13
4	0,4	3,7		2,2	0,9	1	0,022	3,8		0,5
5	0,6	4,7	+0,04	2,5	1,1	1	0,066	4,8		0,7
6	0,7	5,6	-0,15	2,7	1,3	1	0,084	5,7		0,8
7		6,5		3,1	1,4	1,20	0,121	6,7		
8	0,8	7,4	+0,06	3,2	1,5	1,20	0,158	7,6		0,9
9		8,4	-0,18		1,7	1,20	0,300	8,6		
10		9,3				1,5	0,340	9,6		
11		10,2		3,3	1,8	1,5	0,410	10,5		
12		11				1,5	0,500	11,5		
13	1	11,9		3,4	2	1,7	0,530	12,4		1,1
14		12,9		3,5	2,1	1,7	0,640	13,4		
14,75		13,6	+0,10	3,6	2,2	1,7	0,660	14,1		
15		13,8	-0,36	3,6		1,7	0,670	14,3		
16		14,7		3,7	2,2	1,7	0,700	15,2		
17		15,7		3,8	2,3	1,7	0,820	16,2		
18		16,5		3,9	2,4	1,7	1,110	17		
19		17,5		4	2,5	1,7	1,220	18		
20		18,5		4	2,6	1,7	1,300	19		
21		19,5	+0,13	4,1	2,7	1,7	1,420	20		
22	1,2	20,5	-0,42	4,2	2,8	1,7	1,500	21		1,3
23		21,4		4,3	2,9	1,7	1,630	22		
24		22,2		4,4	3	1,7	1,770	22,9		
25		23,2		4,5	3,1	1,7	1,900	23,9		
26		24,2		4,6	3,2	1,7	1,960	24,9		
27		25	+0,21	4,7	3,3	1,7	2,080	25,8		
28		25,9	-0,42	4,8	3,4	1,7	2,920	26,6		
29		26,9		5	3,5	1,7	3,200	27,6		
30		27,9		5,1	3,5	1,7	3,320	28,6		
31	1,5	28,7		5,2	3,6	1,7	3,450	29,3		1,6
32		29,6		5,2	3,7	1,7	3,540	30,3		
33		30,5		5,4	3,8	1,7	3,690	31,3		
34		31,5		5,4	3,9	1,7	3,800	32,3		
35		32,2	+0,25	5,6	4	1,7	4,000	33		
36		33,2	-0,50	5,7	4,1	1,7	5,000	34		
37		34,2		5,7	4,1	1,7	5,370	35		
38		35,2		5,8	4,2	1,7	5,620	36		
39	1,75	36		5,9	4,3	1,7	5,850	37		
40		36,5		6	4,4	1,7	6,030	37,5		1,85
41		37,5	+0,39	6,2	4,5	1,7	6,215	38,5		
42		38,5	-0,78	6,5	4,5	1,7	6,500	39,5		
44		40,5		6,6	4,6	1,7	7,000	41,5		
45		41,5		6,7	4,7	1,7	7,500	42,5		

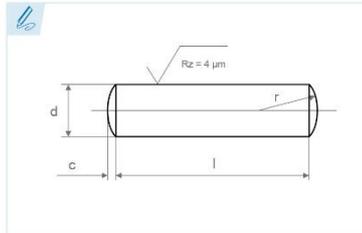
# 13.6 Tabla pasadores cilíndricos (DIN 7)



**PASADORES**  
DOWEL PINS • GOUPILLES • CAVILHAS



## DIN 7



**Pasador cilíndrico**  
Parallel pins  
Goupille cylindrique  
Cavilha cilíndrica

**Material: 9SMnPb28K**  
Material: 9SMnPb28K  
Matière: 9SMnPb28K  
Material: 9SMnPb28K

**Tolerancia: m6**  
Tolerance: m6  
Tolérance: m6  
Tolerância: m6

d	m6	0,8*	1	1,2	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	16	20	25	30	40	50	m6	d
c	max.	0,12	0,15	0,18	0,23	0,3	0,4	0,45	0,6	0,75	0,9	1,2	1,5	1,8	2	2,5	3	4	4,5	6	7,5	max.	c
r	≅	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	16	20	25	32	40	50	≅	r
d	02	03	03	03	04	04	04	05	05	06	08	10	10	14	16	20	24	32	40	50	l		
	03	04	04	04	05	05	05	06	06	08	10	12	12	16	18	22	28	36	45	55			
	04	05	05	05	06	06	06	08	08	10	12	14	14	18	20	24	32	40	50	60			
	05	06	06	06	08	08	08	10	10	12	14	16	16	20	22	26	36	45	55	70			
	06	08	08	08	10	10	10	12	12	14	16	18	18	22	24	28	40	50	60	80			
	08	10	10	10	12	12	12	14	14	16	18	20	20	24	26	30	45	55	70	90			
	12	12	12	14	14	14	16	16	18	20	22	24	22	22	26	28	32	50	60	80		100	
	14	14	14	16	16	16	18	18	20	22	24	24	24	28	30	36	55	70	90	120			
	16	16	18	18	18	20	20	22	24	26	26	26	30	32	40	60	80	100	140				
	18	20	20	20	22	22	24	24	26	28	28	32	36	45	70	90	120	160					
20	20	22	22	22	24	24	26	28	30	30	36	40	50	80	100	140	180						
22	24	24	24	26	26	28	30	32	32	40	45	55	90	120	160	200							
24	26	26	26	28	28	30	32	36	40	50	60	100	140	180									
26	28	28	28	30	30	32	36	40	50	55	70	120	160	200									
28	30	30	30	32	32	36	40	45	55	60	80	140	180										
30	32	32	32	36	36	40	45	50	60	70	90	150	200										
32	36	40	40	45	50	55	70	80	100	100	140	160	200										
40	40	45	45	50	55	60	70	80	90	100	140	180											
45	50	50	55	60	70	70	90	100	140	200													
50	55	55	60	70	80	80	100	120	160														
55	60	60	70	80	90	90	120	140	180														
60	70	70	80	90	100	100	140	160	200														
80	80	90	100	120	120	160	180																
90	90	100	120																				
100	100																						

**Tolerancia de la longitud (l) - Tolerance of the length (l) - Tolérance de la longueur (l) - Tolerância do comprimento (l)**

La siguiente tabla muestra la tolerancia de la longitud según la longitud y la tolerancia del diámetro.

The following table shows the length tolerance according to length and the diameter tolerance.  
Le tableau ci-joint indique la tolérance de la longueur suivant la longueur et la tolérance du diamètre.  
A seguinte tabela mostra a tolerância do comprimento conforme o comprimento e a tolerância do diâmetro.

	l = 2 - 10	l = 12 - 50	l = 55 - 200
d m6	+ 0,3 / 0	+ 0,5 / 0	+ 0,8 / 0
d h8	+ 0,5 / 0	+ 1 / 0	+ 1,5 / 0

**Las longitudes en negrita son las más utilizadas.**  
Bold numbers represent the most commonly used lengths.  
En noir les longueurs les plus utilisées.  
Os comprimentos em negrito são os mais utilizados.

**Otras medidas bajo consulta.**  
Other dimensions by request.  
Autres dimensions sur demande.  
Outras medidas, sob consulta.

**Medidas fuera de norma DIN.**  
Dimensions outside DIN standard.  
Longueur hors norme DIN.  
Medidas fora da norma DIN.

**d = 0,8mm. solo normalizado para h8.**  
d = 0,8 mm. Only standardized for h8.  
d = 0,8 mm. Seulement normalisé pour h8.  
d = 0,8 mm normalizado apenas para h8.

**Ref. ?**

**ejemplo**  
example  
exemple  
exemplo

Ref. = D70 - XX - XXX

d l

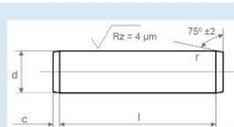
DIN 7 10 x 20

Ref. = D70-10-20

**h8**

Disponible en stock pasadores DIN 7 en tolerancia h8. Consulte con nuestro departamento comercial.

We stock DIN 7 dowel pins with an h8 tolerance. Contact our sales department.  
Disponible sur stock goupilles DIN7 en tolérance h8. Nous consulter.  
Disponível em estoque cavilhas DIN 7 em tolerância h8. Consulte o nosso departamento comercial.



**Inoxidable - Stainless Steel - Inoxydable - Inoxidável**

También disponibles en stock en material inoxidable. Consulte con nuestro departamento comercial.

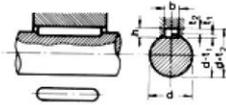
We also have stainless steel available in stock. Contact our sales department.  
Également disponible sur stock en inox. Nous consulter.  
Também disponíveis em estoque em material inoxidável. Consulte o nosso departamento comercial.

www.opac.net

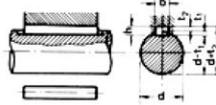
## 13.7 Tabla chaveteros

# DIMENSIONES CHAVETEROS Y CHAVETAS

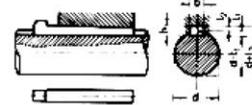
Según DIN – 6885/1 – 6886 – 6887



Chaveta paralela  
S/DIN-6885/1



Chaveta de cuña  
S/DIN-6886



Chaveta de cuña con cabeza  
S/DIN-6887

Ø Eje d (mm) desde- hasta	Medidas chaveta  b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas del chavetero en el eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886 y 6887		t <sub>1</sub> m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde- hasta	Tol. H-7 m/m
		d + t <sub>2</sub> m/m	Tol. Admisible (en altura) m/m	d + t <sub>2</sub> m/m	Tol. admisible (en altura) m/m				
17-22	6x6	d+2,6	+0,1	d+2,1	+0,1	3,5	+0,2	10-18	+0,018 0
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4		4,1			
30-38	10x8	d+3,4		d+2,8		4,7			
38-44	12x8	d+3,2	+0,2	d+2,6	+0,2	4,9	+0,3	30-50	+0,025 0
44-50	14x9	d+3,6		d+2,9		5,5			
50-58	16x10	d+3,9		d+3,2		6,2			
58-65	18x11	d+4,3		d+3,5		6,8			
65-75	20x12	d+4,7		d+3,9		7,4			
75-85	22x14	d+5,6		d+4,8		8,5			
85-95	25x14	d+5,4		d+4,6		8,7			
95-110	28x16	d+6,2		d+5,4		9,9			
110-130	32x18	d+7,1		d+6,1		11,1			
130-150	36x20	d+7,9		d+6,9		12,3			
150-170	40x22	d+8,7	d+7,7	13,5					
170-200	45x25	d+9,9	d+8,9	15,3					
200-230	51x28	d+11,2	d+10,1	17					
230-260	56x32	d+12,9	d+11,8	19,3					
<b>260-290</b>	<b>63x32</b>	<b>d+12,6</b>	<b>+0,3</b>	<b>d+11,5</b>	<b>+0,3</b>	<b>19,6</b>		400-500	+0,063 0

Zonas de tolerancia en el ancho de los chaveteros

TIPO DE AJUSTE	Chavetero Eje	Chavetero Rueda
A Presión	P9	P9
Ligero	N9	J9
Deslizante	H8	D10

La chaveta deberá dimensionarse de manera que pueda transmitir el mismo par de torsión que el eje correspondiente. Por ello, la longitud de la chaveta deberá ser como mínimo igual a 1,5 veces el diámetro del eje.

Los chaveteros de eje y rueda deberán tener los bordes redondeados para evitar grietas y posteriores roturas.

# 13.8 Dimensiones y resistencias de chavetas DIN 6885A



**CHAVETAS**  
KEYS • CLAVETTES • CHAVETAS



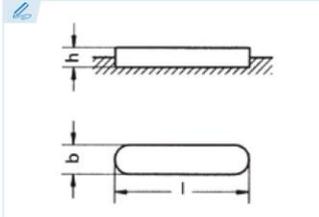
## DIN 6885 A



• Medidas fuera de norma DIN.  
Dimensions outside DIN standard.  
Dimensions hors norme DIN  
Medidas fora da norma DIN.

### Ref. ?

ejemplo  
example  
exemple  
Ref. = 51A - XX - XX - XXX  
b h l  
DIN 6885 A 8x7x50  
Ref. = 51A-8-7-50



**INOX** También disponibles en stock en acero inoxidable.  
We also have stainless steel available in stock.  
Egalement disponible sur stock en inox.  
Também disponíveis em estoque em aço inoxidável.

Otras medidas bajo consulta y en stock.  
Other dimensions in stock and on request.  
Autres dimensions sur demande et en stock.  
Outras medidas, disponíveis sob consulta e em estoque.

Las longitudes en negrita son las más utilizadas.  
Bold numbers represent the most commonly used lengths.  
En noir les dimensions les plus utilisées.  
Os comprimentos em negrito são os mais utilizados.

### Chaveta paralela de ajuste

Parallel keys  
Clavette parallèle d'ajustage  
Chaveta paralela de ajuste

**Acero C45+C (F-114)**  
Steel C45+C (F-114)  
Acier C45+C (F-114)  
Aço C45+C (F-114)

**Tolerancia b: h9**  
b Tolerance: h9  
Tolérance b: h9  
Tolerância b: h9

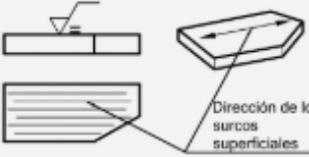
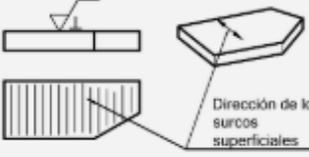
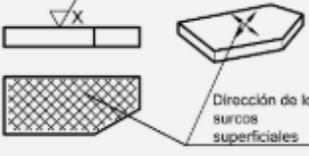
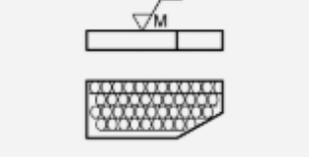
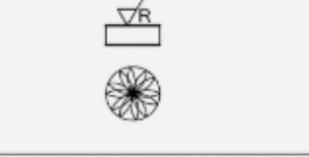
### Tolerancia h: h9 o h11 según DIN 6880

h Tolerance: h9 or h11 according DIN 6880  
Tolérance h: h9 ou h11 suivant DIN 6880  
Tolerância h: h9 ou h11 conforme a norma DIN 6880

**Resistencia mínima a la tracción: 600 N/mm<sup>2</sup>**  
Minimum tensile strength: 600 N/mm<sup>2</sup>  
Résistance minimum à la rupture: 600 N/mm<sup>2</sup>  
Resistência mínima à tração: 600 N/mm<sup>2</sup>

b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22									
h	2	3	4	5	4	6	5	7	6	8	7	10	9	11	8	12	9	14				
06	06	08	12	10	14	•10	18	•12	22	•14	28	•20	36	•25	45	•30	50	•45	63	•60		
08	08	10	14	12	16	•12	20	•14	25	•15	32	•22	40	•28	50	•32	56	•50	63	56	70	63
10	10	12	16	14	18	14	22	•15	28	•16	36	•25	45	•30	56	•35	63	•55	70	•60	80	•65
12	12	14	18	•15	20	•15	25	•16	32	•18	40	28	50	•32	63	•36	70	56	80	63	90	70
14	14	•15	20	16	22	16	28	18	36	•20	45	•30	56	•35	70	•40	80	•60	90	•65	100	•75
•15	•15	16	22	18	25	18	32	20	40	22	50	32	63	36	80	45	90	63	100	70	110	80
16	16	18	25	20	28	20	36	22	45	25	56	•35	70	40	90	50	100	•65	110	•75	125	•85
18	18	20	28	22	32	22	40	25	50	28	63	36	80	45	100	•55	110	70	125	80	140	90
20	20	22	32	25	36	25	45	28	56	•30	70	40	90	50	110	56	125	•75	140	•85	160	•95
•22	22	25	36	28	40	28	50	•30	63	32	80	45	100	•55	125	•60	140	80	160	90	180	100
•25	25	28	40	•30	45	•30	56	32	70	•35	90	50	110	56	140	63	160	•85	180	•95	200	110
•28	28	•30	45	32	50	32	63	•35	80	36	100	•55	125	•60	160	•65	180	90	200	100	220	120
•30	•30	32	50	•35	56	•35	70	36	90	40	110	56	140	63	180	70	200	•95	220	110	250	125
•32	32	•35	56	36	63	36	80	40	100	45	125	•60	160	•65	•75	100	•120	•120	•120	•130	•130	140
•35	•35	36	40	70	40	90	45	110	50	140	63	70	80	110	125	140	160	125	140	160	180	140
•36	36	40	45	45	45	50	50	50	55	56	60	65	70	75	85	95	100	110	120	130	140	150
		45	50	50	55	56	60	60	65	70	75	80	80	85	90	95	100	100	110	120	130	140
		•50	•55	•55	56	56	60	60	65	70	75	80	80	85	90	95	100	100	110	120	130	140
			56	56	60	63	63	65	70	75	80	80	85	90	95	100	100	110	120	130	140	150
			•60	•60	63	65	65	70	75	80	85	90	95	100	100	110	110	120	130	140	150	160
			•63	63	65	70	70	75	80	85	90	90	100	100	110	110	120	120	130	140	150	160
			•65	•65	70	75	75	80	85	90	95	100	100	110	110	120	120	130	140	150	160	170
				70	75	80	80	85	90	95	100	100	110	110	120	120	130	140	150	160	170	180
				•75	80	85	85	90	95	100	100	110	110	120	120	130	140	150	160	170	180	190
					85	90	90	95	100	100	110	110	120	120	130	140	150	160	170	180	190	200
					90	95	95	100	100	110	110	120	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210
					•95	100	100	100	110	110	120	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220
					•100	110	110	110	120	120	130	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230
					•110	120	120	120	130	130	140	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
					•120	125	125	125	130	130	140	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
					•125	130	130	130	140	140	150	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250
					•130	140	140	140	150	150	160	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260
					•140	150	150	150	160	160	170	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270
					•150	160	160	160	170	170	180	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	280
					•180	200	200	200	210	210	220	220	230	240	250	260	270	280	290	300	310	320

## 13.9 Simbología en planos técnicos

Símbolo gráfico	Interpretación y ejemplo	
<b>=</b>	Paralelo al plano de la vista en el que se usa el símbolo.	
<b>⊥</b>	Perpendicular al plano de proyección de la vista en el que se usa el símbolo.	
<b>X</b>	Cruzado en dos direcciones oblicuas relativas al plano de proyección de vista en el que se usa el símbolo.	
<b>M</b>	Multidireccional	
<b>C</b>	Aproximadamente circular con respecto al centro de la superficie donde se aplica el símbolo.	
<b>R</b>	Aproximadamente radial con respecto al centro de la superficie donde se aplica el símbolo-	
<b>P</b>	Los surcos superficiales son en particular, no direccionales o protuberantes.	
<p>Si fuera necesario especificar un patrón superficial que no estuviera claramente definido por estos símbolos, debe hacerse incluyendo una nota adecuada en el dibujo.</p>		

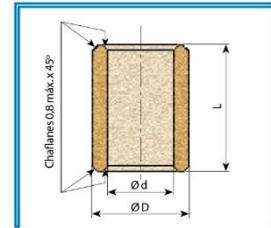
Valor de rugosidad Ra		Números de calidades de rugosidad (dados en la edición previa de la Norma ISO 1302)
$\mu\text{m}$	$\mu\text{pulgada}$	
50	2000	N12
25	1000	N11
12,5	500	N10
6,3	250	N9
3,2	125	N8
1,6	63	N7
0,8	32	N6
0,4	16	N5
0,2	8	N4
0,1	4	N3
0,05	2	N2
0,025	1	N1

Indicación simplificada de los requisitos de calidad superficial	
Símbolo	Significado
$\sqrt{\text{Ra } 3,1}$	Proceso de fabricación son especificar.
$\sqrt{\text{Ra } 3,1}$	Se requiere retirada de material.
$\sqrt{\text{Ra } 3,1}$	No se permite la retirada de material.

# 13.10 Equivalencias de designaciones del acero

Simbólica	Numerica	Denominación UNE obsoleta	No Werkstoff	Norm. DIN	Norm. AFNOR	Norm. UNI	Deno. Americana	% C	% Mn	% Ni	% Cr	% Mo	% Si	% W	% V	Otros	
		F-1111	1.1111	CK10	XC10	C10	1010	0.1	0.65								
C22E	1.1151	F-1120	1.1151	CK22	XC25	C25	1020 / 1023	0.25	0.6								
C35E	1.1181	F-1130	1.1181	CK35	XC38H	C35	1035 / 1038	0.35	0.65								
		F-1131			XC32		1030	0.32	0.65								
	1.1176	F-1132	1.1176		XC38	C36	1037	0.37	0.65								
C45E	1.1191	F-1140	1.1191	CK45	XC45	C45	1045	0.45	0.65								
		F-1141	1.1190	CK42	XC42	C43	1042	0.42	0.65								
		F-1142		CK48	XC48	C48	1050	0.47	0.65								
C55	1.1203	F-1150	1.1203	CK55	XC55H1	C55	1055	0.55	0.75								
11SMn30	1.0717	F-2111		9SMn28	S-250		1215	0.1	1.1							S=0.3%	
11SMnPb30	1.0718	F-2112		9SMnPb28	S-250-Pb		12L14	0.1	1.1								S=0.3% Pb=0.2%
11SMn37	1.0736	F-2113		9SMn36	S-300			0.1	1.25								S=0.35%
11SMnPb37	1.737	F-2114		9SMnPb36	S-300-Pb			0.1	1.25								S=0.35% Pb=0.2%
10S20	1.0721	F-2121		10S20	12-MF-4	10S20	1212	0.1	0.9								S=0.2%
10SPb20	1.0722	F-2122		10SPb20				0.1	0.9								S=0.2% Pb=0.22%
36SMn14	1.0764	F-2131					1139	0.35	1.5								S=0.14%
C10E	1.1121	F-1510	1.1121	CK10	XC10	C10	1010	0.1	0.45								
C15E	1.1141	F-1511	1.1141	CK15	XC15	C15	1015	0.15	0.45								
16MnCr5	1.7131	F-1516	1.7131	16MnCr5	16MnCr5	16MnCr5	5115	0.16	1.15		0.95						
		F-1551	1.7262	15CrMo5	12CD4			0.13	0.75		1	0.2					
		F-1550	1.7242	16CrMo4	18CD4			0.18	0.75		1	0.2					
18CrMo4	1.7243	F-1550		18CrMo4				0.18	0.75		1	0.2					
20MoCr4	1.7321	F-1523	1.7321	20MoCr5				0.2	0.85		0.45	0.45					
		F-150L					U3115	0.14		1	1						
		F-1580		20NiCr4	20CN6	20CrN4	U3120	0.2	0.9	1	0.95						
14NiCrMo13-4	1.6657	F-1560	1.6657	14NiCrMo13	16NCD13	15NiCrMo13	8310	0.15	0.45	3.25	0.95	0.2					
		F-1525	1.6757	20NiCrMo65	20NCD7	18NiCrMo7	U4320	0.2	0.7	1.55	0.5	0.35					
		F-1522	1.6523	21NiCrMo2	20NCD2	20NiCrMo2	8620	0.2	0.75	0.55	0.5	0.2					
		F-220 a						0.19	1.25								
		F-130 a						0.36	1.3				1.3				
37Cr4	1.7034	F-1201	1.7034	38Cr4	38C4	38Cr4	5135	0.37	0.75		1.05						
41Cr4	1.7035	F-1202	1.7035	42Cr4	42C4	41Cr4	5140	0.41	0.75		1.05						
		F-1251		30CrMo4	30CD4	30CrMo4		0.3	0.75		1	0.2					
34CrMo4	1.7220	F-1250	1.7220	34CrMo4	35CD4	35CrMo4	4135 / 4137	0.35	0.75		1.05	0.2					
42CrMo4	1.7225	F-1252	1.7225	42CrMo4	42CD4	42CrMo4	4140 / 4142	0.42	0.75		1.05	0.2					
		F-1263						0.32		2.5	0.7	0.4					
39NiCrMo3	1.6510	F-1282		40NiCrMo4				0.39	0.65	0.85	0.8	0.2					
		F-1272	1.6565	40NiCrMo6			4340 / 9850	0.4	0.7	1.8	0.8	0.25					
		F-1260	1.6747	30NiCrMo16-6	35NCD16			0.33	0.45	4	1.2	0.35					
		F-1205	1.6546	40NiCrMo2	40NCD2	40NiCrMo2 KB	8740	0.42	0.9	0.5	0.4	0.2					
		F-1209	1.1167	36Mn5	35M5		1335	0.35	1.2								
37Cr4	1.7034	F-1210	1.7034	37Cr4	38C4	38Cr4	5135	0.37	0.75		1.05						
41Cr4	1.7035	F-1211	1.7035	41Cr4	42C4	41Cr4KB	5140	0.41	0.75		1.05						
34CrMo4	1.7220	F-1254	1.7220	35CrMo4	30CD4	34CrMo4KB	4135 / 4137	0.34	0.75		1.05	0.2					
		F-1291	1.5508	21B3	21B3	C21BKB		0.23	0.8								
		F-1292	1.5523	19MnB4	20MB5	C21BKB		0.2	1								
		F-1295	1.5511	35B2	38MB5	C35BKB		0.35	0.8								
		F-1297	1.7007	37CrB1	38CB1	38CrB1KB		0.4	0.8								
31CrMo12	1.8515	F-1712	1.8515	31CrMo12	30CD12	31CrMo12		0.31	0.55		3	0.4					
31CrMoV9	1.8519	F-1721	1.8519	31CrMoV9		31CrMoV10		0.31	0.55		2.5	0.2					0.15
41CrAlMo7-10	1.8509	F-1740	1.8509	41CrAlMo7	40CAD6.12	41CrAlMo7	A.355 CJA	0.41	0.55		1.75	0.27					Al=1%
34CrAlMo5-10	1.8507	F-1741	1.8507	34CrAlMo5	30CAD6.12	34CrAlMo7	A.355 CJD	0.33	0.55		1.15	0.2					Al=1%
46Si7	1.5024	F-1450		51Si7		50Si7		0.5	0.65				1.75				
56Si7	1.5026	F-1440		55Si7				0.56	0.75				1.75				
51CrV4	1.8159	F-1430		50CrV4				0.51	0.9		1.05						0.2
100Cr6		F-131		100Cr6	Y100C6	100C6		1			1.5						
		Tud						0.18				0.5					
		Tuf						0.13			1.1	0.5					
		Tuh						0.13			2.3	1					
		Tuj						0.13			5	0.5					
		a300						0.1	0.9	3.5							
C70U		F-512	1.1740	C60W	Y355			0.85	0.25								
C90U		F-513						0.7	0.25								
		F-514						0.9	0.25								
		F-515						0.97	0.25								
		F-516						1.12	0.25								
		F-517						1.3	0.25								
		F-523						1			1.5						
		F-531						1			1.5						
		F-522						0.95	0.5			0.5	0.15				
		F-521						1.9	12		0.7						
		F-531						1.35	0.7		3.75	0.2					
		F-532						1.15			1						
		F-525						0.38			1.2	2	0.15				
		F-524						0.5			1.2	2	0.15				
		F-642						1.2	12.5								
		F-5306	1.2766		35NiCrMo16	40NiCrMo16Ku		0.35	0.6	4	1.4						
		F-5307	1.2714	G56NiCrV7	55NCDV7	55NiCrMoV1Ku		0.6	0.8	2	1.2	0.4					0.2
		F-5313	1.2365	X32CrMoV33	32DCV28	30CrMoV1227Ku	H10	0.3	0.4	3	3.2						0.5
		F-5314	1.2885	X32CrMoCov333			H10A	0.3	0.4	3	3						0.5
X37CrMoV5-1		F-5317	1.2343	X38CrMoV51	Z38CDV5	X37CrMoV51Ku	H11	0.37	0.4		5.15	1.3					0.4
X40CrMoV5-1		F-5318	1.2344	X40CrMoV51	Z40CDV5	X40CrMoV51Ku	H13	0.4	0.4		5.15	1.35	1				1
X30WCrV9-3		F-5323	1.2581	X30CrMoV93	Z30WCV9	X30WCrV93Ku	H21	0.3	0.35		3		9	0.4			
		F-5302	1.2311	GS40CrMnMo7		35CrMo8Ku		0.4	1.1		2	0.5					
HS 18-0-1		F-5520	1.3355	S 18-0-1	Z80WCV1804-01	HS 18-01	T1	0.78	0.2		4.1			18	1.1		
		F-5530	1.3255	S 18-1-2-5	Z80WKCVC18-05-04-01	HS 18-1-1-5	T4	0.8	0.2		4	0.6		18	1.3		Co=5%
HS 10-4-3-10		F-5553	1.3207	S 10-4-3-10	Z130WKCDV10-10-04-04-03	HS 10-4-3-10		1.3	0.3		4.15						

### 13.11 Dimensiones disponibles casquillos bronce



Tipo A Cilíndrico			
Diámetro antes de montar (mm)		L = Longitudes (mm) Tolerancia js13	Piezas p/bolsa
d = Ø interior Tolerancia G7	D = Ø exterior Tolerancia s7		
20 + 28 / - 7	24 + 56 / - 35	16 - 20 - 25 - 32	10
20 + 28 / - 7	25 + 56 / - 35	15 - 16 - 20 - 25 - 30 - 32 - 35	10
20 + 28 / - 7	26 + 56 / - 35	15 - 16 - 20 - 25 - 30 - 32 - 35 - 40	10
20 + 28 / - 7	27 + 56 / - 35	16 - 20 - 25 - 32	10
20 + 28 / - 7	28 + 56 / - 35	16 - 20 - 25 - 30 - 32 - 35 - 40	10
20 + 28 / - 7	30 + 56 / - 35	20 - 25 - 30 - 35 - 40	10
22 + 28 / - 7	27 + 56 / - 35	15 - 18 - 20 - 22 - 25 - 28 - 30 - 35 - 36 - 40	10
22 + 28 / - 7	28 + 56 / - 35	18 - 20 - 22 - 25 - 28 - 30 - 35 - 36 - 40	10
22 + 28 / - 7	29 + 56 / - 35	18 - 22 - 28 - 36	10
25 + 28 / - 7	30 + 56 / - 35	20 - 25 - 30 - 32 - 35 - 40	10
25 + 28 / - 7	32 + 68 / - 43	20 - 25 - 30 - 32 - 35 - 40 - 45	10
25 + 28 / - 7	35 + 68 / - 43	25 - 30 - 35 - 40 - 45 - 50	5
28 + 28 / - 7	32 + 68 / - 43	20 - 22 - 25 - 28 - 32 - 36 - 40	5
28 + 28 / - 7	33 + 68 / - 43	20 - 22 - 25 - 28 - 32 - 36 - 40 - 45	5
28 + 28 / - 7	35 + 68 / - 43	25 - 30 - 35 - 40 - 45 - 50	5
28 + 28 / - 7	36 + 68 / - 43	22 - 28 - 36 - 45	5
30 + 28 / - 7	35 + 68 / - 43	20 - 25 - 30 - 35 - 40 - 45 - 50	5
30 + 28 / - 7	38 + 68 / - 43	20 - 24 - 25 - 30 - 35 - 38 - 40 - 45 - 50	5
30 + 28 / - 7	40 + 68 / - 43	20 - 25 - 30 - 35 - 40 - 45 - 50	5
32 + 34 / - 9	38 + 68 / - 43	20 - 25 - 32 - 40 - 50	5
32 + 34 / - 9	40 + 68 / - 43	20 - 25 - 30 - 32 - 35 - 40 - 45 - 50	5
35 + 34 / - 9	40 + 68 / - 43	20 - 25 - 30 - 35 - 40 - 45 - 50	5
35 + 34 / - 9	41 + 68 / - 43	25 - 35 - 40	5
35 + 34 / - 9	44 + 68 / - 43	22 - 28 - 35	5
35 + 34 / - 9	45 + 68 / - 43	25 - 30 - 35 - 40 - 45 - 50 - 60	5
36 + 34 / - 9	42 + 68 / - 43	22 - 28 - 36 - 45	5
36 + 34 / - 9	45 + 68 / - 43	22 - 28 - 36 - 45	5
38 + 34 / - 9	44 + 68 / - 43	25 - 35 - 45	5
40 + 34 / - 9	45 + 68 / - 43	35 - 40 - 45 - 50	5
40 + 34 / - 9	46 + 68 / - 43	25 - 30 - 32 - 40 - 50	5
40 + 34 / - 9	50 + 68 / - 43	25 - 32 - 40 - 45 - 50 - 60	5
45 + 34 / - 9	51 + 83 / - 53	28 - 36 - 45 - 56	5
45 + 34 / - 9	55 + 83 / - 53	30 - 35 - 40 - 45 - 50 - 55 - 60	5
45 + 34 / - 9	56 + 83 / - 53	28 - 36 - 45 - 56	5
45 + 34 / - 9	60 + 83 / - 53	40 - 45 - 50 - 60	2
50 + 34 / - 9	56 + 83 / - 53	32 - 40 - 50 - 63	2
50 + 34 / - 9	60 + 83 / - 53	32 - 40 - 45 - 50 - 60	2
55 + 40 / - 10	65 + 83 / - 53	40 - 55 - 70	2
60 + 40 / - 10	70 + 89 / - 59	50 - 60 - 90 - 120	2
60 + 40 / - 10	72 + 89 / - 59	50 - 60 - 70	1
60 + 40 / - 10	80 + 89 / - 59	90 - 120	1
63 + 40 / - 10	70 + 89 / - 59	40 - 50	1
70 + 40 / - 10	80 + 89 / - 59	90 - 120	1
80 + 66 / - 12 (G8)	100 + 125 / - 71 (s8)	80 - 120	1
100 + 66 / - 12 (G8)	120 + 163 / - 79 (s8)	80 - 120	1



### Tipo T Barras para mecanizar de Bronce

#### Macizas

D = Ø exterior (mm)	L = Longitud (mm)	Piezas p/bolsa
15 ±0,8	30 ±1,5	5
20 ±0,8	25 ±1,5	5
20 ±0,8	50 ±1,5	2
25 ±0,8	25 ±1,5	2
25 ±0,8	50 ±1,5	2
32 ±0,8	40 ±1,5	2
32 ±0,8	80 ±1,5	1
42 ±0,8	50 ±1,5	1
42 ±0,8	100 ±2	1
45 ±1	90 ±2	1
52 ±1	60 ±2	1
52 ±1	120 ±2	1
62 ±1,5	120 ±2	1
70 ±1,5	120 ±2	1
80 ±1,5	120 ±2	1
105 ±2	120 ±2	1
125 min.	80 min.	1
125 min.	140 min.	1
149 min.	80 min.	1
149 min.	140 min.	1
178 min.	140 min.	1
202 min.	80 min.	1

#### Huecas

d = Ø interior (mm)	D = Ø exterior (mm)	L = Longitud (mm)	Piezas p/bolsa
38 ±1	66 ±1,5	65 ±2	1
38 ±1	66 ±1,5	120 ±2	1
45 ±1	105 ±1,5	120 ±2	1
53 ±1	85 ±1,5	65 ±2	1
53 ±1	85 ±1,5	120 ±2	1
68 ±1	104 ±1,5	65 ±2	1
68 ±1	104 ±1,5	120 ±2	1
83 ±1	123 ±1,5	65 ±2	1
83 ±1	123 ±1,5	120 ±2	1
98 ±1	142 ±1,5	65 ±2	1
98 ±1	142 ±1,5	120 ±2	1
59 max.	125 min.	80 min.	1
59 max.	125 min.	140 min.	1
79 max.	149 min.	80 min.	1
79 max.	149 min.	140 min.	1
110 max.	178 min.	80 min.	1
110 max.	178 min.	140 min.	1
150 max.	202 min.	140 min.	1

### Tipo TF Barras para mecanizar de Hierro

#### Macizas

D = Ø exterior (mm)	L = Longitud (mm)	Piezas p/bolsa
15 ±1	30 ±2	5
20 ±1	25 ±2	5
20 ±1	50 ±2	2
25 ±1	25 ±2	2
25 ±1	50 ±2	2
32 ±1	40 ±2	2
32 ±1	80 ±2	1
42 ±1	50 ±2	1
42 ±1	100 ±2	1
45 ±1	90 ±2	1
52 ±1	60 ±2	1
52 ±1	120 ±2	1
62 ±1	120 ±2	1
70 ±1	120 ±2	1
80 ±1	120 ±2	1

#### Huecas

d = Ø interior (mm)	D = Ø exterior (mm)	L = Longitud (mm)	Piezas p/bolsa
38 ±1	66 ±1,5	65 ±2	1
38 ±1	66 ±1,5	120 ±2	1
53 ±1	85 ±1,5	65 ±2	1
53 ±1	85 ±1,5	120 ±2	1

## 13.12 Justificación precios acero para mecanizado



**ACEROS Y CALIBRADOS S.L.**

C.I.F. B-54002358

C/ Segorbe, 54 (Pol. Ind. Carnís) • T 96 543 93 85 • 96 546 67 00  
 acerosycalibrados@gmail.com • 03206 EL CHE (Alicante)



NIF:

Fecha	Cliente	Su Numero	Agente
13/09/2019	A/640	703	2

Pag.: 1

Artículo	Descripción	Cantidad	Precio	Imp.Dto.	Importe
F114C9090	F114 CUADRADO 90X90	5,10 Kg	1,18		6,02 €
F114R30	F114 REDONDO 30	0,55 Kg	1,18		0,65 €
F114R90	F114 REDONDO 90	1,52 Kg	1,18		1,79 €
F114R45	F114 REDONDO 45	0,30 Kg	1,18		0,35 €
F114RC15	F114 REDONDO CAL. 15	0,25 Kg	1,20		0,30 €
F115R45	F115 REDONDO 45	0,42 Kg	1,35		0,57 €
F115R70	F115 REDONDO 70	1,50 Kg	1,35		2,03 €
F115R60	F115 REDONDO 60	2,30 Kg	1,35		3,11 €

Bruto	Descuento	B.Imponible	% IVA	Importe IVA	% R.E.	Importe R.Eq.	Total
14,84 €		14,84 €	21,00	3,12			17,96 €

% IRPF :

EUROS

Forma Pago: GIRO 60 DIAS

Inscrita en el Registro Mercantil de Alicante Inscripción 1ª Tomo 3907 Folio 187, Sección, Hoja 147797

### 13.13 Justificación precios aluminio y bronce para mecanizado

**CENTRAL - DOMICILIO FISCAL:**  
Polígono Industrial Fuente del Jarro

**COMERCIAL:**  
Tel. 96 134 07 76\* - Fax 96 134 09 43

**ADMINISTRACIÓN:**  
Tel. 96 134 34 21 - Fax 96 134 12 28  
46988 PATERNA (Valencia)  
broncesval@broncesval.com  
www.broncesval.com



**BRONCES - COBRES ESPECIALES - LATONES - PLÁSTICOS TÉCNICOS**  
**HIERRO PERLÍTICO - ALUMINIO DE ALTA RESISTENCIA**

**BRONCESVAL ANDALUCIA:**  
Polígono Industrial Calonge  
C/. Automoción, 1  
Tels. 95 443 06 51\* - Fax 95 443 04 29  
41007 SEVILLA  
andalucia@broncesval.com

**BRONCESVAL CATALUNYA:**  
Polígono Industrial Moli d'en Xec  
C/. Can Barneda, 5  
Tels. 93 565 10 70\* - Fax 93 575 39 45  
08291 RIPOLLET (Barcelona)  
catalunya@broncesval.com

- PRESUPUESTO -

PROVEEDOR N.º .....

UNID.	CANTIDAD	CONCEPTO	PRECIO	DTO.	IMPORTE
K	0,62	1 BARRAS DE BRONCE COLADA CONTINUA B-12 DE ( 60 x 25 ) MM.	3,730		2,310
U	1	SUPLEMENTO POR MANIPULACIÓN Y CORTE	1,460		1,460
K	0,5	1 BARRAS DURO ALUMINIO 6082 T-6 DE ( 95 X 25 ) MM.	5,000		2,500
U	1	SUPLEMENTO POR MANIPULACIÓN Y CORTE	1,460		1,460

SUBTOTAL	ACARREOS Y EMBALAJES	C.M.B.	GASTOS APLAZAMIENTO	BASE IMPONIBLE	I.V.A.	CUOTA I.V.A.	TOTAL
7,73				7,73	21	1,62	9,35

GIRO 30 DIAS EUR

---VTOS--- ---IMPORTES---

En cumplimiento de la normativa vigente en materia de protección de datos le informamos que el responsable de sus datos personales es BRONCESVAL, S.L. y los utilizará para la prestación de los servicios solicitados y/o contratados por usted. Sus datos no serán cedidos a terceros, salvo por obligaciones legales. Puede ejercer sus derechos en la dirección rgpd@broncesval.com. Puede consultar información adicional sobre Protección de Datos en c/. Ciudad de Elda, 19, 46988 Paterna (Valencia).  
Broncesval, S.L. Registro Mercantil de Valencia, Tomo 2689, General 1612, de la Sección 3ª del Libro de Sociedades, Folio 204, Hoja nº 17374, inscrito 1.ª

## 13.14 Justificación precios mecanizado y tiempo montaje



### Mecánica Industrial FEYVA, S.L.

Duquesa de Almodóvar, 9 Apdo. Correos 145

03830 Muro del Alcoy (Alicante)

Telf. 96 553 12 45

e-mail: feyva@feyva.com

e-mail: taller@feyva.com

Web: www.feyva.com

FECHA	Nº PRESUPUESTO
13/09/2019	913-2019

Concepto	Cantidad	Precio	Total
Mecanizado s/ plano "ABC-P01_R00"	1	170 €	170 €
Mecanizado s/ plano "ABC-P02_R00"	1	25 €	25 €
Mecanizado s/ plano "ABC-P03_R00"	1	32 €	32 €
Mecanizado s/ plano "ABC-P04_R00"	1	21 €	21 €
Mecanizado s/ plano "ABC-P05_R00"	1	12 €	12 €
Mecanizado s/ plano "ABC-P06_R00"	1	8 €	8 €
Mecanizado s/ plano "ABC-P07_R00"	1	102 €	102 €
Mecanizado s/ plano "ABC-P08_R00"	1	65 €	65 €
Mecanizado s/ plano "ABC-P09_R00"	1	94 €	94 €
Mecanizado s/ plano "ABC-P10_R00"	1	36 €	36 €
Ensamblaje de todos los elementos	3	25 €	75 €

Base imponible	IVA (21%)	Total
640,00 €	134,40 €	774,4 €

C.I.F. B-53419610

Inscrita en el R. M. de Alicante, Tomo 2280, Folio 108, Hoja nº A-56050, Incripción 1ª, Fecha 27-01-2000

## 13.15 Justificación precios tratamientos superficiales



**METALGRÁFICA  
DE LEVANTE S.A.**  
TRATAMIENTOS TÉRMICOS

**45 AÑOS**  
1974 | 2019

CUMPLIENDO Y MEJORANDO

## OFERTA CLIENTE

	FECHA 12/09/2019	Nº OFERTA OF/2019/1236	REFERENCIA
--	---------------------	---------------------------	------------

Estimado cliente,  
Les indicamos precio solicitado.

### ESPECIFICACIONES

Rf.: ABC-P09-R00/ABC-P07-R00/ABC-P08-R00

Material: F-115

Cantidad: 3 piezas

Opción 1) Tratamiento recomendado para este material : Carbonitruración + Temple + revenidos+ granallado

Dureza máxima que alcanza el F-115 en Carbonitruración: 56/58HRC

Opción 2) Tratamiento recomendado para este material : Temple + revenidos+ granallado

Dureza máxima que alcanza el F-115 en Temple: 38/42HRC

### PRECIO

Precio para Carbonitruración de 20kgs a 50kgs.....3,34€/kg

Precio para Carbonitruración de 50.01kgs a 100kgs.....3,13€/kg

Precio para Temple de 20kgs a 50kgs.....3,16€/kg

Precio para Temple de 50.01kgs a 100kgs.....3,04€/kg

Nota: en caso de enviar las piezas a tratamiento, les rogamos hagan referencia al presente presupuesto.

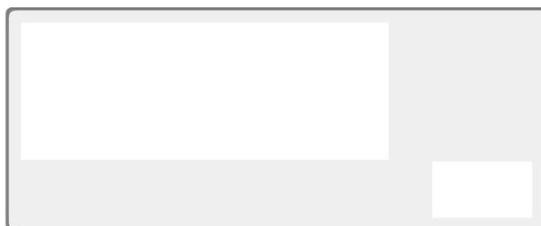
Validez: 2019

Atentamente,  
Dpto. Comercial  
Metalográfica de Levante, SA



METALGRÁFICA DE LEVANTE, S.A - Pol. Ind Virgen de la Salud - C/Ronda Norte, 60A - Apdo. Correos, 84 - 46950 - Xirivella - VALENCIA  
Tel. 963 795 416 - Fax 963 500 966 - E-mail: mail@mlsa.es - Web: www.mlsa.es  
CIF. A46073508 R.M. Valencia - F. 150, Lib. Sociedades. 3ª Anmas. H. 3.035

## 13.16 Justificación precios elementos comerciales



### PRESUPUESTO

Nº presupuesto	Fecha	Página
0 . 385	12 de septiembre de 2019	1 / 1

Código	Concepto	Unidades	Precio	% Dto	Importe	
	RODAMIENTO 16002 FAG	1,00	16,92	60	6,77	
	RODAMIENTO 16004 FAG	1,00	18,20	60	7,28	
000160060000001	RODAMIENTO 16006 FAG	1,00	23,60	60	9,44	
040HK1012000000	RODAMIENTO HK 1012 INA	2,00	5,55	35	7,22	
	ANILLO IR 6X10X12 INA	1,00	11,50	35	7,48	
660E00600000000	ANILLO ELASTICO E 6	1,00	0,08	10	0,07	
660I04200000000	ANILLO ELASTICO I 42	1,00	0,50	10	0,45	
660E05500000000	ANILLO ELASTICO E 55	1,00	0,70	30	0,49	
20004203007DL01	RETEN ACEITE 30X42X7DL	1,00	4,43	30	3,10	
741912 6X16	TORNILLO D-912 6X16	4,00	0,14	40	0,34	
741912 5X25	TORNILLO D-912 5X25	8,00	0,13	40	0,62	
741912 4X12	TORNILLO D-912 4X12	8,00	0,06	40	0,29	
7417984 8X12	TORNILLO D-7984 8X12	5,00	0,23	40	0,69	
Total bruto:					44,24	
Forma de pago: RECIBO DOMICILIADO 45 DIAS		Base imponible	% IVA	Importe IVA	% Rec	Importe Rec
		44,24	21,00	9,29		
Aceptado fecha:						
Firma y/o sello		Total:			<b>53,53 €</b>	

Suministros Fenollar S.L. - C.I.F. B54932058 - TFNO.965591362 - FAX 966500880 - EMAIL.fenollarsc@gmail.com

## 13.17 Justificación precio aceite SAE 90

**fenollar**

rodamientos transmisión lubricantes fluidos estanqueidad suministros técnicos



ADRIAN

### PRESUPUESTO

Nº presupuesto	Fecha	Página
0 . 394	18 de septiembre de 2019	1 / 1

Código	Concepto	Unidades	Precio	% Dto	Importe	
800EG220-005	ACEITE EXTRA GEAR 220 5LTS. (SAE 90W)	1,00	43,52	20	34,82	
Total bruto:					34,82	
Forma de pago: Contado		Base imponible	% IVA	Importe IVA	% Rec	Importe Rec
		34,82	21,00	7,31		
Aceptado fecha:						
Firma y/o sello		Total:			<b>42,13 €</b>	

Suministros Fenollar S.L. - C.I.F. B54932058 - TFNO.965591362 - FAX 966500880 - EMAIL.fenollarsc@gmail.com

**Análisis y optimización a partir de la ingeniería inversa para la mejora y fabricación de un reductor cicloidal descatalogado.**

Adrián Bou Crespo, Curso 2018-2019