



Escuela superior de Ingeniería y Tecnología
Sección industrial

Grado en Ingeniería mecánica

Trabajo de fin de grado

Título:

Diseño de una rueda de filtros criogénica

Autor:

Pablo Oleaga Gutiérrez

Tutor académico: Viana Lida Guadalupe Suárez

Tutor externo: Elvio Hernández Suárez

Fecha: Septiembre 2018

Índice general

Memoria

1. Objeto.....	12
2. Alcance	12
3. Antecedentes	13
3.1. E-ELT y HARMONI	13
3.2. SPICA	14
3.3. LIRIS.....	17
4. Normas y referencias	18
4.1. Programas empleados	18
4.2. Bibliografía	18
5. Requisitos de diseño	19
5.1. Requisitos ópticos.....	19
5.2. Requisitos físicos.....	20
5.3. Requisitos de confiabilidad.....	20
5.4. Requisitos ambientales.....	20
5.5. Requisitos de estandarización	20
6. Análisis de soluciones.....	21
6.1. Definición sistemas	21
6.2. Materiales empleados	22
7. Resultados finales.....	24
7.1. Elementos de la FPMW	24
7.2. Rueda	25
7.3. Transmisión.....	27
7.4. Sistema retén	28
7.5. Sistemas de posicionado.....	29
7.6. Conclusión.....	30

Anexo 1: Diseño y pruebas preliminares

1. Introducción	34
2. Predimensionamiento.....	34

2.1. Disco.....	34
2.2. Alojamiento.....	35
3. Comprobaciones de desalineamiento por peso propio.....	36
3.1. Introducción teórica.....	36
3.2. Cálculos	38
3.3. Conclusión.....	41
4. Realización de pruebas preliminares	42
4.1. Primeras pruebas	42
4.2. 1ª prueba óptica	43
4.3. 2ª prueba óptica	47
4.4. Cargas en el sistema retén.....	48

Anexo 2: Selección de elementos mecánicos

1. Introducción	52
2. Engranajes rectos	52
2.1. Materiales empleados	52
2.2. Diseño	52
2.3. Cálculos del esfuerzo flexionante a T amb	54
2.4. Comprobación de vida de los engranajes mediante INVENTOR	58
2.5. Efectos a temperaturas criogénicas.....	59
2.6. Resultados cálculos INVENTOR.....	61
3. Motor	67
3.1. Selección de catálogo	67
4. Sistema retén	70
4.1. Introducción.....	70
4.2. Elección de rodamiento	70
4.3. Elección de ranuras.....	71
4.4. Influencia de la calidad de la cara exterior del rodamiento	72
4.5. Cálculo de las ballestas	72
4.6. Margen de carga en criogenia	74
4.7. Par máximo necesario para abandonar el retén	74

4.8.	Esfuerzo de contacto de Hertz máximo.....	79
4.9.	Integración en el diseño.....	81
5.	Rodamientos	82
5.1.	Selección de catálogo	82
5.2.	Cálculo de vida de los rodamientos.....	86
5.3.	Arandelas de precarga	86
6.	Anillo de tolerancias.....	88
7.	Elementos adicionales.....	90
7.1.	Elementos de control.....	90
7.2.	Tornillería.....	93

Anexo 3: Análisis del diseño

1.	Análisis másico	97
1.1.	Comportamiento dinámico.....	98
1.2.	Enfriamiento	99
2.	Tensiones y desplazamientos en el sistema retén.....	100
3.	Análisis modal	102

Anexo 4: Catálogos

Anexo 5: Planos

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Comparación entre la Sagrada Familia y el ELT (Web).....	13
Figura 2 Vista seccionada de HARMONI (Web).....	14
Figura 3 Partes de la rueda criogénica para SPICA.....	15
Figura 4 Dispositivo posicionador de la rueda de SPICA.....	16
Figura 5 Ensamblaje de los rodamientos de la rueda de SPICA.....	16
Figura 6 Rueda de planos focales de LIRIS.....	17
Figura 7 Ensamblaje de la unidad motriz en LIRIS.....	18
Figura 8 Modelo de partes de la FPMW.....	22
Figura 9 Conductividad térmica del aluminio 6061-T6.....	23
Figura 10 Sistemas de la FPMW.....	24
Figura 11 Vista seccionada de la FPMW.....	24
Figura 12 Engrane del piñón con la rueda de máscaras.....	25
Figura 13 Interior del alojamiento de la FPMW.....	26
Figura 14 Perfil de carga lateral en función de del desplazamiento vertical por la ranura (recta hasta la intersección y curva hasta abandonar la posición).....	28
Figura 15 Vista del sistema retén de la FPMW.....	29
Figura 16 Vista del subconjunto del microswitch.....	30
Figura 17 FPMW montada en el interior del criostato de la sala limpia del IAC.....	31
Figura 1 - 1 Distribución inicial de las máscaras en la FPMW.....	34
Figura 1 - 2 Distribución final de las máscaras en la FPMW (Elaboración propia).....	35
Figura 1 - 3 Distancia desde el extremo del disco de la FPMW a la envolvente del criostato.....	35
Figura 1 - 4 Elementos iniciales en el eje.....	36
Figura 1 - 5 Distribución uniforme de la carga a lo largo del ancho del engranaje sin desalineamiento (Web).....	36
Figura 1 - 6 Distribución de la carga a largo del ancho del engranaje con desalineamiento (Web).....	37
Figura 1 - 7 Distribución de tensiones en el ancho del engranaje cuando el ángulo de desalineamiento vale $\alpha=0,2^\circ$ (Web).....	37
Figura 1 - 8 Relación entre el ángulo de desalineamiento y la tensión equivalente en engranajes rectos (Web).....	38
Figura 1 - 9 Diagrama de cargas (Elaboración propia).....	38
Figura 1 - 10 Vista seccionada de la posición de máscara sobre el disco.....	41
Figura 1 - 11 Rueda para las pruebas.....	42

Figura 1 - 12 Realización de pruebas de repetibilidad con la máquina de medición MITUTOYO	43
Figura 1 - 13 Montaje para las pruebas ópticas de repetibilidad.....	44
Figura 1 - 14 Punto de referencia tomado en las pruebas ópticas	44
Figura 2 - 1 Diseño de la transmisión mediante INVENTOR (Elaboración propia)	54
Figura 2 - 2 Factor de geometría para ángulos de presión de 20° en función del nº de dientes (Mott).....	55
Figura 2 - 3 Factor de alineamiento.....	56
Figura 2 - 4 Factor dinámico	57
Figura 2 - 5 Resultados cálculos vida de engranajes a T amb	59
Figura 2 - 6 Relación entre el módulo elástico y la temperatura del aluminio 6061-T6	59
Figura 2 - 7 Tabla de contracciones del aluminio 6061-T6.....	60
Figura 2 - 8 Selección motor VSS de catálogo	67
Figura 2 - 9 Par nominal del motor VSS 52.200.2,5.....	68
Figura 2 - 10 Modelos VSS según refrigeración.....	68
Figura 2 - 11 Modelo VSS para cableado radial.....	69
Figura 2 - 12 Integración del motor en el diseño (Elaboración propia)	69
Figura 2 - 13 Cargas en el sistema retén según posición (Elaboración propia).....	71
Figura 2 - 14 Ranuras del sistema retén (Elaboración propia)	71
Figura 2 - 15 Influencia de la tolerancia radial de los rodamientos en la repetibilidad (Elaboración propia)	72
Figura 2 - 16 Distancia entre posición de reposo y posición de cambio de máscara (Elaboración propia)	73
Figura 2 - 17 Modulo de Young del aluminio 6061-T6 a 128 K	74
Figura 2 - 18 Cargas presentes en el rodamiento en posición estable (Elaboración propia)	75
Figura 2 - 19 Cargas presentes en el rodamiento abandonando el retén (Elaboración propia)	75
Figura 2 - 20 Avance del rodamiento desde la posición estable hasta el primer punto de contacto con el redondeo (Elaboración propia).....	76
Figura 2 - 21 Efecto del desplazamiento sobre el redondeo en el avance vertical (Elaboración propia)	76
Figura 2 - 22 Tangente a la circunferencia a un ángulo α (Elaboración propia)	77
Figura 2 - 23 Gráfica de la relación entre el avance vertical por el redondeo y la carga lateral sobre el disco (Elaboración propia).....	78
Figura 2 - 24 Gráfica de la relación entre el avance vertical por el redondeo y la carga lateral sobre el disco para una constante elástica duplicada respecto a la nuestra (Elaboración propia)	79

Figura 2 - 25 Parámetros para el cálculo de la tensión de Hertz con una superficie de contacto rectangular y una distribución de presión semielíptica	79
Figura 2 - 26 Gráfica de la relación entre el avance vertical por el redondeo y la carga normal sobre el disco (Elaboración propia)	80
Figura 2 - 27 Diseño final del sistema retén (Elaboración propia)	81
Figura 2 - 28 Vista de sección del rodamiento para el retén	82
Figura 2 - 29 Características de rodamientos según su ángulo de contacto.....	82
Figura 2 - 30 Primera elección de rodamiento	83
Figura 2 - 31 Tolerancias según DIN 620 para calidad P4.....	83
Figura 2 - 32 Tolerancias según DIN 620 para calidad P4S.....	84
Figura 2 - 33 Elección final de rodamiento.....	84
Figura 2 - 34 Representación gráfica de rodamiento modelo 71912-E-C-P4S.....	85
Figura 2 - 35 Distribución de carga en los rodamientos según la configuración	86
Figura 2 - 36 Precarga en una configuración de rodamientos espalda con espalda.....	87
Figura 2 - 37 Pieza para la distribución de carga (Elaboración propia).....	87
Figura 2 - 38 Efecto de las cargas axiales sobre los rodamientos	87
Figura 2 - 39 Representación gráfica de la arandela modelo SSB-0284.....	88
Figura 2 - 40 Expansión térmica del acero inoxidable 440C.....	89
Figura 2 - 41 Selección anillo de tolerancias de catálogo de Eurobearings	89
Figura 2 - 42 Integración del codificador magnético (Elaboración propia).....	90
Figura 2 - 43 Montaje del microinterruptor para el HOME de la FPMW (Elaboración propia)	91
Figura 2 - 44 Longitudes de la ballesta respecto al microinterruptor (Elaboración propia)	91
Figura 2 - 45 Aproximación de deflexión vertical debida a deflexión horizontal (Elaboración propia)	92
Figura 2 - 46 Carreras de los botones de los microinterruptores modelo SS	92
Figura 3 - 1 Partes giratoria de la rueda sobre eje	97
Figura 3 - 2 Propiedades de la parte móvil de la rueda.....	98
Figura 3 - 3 Condiciones para la simulación del sistema retén	100
Figura 3 - 4 Tensiones (Mpa) en el sistema retén para la carga de componente horizontal máxima.....	100
Figura 3 - 5 Desplazamiento horizontal (mm) en el sistema retén para la carga de componente horizontal máxima	101
Figura 3 - 6 Tensiones (Mpa) en el sistema retén para la carga máxima.....	101
Figura 3 - 7 Retención para el análisis modal del disco.....	102
Tabla 3 - 1 Frecuencias naturales del disco de la FPMW	102

Figura 3 - 8 Tensiones para una frecuencia de 474,78 Hz en el disco de la FPMW 103

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Características de la rueda.....	25
Tabla 2 Características de los rodamientos.....	26
Tabla 3 Características de la transmisión	27
Tabla 1 - 1 Giros en máscaras	34
Tabla 1 - 2 Propiedades mecánicas del aluminio 6061-T6 y dimensiones de la rueda para cálculo del desalineamiento.....	40
Tabla 1 - 3 Resultados de constantes	41
Tabla 1 - 4 Resultados de espesor para 0,01° de desviación angular en el extremo del disco.....	41
Tabla 1 - 5 Resultado de espesor para 0,01° de desviación angular en un disco de 1 m de diámetro	41
Tabla 1 - 6 Resultados de error de forma y repetibilidad para 2 puntos centrales diferentes de la rueda de pruebas	43
Tabla 1 - 7 Calibración 1ª prueba de repetibilidad óptica (Sin contrapeso)	45
Figura 1 - 15 Conjunto de imágenes de la 1a prueba óptica para cálculo de la repetibilidad con SAOImage DS9.....	45
Tabla 1 - 8 Resultados de la 1ª prueba óptica de repetibilidad	46
Tabla 1 - 9 Calibración 2º prueba de repetibilidad óptica (Con contrapeso).....	47
Tabla 1 - 10 Resultados de la 2ª prueba óptica de repetibilidad	47
Tabla 1 - 11 Par de referencia necesario para abandonar la posición de retén en la rueda de pruebas.....	48
Tabla 1 - 12 Carga de referencia en el retén de la rueda de pruebas (con contrapeso).....	49
Tabla 2 - 1 Propiedades del Aluminio 6061-T6 a T amb.....	52
Tabla 2 - 2 Propiedades del VESPEL SP-3 a T amb.....	52
Tabla 2 - 3 Número mínimo de dientes para evitar la interferencia (Mott)	53
Tabla 2 - 4 Momentos y fuerza tangencial total necesaria en el engrane	54
Tabla 2 - 5 Factores de carga sugeridos (Mott).....	55
Tabla 2 - 6 Factores de tamaño sugeridos (Mott)	56
Tabla 2 - 7 Coeficientes de expansión térmica del VESPEL SP-3	60
Tabla 2 - 8 Características del rodamiento rígido de bolas modelo 626.....	70
Tabla 2 - 9 Dimensiones de los rodamientos modelo B71912-E-T-P4S	85
Tabla 2 - 10 Propiedades mecánicas de los rodamientos modelo B71912-E-T-P4S	85
Tabla 2 - 11 Parámetros de la arandela escogida.....	88
Tabla 2 - 12 Tornillería de la FPMW	94

Tabla 3 - 1 Lista de masas de las diferentes partes de la FPMW 97

LISTA DE ACRÓNIMOS Y ABREVIACIONES

CNC	Computer Numeric Control
E-ELT	European Extremely Large Telescope
ESO	Observatorio Europeo del Sur
FPMW	Focal Plane Mask Wheel
GTC	Gran Telescopio de Canarias
HARMONI	High Angular Resolution Monolithic Optical and Near-infrared Integral field spectrograph
IAC	Instituto Astrofísico de Canarias
IFS	Integral Field Spectrograph
IFU	Integral Field Unit
ISA	Instrument Society of America
JWT	James Webb Telescope
LIRIS	Long-slit Intermediate Resolution Infrared Spectrograph
NIST	National Institute of Standards and Technology
SPICA	SPace IR telescope for Cosmology and Astrophysics
STEP	Standard for the Exchange of Product Model Data
UHV	Ultra High Vacuum

1. Objeto

El objetivo del siguiente proyecto es el desarrollo del diseño de un prototipo de rueda de filtros criogénica de alta repetibilidad para su posterior verificación e integración en un espectrógrafo de rango óptico-infrarrojo cercano denominado HARMONI que formará parte del ELT.

The goal for this project consist of the development of a prototype's design for a cryogenic filter wheel (FPMW) with high repeatability, preparing it for its later verification and integration in a Near-infrared Integral field spectrograph called HARMONI, which will conform part of the ELT.

2. Alcance

El alcance del proyecto abarca los siguientes aspectos:

- Predimensionamiento del diseño
- Cálculo teórico de la influencia del peso del disco de la rueda en el desalineamiento con los engranajes
- Realización de pruebas de repetibilidad y toma de datos de referencia para el dimensionamiento del sistema retén y la transmisión
- Diseño de la transmisión, cálculo de esfuerzos máximos en los dientes y comprobación de vida
- Selección del motor para la transmisión
- Diseño del sistema retén, elección de rodamiento para el extremo y de ranuras empleadas
- Cálculo de las ballestas para proporcionar la precarga requerida
- Cálculo del par máximo necesario por el motor para que la rueda abandone el retén
- Cálculo del esfuerzo de contacto de Hertz máximo en el rodamiento del retén
- Selección de rodamientos y comprobación del tiempo de vida
- Selección de la arandela de precarga y del anillo de tolerancia
- Integración de sistemas de control en el diseño
- Comprobación de las distancias necesarias para la activación del microinterruptor elegido
- Realización de un modelo CAD completo del prototipo
- Análisis de las masas de las partes del prototipo
- Determinación del comportamiento dinámico del motor
- Determinación de la energía total para enfriar el sistema a la temperatura de operación
- Comprobación de tensiones en el sistema retén

- Análisis modal del disco de la rueda
- Realización de planos

No se han tenido en cuenta aquellos aspectos relacionados con la electrónica del prototipo, entre los que se encuentran la configuración de los sistemas de control y del motor. Tampoco se ha tenido en cuenta el análisis de flujo de calor por el prototipo ni las aceleraciones debidas a movimientos sísmicos, puesto que los valores de masa del diseño son relativamente bajos, ni los tratamientos superficiales.

3. Antecedentes

3.1. E-ELT y HARMONI

El Telescopio Extremadamente Grande Europeo (E-ELT) consiste en un proyecto científico de unos 1055 millones de euros para un telescopio de 40 m de diámetro en el observatorio de Cerro Armazones (Chile). Una vez terminado, será el mayor de los de su índole y recibirá 13 veces más luz que los telescopios actuales. Su función será principalmente, el estudio de planetas en otros sistemas, las primeras galaxias, agujeros negros masivos y la naturaleza del sector oscuro del Universo. En la Figura 1 se muestra una imagen del mismo.



Figura 1 Comparación entre la Sagrada Familia y el ELT (Web)

HARMONI consiste en uno de los dos instrumentos científicos pioneros para su instalación en el E-ELT. El instrumento proporcionará información espectral en el rango óptico-infrarrojo. Además, incluirá 4 escalas espaciales para alcanzar una mayor versatilidad en las observaciones astronómicas. Su forma puede observarse en la Figura 2.

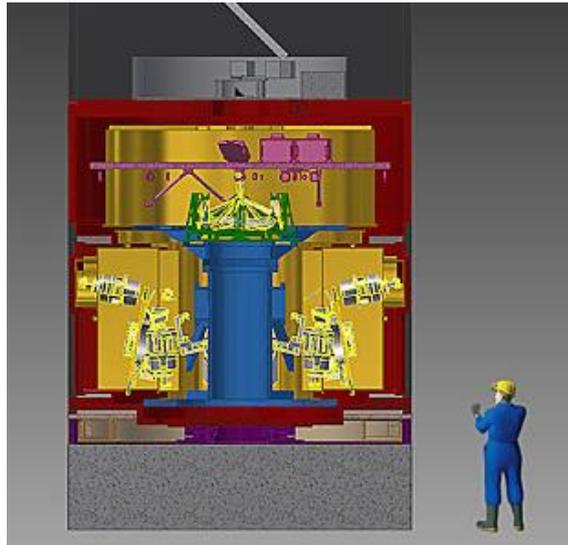


Figura 2 Vista seccionada de HARMONI (Web)

El IFS consiste en uno de los sistemas primarios de HARMONI y es responsable de la dispersión, detección y almacenamiento digital de la luz de interés científico recibida por el telescopio. Está conformado por 5 subsistemas: un criostato, la preóptica, la IFU, el espectrógrafo y un rotador. Su diagrama de bloques se muestra en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..**

Dentro de la preóptica, nuestra rueda de máscaras se situará en el punto de entrada del camino óptico del IFS, justo dentro de la ventana del criostato, lo que explica sus exigentes requisitos de repetibilidad. Su función será la de proporcionar distintas máscaras para las 4 escalas ópticas del instrumento.

3.2. SPICA

Se ha tomado como referencia la rueda de filtros criogénica fabricada para el proyecto SAFARI en la misión del telescopio japonés SPICA. Dicha rueda, de 6 filtros, operaba entre los 4 y los 300 K y su diseño fue basado en el empleo de engranajes rectos; no obstante, tanto su masa, de 870 g, como sus requerimientos de posición, de $\pm 0,5\text{mm}$ son inferiores a los de nuestra preóptica. Su diseño se muestra en la Figura 3.

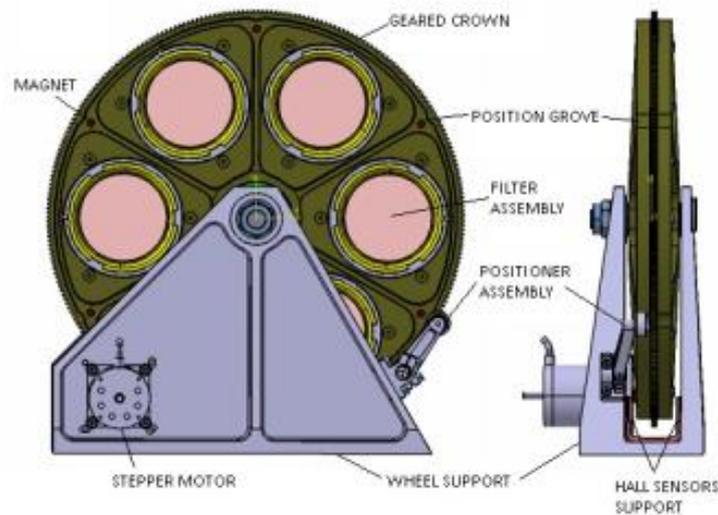


Figura 3 Partes de la rueda criogénica para SPICA

La rueda fue fabricada en una aleación de titanio apta para criogenia (Ti 6Al4V) y fue montada sobre dos rodamientos angulares con configuración en O en un agujero con una pequeña interferencia dimensional (h5-M6); la cual se ve reducida a bajas temperaturas. Dichos rodamientos se centran mediante 3 pequeños cojinetes de AISI 440C (material similar al de los rodamientos) y son precargados por una arandela Belleville, que a su vez absorbe las diferentes expansiones térmicas. Estos pequeños espaciadores, a su vez, consiguen propagar la carga axial correctamente.

El sistema retén que emplearon consiste en dos superficies con 6 ranuras sobre las descansa un pequeño rodamiento precargado mediante un brazo y un resorte torsional de acero inoxidable AISI-420 que fijan los filtros en la posición adecuada (véase Figura 4). La información sobre la situación del disco la proveen 6 imanes colocados en el mismo junto a un sensor Hall.

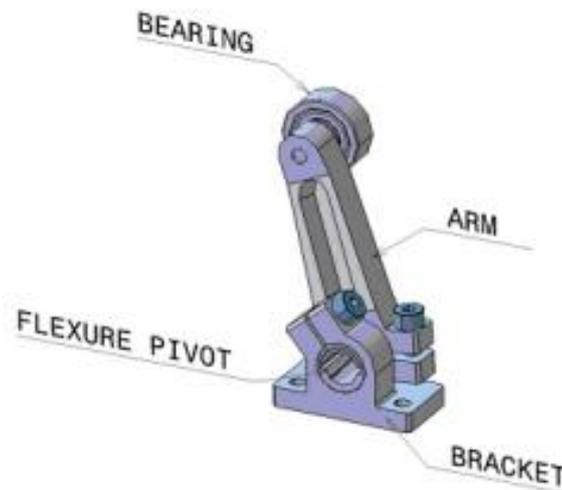


Figura 4 Dispositivo posicionador de la rueda de SPICA

La distribución de los rodamientos puede verse en la Figura 5.

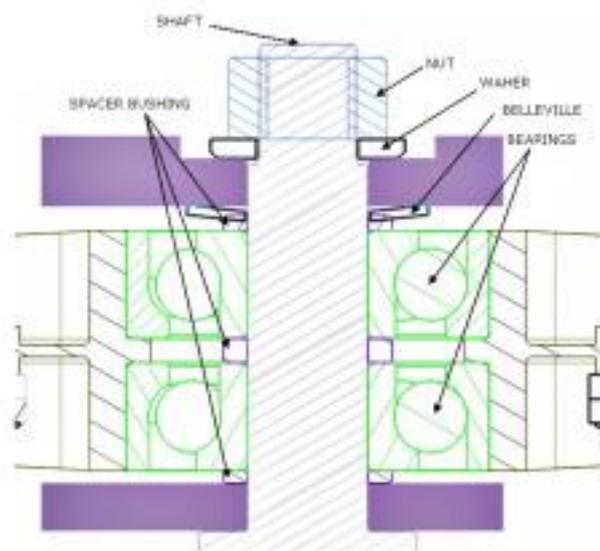


Figura 5 Ensamblaje de los rodamientos de la rueda de SPICA

El motor elegido para el diseño fue un motor paso a paso PHYTRON, del rango de motores comerciales para aplicaciones criogénicas.. Este lleva montado un piñón de VESPEL-SP1 que engrana directamente con la rueda.

También se realizaron pruebas en la transmisión para 61000 cambios de posición, tras lo cual se comprobó mediante radiografías, líquidos penetrantes e inspecciones visuales que los materiales empleados no presentaban ningún tipo de fisuras ni desgaste. Esto demuestra que tanto el motor como los materiales son aptos para el ambiente criogénico.

3.3. LIRIS

LIRIS consiste en un espectrógrafo de infrarrojo cercano usado en el telescopio William Herschel desarrollado por el IAC. Dicho instrumento incorpora una rueda de planos focales de 570 mm y 16 máscaras (véase la Figura 6). En dicha rueda, la posición cero del mecanismo es tomada mediante un microinterruptor.

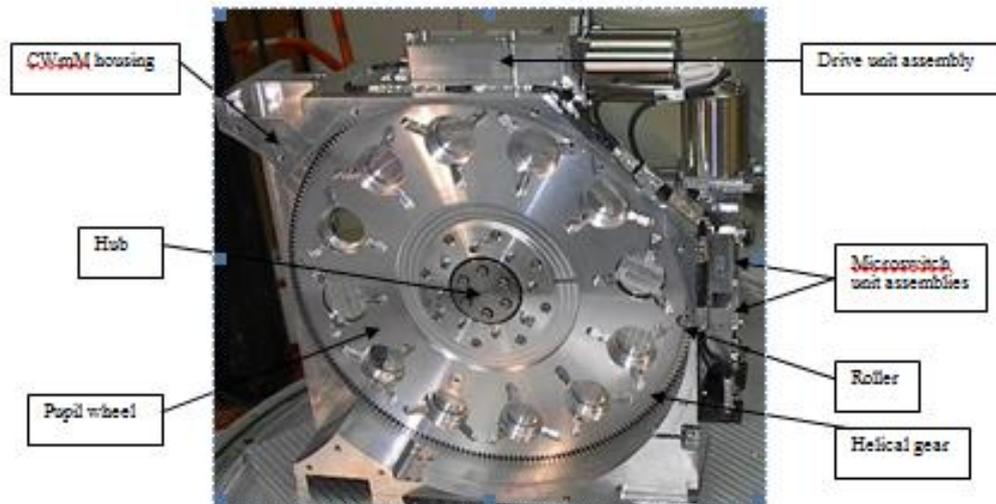


Figura 6 Rueda de planos focales de LIRIS

El movimiento de la rueda es transmitido mediante un ensamblaje de tornillo sin fin de módulo 1,5 mm que engrana con una rueda de 220 dientes. El material usado para el tornillo es Vespel SP3, una poliamida lubricada con MoS₂ lo que causa su autolubricación en condiciones criogénicas. El tornillo es soportado por un eje de acero inoxidable que se encuentra apoyado en ambos lados mediante 2 rodamientos radiales criogénicos de bolas dentro de un alojamiento de aluminio. Además, el motor se acopla al eje mediante un acoplamiento helicoidal, lo que compensa los desalineamientos radiales y axiales y previene la transmisión de cargas excesivas (véase la Figura 7).

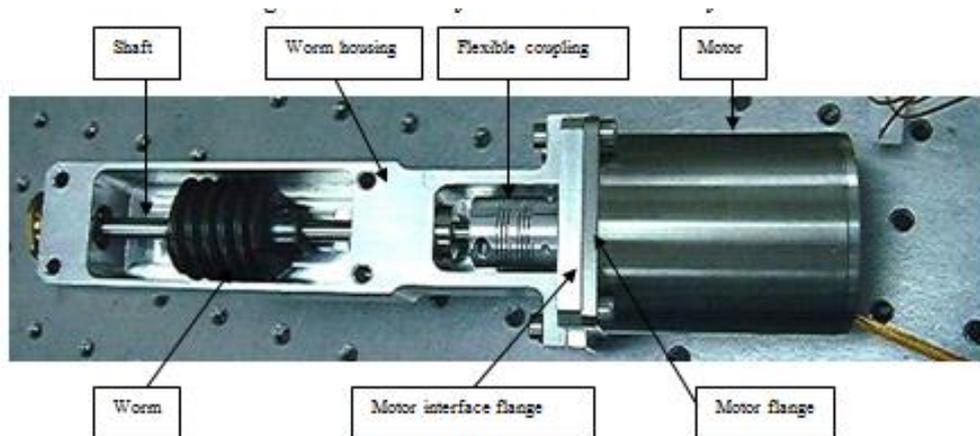


Figura 7 Ensamblaje de la unidad motriz en LIRIS

4. Normas y referencias

4.1. Programas empleados

A continuación se muestra una lista del software empleado en la elaboración del proyecto:

- PTC Creo Parametric y Simulate 2.0, 3.0 y 4.0
- Microsoft Excel
- SAOImage DS9
- Autodesk Inventor
- Autocad 2016

4.2. Bibliografía

Se tuvieron en cuenta los siguientes documentos del IAC para la realización de este proyecto:

- U. Schnetler, Hermine STFC, ROE, "HRM-00190 Integral Field Spectrograph Specification." p. 66, 2017.
- M. C. E. Hernández, "HRM-00329 PO Sub-system Design and Analysis_3." p. 80, 2017.
- F. C. & H. Schnetler, "HRM-00178 Preoptics Sub-system Requirements Specification." p. 35, 2017.
- V. Sanchez, "DMPDEMI_324v1-DRIVE CONCEPT USED IN LIRIS MECHANISMS." p.16, 2002.
- De manera complementaria, se emplearon las siguientes fuentes y normas sobre cálculo y diseño de elementos mecánicos para el diseño:
- Hani Aziz Ameen, "Effect of Shaft Misalignment on The Stresses Distribution of Spur Gears." p. 19, 2010.

- V. I. Feodosiev, “Resistencia de materiales.” p. 580, 1980.
- R. Hofferbert *et al.*, “Prototyping of cryomechanisms for the JWST near-infrared spectrograph (NIRSpec),” *Semicond. Lasers Laser Dyn.*, vol. 5495, no. September 2004, pp. 56–66, 2004.
- J. Azcue *et al.*, “Cryogenic filter wheel design for an infrared instrument,” *Proc. SPIE - Int. Soc. Opt. Eng.*, vol. 9219, no. September 2014, 2014.
- J. Lizon, “Selection, Preparation and Lubrication of Middle-Size Ball Bearings for Infrared Instruments,” *31th Aerospace Mechanisms Symposium*. 1997
- ISO 6336-1:1996 Calculation of load capacity of spur and helical gears
- AGMA 2001-C95 Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth

Por último, también se consultaron las siguientes páginas web:

- <http://www.matweb.com/>
- <https://www.nist.gov/>
- <http://www.iac.es/>
- <https://www.eso.org>
- <https://khkgears.net/new/>
- <https://www.euro-bearings.com/tol10.htm>
- <http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/438718.pdf>
- <http://es mats.eu/amspapers/pastpapers/pdfs/2004/neugebauer.pdf>
- <http://fooplot.com/?lang=es#W3sidHlwZSI6MCwiZXEiOiJ4XjliLCJjb2xvcil6liMwMDAwMDAifSx7InR5cGUiOiJEWMDb9XQ-->

Así como la información perteneciente a los catálogos de los fabricantes de los elementos mecánicos elegidos, los cuales se recogen de manera resumida en el Anexo 4.

5. Requisitos de diseño

Los requisitos de diseño para el prototipo de la rueda de filtros han sido recogidos de los documentos oficiales de los requerimientos para el IFS y para el subsistema de la preóptica.

5.1. Requisitos ópticos

- **R4200-009:** La preóptica debe proporcionar 16 máscaras de campo seleccionables por el usuario.
- **R4200-010:** Las máscaras de campo deben ser coplanares con una diferencia de 0.1 mm desde un plano (focal) común.

- **R4200-012:** La posición de las máscaras debe tener una repetibilidad de ± 2.5 micrometros de pico a valle.

Racional: *Esto define la repetibilidad con la que se pueden colocar las máscaras de calibración.*

5.2. Requisitos físicos

- **R4200-031:** El subsistema de la preóptica no debe exceder los 500 kg cuando se instale en el instrumento. Para ello se ha supuesto un valor máscico de 8,85 Kg máximo para la FPMW.
- **R4200-032:** El subsistema de la preóptica debe adecuarse al volumen definido.
- Según el análisis delos requisitos recogido en los documentos, la frecuencia natural mínima de la rueda deberá ser mayor a un valor de 70 Hz.

5.3. Requisitos de confiabilidad

- **R4200-033:** la preóptica debe tener un tiempo medio entre de fallos de 55000 horas/6 años aprox. (por confirmar).

Racional: *Este número necesita ser revisado con un análisis de tiempo de vida de sistemas.*

- **R4200-034:** Los siguientes factores deben tenerse en cuenta cuando se calcule el tiempo medio entre fallos de la preóptica.
 - Una media de 10 preparaciones por noche de observación
 - Cada preparación mueve todos los mecanismos
 - Una media de 150 días operacionales por año

Racional: *Condiciones típicas de observación.*

5.4. Requisitos ambientales

- **R4200-05:** El subsistema de la preóptica debe ser capaz de operar y alcanzar sus especificaciones bajo las siguientes condiciones operacionales:
 - Condiciones normales de presión y temperatura.
 - Una presión de 10^{-4} mbar (vacío alto).
 - Una temperatura de 128 K.

5.5. Requisitos de estandarización

- **R4000-300:** La cantidad y el tipo de partes y componentes empleadas en el instrumento debe ser minimizada en lo posible. El diseño debe emplear un

número mínimo de partes diferentes, subensamblajes, circuitos y módulos para maximizar la estandarización y comunalidad.

6. Análisis de soluciones

El desarrollo del diseño del prototipo se encuentra explicado detalladamente en los Anexos 1 y 2 del proyecto mientras que el Anexo 3 recoge algunas consideraciones sobre el diseño final.

6.1. Definición sistemas

Las principales partes que componen el sistema de la FPMW son (ver Figura 8):

- Motor paso a paso: el cual es comandado por un sistema de control que le envía el número requerido de pasos para que la rueda se desplace hasta la posición óptica adecuada.
- Transmisión: se trata de un par de engranajes proveen la reducción mecánica y permiten una buena resolución para el posicionamiento y la configuración de los micropasos del motor.
- Eje y dúplex de rodamientos: el primero le otorga la estabilidad al sistema mientras que los rodamientos se encargan de permitir el giro del disco con el menor par de frenado posible.
- Rueda de máscaras: los elementos ópticos se montan en esta rueda. La cantidad de los elementos dictará el tamaño y por lo tanto la inercia del disco. Posee las ranuras para el posicionamiento del sistema retén.
- Sistema retén: es el responsable del posicionamiento de la rueda mediante la aplicación de una fuerza contra la misma. Debe permitir que la posición de las máscaras supere los 2,5 μm de repetibilidad.
- Microinterruptor y codificador magnético: se encargan respectivamente de indicar un HOME establecido para la posición de la rueda y conocer dicha posición tras su desplazamiento mediante el giro de un elemento magnético anclado a las partes móviles del disco.

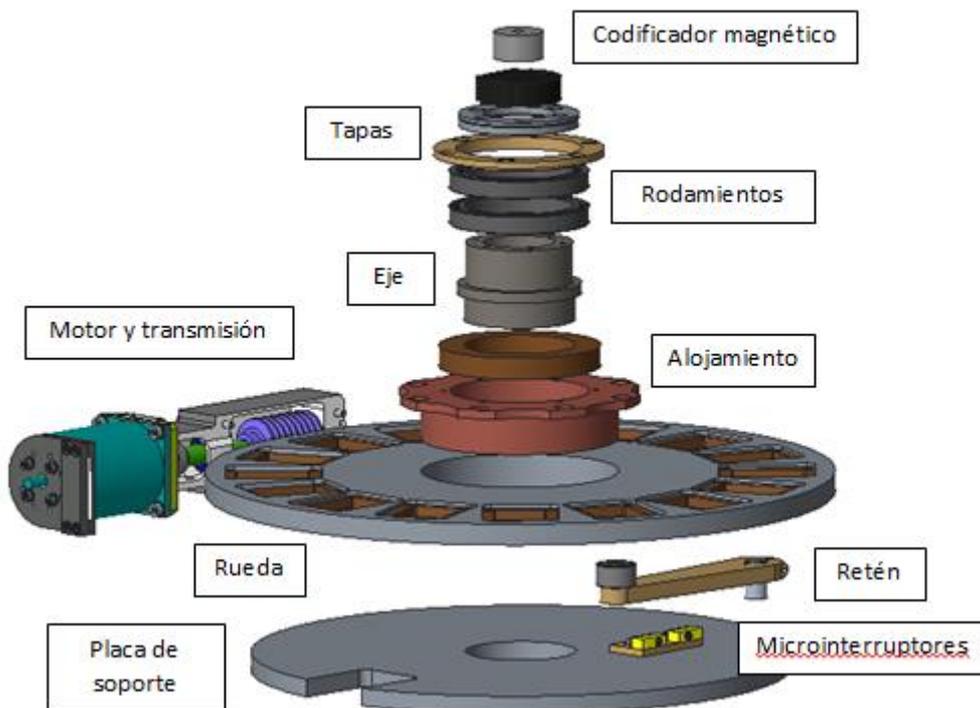


Figura 8 Modelo de partes de la FPMW

6.2. Materiales empleados

Los materiales empleados en la FPMW junto con sus características más destacables se encuentran expuestos a continuación.

Aluminio 6061-T6

Se trata de una aleación de aluminio templado endurecido con aluminio, magnesio y silicio como principales elementos. Su endurecimiento se realiza mediante precipitación, la cual incrementa su límite elástico. Es una de las aleaciones más comunes para uso general, especialmente por su buen comportamiento frente a la corrosión.

Su uso en alto vacío (UHV) se debe principalmente a los siguientes factores:

- Fácil mecanizado
- Conductividad térmica superior a la del acero inoxidable (ver Figura 9)
- Bajos ratios de desgasificación (poca contaminación)

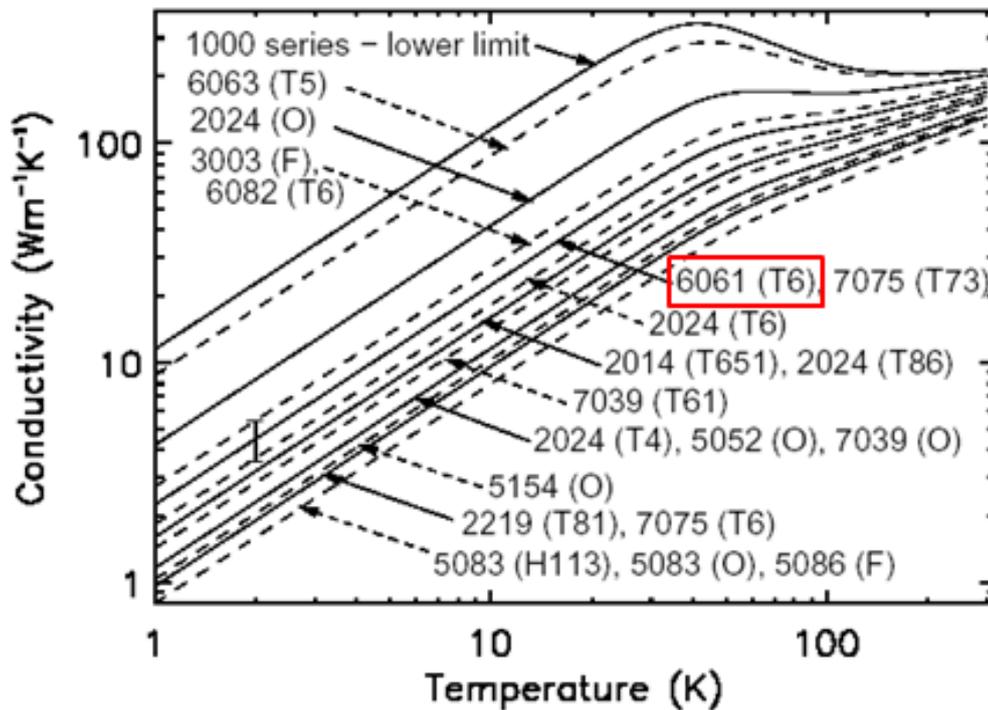


Figura 9 Conductividad térmica del aluminio 6061-T6

Acero 440C

Se trata de la aleación de acero de la serie 400 (Molibdeno) con más contenido en carbono, lo que permite que tras un tratamiento adecuado pueda conseguir algunas de las mejores propiedades de entre dichas aleaciones. Es un acero comúnmente usado en rodamientos de baja fricción como los rodamientos de bolas.

Sus principales características son las siguientes:

- Alta resistencia
- Resistencia a la corrosión moderada
- Buena resistencia a la fricción y al desgaste

VESPEL SP-3

Consiste en un plástico basado en poliamidas fabricado por la empresa Dupont. Dicho material provee muy baja desgasificación y alta resistencia a la fricción en vacío y otros ambientes libres de humedad, en los que el grafito se vuelve abrasivo.

Otras ventajas de dicho material son la alta resistencia química y la autolubricación del mismo con disulfuro de molibdeno (MoS₂), puesto que dicho material contiene hasta un 15 % de dicha sustancia. Sin embargo, uno de los

problemas que conlleva su uso es la retención de humedad en su interior, lo que obliga a alargar el tiempo de empleo de las bombas para el vacío.

7. Resultados finales

7.1. Elementos de la FPMW

En la Figura 10 y Figura 11 se presentan los sistemas finales del diseño del prototipo.

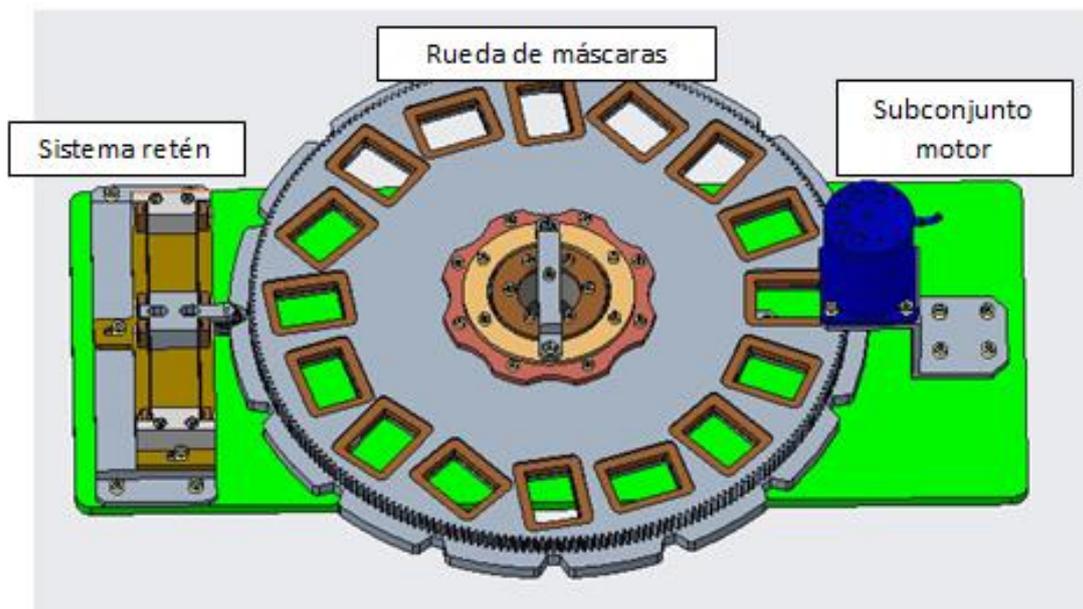


Figura 10 Sistemas de la FPMW

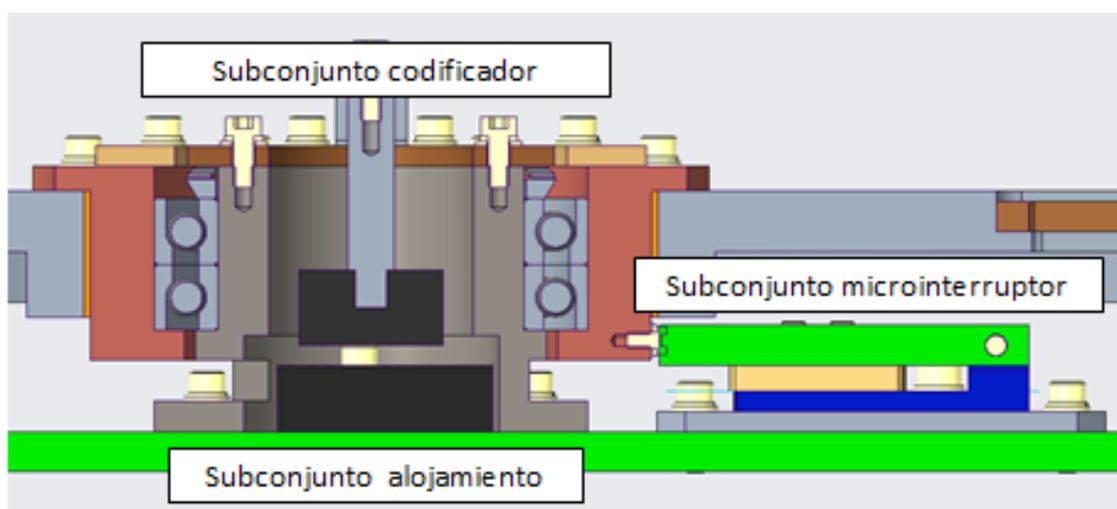


Figura 11 Vista seccionada de la FPMW

7.2. Rueda

La rueda de máscaras tiene una configuración de movimiento por los extremos y posee dientes que engranan con el piñón transmisor (véase la Figura 12). Está fabricada en aluminio 6061-T6 y también tiene un anillo inferior de 400 mm de diámetro en el que se encuentran las ranuras de posicionado para el sistema retén. Sus características se muestran en la Tabla 1.

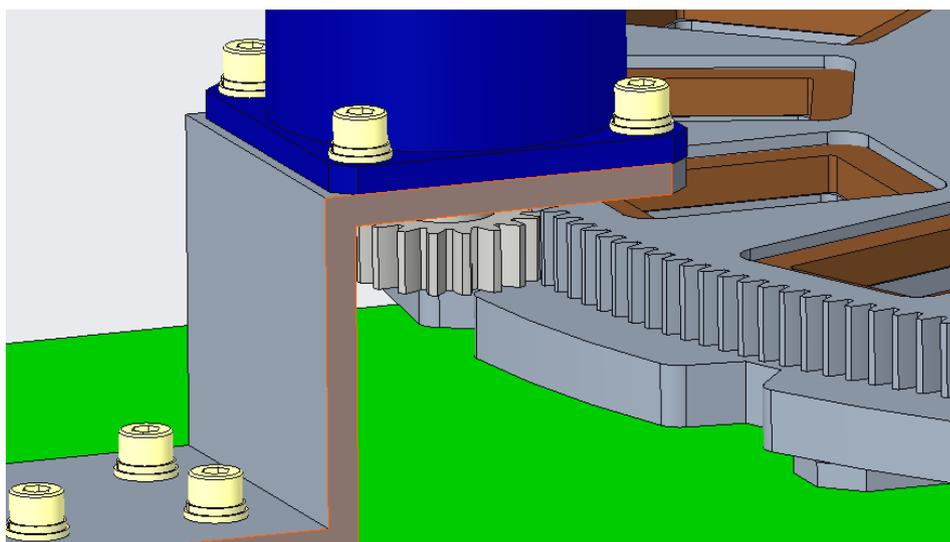


Figura 12 Engrane del piñón con la rueda de máscaras

Material	Aluminio 6061-T6
Masa	3,31 Kg
Diámetro	375 mm
Distancia a centros focales	149,5 mm
Ancho	12 mm
Posiciones de filtros	16
Acabado superficial	Anodizado

Tabla 1 Características de la rueda

La rueda se encuentra montada en un alojamiento de acero 440C mediante 8 tornillos con arandelas de presión para evitar desenrosques ocasionados por vibraciones y contracciones diferenciales. Además, entre ambos se ha colocado un anillo de tolerancias de la marca Eurobearings para absorber la diferencia de contracción entre ambas piezas y movimientos vibratorios.

El alojamiento se encuentra montado sobre un dúplex de rodamientos de bolas de contacto angular con configuración espalda con espalda modelo B71912-E-T-P4S de acero 440C que proveen a la FPMW de una buena rigidez y con una buena resistencia frente a momentos (véase la Figura 13).

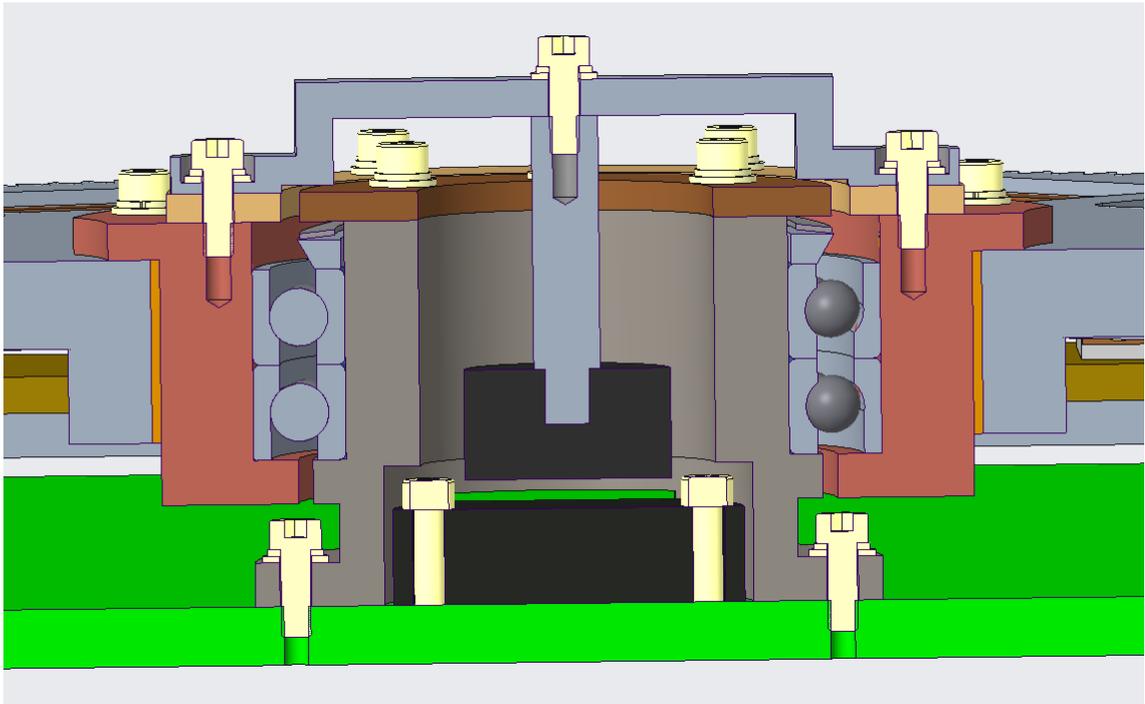


Figura 13 Interior del alojamiento de la FPMW

Ambos rodamientos serán desprovistos de sus jaulas de serie y mediante un proceso cuidadoso en el entorno de sala limpia de las instalaciones del IAC se les integrarán jaulas de VESPEL SP-3 para la lubricación en vacío, ya que las grasas con las que vienen se degradan en condiciones de baja presión y temperatura. Las características de los rodamientos se listan en la Tabla 2.

Modelo	B71912-E-T-P4S
Diámetro interno	60 mm
Diámetro externo	85 mm
Ancho	13 mm
Material de la pista y bolas	Acero 440C
Material de la jaula	VESPEL SP-3
Configuración	Espalda con espalda
Ángulo de contacto nominal	25°
Tolerancia	P4S
Lubricación	MoS2
Fabricante	FAG
Tiempo de vida requerido	9400 ciclos
Precarga	Ligera (156 N)

Tabla 2 Características de los rodamientos

La precarga de los rodamientos se realiza mediante una arandela ondulada de una sola vuelta de la marca Smalley. Esta se encuentra apoyada sobre una pieza en forma de disco que distribuye la precarga hacia los anillos interiores del dúplex. El apriete de la arandela lo realiza la tapa del eje al realizarse su montaje.

7.3. Transmisión

La transmisión del par para hacer girar la rueda se realiza a través de un piñón de VESPEL SP-3 engranado a la rueda. Sus características se listan en la

CARACTERÍSTICAS DE LA TRANSMISIÓN			
Módulo		1,5 mm	
Paso diametral		0,667	
Ángulo de presión normal		20°	
Ángulo de helice		0°	
Ancho de cara		12 mm	
Distancia entre centros		199,5 mm	
Juego		0,375 mm	
Piñón		Engrane	
Material	VESPEL SP-3	Material	Aluminio 6061-T6
D ext	30	D ext	375
D prim	27	D prim	372
Nº dientes	18	Nº de dientes	248
Calidad	Q10		Q10

Tabla 3 Características de la transmisión

El par máximo suministrable a la rueda es de 11,6 Nm y lo proporciona un motor paso paso para criogenia de la marca Phytron modelo VSS 57.200.2.5-UHVC2-R KTC. Su elección se debe entre otras cosas a su bajo tiempo de entrega y a su bajo precio relativo.

El acoplamiento con el piñón se realiza directamente con el eje. Este lleva mecanizada una superficie plana para permitir el encaje y la transmisión de par aunque, si no es suficiente, es posible añadir un prisionero para fijarlo aún más.

La configuración del motor puede ser modificada para permitir movimientos más suaves a la entrada y la salida de las posiciones de las ranuras. Esto se realiza dividiendo los 200 pasos del mismo en micropasos y estableciendo los pares gradualmente. No obstante, el perfil de momentos necesarios observado para las ranuras realizadas en la rueda posee un perfil suave (ver Figura 14) por lo que se han evitado posibles choques entre las operaciones.

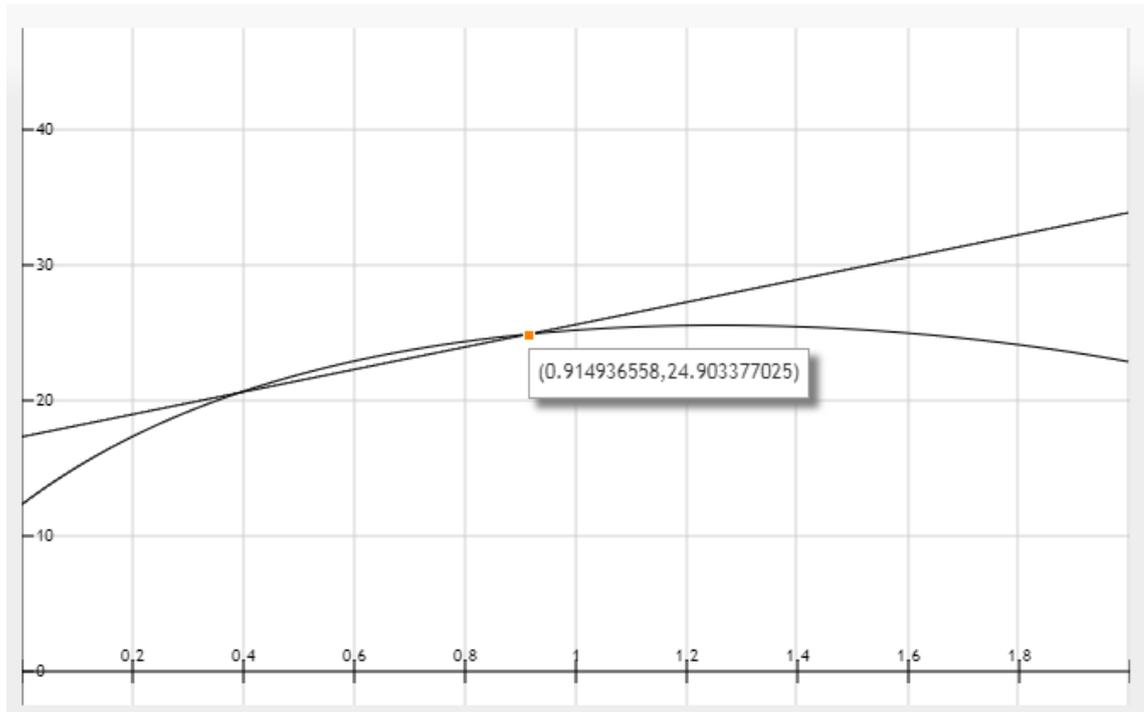


Figura 14 Perfil de carga lateral en función de del desplazamiento vertical por la ranura (recta hasta la intersección y curva hasta abandonar la posición)

7.4. Sistema retén

El retén empleado consiste en 4 ballestas fijadas a un soporte que le proporcionan una carga de una sola componente radial a una pieza central que aloja un rodamiento modelo 626 de la marca FAG sin tapa; el cual se encarga de realizar el posicionado (ver Figura 15). El empleo del rodamiento permite transiciones entre operaciones evitando la fricción con la pista de la rueda. Así pues, se ha comprobado que para las cargas máximas previstas tenga una vida ilimitada, aunque también deberá cambiarse su jaula por otra de VESPEL SP-3 para su lubricación.

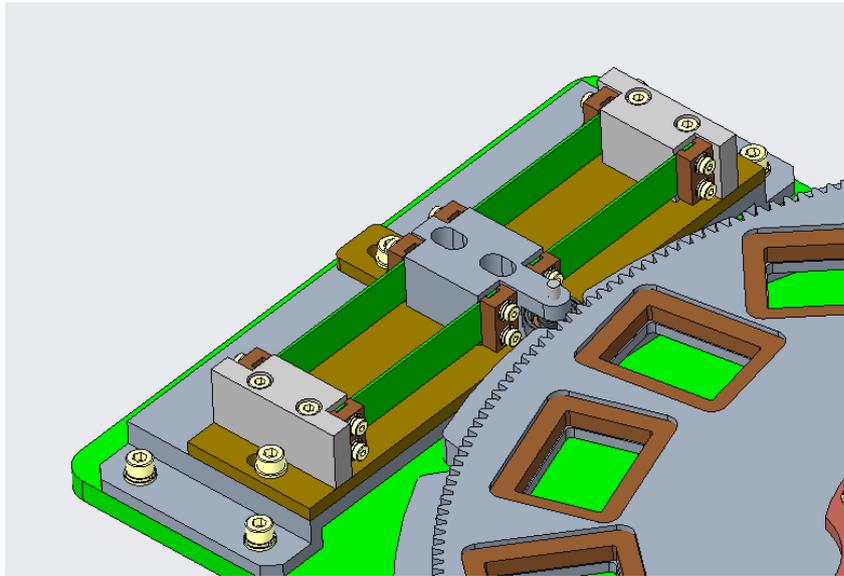


Figura 15 Vista del sistema retén de la FPMW

La constante elástica del retén es de 4,785 N/m y posee unas ranuras en su soporte para poder experimentar con diferentes precargas durante las pruebas de repetibilidad del prototipo.

Se ha comprobado también la influencia de la calidad del rodamiento en la repetibilidad del posicionado, llegándose a la conclusión de que el error es menor al permitido.

7.5. Sistemas de posicionado

Para conocer la posición de la FPMW se ha empleado un codificador magnético modelo RFC-4801 de la marca Novotechnik. Este se encuentra anclado a la base del soporte en el interior del eje (ver Figura 13) y a pesar de tener una temperatura de trabajo entre los -40°C y los 125°C se ha podido emplear previamente en ambientes de criogenia.

El HOME de posicionado lo da un microinterruptor situado en un lateral de la rueda (ver Figura 16). Este posee una pestaña que en contacto con la cabeza de un tornillo colocado en la cara exterior del alojamiento activa el botón del interruptor enviando una señal.

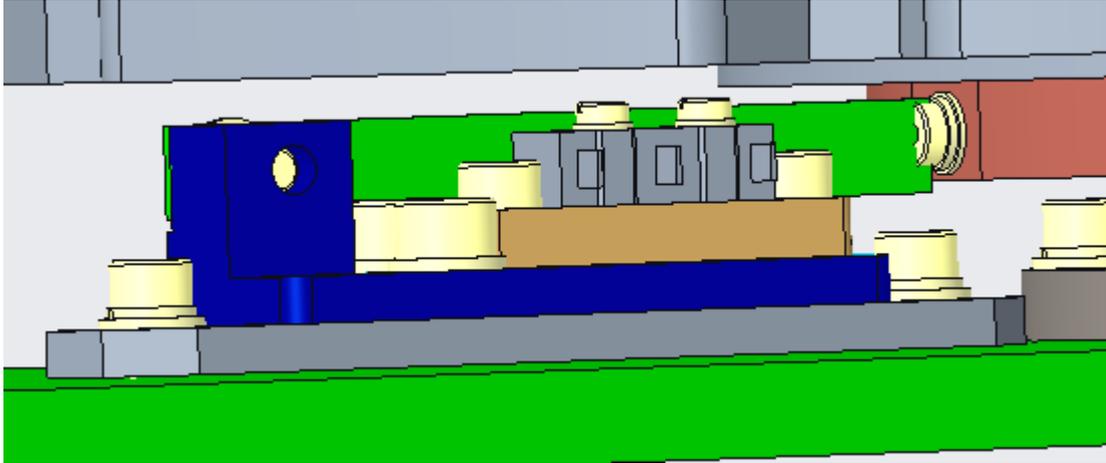


Figura 16 Vista del subconjunto del microswitch

7.6. Conclusión

El diseño del prototipo de la rueda de máscaras de planos focales elegido es adecuado para las condiciones criogénicas. Ha sido realizado atendiendo a los requisitos establecidos en los documentos de HARMONI e incluye la implementación de un nuevo tipo de sistema retén para alcanzar la alta repetibilidad requerida sin lograr un par excesivo. Se han seleccionado diferentes elementos comerciales que podrán ser empleados en otros instrumentos.

Finalmente, quedan por realizar las pruebas de repetibilidad en el prototipo. Para ello se empleará el criostato de la sala limpia de las instalaciones del IAC; en el que se situará la rueda mientras una lente exterior comprueba el error de posicionado a través de una de las ventanas laterales (ver Figura 17). Si los resultados son satisfactorios se tendrá que programar el funcionamiento del motor con los datos obtenidos con el codificador magnético y el HOME.

The final design for the Focal Plane Mask Wheel prototype is highly adequate for the cryogenic conditions. It has been done paying attention to the requirements settled in the HARMONI documents and it contains the integration a new detent system to reach the high repeatability demanded without causing an excessive resistive torque. The different commercial elements chosen could be used in other instruments.

Finally, the repeatability tests on the prototype are still to be done. They will be performed with the cryostat of the clean room in the IAC facilities, where we shall put the wheel in order to let an exterior lens to check the positioning error through a lateral window. If the results are satisfactory, the next step is the programming of the motor performance using the data collected by the magnetic encoder and the HOME switch on the wheel.

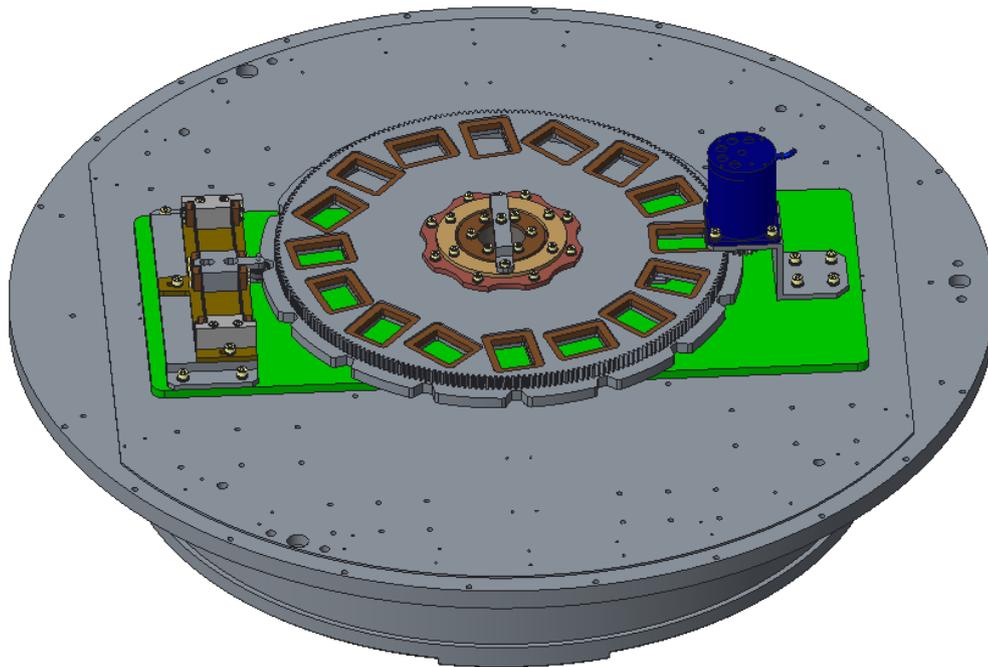


Figura 17 FPMW montada en el interior del criostato de la sala limpia del IAC



Escuela superior de Ingeniería y Tecnología Sección industrial

Grado en Ingeniería mecánica

Trabajo de fin de grado

Título:

Diseño de una rueda de filtros criogénica

Anexo 1:

Diseño y pruebas preliminares

Tutor académico: Viana Lida Guadalupe Suárez

Tutor externo: Elvio Hernández Suárez

Fecha: Septiembre 2018

Anexo 1: Diseño y pruebas preliminares

1. Introducción	34
2. Predimensionamiento.....	34
2.1. Disco.....	34
2.2. Alojamiento.....	35
3. Comprobaciones de desalineamiento por peso propio.....	36
3.1. Introducción teórica.....	36
3.2. Cálculos	38
3.3. Conclusión.....	41
4. Realización de pruebas preliminares	42
4.1. Primeras pruebas	42
4.2. 1ª prueba óptica	43
4.3. 2ª prueba óptica	47
4.4. Cargas en el sistema retén.....	48

1. Introducción

En este anexo se muestra el diseño base elegido para el prototipo de la rueda de filtros de acuerdo con los requerimientos propuestos en los documentos de la preóptica, así como una comprobación del error Abbe en la circunferencia exterior del disco de la misma con el objeto de evitar posibles concentraciones de tensiones debidas al desalineamiento de los engranajes. Además, se incluyen las pruebas realizadas en las instalaciones del IAC de toma de valores de referencia para la precarga del sistema retén y de par necesario para abandonar la posición de retén.

2. Predimensionamiento

2.1. Disco

La rueda de filtros deberá contener 16 máscaras de 28x40mm para posicionar el haz óptico. Dichas máscaras se encuentran situadas en 16 marcos de 43x54 mm, lo cual se traduce en un disco de 350 mm para poder acomodarlas todas, tal y como se muestra en la Figura 1 - 1.

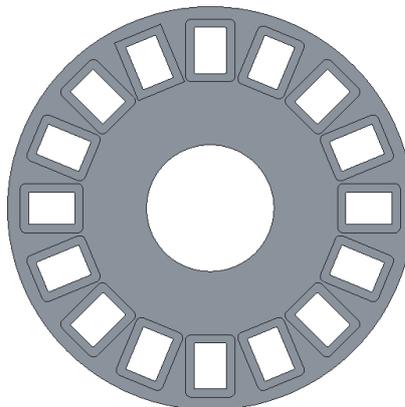


Figura 1 - 1 Distribución inicial de las máscaras en la FPMW

Sin embargo, por razones ópticas se han tenido que girar algunas de las máscaras de acuerdo con los valores de la Tabla 1 - 1.

MÁSCARAS	60 mas	20 mas	10 mas	4 mas
GIRO	86°	10°	66°	6°

Tabla 1 - 1 Giros en máscaras

Debido a esto el diámetro de la rueda se ha visto incrementado para acomodar los huecos para los filtros hasta llegar a un valor de 375 mm, el cual, tal y como muestra la

Figura 1 - 2 nos deja con un espesor mínimo de 1,81 mm entre huecos, el cual es un valor aceptable para el mecanizado CNC (mínimos de 1 mm, 0,5 mm y 0,8 mm respectivamente para los fabricantes Weerg, Rsalberts y Xometri). Con esta distribución los centros focales de las máscaras se encontrarán a 149,5 mm del eje del disco.

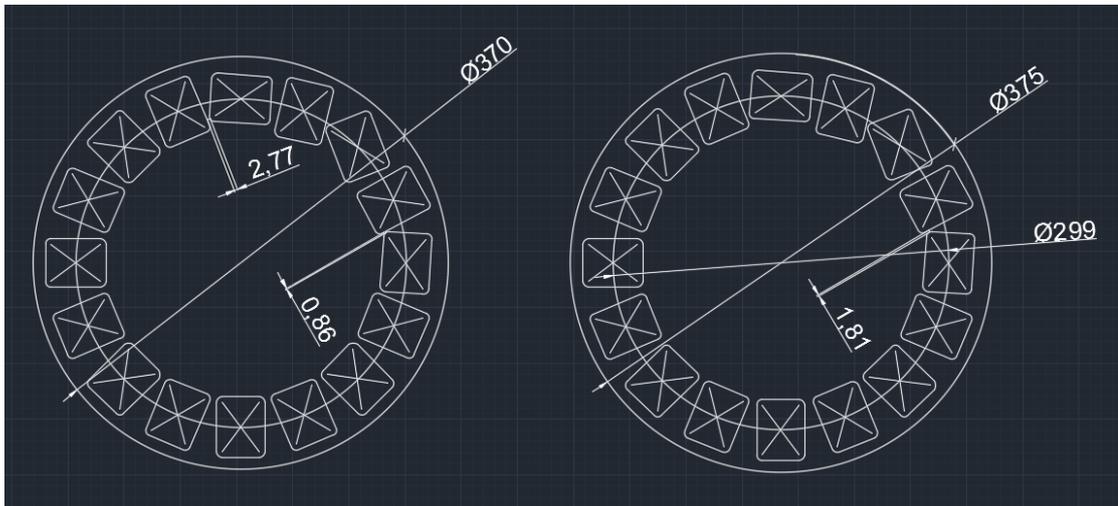


Figura 1 - 2 Distribución final de las máscaras en la FPMW (Elaboración propia)

Este valor de diámetro cumple con la envolvente del criostato, tal y como muestra la Figura 1 - 3.

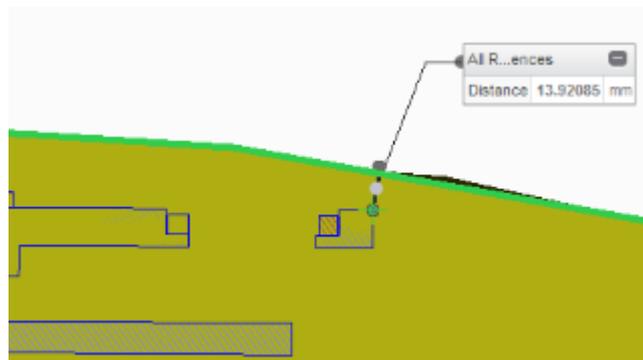


Figura 1 - 3 Distancia desde el extremo del disco de la FPMW a la envolvente del criostato

2.2. Alojamiento

Las dimensiones del alojamiento, el eje y las tapas para lograr la precarga del resorte necesaria en los rodamientos vendrán dadas por las dimensiones de los rodamientos escogidos y el anillo de tolerancia entre el primero y el disco de la rueda. Se partirá del diseño inicial presentado en la Figura 1 - 4 con un eje hueco de diámetro

exterior de 60 mm para acomodar el codificador magnético en su interior y un alojamiento con un diámetro externo de 128 mm.

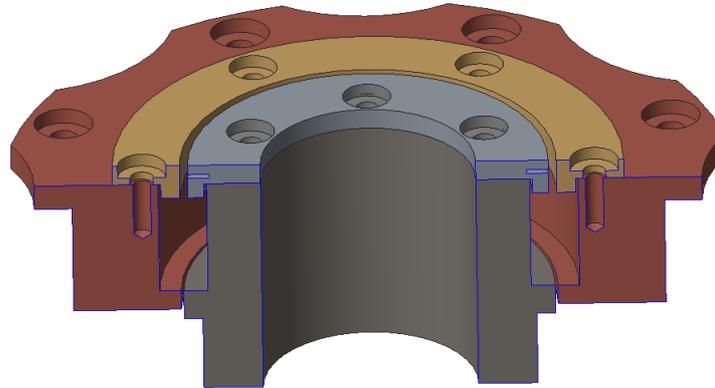


Figura 1 - 4 Elementos iniciales en el eje

3. Comprobaciones de desalineamiento por peso propio

3.1. Introducción teórica

El desalineamiento se considera uno de los problemas más comunes en la mayoría de las máquinas rotatorias, el cual provoca que se originen vibraciones y cargas dinámicas adicionales en los dientes de los engranajes. En nuestro caso, deben evitarse las tensiones indeseadas en el piñón transmisor, puesto que constituye una de las partes con más riesgo de fallo de nuestra rueda.

De acuerdo con la bibliografía consultada, el desalineamiento provoca la acumulación de tensiones en parte de la superficie del diente; véanse la Figura 1 - 5 y Figura 1 - 6.

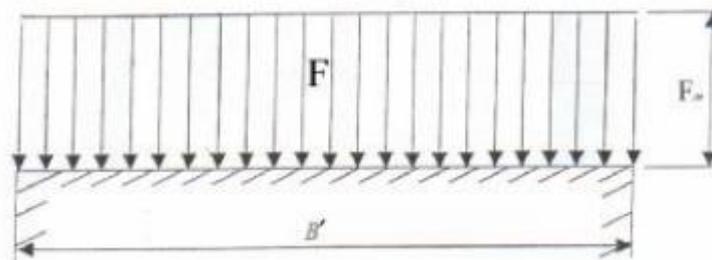


Figura 1 - 5 Distribución uniforme de la carga a lo largo del ancho del engranaje sin desalineamiento (Web)

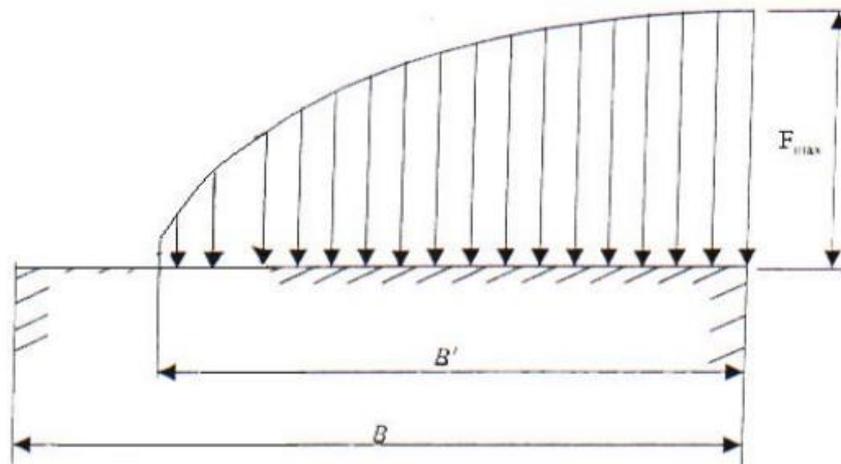


Figura 1 - 6 Distribución de la carga a largo del ancho del engranaje con desalineamiento (Web)

El hecho de que exista una carga máxima a un lado del ancho del diente provoca el desgaste no uniforme del mismo, pudiendo acortar su vida y provocando deformaciones como las mostradas en la Figura 1 - 7.

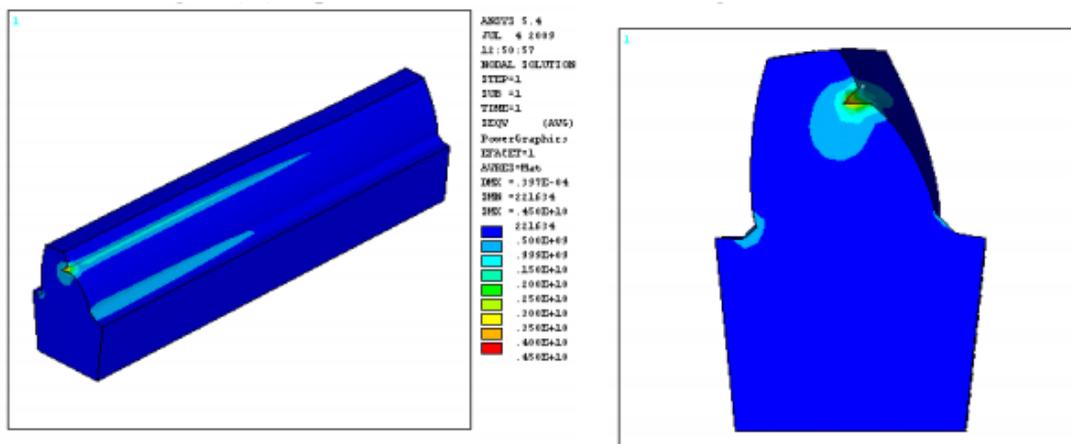


Figura 1 - 7 Distribución de tensiones en el ancho del engranaje cuando el ángulo de desalineamiento vale $\alpha=0,2^\circ$ (Web)

Teniendo esto en cuenta, se debe lograr el menor ángulo de desalineamiento posible. En nuestro caso, intentaremos evitar un ángulo mayor a $0,1^\circ$ en el diseño, el cual provoca que la tensión máxima se vea multiplicada por 1,5; véase la Figura 1 - 8.

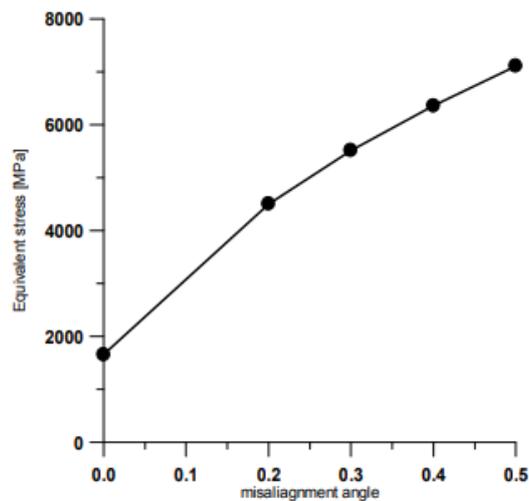


Figura 1 - 8 Relación entre el ángulo de desalineamiento y la tensión equivalente en engranajes rectos (Web)

3.2. Cálculos

Una vez explicado lo anterior, comprobamos la influencia que tendrá el peso propio del disco de aluminio 6061-T6 en el que irán colocados los filtros ópticos en relación a la desviación angular producida en sus extremos para ver si es relevante respecto al ángulo que deseamos evitar. Para ello, empleamos el libro de Resistencia de Materiales de Feodosiev para realizar los cálculos, tomamos el disco como sólido y consideramos la condición de placa fina.

El esquema del caso que se nos presenta es el siguiente, véase

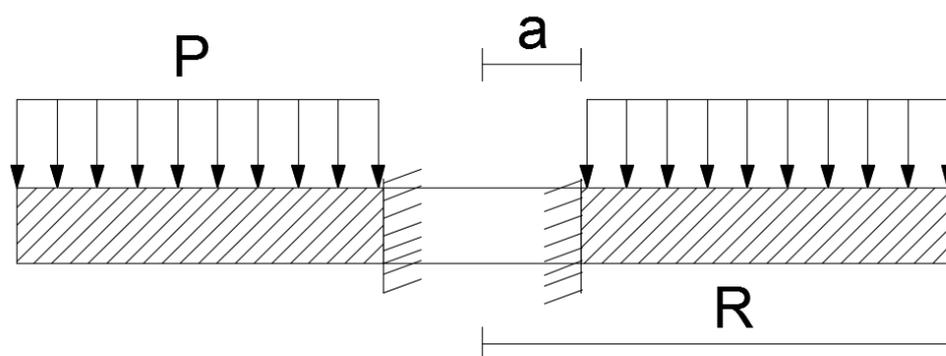


Figura 1 - 9 Diagrama de cargas (Elaboración propia)

Como no se encuentra especificado en la bibliografía se indicará aquí el desarrollo teórico hasta alcanzar las fórmulas para la desviación angular buscada.

Partimos de la fórmula general del ángulo para placas finas:

$$\vartheta = C_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{1}{Dr} \int \left[r \int Q dr \right] dr \quad (1)$$

Donde C_1 y C_2 son las constantes arbitrarias de integración que se deben determinar de las condiciones de borde, r es la distancia respecto al eje central, Q es la cortante y D es la rigidez constante de la placa, que se expresa de la siguiente forma:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1 - \mu^2)} \quad (2)$$

Donde E es el módulo elástico del material de la placa, h es el espesor de la misma y μ es su módulo de Poisson.

Comenzamos la resolución determinando la fuerza cortante Q . Para ello tendremos en cuenta que en la zona interior de la placa la ecuación de equilibrio resulta de la siguiente forma:

$$Q \cdot 2\pi r = p\pi(R^2 - r^2) \quad (3)$$

O sea,

$$Q = \frac{p(R^2 - r^2)}{2r} \quad (4)$$

De la expresión de la fórmula del ángulo, después de una doble integración, se obtiene:

$$\vartheta = C'_1 r + \frac{C'_2}{r} - \frac{pr}{4D} \left(R^2 \ln \frac{r}{a} - \frac{r^2}{4} \right) \quad (5)$$

Hallamos las constantes C'_1 y C'_2 definiendo las siguientes condiciones de contorno:

$$\begin{aligned} \text{Si } r = a \rightarrow \vartheta = 0 \rightarrow C'_2 &= - \left(C'_1 a^2 + \frac{Pa^4}{16D} \right) \\ \text{Si } r = R \rightarrow M_r &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

La fórmula del momento radial es la siguiente:

$$M_r = D \left(\frac{d\vartheta}{dr} + \mu \frac{\vartheta}{r} \right) \quad (7)$$

Por lo que, derivando, simplificando y despejando llegamos al valor de la otra constante.

$$C'_1 = \frac{P \left(\left(\frac{1-\mu}{R^2} \right) a^4 + (3+\mu)R^2 - (1+\mu) \left(4R^2 \ln \frac{R}{a} \right) - 4R^2 \right)}{16D(-1+\mu) + \left(\frac{\mu-1}{R^2} \right) a^2} \quad (8)$$

Teniendo las siguientes consideraciones:

$$P = \gamma h \quad D = D'h \quad C' = \frac{1}{D'} C'' \quad (9)$$

Llegamos a la fórmula que relaciona el la rigidez (y por tanto el espesor) directamente con la desviación angular.

$$\vartheta = \frac{1}{D'} \left(C''_1 r + \frac{C''_2}{r} - \frac{Pr}{4} \left(R^2 \ln \frac{r}{a} - \frac{r^2}{4} \right) \right) \quad (10)$$

Donde las nuevas constantes tienen los siguientes valores:

$$C''_1 = \frac{\gamma \left(\left(\frac{1-\mu}{R^2} \right) a^4 + (3+\mu)R^2 - (1+\mu) \left(4R^2 \ln \frac{R}{a} \right) - 4R^2 \right)}{16(-1+\mu) + \left(\frac{\mu-1}{R^2} \right) a^2} \quad (11)$$

$$C''_2 = - \left(C''_1 a^2 + \frac{\gamma a^4}{16} \right) \quad (12)$$

Sustituimos empleando Excel los valores de las propiedades del Aluminio 6061-T6 y las dimensiones conocidas de la rueda para hallar las constantes de integración C''_1 y C''_2 . Se han tomado las propiedades del aluminio de la base de datos online Matweb y del NIST a temperatura ambiente, puesto que el Módulo de Young aumenta conforme disminuye la temperatura, con lo que aumenta la rigidez. La gravedad se ha tomado como $9,81 \text{ m/s}^2$. Los datos introducidos se muestran en la Tabla 1 - 2.

MÓDULO ELÁSTICO	E	6,89E+10	Pa
COEF POISSON	μ	0,33	
DENSIDAD	d	2700	Kg/m ³
DIÁMETRO RUEDA	De	375	mm
DIÁMETRO INT	d	128	mm

Tabla 1 - 2 Propiedades mecánicas del aluminio 6061-T6 y dimensiones de la rueda para cálculo del desalineamiento

La resolución de las fórmulas anteriores nos dan los siguientes valores de constantes (véase la Tabla 1 - 3).

C1''	263,6759
C2''	-1,10779

Tabla 1 - 3 Resultados de constantes

Lo cual para un valor de $0,01^\circ$ (relativamente pequeño en comparación con los $0,1^\circ$ de referencia) en el extremo de la rueda requeriría del siguiente espesor de placa (véase la Tabla 1 - 4).

ÁNGULO	U	0,000174533	rad
DISTANCIA r	r	0,1875	m
RIGIDEZ PRIMA	D'	43114,8037	N
ESPESOR	h	0,002586768	m
		2,586767766	mm

Tabla 1 - 4 Resultados de espesor para $0,01^\circ$ de desviación angular en el extremo del disco

3.3. Conclusión

El valor es tan pequeño que puede ignorarse la contribución del desalineamiento causada por el propio peso de la rueda; de hecho, para que se tuviera que tener este factor en cuenta, la rueda debería tener un diámetro de al menos 1 m, lo que requeriría unos 20 mm de espesor de disco aproximadamente (véase la Tabla 1 - 5).

RIGIDEZ PRIMA	D'	1931910,724	N
ESPESOR	h	0,017315609	m
		17,3156086	mm

Tabla 1 - 5 Resultado de espesor para $0,01^\circ$ de desviación angular en un disco de 1 m de diámetro

Como valor de diseño, le daremos un espesor de 12 mm al disco para poder acomodar las máscaras en los huecos sobre apoyos con 4 mm de espesor (véase la Figura 1 - 10).



Figura 1 - 10 Vista seccionada de la posición de máscara sobre el disco

4. Realización de pruebas preliminares

4.1. Primeras pruebas

Para la obtención de los valores de carga en el sistema retén y par necesario para que la rueda pudiese abandonar la posición retenida se realizaron pruebas en una rueda ya existente de un instrumento creado en 1976 por el ISE con unas dimensiones similares a las nuestras (unos 350 mm de diámetro y 7 máscaras) y una masa mayor (nuestro disco es de 2,5Kg actualmente). A diferencia de nuestra rueda, esta operaba con el eje perpendicular a la superficie de apoyo, tal y como se muestra en la Figura 1 - 11.



Figura 1 - 11 Rueda para las pruebas

En primer lugar, se intentaron realizar las pruebas de repetibilidad sobre esta rueda. Se tomaron medidas con la máquina de medición por coordenadas MITUTOYO modelo JF-805 situada en el laboratorio de metrología de las instalaciones del astrofísico para comprobar si, ciertamente, alcanzaba unos valores adecuados y podían extraerse los valores de las cargas anteriormente mencionados (Véase Figura 1 - 12). La máquina posee una repetibilidad de 1 μm por lo que pareció una buena opción para hacer los test. No obstante, al tener que tomar como referencia el centro de los huecos del disco, el error de forma de los mismos (tomando 8 puntos interiores) fue demasiado elevado, por lo que no se pudieron aceptar los resultados de las medidas (véase Tabla 1 - 6).



Figura 1 - 12 Realización de pruebas de repetibilidad con la máquina de medición MITUTOYO

MEDIA DEL ERROR DE FORMA	0,024956	mm	MEDIA DEL ERROR DE FORMA	0,015667	mm
MEDIANA DEL ERROR DE FORMA	0,0095	mm	MEDIANA DEL ERROR DE FORMA	0,0149	mm
ERROR MEDIO ABSOLUTO	0,024367	mm	ERROR MEDIO ABSOLUTO	0,004932	mm

Tabla 1 - 6 Resultados de error de forma y repetibilidad para 2 puntos centrales diferentes de la rueda de pruebas

En ambos casos, el error medio superó los 2,5 μm de límite máximo pero los errores de forma (de 25 y 16 μm respectivamente) sugerían que los valores de las repeticiones no eran válidos.

4.2. 1ª prueba óptica

A continuación, se realizó el montaje de la rueda sobre una mesa óptica en la sala limpia del IAC para realizar las pruebas de repetibilidad con una lente microscópica M Plan Apo x10 de MITUTOYO unida a una cámara. Para ello, se fijó el conjunto lente-cámara a una mesa deslizante de posición lineal (Pimicos) que permitía ajustar la posición de la lente en los ejes paralelos a la superficie de apoyo de la misma mediante 2 micrómetros, tal y como se muestra en la Figura 1 - 13.

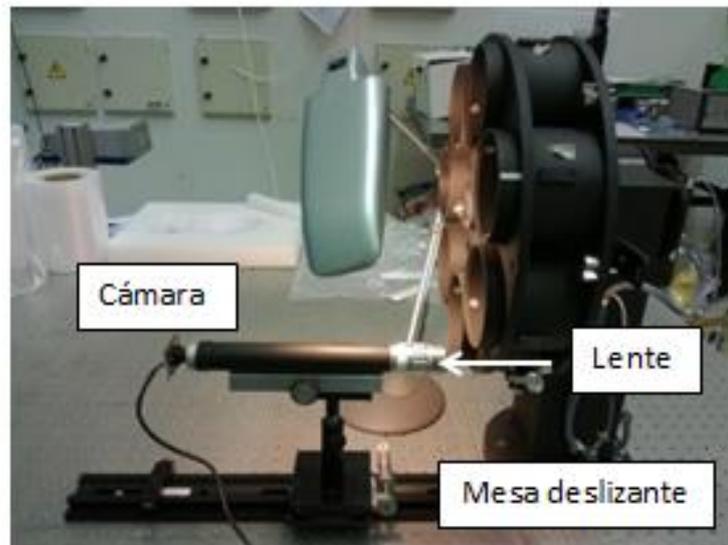


Figura 1 - 13 Montaje para las pruebas ópticas de repetibilidad

Se empleó una lámpara de luz cálida para poder enfocar mejor la superficie y se calibró la mesa deslizante hasta centrar el objetivo en un punto claro de referencia (posiblemente una marca microscópica de óxido); véase Figura 1 - 14 .

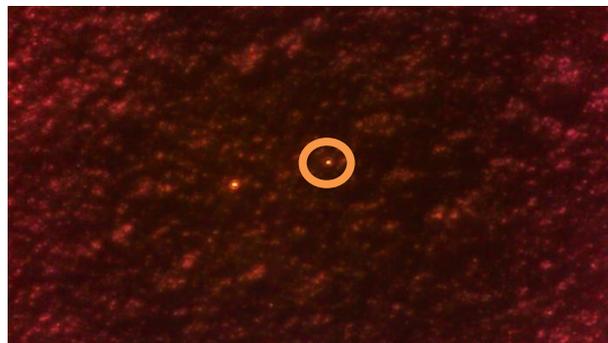


Figura 1 - 14 Punto de referencia tomado en las pruebas ópticas

En la primera toma de datos realizada se utilizó una calidad de imagen de 720x1280 pixels y se midieron las dimensiones de la imagen mediante micrómetros de la mesa de posicionamiento situando el punto escogido a ambos lados de la misma; con estas medidas y la distancia entre pixels observada mediante el software de comparación de imágenes se calculó la distancia equivalente por pixel (véase la Tabla 1 - 7).

CALIBRACIÓN	X	Y
DER	1246,97	395,96
IZQ	46,03	394,33

DIF PTOS CAL (PIXELS)		
1201		

MEDIDA MICRÓMETRO (μm)	
17597	
17293	
DIF (μm)	304

1 PIXEL	0,2531224	μm
APROX	0,253	

Tabla 1 - 7 Calibración 1ª prueba de repetibilidad óptica (Sin contrapeso)

Tras ello, se tomaron 20 imágenes con la rueda en la posición de retén haciéndola girar manualmente entre cada una de las mismas; las 10 primeras en sentido horario y las otras 10 en sentido antihorario. Después se empleó el programa de visualización de imágenes astronómicas (SAOImage DS9) para comparar la posición del punto elegido en cada una de las repeticiones (véase la Figura 1 - 15). Debido a que la comparación se realizó manualmente, es posible que exista un error de 1-2 pixels en los datos finales.

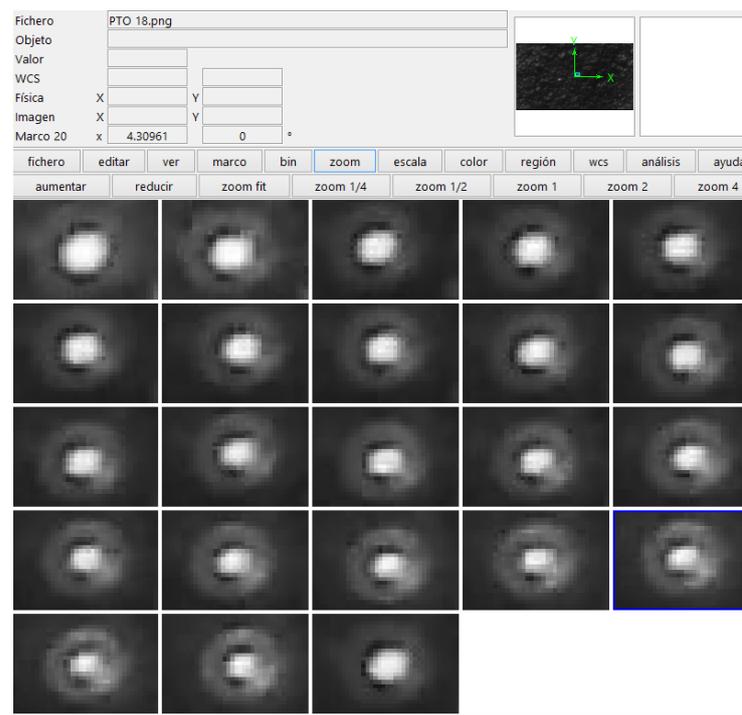


Figura 1 - 15 Conjunto de imágenes de la 1a prueba óptica para cálculo de la repetibilidad con SAOImage DS9.

Los resultados de la primera prueba se muestran en la Tabla 1 - 8.

PUNTOS	X	Y	DIF (PIXELS)	DIF (μm)
1	672,39	388,95	4,17	1,06
2	673,98	389,06	4,95	1,25
3	674,52	387,86	6,35	1,61
4	674,48	387,26	6,7	1,7
5	675,6	385,92	8,56	2,17
6	674,18	384,57	8,56	2,17
7	673,43	383,01	10,26	2,6
8	675,6	383,57	10,28	2,6
9	677,74	384,33	11,35	2,87
10	678,59	383,59	11,97	3,03
11	678,44	385,94	9,82	2,48
12	679,68	384,14	12,65	3,2
13	680,41	384,24	12,65	3,2
14	678,86	381,71	13,56	3,43
15	677,6	380,2	14,75	3,73
16	674,52	387,86	6,35	1,61
17	675,48	376,21	17,51	4,43
18	671,95	376,25	17,12	4,33
19	674,41	374,98	18,31	4,63
20	677,04	376,16	18,05	4,57
ERROR MEDIO ABSOLUTO 1-10			2,106	μm
VARIACIÓN MÁXIMA			3,03	μm
ERROR MEDIO ABSOLUTO 11-20			3,561	μm
VARIACIÓN MÁXIMA			4,63	μm

Tabla 1 - 8 Resultados de la 1ª prueba óptica de repetibilidad

Existe una diferencia de unos 5 pixels entre las medidas tomadas en un sentido y en otro; lo cual es llamativo y puede significar que una de las superficies sobre la que descansa el extremo del retén esté desgastada o que la precarga no se esté realizando completamente paralela al radio de la rueda debido al uso de una única ballesta. Los resultados de repetibilidad con giros en sentido horario cumplen con las especificaciones de nuestra rueda pero los 10 últimos puntos poseen un valor que supera en 1 μm el límite establecido.

4.3. 2ª prueba óptica

Tras la primera prueba decidió realizarse una segunda añadiéndole precarga al retén con un contrapeso en un extremo de la ballesta. En este caso se empleó una calidad de imagen de 800x600 pixels para acelerar la toma de datos y se repitieron los mismos pasos hasta obtener los resultados (véanse las Tabla 1 - 9 y Tabla 1 - 10).

CALIBRACIÓN	X	Y
DER	799,03	498,6
IZQ	18,91	500,22
MEDIDA MICRÓMETRO (µm)		
15643		
15348		
DIF (µm)	295	

DIF PTOS CAL (PIXELS)		
780		

1 PIXEL	0,37820513 µm
APROX	0,378

Tabla 1 - 9 Calibración 2ª prueba de repetibilidad óptica (Con contrapeso)

PUNTOS	X	Y	DIF (PIXELS)	DIF (µm)
1	369,99	61,02	4,07	1,54
2	370,9	61,11	3,07	1,16
3	371,5	60,99	2,07	0,78
4	370,99	60,97	3,07	1,16
5	370,08	61,86	4,2	1,59
6	370,94	62	3,24	1,22
7	370,03	62,07	4,2	1,59
8	369,97	62,03	4,2	1,59
9	371,03	61,99	3,24	1,22
10	375,98	63,93	3,58	1,35
11	375,04	59,91	1,35	0,51
12	380,03	60,94	5,93	2,24
13	382,99	62,02	8,99	3,4
14	385,13	62	10,98	4,15
15	384,97	61,07	10,93	4,13
16	381,06	60,15	7	2,65
17	383,09	61,96	8,99	3,4
18	381,49	63,29	7,22	2,73
19	377,65	61,44	3,93	1,49
20	383,05	61,99	8,99	3,4
ERROR MEDIO ABSOLUTO 1-10			1,32	µm
VARIACIÓN MÁXIMA			1,59	µm
ERROR MEDIO ABSOLUTO 11-20			2,81	µm
VARIACIÓN MÁXIMA			4,15	µm

Tabla 1 - 10 Resultados de la 2ª prueba óptica de repetibilidad

Los resultados muestran una mejor repetibilidad para las medidas en sentido horario (1,6 μm de variación máxima), lo que indica el efecto favorable del aumento de la carga del retén. Sin embargo, los últimos 10 valores continúan fuera del límite, lo que confirma la asimetría en el sistema.

4.4. Cargas en el sistema retén

Los valores de repetibilidad son adecuados para tomar la rueda del ISA como punto de partida para obtener los valores de carga del retén (con contrapeso). A continuación se muestran los resultados de las pruebas para la obtención de las cargas, realizadas con un dinamómetro digital en los laboratorios del astrofísico (véanse Tabla 1 - 11 y Tabla 1 - 12).

PRUEBAS TORQUE			
CON CONTRAPESO (N)			
	M +		M -
1	17,2	11	16,4
2	20	12	10,8
3	22,9	13	14
4	21,9	14	11
5	20,6	15	13,1
6	21,4	16	12,7
7	25,6	17	13,4
8	22,7	18	14,2
9	22	19	10,1
10	22,9	20	12,1
MEDIA	21,72	MEDIA	12,78
MOMENTO	3,801	MOMENTO	2,2365

Tabla 1 - 11 Par de referencia necesario para abandonar la posición de retén en la rueda de pruebas

PRUEBAS PRECARGA	
Nº	FUERZA (N)
1	3,8
2	5,2
3	3,7
4	3,6
5	3,6
6	3,3
7	3,5
8	3
9	3,8
10	3,7
MEDIA	3,72

Tabla 1 - 12 Carga de referencia en el retén de la rueda de pruebas (con contrapeso)

Finalmente, tomaremos un valor de 25 N de fuerza tangencial en la transmisión, lo que equivale a 4,375 Nm de torque para abandonar la posición de retén y 4 N de precarga para dimensionar los elementos del mismo..

Escuela superior de Ingeniería y Tecnología

Sección industrial

Grado en Ingeniería mecánica

Trabajo de fin de grado

Título:

Diseño de una rueda de filtros criogénica

Anexo 2:

Selección de elementos mecánicos

Tutor académico: Viana Lida Guadalupe Suárez

Tutor externo: Elvio Hernández Suárez

Fecha: Septiembre 2018

Anexo 2: Selección de elementos mecánicos

1. Introducción	52
2. Engranajes rectos	52
2.1. Materiales empleados	52
2.2. Diseño	52
2.3. Cálculos del esfuerzo flexionante a T amb	54
2.4. Comprobación de vida de los engranajes mediante INVENTOR	58
2.5. Efectos a temperaturas criogénicas.....	59
2.6. Resultados cálculos INVENTOR	61
3. Motor	67
3.1. Selección de catálogo	67
4. Sistema retén	70
4.1. Introducción.....	70
4.2. Elección de rodamiento	70
4.3. Elección de ranuras.....	71
4.4. Influencia de la calidad de la cara exterior del rodamiento	72
4.5. Cálculo de las ballestas	72
4.6. Margen de carga en criogenia	74
4.7. Par máximo necesario para abandonar el retén	74
4.8. Esfuerzo de contacto de Hertz máximo.....	79
4.9. Integración en el diseño.....	81
5. Rodamientos	82
5.1. Selección de catálogo	82
5.2. Cálculo de vida de los rodamientos.....	86
5.3. Arandelas de precarga	86
6. Anillo de tolerancias.....	88
7. Elementos adicionales.....	90
7.1. Elementos de control.....	90
7.2. Tornillería	93

1. Introducción

En este anexo se mostrarán las elecciones de los elementos mecánicos del prototipo de la rueda para cumplir con los requisitos de diseño. Estos comprenden los engranajes, el motor, los rodamientos, el resorte para la precarga y el anillo de tolerancia.

2. Engranajes rectos

2.1. Materiales empleados

Los materiales empleados en nuestra transmisión serán los mismos que los usados para la rueda de planos focales de LIRIS; aluminio para el engrane y VESPEL SP-3 para el piñón. Para el cálculo de vida se emplearán las propiedades de ambos materiales a temperatura ambiente, puesto que las tensiones máximas son inferiores a las criogénicas. Las propiedades de aluminio 6061-T6 empleadas aparecen en la Tabla 2 - 1.

MÓDULO ELÁSTICO	E	68,9	GPa
LÍMITE ELÁSTICO	σ_e	276	Mpa
CTE	α	23,6	$\mu\text{m}/\text{m}/^\circ\text{C}$

Tabla 2 - 1 Propiedades del Aluminio 6061-T6 a T amb

Las del VESPEL SP-3 se muestran en la Tabla 2 - 2.

MÓDULO ELÁSTICO	E	3,275	GPa
RESIS FLEX	σ_{fl}	58,5	Mpa
CTE	α	52	$\mu\text{m}/\text{m}/^\circ\text{C}$

Tabla 2 - 2 Propiedades del VESPEL SP-3 a T amb

2.2. Diseño

Se ha empleado el libro Diseño de elementos de máquinas de R.Mott como guía. Partimos de un engrane de 375 mm de diámetro exterior, un ángulo de presión de 20° y un módulo de 1,5 mm (ya empleado en LIRIS); el cual constituye el mínimo para evitar la aparición de problemas. Aplicando la expresión del módulo obtenemos un número de 248 dientes para el engrane.

$$m = D_G / N_G \quad (13)$$

En el piñón emplearemos el número mínimo de dientes posible con el objetivo de aumentar el coeficiente de la transmisión y reducir al máximo el par requerido por el motor. Emplearemos los valores recomendados por la bibliografía (Tabla 2 - 3).

TABLA 8-6 Número de dientes del piñón, para asegurar que no haya interferencia

Para un piñón engranado con una cremallera		Para un piñón de 20°, profundidad total, engranado con un engrane	
Forma del diente	Número mínimo de dientes	Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane
Envolvente 14½°, profundidad total	32	17	1309
Envolvente 20°, profundidad total	18	16	101
Envolvente 25°, profundidad total	12	15	45
		14	26
		13	16

Tabla 2 - 3 Número mínimo de dientes para evitar la interferencia (Mott)

Otras fuentes como Khkgears emplean la siguiente fórmula para evitar la interferencia (y así la necesidad de la socavación en los dientes); donde x es el coeficiente de corrección del diente (nulo en nuestro caso).

$$z = \frac{2(1 - x)}{\sin^2 \alpha} = \frac{2}{\sin^2 20} = 17,097 \quad (14)$$

Como este caso es más desfavorable que el anterior, tomamos el valor de 18 dientes para nuestro piñón; lo cual da lugar a un diámetro de paso de 27 mm.

Entonces, la relación de transmisión es la siguiente:

$$i = \frac{N_G}{N_P} = 13,7778 \quad (15)$$

Y la distancia entre centros:

$$C = \frac{D_G}{2} + \frac{D_P}{2} = (D_{eG} - 2a)/2 + (D_P)/2 = \frac{375 - 3}{2} + \frac{27}{2} = 199,5 \text{ mm} \quad (16)$$

El ancho de flanco del piñón lo calculamos empleando la expresión para el valor mínimo:

$$F = \frac{8}{P_d} = 8m = 12 \text{ mm} \quad (17)$$

Lo que significa que no tendremos que aumentar el espesor del disco para incluir los dientes del engrane.

El diseño CAD de los engranajes se ha realizado con el módulo de simulación del Autodesk Inventor y se muestra en la Figura 2 - 1.

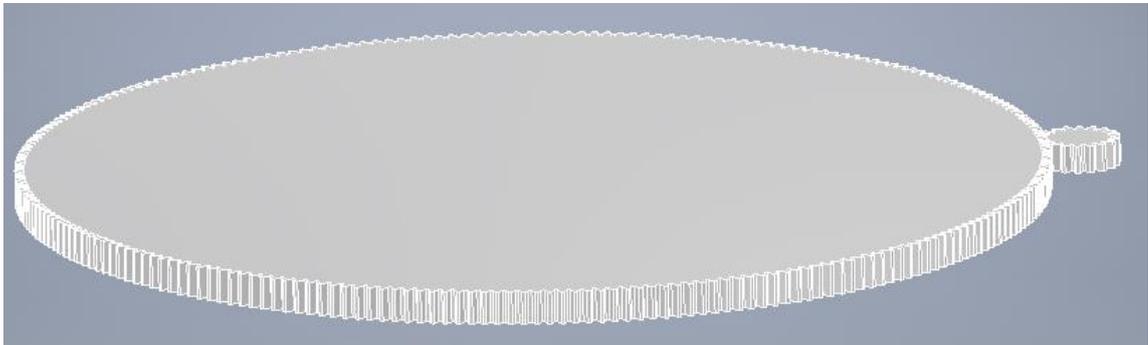


Figura 2 - 1 Diseño de la transmisión mediante INVENTOR (Elaboración propia)

2.3. Cálculos del esfuerzo flexionante a T amb

Comprobamos la resistencia del piñón (elemento crítico) mediante el método de análisis y diseño de la norma AGMA 2001-C95. Según la norma, el esfuerzo flexionante en el diente se calcula como:

$$S_t = \frac{W_t P_d}{FJ} K_o K_s K_m K_B K_v \quad (18)$$

Donde W_t es la fuerza tangencial, P_d es el paso diametral, F es el ancho de cara, J es el factor de geometría, K_o es el factor de sobrecarga para resistencia flexionante, K_s es el factor de tamaño, K_m es el factor de distribución de carga, K_B es el factor de espesor de orilla y K_v es el factor dinámico

Para hallar la fuerza tangencial en ambos engranajes se ha definido el par total necesario en el engrane. Este es el resultado de la suma del par necesario para vencer al retén obtenido en las pruebas, un par estimado debido a la precarga estática de los rodamientos, un par de descentrado y un par resistente asociado a la activación de los microinterruptores. Los datos se muestran en la Tabla 2 - 4.

Par sistema retén	4,375	Nm
Par precarga rodamiento estático	0,800	Nm
Par descentrado	0,050	Nm
Par resis microswitch	0,200	Nm
Suma pares	5,425	Nm
Fuerza tangencial	29,167	N

Tabla 2 - 4 Momentos y fuerza tangencial total necesaria en el engrane

El factor de geometría J lo obtenemos de la gráfica mostrada en la Figura 2 - 2

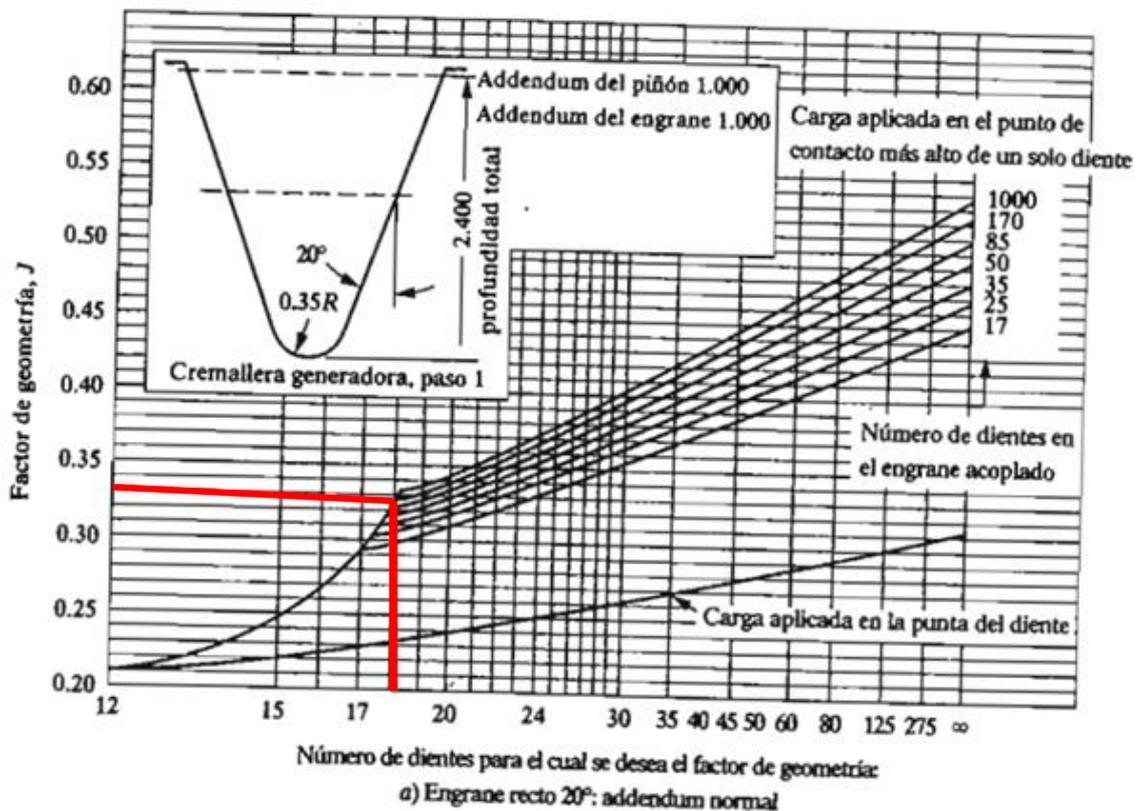


Figura 2 - 2 Factor de geometría para ángulos de presión de 20° en función del nº de dientes (Mott)

Para un piñón de 18 dientes y un engrane de 248 dientes obtenemos un factor de 0,33 (aproximadamente).

El factor de sobrecarga considera la probabilidad de que variaciones de carga, vibraciones y cambios de velocidad puedan causar fuerzas mayores que la tangencial y su valor puede ser tomado de la Tabla 2 - 5.

TABLA 9-5 Factores de sobrecarga sugeridos, K_o

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

Tabla 2 - 5 Factores de carga sugeridos (Mott)

Elegimos un valor de fuente de potencia uniforme (motor eléctrico paso a paso) y un choque ligero, lo que nos da un factor de 1,25.

Tomaremos un factor de tamaño de 1, tal y como indica la Tabla 2 - 6.

TABLA 9-6 Factores de tamaño sugeridos, K_t

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_t
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Tabla 2 - 6 Factores de tamaño sugeridos (Mott)

Para hallar el factor de distribución de carga empleamos la siguiente fórmula:

$$K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma} \quad (19)$$

Donde C_{pf} es el factor de proporción del piñón y C_{ma} es el factor de alineamiento del engranado.

El factor de proporción se obtiene aplicando la expresión del Mott para anchos de cara menores a 25 mm.

$$C_{pf} = \frac{F}{10D_p} - 0,025 = \frac{12}{10 * 27} - 0,025 = 0,019 \quad (20)$$

El factor de alineamiento lo tomamos de la Figura 2 - 3 considerando el valor de unidad de precisión cerrada de engrane, puesto que ya estamos evitando el desalineamiento en nuestro diseño.

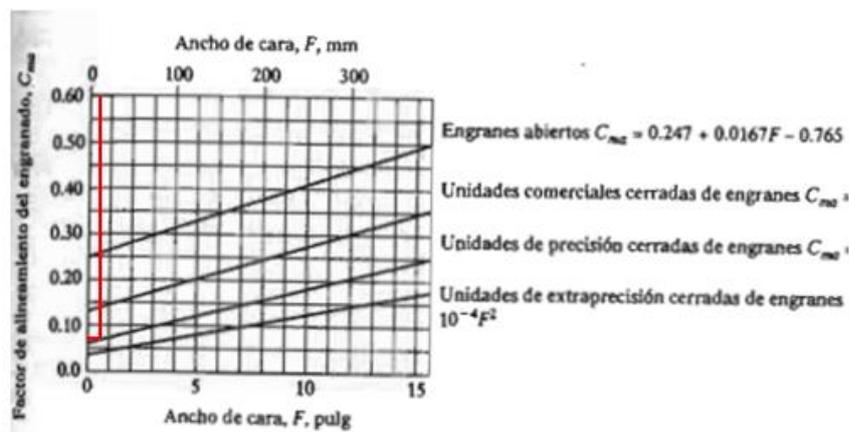


Figura 2 - 3 Factor de alineamiento

Aproximadamente, para un ancho de cara de 12 mm obtenemos un factor de 0,07. Nuestro factor de distribución de carga es finalmente de 1,089.

Tomamos el factor de espesor de orilla de nuestro piñón como 1 (macizo).

El factor dinámico lo determinaremos con la Figura 2 - 4, tomando un valor de calidad Q de 10 (alta calidad, equivalente a un accionamiento de antena de radar).

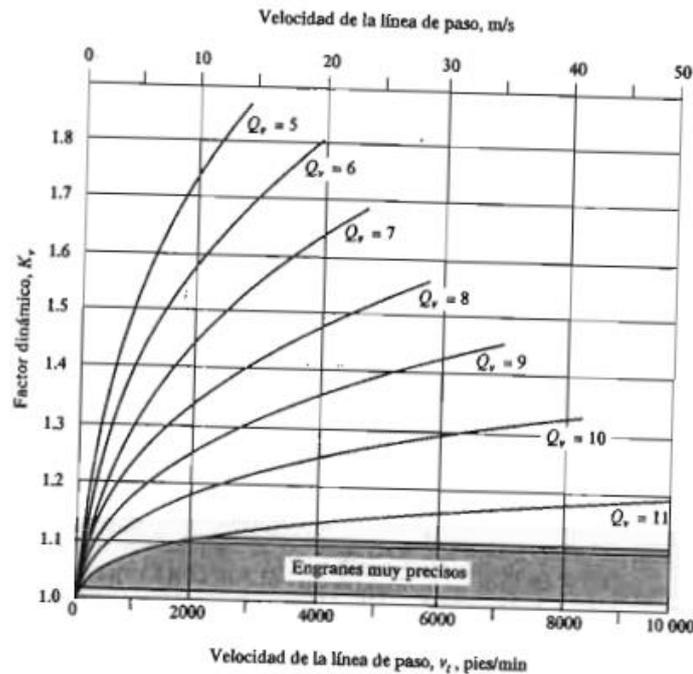


Figura 2 - 4 Factor dinámico

La velocidad de la línea de paso se calcula tomando un valor de velocidad angular de 1 rpm para el engrane (puesto que la rueda debe tardar menos de 1 minuto en pasar de una posición focal a otra y suponemos que sólo gira en un solo sentido).

$$v_t = w_p * \frac{D_p}{2} = 1 * \frac{2\pi}{60} * 13,7778 * \frac{27}{2} = 19,48 \text{ mm/s} \quad (21)$$

La velocidad es tan pequeña que el factor puede tomarse como 1.

Sustituimos los parámetros en la ecuación (18) y obtenemos un valor de esfuerzo flexionante de 6,68 N/mm², por lo que nuestro factor de seguridad es:

$$FS = \frac{58,5}{6,68} = 8,76 \quad (22)$$

2.4. Comprobación de vida de los engranajes mediante INVENTOR

Comprobamos el tiempo de vida de los engranajes establecido por los requisitos de la FPMW a temperatura ambiente mediante el módulo de cálculos de engranajes del INVENTOR, en concreto, el que emplea la norma ISO 6336:1996.

Primero determinaremos el número de horas; para ello tomaremos los valores descritos en los requisitos para las operaciones de observación. Con 1500 operaciones por año, en 55000 horas tenemos 9418 operaciones y, asumiendo un minuto por cada operación llegamos a un tiempo de vida de 157 horas.

La potencia requerida en el engrane es:

$$P = w * M = 1 * \frac{2\pi}{60} * 5,425 = 0,568 \text{ W} \quad (23)$$

Asumimos un valor típico de eficacia en la transmisión de 0,98. Algunas propiedades del VESPEL SP-3 como el módulo de Poisson y los límites de fatiga se han sustituido por las del VESPEL SP-1, ya que no se encuentran en la bibliografía y ambos materiales son muy similares.

Los coeficientes mostrados en la norma ISO 6336:1996 son los siguientes:

- SH: coeficiente de seguridad contra corrosión
- SF: coeficiente de seguridad contra rotura de diente
- SHst: seguridad estática en contacto
- SFst: seguridad estática en plegado

Los resultados del cálculo se encuentran en la Figura 2 - 5 y en el apartado 2.6; con los que comprobamos que la transmisión cumple los requisitos de vida.

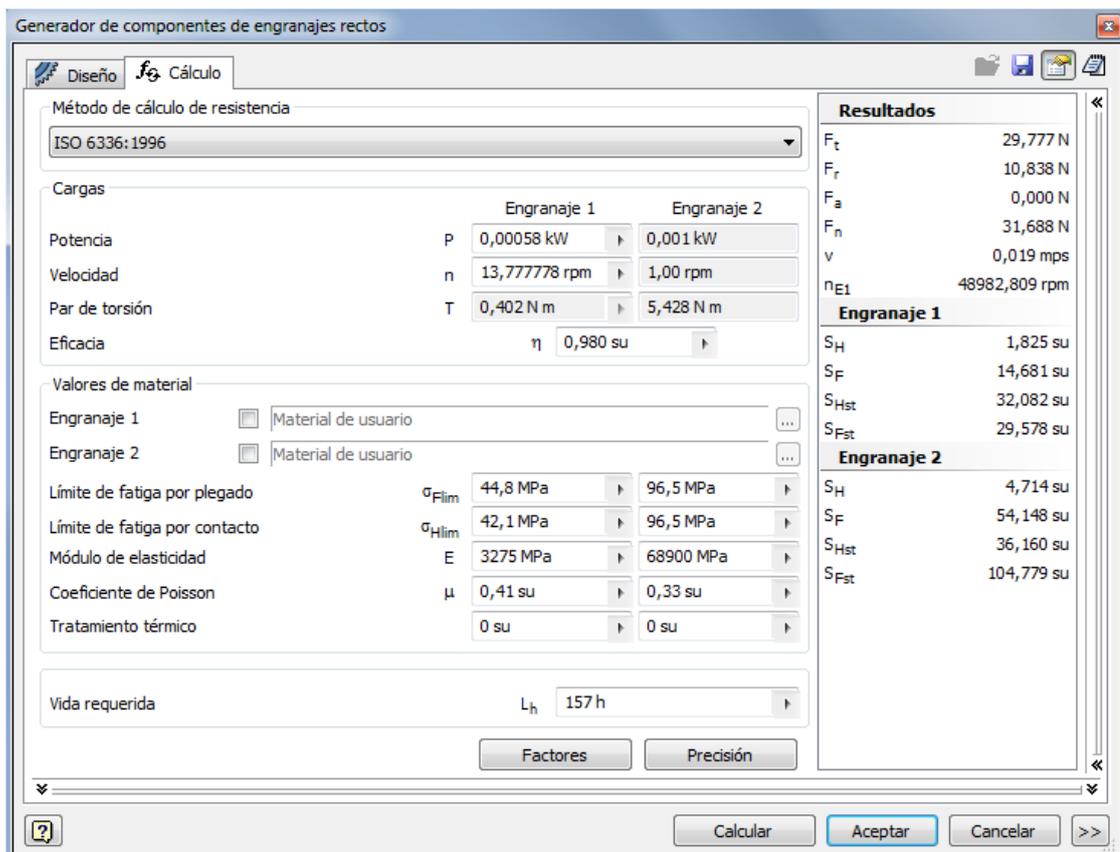


Figura 2 - 5 Resultados cálculos vida de engranajes a T amb

2.5. Efectos a temperaturas criogénicas

Conforme baja la temperatura, tanto el límite elástico como el módulo de Young del aluminio y el VESPEL se incrementan (véase la Figura 2 - 6); por lo que no es necesario volver a calcular la vida de estos materiales.

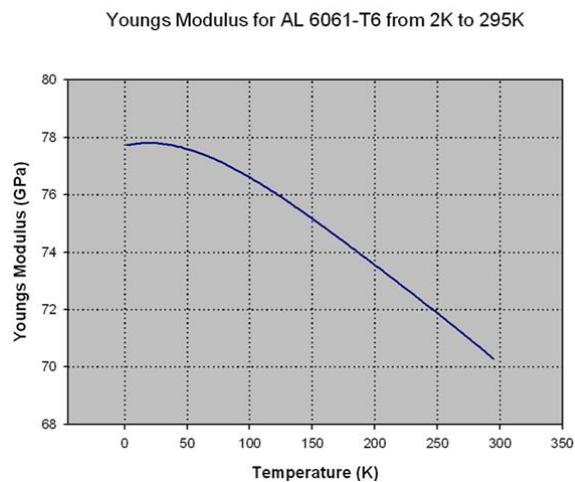


Figura 2 - 6 Relación entre el módulo elástico y la temperatura del aluminio 6061-T6

No obstante, un efecto a tener en cuenta es el aumento o disminución del juego debido a las contracciones térmicas de los materiales empleados. En nuestro caso las contracciones mostradas a 128 K son las siguientes.

Para el caso del aluminio hemos empleado la tabla del documento “E-ELT Preparatory” para contracciones desde 300K (véase la Figura 2 - 7).

Contraction integrals					
The contraction rate changes significantly over large temperature ranges.					
T (kelvin)	Al comm. pure	Al 3003-F	Al 5154-O	Al 6061-T6	Al 6063
data source					
Integrated contraction of material from 300K (x 10 000)					
0	41.4	41.4	41.4	41.4	41.4
20	41.4	41.4	41.4	41.4	41.4
40	41.2	41.2	41.2	41.2	41.2
60	40.5	40.5	40.5	40.5	40.5
80	39.0	39.0	39.0	39.0	39.0
100	36.9	36.9	36.9	36.9	36.9
150	29.4	29.4	29.4	29.4	29.4
200	20.1	20.1	20.1	20.1	20.1
250	9.6	9.6	9.6	9.6	9.6
300	0	0	0	0	0

Figura 2 - 7 Tabla de contracciones del aluminio 6061-T6

Para nuestras condiciones obtenemos una contracción del $3,36 \cdot 10^{-3}$.

En el cálculo de la contracción del VESPEL SP-3 hemos realizado una aproximación empleando los valores de los coeficientes de expansión lineal a 23 y 260°C (véase la Tabla 2 - 7).

TEMP (K)	CTE ($\mu\text{m}/\text{m}/^\circ\text{C}$)
296	52
533	29
128	68,3

Tabla 2 - 7 Coeficientes de expansión térmica del VESPEL SP-3

Lo que para 128 K, es decir, una diferencia de temperatura de 168 grados, y un CTE medio entre los valores de ambas temperaturas significa una contracción de $10,1 \cdot 10^{-3}$.

Si tenemos en cuenta que la base sobre la que se encuentran ambos engranajes es de aluminio la contracción del engrane se contrarresta con la de dicha base,

causando que sea la diferencia de contracción entre el VESPEL SP-3 y el aluminio en el piñón la que aumente el juego de la transmisión y la distancia entre ambas circunferencias primitivas. El cálculo es el siguiente:

$$\Delta dist = (\varepsilon_{VESPEL} - \varepsilon_{alu}) * D_{piñón} = 0,202 \text{ mm} \quad (24)$$

El cual es un valor aceptable si lo comparamos con el juego ya existente de 0,375 mm (0,25 veces el módulo). El empleo de otros materiales como base, como el acero 440C, con $10,2 \mu\text{m}/\text{m}^\circ\text{C}$ de CTE puede provocar un mayor aumento de la distancia entre engranajes y por lo tanto una peor transmisión.

2.6. Resultados cálculos INVENTOR

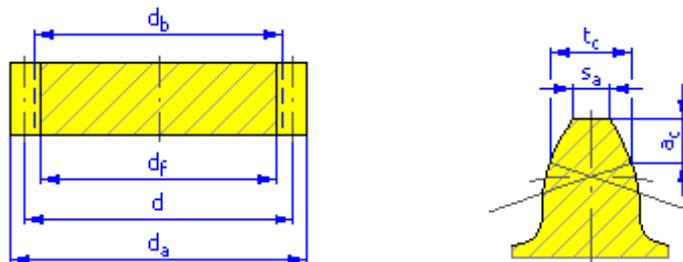
Parámetros comunes

Coefficiente de engranaje	i	13,7778 su
Coefficiente de engranaje deseado	i _{in}	13,7778 su
Módulo	m	1,500 mm
Ángulo de hélice	β	0,0000 gr
Ángulo de presión	α	20,0000 gr
Distancia al centro	a _w	199,500 mm
Distancia al centro del producto	a	199,500 mm
Corrección unitaria total	Σx	0,0000 su
Separación circular	p	4,712 mm
Separación circular base	p _{tb}	4,428 mm
Ángulo de presión de funcionamiento	α_w	20,0000 gr
Coefficiente de contacto	ε	1,7271 su
Desviación límite del paralelismo entre ejes	f _x	0,0100 mm
Desviación límite del paralelismo entre ejes	f _y	0,0050 mm

Engranajes

		Engranaje 1	Engranaje 2
Tipo de modelo		Componente	Componente
Número de dientes	z	18 su	248 su
Corrección unitaria	x	0,0000 su	0,0000 su
Diámetro de separación	d	27,000 mm	372,000 mm
Diámetro exterior	d_a	30,000 mm	375,000 mm
Diámetro raíz	d_f	23,250 mm	368,250 mm
Diámetro de círculo base	d_b	25,372 mm	349,566 mm
Diámetro de separación de trabajo	d_w	27,000 mm	372,000 mm
Anchura de cara	b	12,000 mm	12,000 mm
Coefficiente de anchura de cara	b_r	0,4444 su	0,0323 su
Altura de cabeza del diente	a^*	1,0000 su	1,0000 su
Juego	c^*	0,2500 su	0,2500 su
Empalme raíz	r_f^*	0,3500 su	0,3500 su
Grosor de diente	s	2,356 mm	2,356 mm
Grosor de diente tangencial	s_t	2,356 mm	2,356 mm
Grosor de diente sobre cuerda	t_c	2,081 mm	2,081 mm
Altura de cabeza de diente sobre cuerda	a_c	1,121 mm	1,121 mm
Cota sobre cuerda	W	11,449 mm	126,985 mm
Dientes de cota sobre cuerda	z_w	3,000 su	28,000 su
Cota sobre (entre) conductores	M	31,889 mm	377,248 mm
Diámetro de conductor	d_M	3,000 mm	3,000 mm

Desviación límite del ángulo de hélice	F_p	0,0100 mm	0,0120 mm
Oscilación circunferencial radial límite	F_r	0,0160 mm	0,0360 mm
Desviación límite de la separación axial	f_{pt}	0,0070 mm	0,0095 mm
Desviación límite de la separación básica	f_{pb}	0,0066 mm	0,0090 mm
Número virtual de dientes	z_v	18,000 su	248,000 su
Diámetro de separación virtual	d_n	27,000 mm	372,000 mm
Diámetro exterior virtual	d_{an}	30,000 mm	375,000 mm
Diámetro de círculo base virtual	d_{bn}	25,372 mm	349,566 mm
Corrección unitaria sin conicidad	x_z	0,5213 su	-6,4321 su
Corrección unitaria sin entalladura	x_p	-0,0331 su	-13,4855 su
Corrección unitaria con entalladura admitida	x_d	-0,2030 su	-13,6555 su
Truncamiento cabeza diente	k	0,0000 su	0,0000 su
Unidad de grosor del diente exterior	s_a	0,6817 su	0,8279 su
Ángulo de presión en la punta	α_a	32,2505 gr	21,2236 gr



Cargas

		Engranaje 1	Engranaje 2
Potencia	P	0,001 kW	0,001 kW
Velocidad	n	13,78 rpm	1,00 rpm
Par de torsión	T	0,402 N m	5,428 N m

Eficiencia	η	0,980 su
Fuerza radial	F_r	10,838 N
Fuerza tangencial	F_t	29,777 N
Fuerza axial	F_a	0,000 N
Fuerza normal	F_n	31,688 N
Velocidad circunferencial	v	0,019 mps
Velocidad de resonancia	n_{E1}	48982,809 rpm

Material

		Engranaje 1	Engranaje 2
		Material de usuario	Material de usuario
Resistencia máxima a tracción	S_u	700 MPa	700 MPa
Límite de elasticidad	S_y	340 MPa	340 MPa
Módulo de elasticidad	E	3275 MPa	68900 MPa
Coeficiente de Poisson	μ	0,410 su	0,330 su
Límite de fatiga por plegado	σ_{Fim}	44,8 MPa	96,5 MPa
Límite de fatiga por contacto	σ_{Him}	42,1 MPa	96,5 MPa
Dureza de postizo de diente	JHV	210 su	210 su
Dureza de lado del diente	Muy alto voltaje	600 su	600 su
Número base de ciclos de carga en plegado	N_{Fim}	3000000 su	3000000 su
Número base de ciclos de carga en contacto	N_{Him}	10000000 su	10000000 su

Exponente de curva de Wöhler para plegado	q_F	6,0 su	6,0 su
Exponente de curva de Wöhler para contacto	q_H	10,0 su	10,0 su
Tipo de tratamiento	tipo	0 su	0 su

Cálculo de resistencia

Factores de carga adicional

Factor de aplicación	K_A	1,250 su	
Factor dinámico	K_{HV}	1,001 su	1,001 su
Factor de carga de cara	$K_{H\beta}$	1,000 su	1,000 su
Factor de carga transversal	$K_{H\alpha}$	1,000 su	1,000 su
Factor de sobrecarga única	K_{AS}	1,000 su	

Factores de contacto

Factor de elasticidad	Z_E	34,531 su	
Factor de zona	Z_H	2,495 su	
Factor de coeficiente de contacto	Z_ϵ	0,870 su	
Factor de contacto de par único de dientes	Z_β	1,127 su	1,000 su
Factor de vida útil	Z_N	1,600 su	1,600 su
Factor de lubricante	Z_L	0,937 su	
Factor de rugosidad	Z_R	1,000 su	
Factor de velocidad	Z_v	0,857 su	
Factor de ángulo de hélice	Z_β	1,000 su	

Factor de tamaño	Z_x	1,000 su	1,000 su
Fact. endurecimiento por deformación en frío	Z_w	1,000 su	

Factores de plegado

Factor de forma	Y_{Fa}	2,925 su	2,117 su
Factor de corrección de tensión	Y_{Sa}	1,543 su	1,921 su
Factor de dientes con muescas rectific.	Y_{Sag}	1,000 su	1,000 su
Factor de ángulo de hélice	Y_{β}	1,000 su	
Factor de coeficiente de contacto	Y_{ϵ}	0,684 su	
Factor de carga alterna	Y_A	1,000 su	1,000 su
Factor de tecnología de producción	Y_T	1,000 su	1,000 su
Factor de vida útil	Y_N	1,688 su	2,500 su
Factor de sensibilidad de muesca	Y_{δ}	1,241 su	1,292 su
Factor de tamaño	Y_x	1,000 su	1,000 su
Factor de superficie de raíz de diente	Y_R	1,000 su	

Resultados

Coefficiente de seguridad contra corrosión	S_H	1,825 su	4,714 su
Coef. seguridad contra rotura de diente	S_F	14,681 su	54,148 su
Seguridad estática en contacto	S_{Hst}	32,082 su	36,160 su
Seguridad estática en plegado	S_{Fst}	29,578 su	104,779 su
Comprobar cálculo		Positivo	

3. Motor

3.1. Selección de catálogo

El par necesario por el motor para que la rueda abandone la posición de retén debido a la transmisión debe ser superior a 0,4 Nm, recomendándose que el motor que lo suministre trabaje con un régimen no superior al 70% de su par máximo para evitar intensidades de corriente elevadas. La fuerza radial sobre el eje del motor será:

$$Fr = Ft * \tan 20^\circ = 10,84 N \quad (25)$$

Teniendo en cuenta estos parámetros hemos seleccionado el motor del catálogo de PHYTRON VSS (Figura 2 - 8).

Dimensions / Electrical and Mechanical Characteristics																								
VSS/VSH Standard 200-steps 4 lead parallel ⁽¹⁾	Electrical Characteristics						Mechanical Characteristics						Dimensions in mm											
	Current/Phase Ia	Resistance/Phase	Inductance/Phase	max. operating voltage	AVcc		Holding torque T _H	Rated torque	Rotor inertia	Loads		Mass												
	A	Ω	mH	V _{oc}		mNm	mNm	kg cm ²	N	N	kg		A	B1	D	E	F1	F2	G1 ⁽⁴⁾	G2 ⁽⁴⁾	K	L	M	N
19.200.0.6 ⁽¹⁾ 19.200.1.2 ⁽¹⁾	0.6 1.2	2.1 0.63	0.85 0.23			28	3.4 3.5	0.9	0.0009	3	3	0.05	19	26.5	1	2	7.5	4.5	2.5	2.5	19	10	16	M2.5
20.200.0.6 20.200.1.2	0.6 1.2	3.45 0.95	1.1 0.4			28	8	1	0.002	3	3	0.075	19	43	1	2	7.5	4.5	2.5	2.5	19	10	16	M2.5
25.200.0.6 25.200.1.2 ⁽¹⁾	0.6 1.2	3.25 0.95	1.5 0.4			28 24	12	2	0.0025	5	5	0.08	25	31	1	2.5	9.5	8.5	3	3	25	14	21.5	2.2
26.200.0.6 26.200.1.2	0.6 1.2	5.85 1.7	3.2 1.0			28 24	20	1.9	0.004	5	5	0.13	25	47	1	2.5	9.5	8.5	3	3	25	14	21.5	2.2
32.200.0.6 32.200.1.2 ⁽¹⁾	0.6 1.2	4.6 1.75	5.3 1.2			24	40	3	0.01	5	15	0.17	32	38.5	1	3	11	10	4	4	32	18	27	2.8
33.200.0.6 33.200.1.2 ⁽¹⁾	0.6 1.2	7.5 1.9	9.3 2.2		70	24	64	3.3	0.018	5	15	0.26	32	57.5	1	3	11	10	4	4	32	18	27	2.8
42.200.1.2 ⁽¹⁾ 42.200.2.5 ⁽¹⁾	1.2 2.5	1.7 0.34	3 0.7			24 22	120	5	0.045	20	48	0.35	42	54	1	3	14	15	5	4	42	22	34	3.2
43.200.1.2 ⁽¹⁾ 43.200.2.5	1.2 2.5	2.4 0.5	5.2 1.2			24 22	225	7	0.077	20	48	0.52	42	49	1	3	14	15	5	4	42	22	34	3.2
52.200.1.2 52.200.2.5	1.2 2.5	2.65 0.6	7 1.4			24 22	350	13	0.15	25	70	0.72	52	45	1.5	3.5	17.5	16	4	4	52	28	44	4.3
54.200.1.2 54.200.2.5	1.2 2.5	3.9 0.8	9.5 2.4			24 22	430	30	0.17	40	80	0.78	54.4	58.1	1.5	4.5	22	20.5	4.35	4.35	40	38.1	47.1	5.2
57.200.1.2 57.200.2.5 ⁽¹⁾	1.2 2.5	3.9 0.8	11.4 2.2			24 22	840	50	0.24	40	80	0.99	54.4	74.1	1.5	4.5	22	20.5	4.35	4.35	40	38.1	47.1	5.2
80.200.5	5	0.4	2.3			18	2300	120	1.24	50	180	2.8	80	100	2	7.5	27	25	10	9	80	50	48	6.4
100.200.10	10	0.15	2.1			16	4300	140	4.4	70	300	5	100	125.5	2	8	32	30	12	12	100	40	84	6.4
126.200.10	10	0.23	1.9			16	13000	290	18.2	150	700	13.9	125	210	3	9.5	34	31	14	14	125	40	108	8.4

⁽¹⁾ Preferred options: HV and UHVG in small quantities are available from stock
⁽²⁾ Holding torque in bipolar mode with parallel windings, two phases on at rated current
⁽³⁾ other step resolutions on demand (with different mechanical characteristics)
⁽⁴⁾ Shaft diameter tolerances: VSS 19 to 26: -0.005 to -0.009; from VSS 32: g5
 All values given above refer to room temperature and atmospheric pressure.

Figura 2 - 8 Selección motor VSS de catálogo

Elegimos el modelo de motor asignado a mayor intensidad de corriente, puesto que proporciona la misma potencia y par y tanto sus inductancias como resistencias son menores, lo cual significa una menor disipación de calor por efecto Joule.

La mejor elección para nuestro diseño es el motor de tamaño 57 de 2,5 A, que proporciona un par máximo de 0,84 Nm en modo bipolar y un par nominal de 0,6 Nm (ver Figura 2 - 9), con lo que el motor trabajaría con un 66,67 % de la corriente máxima admitida en condiciones normales(1,67 A). El valor de carga radial máxima permitida es de 80 N, lo que significa un factor de seguridad de 7,38.

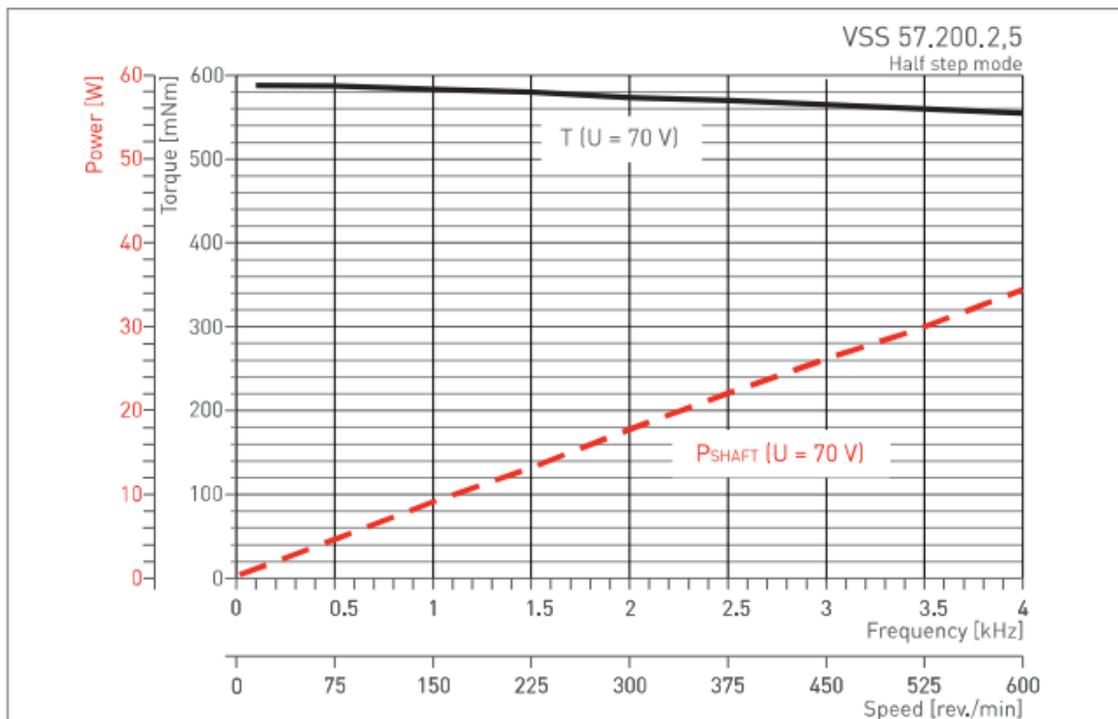


Figura 2 - 9 Par nominal del motor VSS 52.200.2,5

Se ha elegido también el modelo para refrigeración por helio líquido (UHVC2) (parámetros en la Figura 2 - 10).

	Winding temperature [°C]	Vacuum class [ha]	Temperature sensor	Radiation-resistant up to [J/kg]	Conditioning of the components	First outgassing at phyttron	TML [%]	CVCM [%]
UHVC1 Cryo 1 solid lubrication	-200...+40	10 ⁻¹¹	option	10 ⁶	yes	-	<1	<0.1
UHVC2 Cryo 2 solid lubrication	-270...+40	10 ⁻¹¹	option	10 ⁶	yes	-	<1	<0.1

Figura 2 - 10 Modelos VSS según refrigeración

El motor va encontrarse con el eje perpendicular al plano de la superficie de soporte por lo que optamos por una salida del cableado radial (R) para aprovechar el espacio (Figura 2 - 11).

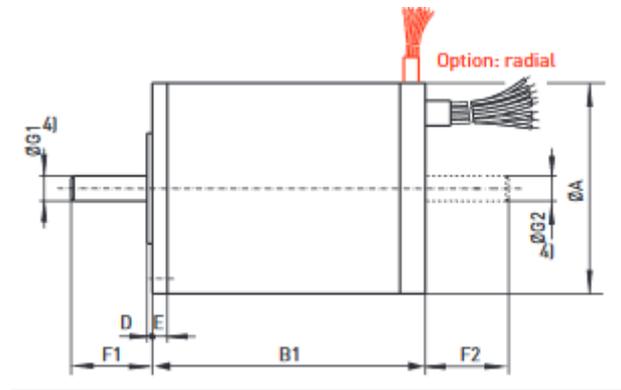


Figura 2 - 11 Modelo VSS para cableado radial

Por último se ha seleccionado untermopar para obtener los datos de temperatura (KTC); por lo que nuestro pedido es el VSS 57.200.2,5-UHVC2-R KTC. También se ha solicitado un eje mecanizado para garantizar el acople del piñón sin tener que realizar las modificaciones en el taller. La forma y longitud de dicho eje definen la forma y longitud del hueco del piñón.

A continuación se muestra en la Figura 2 - 12 la integración del motor y la transmisión en el diseño.

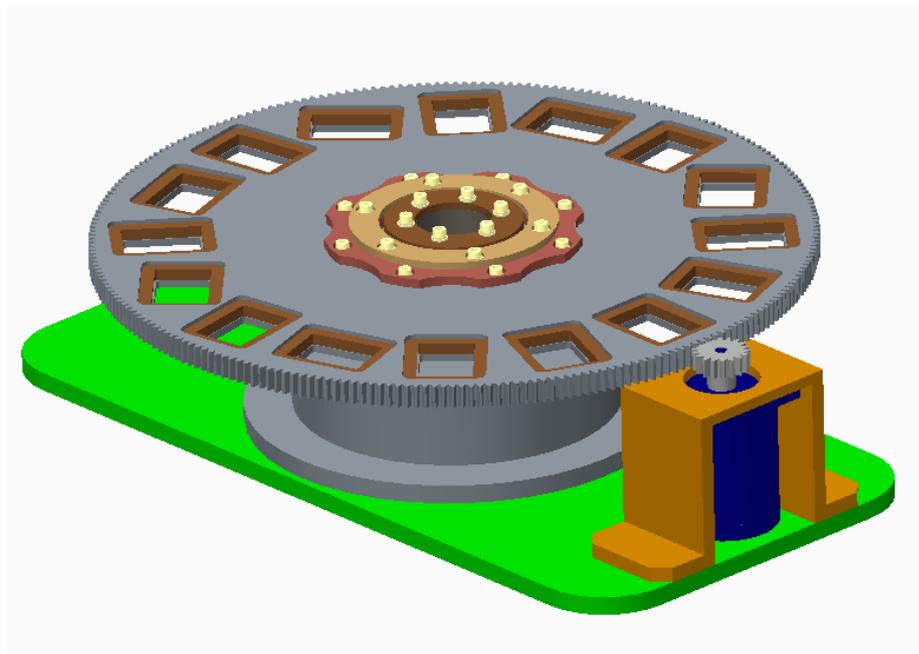


Figura 2 - 12 Integración del motor en el diseño (Elaboración propia)

4. Sistema retén

4.1. Introducción

Teniendo en cuenta los resultados de las pruebas ópticas, en las cuales se observaba un desgaste superficial en la superficie de las ranuras de la rueda debido al rozamiento continuo con el extremo del retén, ha decidido sustituirse este último por un rodamiento rígido de bolas de pequeñas dimensiones para evitar así fricción adicional. Este rodamiento, al igual que los empleados en el eje de la rueda, deberá ser lubricado con Mos_2 para poder trabajar en ambiente criogénico.

Para la precarga del retén se han barajado varias alternativas que se reducen a 3 elecciones; el empleo de resortes lineales, resortes torsionales o ballestas. En nuestro caso se ha optado por la tercera, ya que tanto el fenómeno del pandeo como la integración del rodamiento con los resortes convencionales ocasionan problemas. En el caso de los torsionales se deberían emplear también láminas para aplicar la carga por lo que es preferible optar por la última opción, que es la más sencilla. Se ha decidido emplear 4 ballestas para provocar que la resultante sea lo más radial posible y evitar giros ocasionados por fuerza tangencial.

4.2. Elección de rodamiento

El rodamiento para el retén ha sido elegido del catálogo de la marca FAG del grupo Schaeffler. Se ha tratado de buscar el rodamiento de menor tamaño posible para no superar el límite de la repetibilidad exigida sin tener que fabricar un eje demasiado diminuto. La elección ha sido el modelo 626 sin tapa, cuyas características se muestran en la Tabla 2 - 8.

CARACTERÍSTICAS DE LOS RODAMIENTOS		
DIMENSIONES (mm)		
d		6
D		19
B		6
Toler eje		J6
PROPIEDADES MECÁNICAS		
Cdyn	Coef carga dinámico	2,6 N
C0stat	Coef carga estático	1,05 N
Cur	Carga límite de fatiga	53 N
Masa		0,008 Kg

Tabla 2 - 8 Características del rodamiento rígido de bolas modelo 626

4.3. Elección de ranuras

En un primer lugar se planeó emplear 2 cilindros que sobresaliesen de la superficie inferior del disco de la rueda como apoyo para el retén; no obstante, esto provocaría que las ballestas se descargasen completamente al cambiar de posición y que se volviesen a cargar hasta un valor superior al del retén (ver figura Figura 2 - 13).

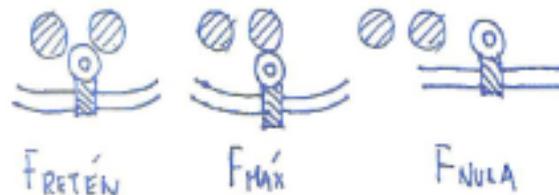


Figura 2 - 13 Cargas en el sistema retén según posición (Elaboración propia)

Así que se ha decidido optar finalmente por ranuras convencionales en ángulo de 30° para el acomodamiento del rodamiento. No obstante, esto provoca que tengamos que añadir una circunferencia adicional al disco de 400 mm de diámetro para acomodarlas (ver Figura 2 - 14).

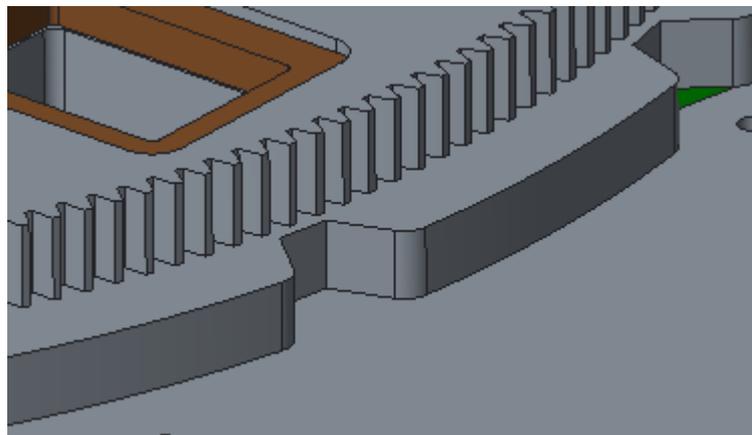


Figura 2 - 14 Ranuras del sistema retén (Elaboración propia)

Las ranuras tienen forma de trapecio con unas dimensiones de lado menor de 8 mm y de 12 mm de lados laterales para permitir que el rodamiento se sitúe apoyándose en dos puntos. Además, se ha añadido un redondeo de 4 mm de radio en los laterales para reducir la carga laterales a la salida del rodamiento, lo que disminuye el par máximo necesario para abandonar la posición.

4.4. Influencia de la calidad de la cara exterior del rodamiento

Un problema asociado a haber seleccionado un rodamiento como extremo del retén es que la circularidad del mismo influye en la repetibilidad del posicionamiento. Los rodamientos de estas dimensiones suelen tener una variación del diámetro exterior de $-5 \mu\text{m}$, ello significa que al girar nunca tendrá los mismos puntos de contacto con la rueda, lo cual se traduce en desplazamientos de los centros focales de las máscaras (ver Figura 2 - 15).

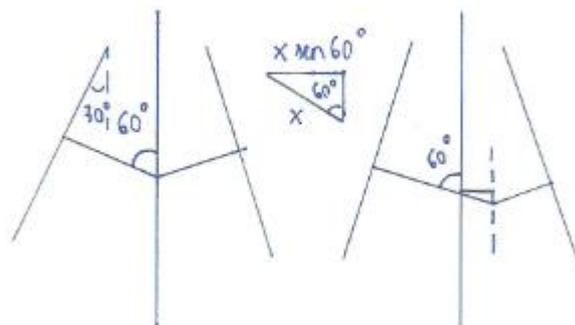


Figura 2 - 15 Influencia de la tolerancia radial de los rodamientos en la repetibilidad (Elaboración propia)

Si asumimos una tolerancia radial de $2,5 \mu\text{m}$ para la tolerancia diametral de $5 \mu\text{m}$ tendríamos que la diferencia de posición máxima sería de:

$$\Delta x = 2,5 \sin 60 = 2,16 \mu\text{m} \quad (26)$$

La cual no supera el límite para la repetibilidad; aunque será necesario realizar pruebas en el prototipo para confirmar que la calidad del rodamiento cumple con las especificaciones.

4.5. Cálculo de las ballestas

Se determinan las dimensiones necesarias en las ballestas para conseguir el valor de precarga deseado sin superar la carga límite de fatiga en el rodamiento en el caso más desfavorable. Para ello aplicamos la fórmula de la deflexión máxima en vigas en voladizo con cargas en el extremo:

$$f = \frac{FL^3}{3EI} \quad (27)$$

Donde I es la inercia de la ballesta:

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (28)$$

Suponemos un espesor de 1 mm para la ballesta, el menor posible para minimizar la carga en el extremo:

$$f = \frac{4FL^3}{Eb} \quad (29)$$

Como vamos a emplear 4 ballestas en el retén, la fuerza de precarga que aplicará cada una será de 1 N; no obstante, este valor es muy pequeño por lo que es posible que tengamos que aumentarlo en nuestro diseño. Le hemos dado 15 mm de ancho a las ballestas para poder acomodar la tornillería que las une con la pieza que lleva el rodamiento. El caso más desfavorable de carga se muestra en la Figura 2 - 13, en el cual la distancia respecto a la posición de reposo es de unos 8 mm (ver Figura 2 - 16).

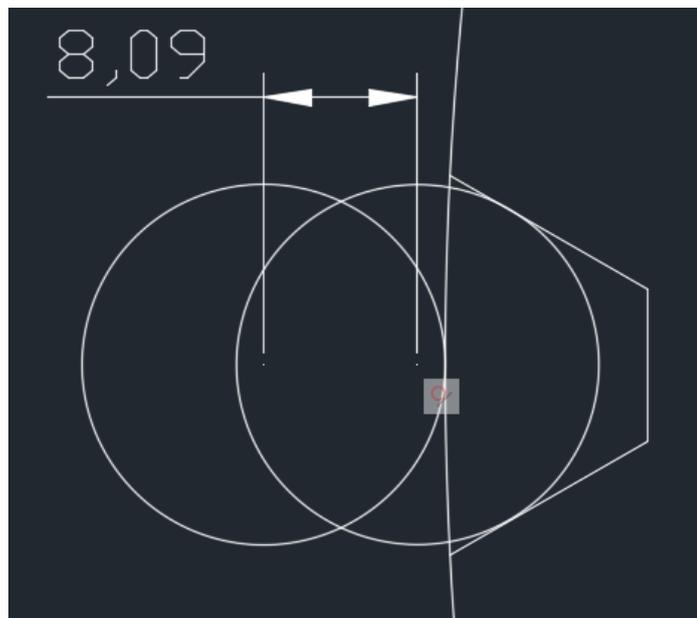


Figura 2 - 16 Distancia entre posición de reposo y posición de cambio de máscara (Elaboración propia)

La carga, asumiendo una longitud de 55 mm sería de:

$$F = \frac{fEb}{4L^3} = 12,4 \text{ N} \quad (30)$$

Lo que equivale a una carga adicional de 49,6 N en el rodamiento, el cual es un valor que nos deja un margen poco adecuado de 3,5 N para la precarga del retén antes de alcanzar el límite de fatiga del rodamiento. Aumentando a 60 mm alcanzamos una carga de 9.5 N por ballesta (38 N) y aumentamos este margen a unos 15 N, un valor aceptable.

4.6. Margen de carga en criogenia

Debido al aumento del módulo de elasticidad del aluminio 6061-T6 (ver Figura 2 - 17), el margen de carga antes de superar el valor límite de fatiga va reducirse.

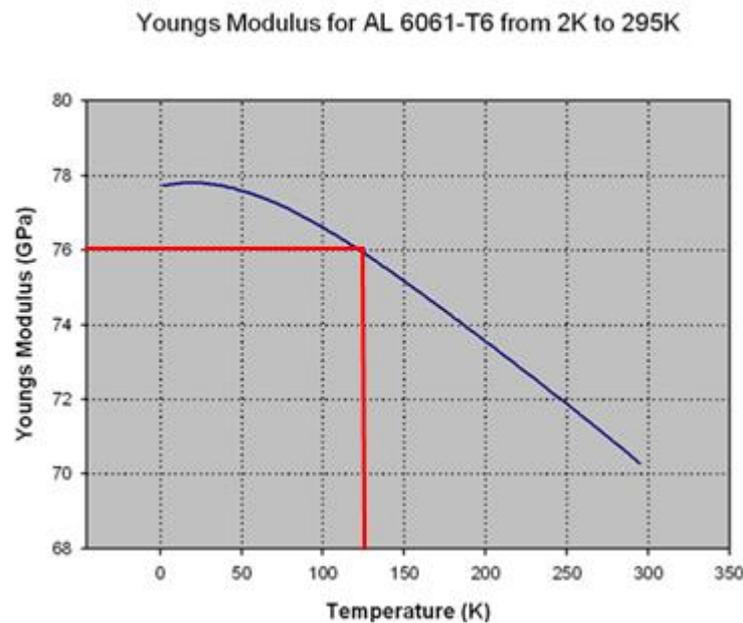


Figura 2 - 17 Modulo de Young del aluminio 6061-T6 a 128 K

Teniendo 76 Gpa y yendo a la fórmula de la ecuación (30) nos daremos cuenta de para un aumento en un 10% del módulo elástico en criogenia la carga total adicional en el caso más desfavorable aumentará también un 10%, dejándonos con un margen de 11,2 N, un valor todavía aceptable.

4.7. Par máximo necesario para abandonar el retén

Determinamos el par máximo necesario por el motor para hacer que el rodamiento abandone la posición de retén. Para ello, hallamos la componente máxima de la fuerza causada por las ballestas en contacto con la superficie interior de la ranura con dirección perpendicular al radio de la rueda. No tendremos en cuenta la influencia del giro de la rueda en el ángulo de contacto al ser tan reducido. Para un desplazamiento por la circunferencia igual a la mitad de la longitud total de la ranura tenemos:

$$\beta = \frac{12,5 \text{ mm}}{400 \text{ mm } \pi} * 360 = 3,58^\circ \quad (31)$$

Partimos de que las fuerzas presentes en el rodamiento en posición estable son las siguientes (ver Figura 2 - 18).

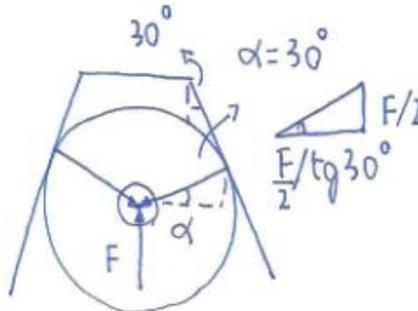


Figura 2 - 18 Cargas presentes en el rodamiento en posición estable (Elaboración propia)

Si realizamos el equilibrio de fuerzas en el eje vertical tenemos:

$$\text{Eje } y \quad F - 2 * X = 0 \rightarrow X = \frac{F}{2} \quad (32)$$

Por lo que las componentes horizontales serían:

$$F_x = \frac{F}{2 \tan 30} \quad (33)$$

Ahora para el caso en el que el rodamiento esté abandonando el retén supondremos que solo existe un punto de contacto con la ranura, por lo que la componente horizontal se ve duplicada (Figura 2 - 19).

$$F_x = \frac{F}{\tan 30} \quad (34)$$

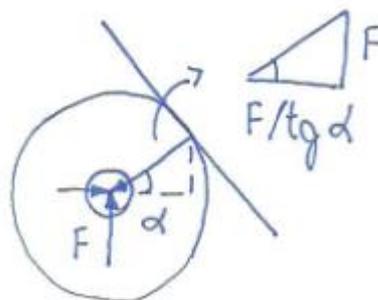


Figura 2 - 19 Cargas presentes en el rodamiento abandonando el retén (Elaboración propia)

Hallamos la fuerza en el primer punto de contacto con el redondeo; para ello empleamos una representación en Autocad (Figura 2 - 20).

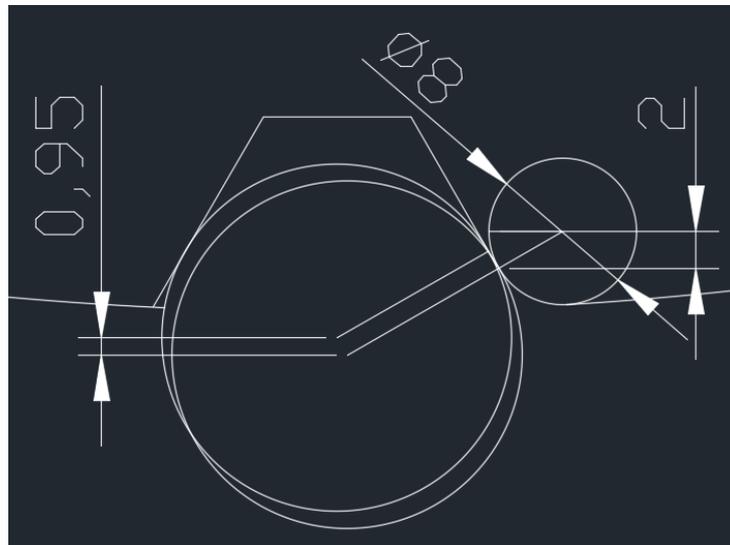


Figura 2 - 20 Avance del rodamiento desde la posición estable hasta el primer punto de contacto con el redondeo (Elaboración propia)

Determinamos la carga en dicho punto asumiendo un valor de 10 N de precarga en el retén (2,5 N por ballesta):

$$F_i = 10 + 4 \left(\frac{Ebf}{4L^3} \right) = 10 + 4,785f = 14,546 N \quad (35)$$

Consideramos el efecto del redondeo para el ángulo de contacto de ambas superficies; el cual provoca que nuestro rodamiento avance verticalmente mientras se desplaza tangencialmente al redondeo (Figura 2 - 21).

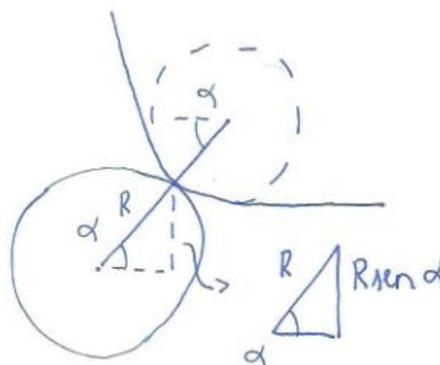


Figura 2 - 21 Efecto del desplazamiento sobre el redondeo en el avance vertical (Elaboración propia)

El valor de la carga vertical en contacto teniendo en cuenta que partimos de un ángulo de 30° es de:

$$F = 14,546 + 4,785R (\sin \alpha - \sin 30^\circ) = 14,546 + 45,457(\sin \alpha - \sin 30^\circ) \quad (36)$$

Determinamos el ángulo α empleando la fórmula de la circunferencia:

$$x^2 + y^2 = r^2 \quad (37)$$

Despejamos y y nos quedamos con la parte positiva:

$$y = \sqrt{(r^2 - x^2)} \quad (38)$$

Derivamos para obtener la pendiente, que en nuestro caso coincide con la tangente del ángulo de contacto (ver Figura 2 - 22).

$$y' = \tan \alpha = \frac{x}{\sqrt{(r^2 - x^2)}} \quad (39)$$

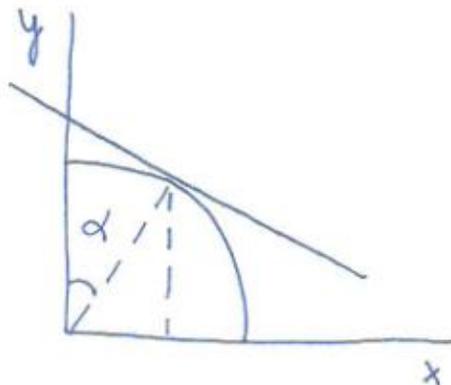


Figura 2 - 22 Tangente a la circunferencia a un ángulo α (Elaboración propia)

Al partir desde un ángulo de 30° tenemos en cuenta en la distancia x ya recorrida respecto al centro del redondeo, es decir, unos 2 mm (ver Figura 2 - 20).

$$d = r \sin 30 = 2 \text{ mm} \quad (40)$$

La fórmula de la tangente queda de la siguiente forma:

$$\tan \alpha = \frac{(x + 2)}{\sqrt{16 - (x + 2)^2}} \quad (41)$$

Con ello, la función de la carga respecto al avance vertical del rodamiento se define como:

$$F_{lat} = \frac{14,546 + 45,457 \left(\sin \left(\tan^{-1} \left(\frac{(x + 2)}{\sqrt{16 - (x + 2)^2}} \right) \right) - \sin 30^\circ \right)}{\frac{(x + 2)}{\sqrt{16 - (x + 2)^2}}} \quad (42)$$

La determinación de la carga máxima se ha realizado de forma directa con la representación gráfica de la función (ver Figura 2 - 23).

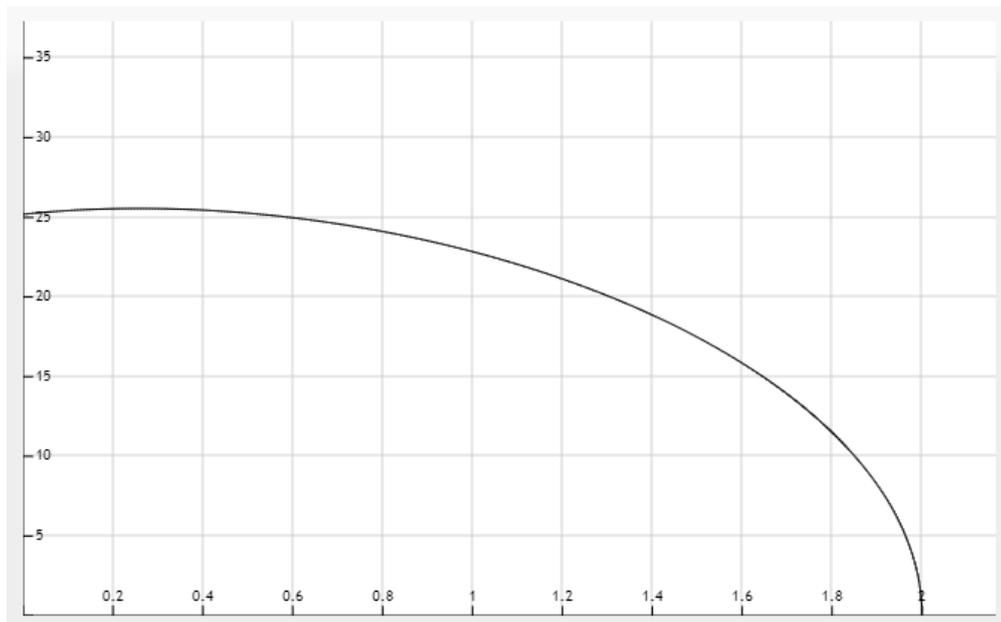


Figura 2 - 23 Gráfica de la relación entre el avance vertical por el redondeo y la carga lateral sobre el disco (Elaboración propia)

Para nuestros valores de constante elástica y radio del rodamiento el esfuerzo máximo necesario para abandonar el retén coincide aproximadamente con el del contacto inicial con el redondeo, es decir, de 25,5 N.

Con los 200 mm de radio del disco el par necesario por la rueda para abandonar el retén es de unos 5100 Nmm, lo que equivale a un par de 370Nmm en nuestro motor (un 61,6%% de su par nominal máximo).

El par debido a nuestro retén supera ligeramente al par observado en la rueda del ISE (4375 Nmm), por lo tanto, ha sido buena idea emplearlo como partida para el diseño del prototipo.

Si elegimos radios de rodamiento mayores o constantes elásticas superiores en nuestros elementos elásticos puede ocurrir que los valores de la carga lateral máxima aumenten (ver Figura 2 - 24).

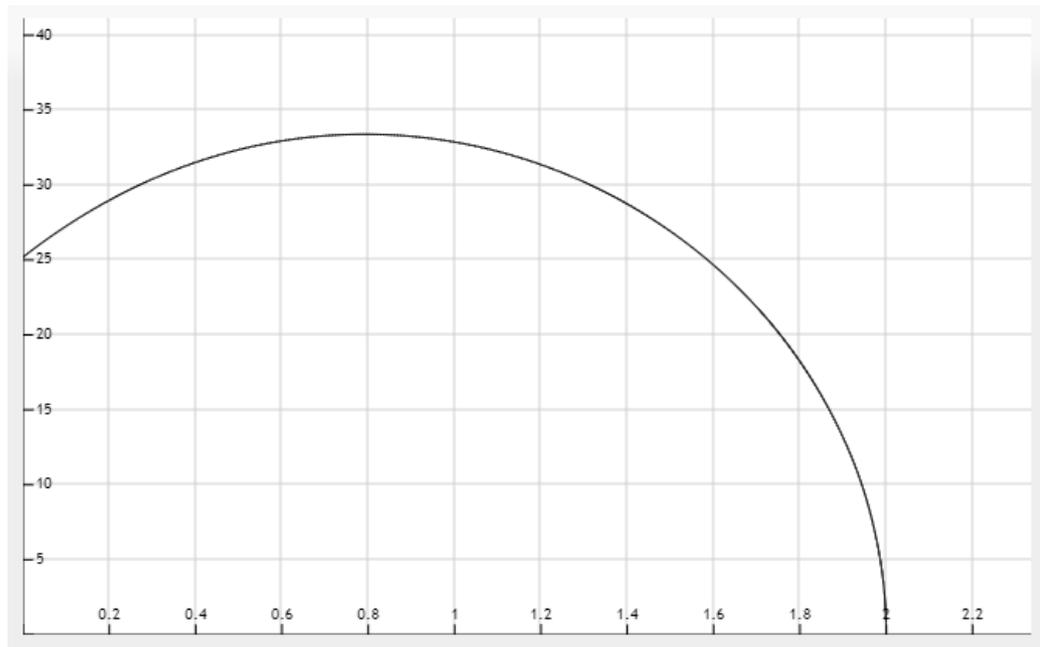


Figura 2 - 24 Gráfica de la relación entre el avance vertical por el redondeo y la carga lateral sobre el disco para una constante elástica duplicada respecto a la nuestra (Elaboración propia)

4.8. Esfuerzo de contacto de Hertz máximo

Determinamos la tensión de contacto máxima entre las dos superficies, la del rodamiento y la del disco. Para ello emplearemos las fórmulas de Hertz para el contacto entre 2 cilindros (ver Figura 2 - 25).

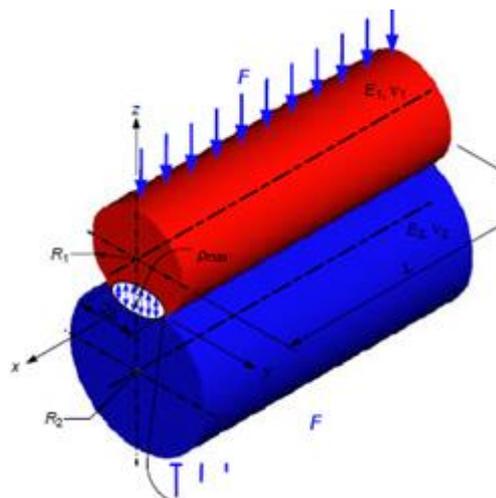


Figura 2 - 25 Parámetros para el cálculo de la tensión de Hertz con una superficie de contacto rectangular y una distribución de presión semi-elíptica

Primero determinamos el ancho de la superficie de contacto.

$$b = \sqrt{\frac{4F \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]}{\pi L \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}} \quad (43)$$

Donde L es la longitud de contacto, E1 y E2 son los módulos elásticos de ambos materiales y ν_1 y ν_2 son los módulos de Poisson.

Ahora hallamos la carga normal F máxima en nuestra rueda. Sabemos que se dará en contacto con el redondeo de las ranuras con lo que para ello recurriremos a la ecuación (42) cambiando el denominador por el seno del ángulo.

$$F_{nor} = \frac{14,546 + 45,457 \left(\sin \left(\tan^{-1} \left(\frac{(x+2)}{\sqrt{16 - (x+2)^2}} \right) \right) - \sin 30^\circ \right)}{\left(\sin \left(\tan^{-1} \left(\frac{(x+2)}{\sqrt{16 - (x+2)^2}} \right) \right) - \sin 30^\circ \right)} \quad (44)$$

La representación gráfica de la función se muestra en la Figura 2 - 26.

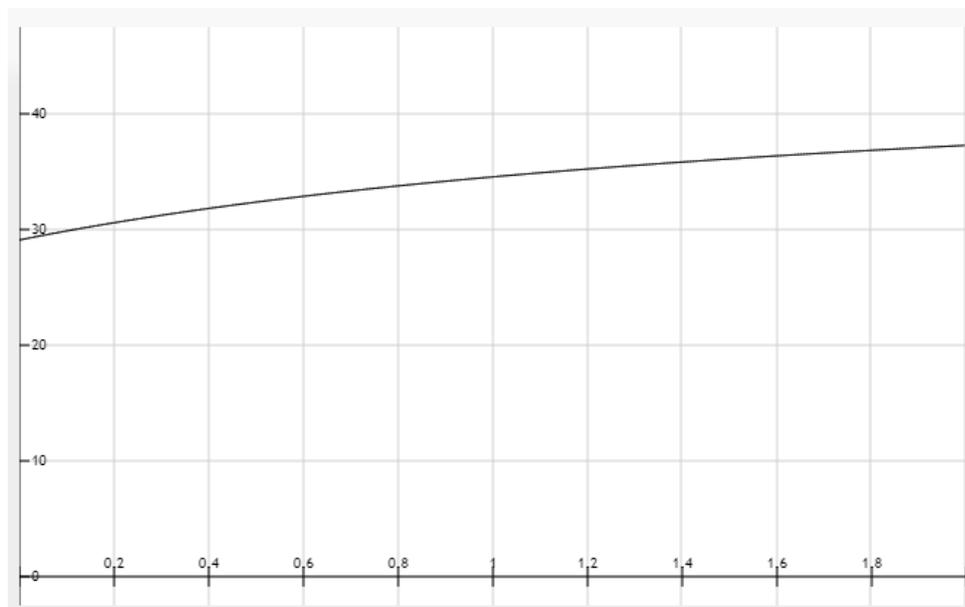


Figura 2 - 26 Gráfica de la relación entre el avance vertical por el redondeo y la carga normal sobre el disco (Elaboración propia)

La carga máxima se da justo al abandonar el retén y tiene un valor de 38 N.

Sustituimos estos valores en la ecuación (43) junto a los parámetros de los materiales a temperatura ambiente y obtenemos un valor de 37,65 μm de ancho de superficie de contacto.

Por último sustituimos el ancho en la fórmula de la presión en la línea central del área de contacto.

$$P_{max} = \frac{2F}{\pi bL} = \frac{2 * 38}{\pi * 37,65 * 10^{-3} * 5,4} = 119 \text{ MPa} \quad (45)$$

El cual corresponde a un factor de seguridad de 2,32 respecto al límite elástico del aluminio (276 MPa).

4.9. Integración en el diseño

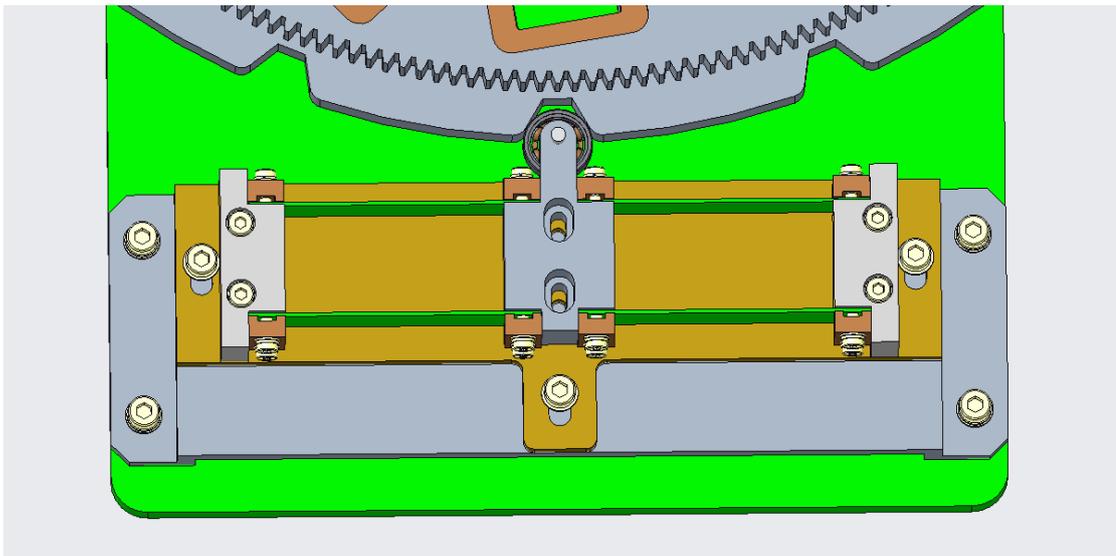


Figura 2 - 27 Diseño final del sistema retén (Elaboración propia)

En la Figura 2 - 27 se muestran las diferentes partes que componen nuestro sistema retén. Las ballestas se encuentran ancladas a dos soportes laterales sobre una placa plana y a una pieza central que contiene un eje en el que se encuentra nuestro rodamiento (véase Figura 2 - 28). El material empleado para todas las piezas ha sido el aluminio 6061-T6, el mismo material que el soporte sobre el que se encuentran y el disco. Además, se han añadido unas ranuras en la pieza central para emplear guías en caso de que la desviación horizontal sea excesiva.

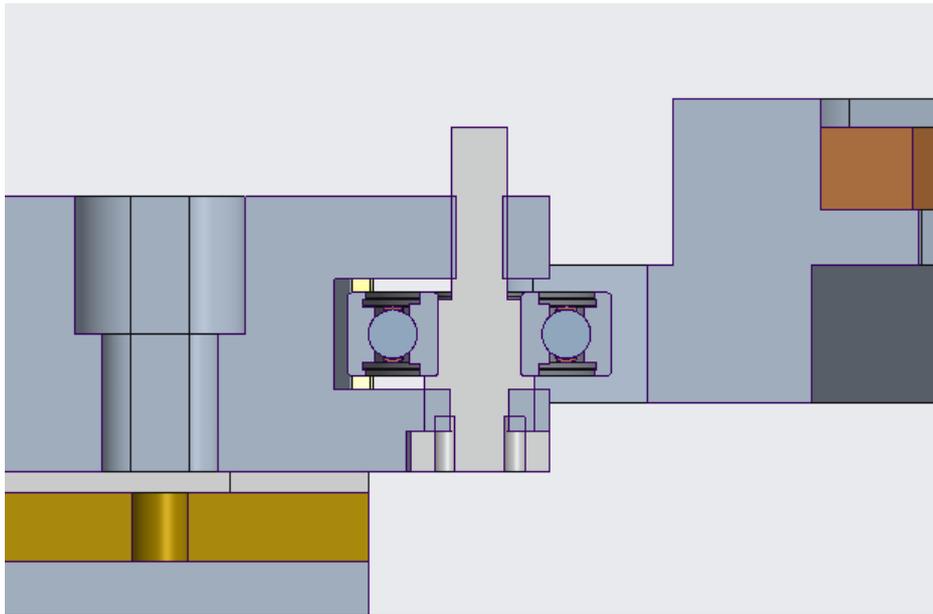


Figura 2 - 28 Vista de sección del rodamiento para el retén

5. Rodamientos

5.1. Selección de catálogo

Para la selección del dúplex de rodamientos se ha tenido como referencia los resultados observados en EMIR (El espectrógrafo del GTC). Se planean modificar rodamientos de acero inoxidable especial sustituyendo la jaula separadora de bolas con VESPEL SP-3 debido a que es una opción ya probada satisfactoriamente y más económica que adquirir rodamientos de precisión criogénicos. El tipo de rodamientos elegidos es el de contacto angular de 25° de ángulo de contacto sin tapas, ya que proporcionan la rigidez necesaria el giro y admiten una buena lubricación (Figura 2 - 29).

Contact Angle	15°	25°
Preferences		
	Radial rigidity	Axial rigidity
	Radial load carrying capacity	Radial system rigidity
		Axial load carrying capacity
		Combined radial and axial load capacity
	Higher speed with small ΔT	High ΔT between IR and AR

Figura 2 - 29 Características de rodamientos según su ángulo de contacto

El tipo de precarga buscada es la ligera, con el fin de aportar un par de frenado residual despreciable en comparación con los efectos del retén.

Para un diámetro de eje de 60 mm el primer rodamiento que elegimos es el modelo B71812 (véase Figura 2 - 30).

Bearing code	Dimensions					Abutment dimensions				DLR dimensions			Load rating		
	d	D	B	r _{min}	r _{max}	d ₁	D ₁	r _s	r _b	B _s	S _s	S _b	E _b nom.	C _{dyn}	C _{0stat}
FAG	mm														
B71812-CTPA-P4	60	78	10	0,30	0,10	63	74,5	0,3	0,1				66,3	13,20	13,20
B71812-E-TPA-P4	60	78	10	0,30	0,10	63	74,5	0,3	0,1				66,3	12,20	12,20
HCB71812-C-TPA-P4	60	78	10	0,30	0,10	63	74,5	0,3	0,1				66,3	9,00	9,15
HCB71812-E-TPA-P4	60	78	10	0,30	0,10	63	74,5	0,3	0,1				66,3	8,50	8,50
B71912-C-T-P4S	60	85	13	1,00	1,00	65	80,5	0,6	0,6				70,1	24,00	22,80

Figura 2 - 30 Primera elección de rodamiento

Comprobamos si la calidad P4 permite cumplir los requerimientos de diseño (véase Figura 2 - 31). Para ello tomamos un caso desfavorable en el que empleemos un solo rodamiento; ya que no podemos determinar cuál será la influencia del dúplex.

Outer ring		Dimensions in mm					
Nominal outer diameter	over	10	18	30	50	80	
	including	18	30	50	80	120	
Tolerance class P4		Tolerances in μm					
Outer diameter deviation	$\Delta_{D_{ext}}$ $\Delta_{D_{imp}}$	0	0	0	0	0	
Variation (out-of-roundness) V_{Dp} ¹⁾	Series 8	-4	-5	-6	-7	-8	
Variation of mean diameter	V_{Dmp}	2,5	2,5	3	3,5	4	
Width variation	V_{Cs}	1,5	1,5	2	2	2,5	
Radial runout	K_{ra}	2,5	2,5	2,5	3	4	
Variation of inclination	S_D	3	4	5	5	6	
Axial runout	S_{ra}	3	3	3	3	4	
		4	4	4	5	6	

Width deviation Δ_{Cs} is identical with Δ_{Ds} of the corresponding inner ring.
¹⁾ Valid for open bearings; the values apply before assembly for sealed bearings and DLR bearings

Figura 2 - 31 Tolerancias según DIN 620 para calidad P4

Para una calidad P4 la diferencia máxima (en la dirección radial) es de 3 micras, lo que para 10 mm de ancho de rodamiento equivale a un ángulo de 0,017188 ° Como nuestra rueda tiene 375 mm de diámetro exterior esto equivale a una diferencia de 112 micras, lo cual no cumple con los requisitos (100 micras).

Para una calidad P4S con el mismo diámetro externo tendríamos una inclinación de 1,5 micras, es decir, un ángulo de 0,0085943 lo que causa una diferencia de 56,25 micras en los planos focales (si cumple). Sin embargo, no hay calidad P4S para 78 mm

de diámetro externo en los rodamientos sino a partir de los 85 mm, lo cual nos llevaría a una variación de inclinación de 2,5 micras, que causaría 94 micras de diferencia en los planos focales (también cumple).

Outer ring		Dimensions in mm								
Nominal outer diameter	over	10	18	30	50	80	120	150	180	
	including	18	30	50	80	120	150	180	250	
Tolerance class P4S		Tolerances in μm								
Outer diameter deviation	$\Delta_{\text{ov}}, \Delta_{\text{ovmp}}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	
Variation (out of roundness) ¹⁾	Series 9	2,5	2,5	3	3,5	4	5	5	6	
V_{op}	Series 0,2	2	2	2,5	3	3	4	4	5	
Variation of mean diameter	V_{omp}	1,5	1,5	2	2	2,5	3	3	4	
Width variation	V_{ca}	1,5	1,5	1,5	1,5	2,5	2,5	2,5	4	
Radial runout	K_{ra}	1,5	2,5	2,5	3	4	4	5	7	
Variation of inclination	S_{p}	1,5	1,5	1,5	1,5	2,5	2,5	2,5	4	
Axial runout	S_{ra}	1,5	2,5	2,5	4	5	5	5	7	

Width deviation Δ_{ca} is identical with Δ_{ca} of the corresponding inner ring.
¹⁾ Valid for open bearings; the values apply before assembly for sealed bearings and DLR bearings

Figura 2 - 32 Tolerancias según DIN 620 para calidad P4S

Teniendo esto en cuenta, finalmente tomamos el rodamiento modelo 71912-E (véase Figura 2 - 33).

Bearing code	Dimensions					Abutment dimensions				DLR dimensions				Load rating			
	d	D	B	r_{min}	r_{min}	d_a	D_a	r_a	r_b	B_{H}	S_{H}	S_{B}	E_{H}	C_{dyn}	C_{stat}		
FAG	mm															nom.	kn
B71812-C-TPA-P4	60	78	10	0,30	0,10	63	74,5	0,3	0,1				66,3	13,20	13,20		
B71812-E-TPA-P4	60	78	10	0,30	0,10	63	74,5	0,3	0,1				66,3	12,20	12,20		
HCB71812-C-TPA-P4	60	78	10	0,30	0,10	63	74,5	0,3	0,1				66,3	9,00	9,15		
HCB71812-E-TPA-P4	60	78	10	0,30	0,10	63	74,5	0,3	0,1				66,3	8,50	8,50		
B71912-C-T-P4S	60	85	13	1,00	1,00	65	80,5	0,6	0,6				70,1	24,00	22,80		
B71912-E-T-P4S	60	85	13	1,00	1,00	65	80,5	0,6	0,6				70,1	22,80	21,60		
HCB71912-C-T-P4S	60	85	13	1,00	1,00	65	80,5	0,6	0,6	2,8	7,2	1,4	70,1	16,60	16,00		
HCB71912-E-T-P4S	60	85	13	1,00	1,00	65	80,5	0,6	0,6	2,8	7,2	1,4	70,1	15,60	15,00		
XCB71912-C-T-P4S	60	85	13	1,00	1,00	65	80,5	0,6	0,6	2,8	7,2	1,4	70,1	37,50	16,00		
XCB71912-E-T-P4S	60	85	13	1,00	1,00	65	80,5	0,6	0,6	2,8	7,2	1,4	70,1	34,50	15,00		
HS71912-C-T-P4S	60	85	13	1,00		65	80,5	0,6	0,6				70,2	14,00	14,60		
HS71912-E-T-P4S	60	85	13	1,00		65	80,5	0,6	0,6				70,2	13,20	13,40		
HC71912-C-T-P4S	60	85	13	1,00		65	80,5	0,6	0,6	2,8	7,2	1,4	70,2	9,65	10,00		
HC71912-E-T-P4S	60	85	13	1,00		65	80,5	0,6	0,6	2,8	7,2	1,4	70,2	9,00	9,50		
XC71912-C-T-P4S	60	85	13	1,00		65	80,5	0,6	0,6	2,8	7,2	1,4	70,2	21,60	10,00		
XC71912-E-T-P4S	60	85	13	1,00		65	80,5	0,6	0,6	2,8	7,2	1,4	70,2	20,00	9,50		

Figura 2 - 33 Elección final de rodamiento

Se ha decidido tomar el modelo con bolas estándar de acero (B). Las bolas cerámicas de Cronidur (XCB), un acero conformado en frío de alto contenido en nitrógeno con gran resistencia a la corrosión y fricción que ya ha sido probado en ambientes criogénicos anteriormente, no son compatibles con la lubricación de MoS₂,

ya que su combinación elimina la capa de lubricante. Por otro lado, las bolas cerámicas (HCB) tampoco son aconsejables, ya que aparecerán contracciones diferenciales con el acero de los rodamientos.

A continuación se listan las propiedades de los rodamientos elegidos (ver Tabla 2 - 9 y Tabla 2 - 10) :

CARACTERÍSTICAS DE LOS RODAMIENTOS	
DIMENSIONES (mm)	
d	60
D	85
B	13
r _{smin}	1
r _{1smin}	1
Tolerancia eje	+4μm
Tolerancia hous	+5μm -3μm
DIMENSIONES LÍMITE DEL SOPORTE (mm)	
da (h12)	65
Da (H12)	80,5
ramáx	0,6
rbmáx	0,6

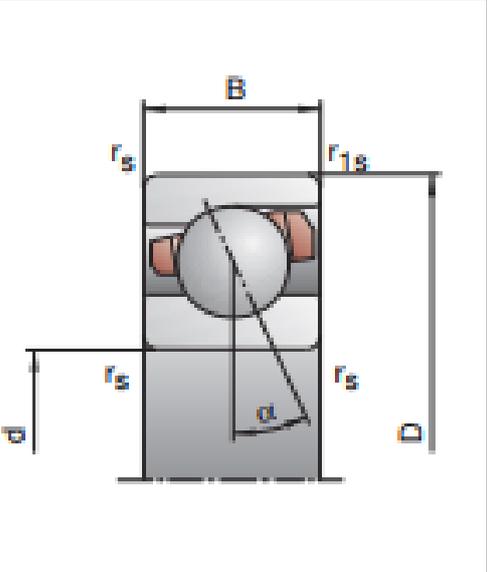


Tabla 2 - 9 Dimensiones de los rodamientos modelo B71912-E-T-P4S

PROPIEDADES MECÁNICAS		
C _{dyn}	Coef carga dinámico	22,8 kN
C _{0stat}	Coef carga estático	21,6 kN
F _v (Ligera)	Fuerza de precarga	156 N
K _{aE}	Fuerza de descarga	455 N
C _a	Rigidez axial	124,4 N/μm
Masa		0,19 Kg

Tabla 2 - 10 Propiedades mecánicas de los rodamientos modelo B71912-E-T-P4S

La representación gráfica de los rodamientos se muestra en la Figura 2 - 34.

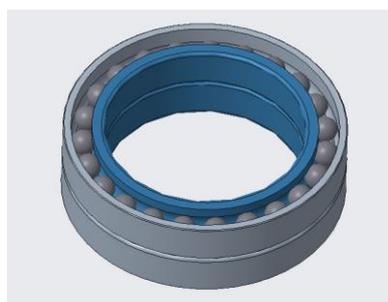


Figura 2 - 34 Representación gráfica de rodamiento modelo 71912-E-C-P4S

5.2. Cálculo de vida de los rodamientos

Comprobamos el tiempo de vida de los rodamientos aplicando el método descrito por el fabricante. En primer lugar determinamos la distribución de carga en nuestra configuración (en O o de espalda con espalda) empleando la Figura 2 - 35.

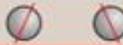
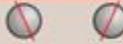
Arrangement	Load on the highest loaded bearings	
	F_a	F_r
	100 %	60 %
	100 %	60 %
	50 %	60 %
	50 %	60 %
	33 %	60 %
	33 %	60 %

Figura 2 - 35 Distribución de carga en los rodamientos según la configuración

La carga radial aplicada sobre nuestros rodamientos será un 60% de la diferencia entre la fuerza radial provocada por la transmisión de los engranajes y la carga máxima aplicada por el sistema retén puesto que situaremos ambos elementos en lados contrarios de la rueda.

$$F_{rrod} = 0,6(F_{rret} - F_{rtrans}) = 0,6(38 - 11) = 16,2 \text{ N} \quad (46)$$

La carga axial coincide con la fuerza de precarga empleada, es decir, unos 156 N.

El cociente entre la carga axial y la radial es 9,63, por lo que emplearemos la siguiente fórmula para determinar la carga estática equivalente.

$$P_0 = 0,5F_r + 0,38F_a = 0,0674 \text{ KN} \quad (47)$$

El cociente entre el coeficiente de carga estático (21,6 kN) y este valor es de 320,5 por lo que podemos asegurar un tiempo de vida infinito para el dúplex de rodamientos. Es un factor lo suficientemente grande para que la lubricación de las pistas interiores y la adición de la jaula de VESPEL SP-3 no acorten la vida del elemento.

5.3. Arandelas de precarga

Para la precarga de los rodamientos se han decidido emplear arandelas onduladas de la empresa Smalley. Las precargas en las configuraciones en O de los rodamientos deben realizarse en los anillos interiores de los mismos (Figura 2 - 36).

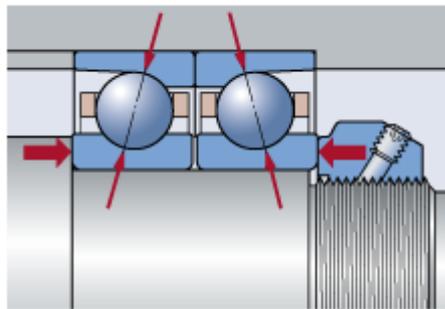


Figura 2 - 36 Precarga en una configuración de rodamientos espalda con espalda

El modelo elegido ha sido el de una sola vuelta para precarga de rodamientos. Como las dimensiones de las arandelas del catálogo no coinciden con las de la superficie superior del anillo interior emplearemos una pieza adicional para distribuir la carga correctamente (ver Figura 2 - 37).

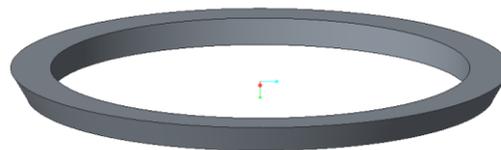


Figura 2 - 37 Pieza para la distribución de carga (Elaboración propia)

Para el diseño también tendremos en cuenta que el valor de la constante elástica de la arandela sea lo suficientemente pequeña como para permitir un margen de error aceptable en la precarga de los rodamientos. Puesto que un valor inferior o superior al recomendado por el fabricante puede tener un efecto negativo en el dúplex (ver Figura 2 - 38).

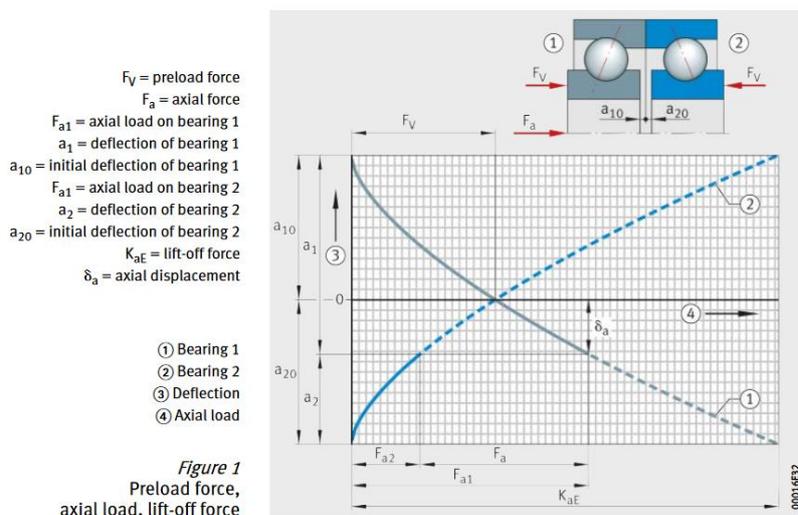


Figura 2 - 38 Efecto de las cargas axiales sobre los rodamientos

Teniendo esto en cuenta se ha seleccionado el modelo SSB-0284 con las características mostradas en la Tabla 2 - 11.

PARÁMETROS ARANDELA SSB-0284	
Tipo de resorte	Superpuestas
Material	Acero al carbono templado
Diámetro exterior (mm)	72
Altura de operación (mm)	2,77
Altura libre (mm)	4,57
Nº de ondas/vueltas	4
Nº vueltas	1
Espesor de alambre (mm)	0,76
Pared radial de alambre (mm)	4,78
Constante del resorte (N/mm)	108

Tabla 2 - 11 Parámetros de la arandela escogida

Se ha seleccionado una altura de trabajo de 3 mm, lo que significa una compresión de 1,57 mm, es decir, 169,6 N, un valor muy cercano al de nuestra precarga.

La representación gráfica de la arandela se muestra en la Figura 2 - 39.

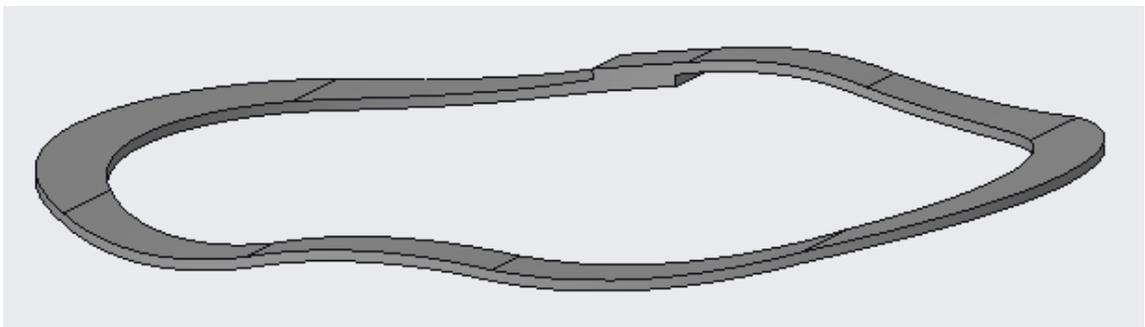


Figura 2 - 39 Representación gráfica de la arandela modelo SSB-0284

6. Anillo de tolerancias

Es necesaria la colocación de un anillo de tolerancias entre el alojamiento y el disco puesto que el primero es de acero inoxidable 440C mientras que el segundo es de aluminio y se deben las diferentes contracciones térmicas. Además, dicho anillo permite también mejorar la transmisión del par entre ambas piezas, compensar desalineamientos y absorber parte de las vibraciones experimentadas.

El aluminio experimenta una contracción de $3,36 \cdot 10^{-3}$ (calculada en el apartado de engranajes) mientras que la del acero tiene un valor de $1,55 \cdot 10^{-3}$ (ver Figura 2 - 40).

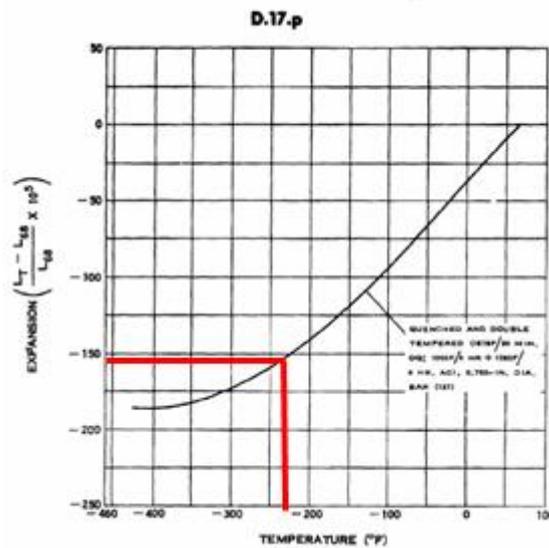


Figura 2 - 40 Expansión térmica del acero inoxidable 440C

Este valor para un radio de 64 mm (mitad del diámetro exterior del alojamiento) provoca la siguiente interferencia.

$$\Delta = (\varepsilon_{al} - \varepsilon_{ace})R = 0,116 \text{ mm} \quad (48)$$

La selección del anillo se tomará del catálogo de Eurobearings, en concreto se buscan los anillos de tolerancia modelo AN para alojamientos. Para un diámetro de 110 mm sea tomado el mostrado en la figura Figura 2 - 41.

Tolerance Ring Reference	d (mm)	b (mm)	d' h9 (Shaft) (mm)	HOUSING BORE FOR MOUNTING ROLLING BEARINGS D' (mm)	HOUSING BORE FOR TORQUE TRANSFER D' (mm)	TORQUE CAPACITY M (Nm)	PERMISSIBLE RADIAL LOAD P (N)
AN107-512	107	12	107	109.82 TO 109.96	109.42 TO 109.56	1400.00	26500
AN110-525	110	25	110	112.82 TO 112.96	112.42 TO 112.56	1650.00	30000
AN115-512	115	12	115	117.82 TO 117.96	117.42 TO 117.56	1450.00	26500

Figura 2 - 41 Selección anillo de tolerancias de catálogo de Eurobearings

Se ha elegido una configuración para transferencia de par por lo que el diámetro interior de nuestro disco será de 112,5 mm.

7. Elementos adicionales

7.1. Elementos de control

Para el control de posición de la rueda se han de implementar un codificador magnético para definir la posición entre cambios de máscara y se debe establecer un HOME con un microinterruptor para conocer el punto de partida.

Ambos elementos se han integrado en el diseño. En el caso del codificador magnético, se ha decidido colocar un codificador tipo RFC-4800 de la empresa Novotechnik dentro del eje de la rueda, por lo que ha sido necesaria una ampliación de la altura y el diámetro del eje en su parte inferior; además, se ha realizado un hueco en uno de los laterales para poder sacar el cableado del encoder. El imán ha de estar a una distancia de 4 mm del codificador y debe estar centrado respecto al mismo y girar con las partes móviles. Por ello se han añadido dos piezas adicionales, un soporte por encima de la tapa del eje y una barra que se atornillará en el mismo y llevará consigo el imán (ver Figura 2 - 42).

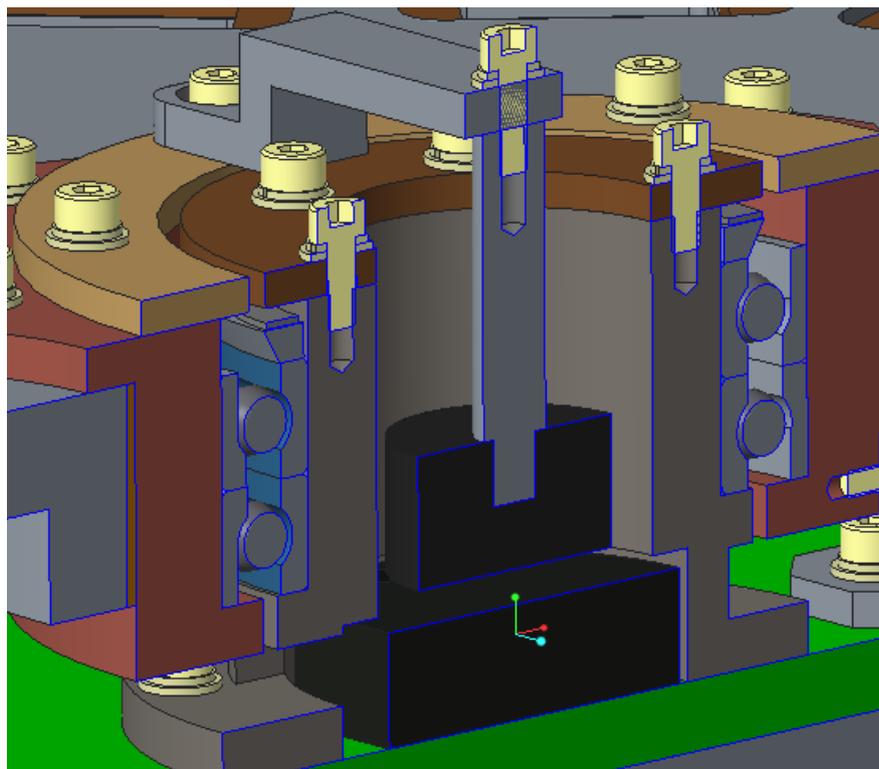


Figura 2 - 42 Integración del codificador magnético (Elaboración propia)

El microinterruptor para el HOME, por otro lado, ha decidido colocarse en frente del sistema de la transmisión de la rueda. La posición inicial la dará el contacto entre un pequeño tornillo puesto en la cara exterior del alojamiento y una pestaña metálica, la

cual activará el switch. Para ello, se ha dejado una interferencia de unos 1,5 mm entre ambos elementos para la deflexión de la pestaña (ver Figura 2 - 43).

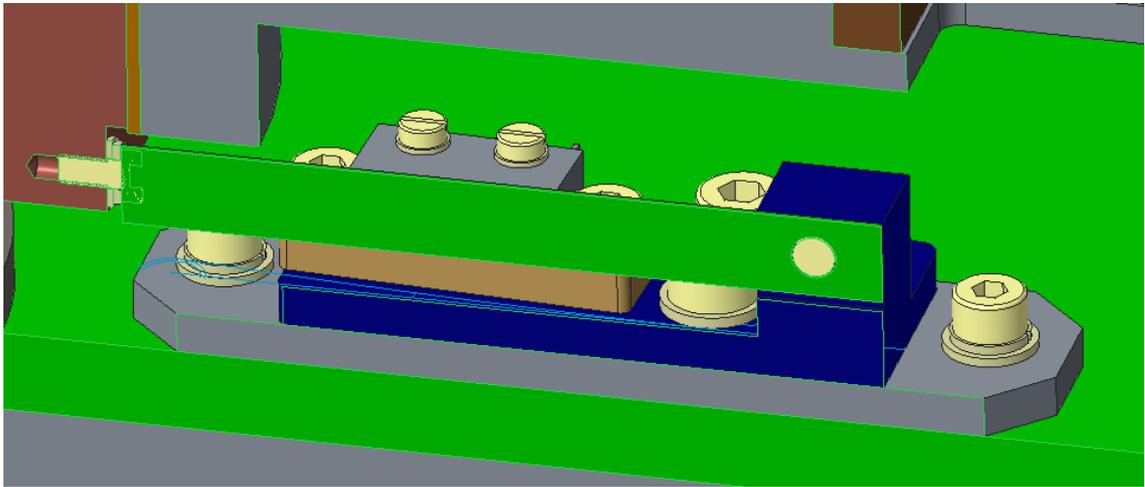


Figura 2 - 43 Montaje del microinterruptor para el HOME de la FPMW (Elaboración propia)

Comprobamos si se activará el botón del microinterruptor aplicando la fórmula para la deflexión de una viga en voladizo con carga en un extremo a una distancia x.

$$f_L = \frac{FL^3}{3EI} \rightarrow f_x = \frac{f_L 3EI}{L^3 6EI} (3Lx^2 - x^3) = \frac{f_L}{2L^3} (3Lx^2 - x^3) \quad (49)$$

Las longitudes de la ballesta respecto al switch se muestran en la Figura 2 - 44.

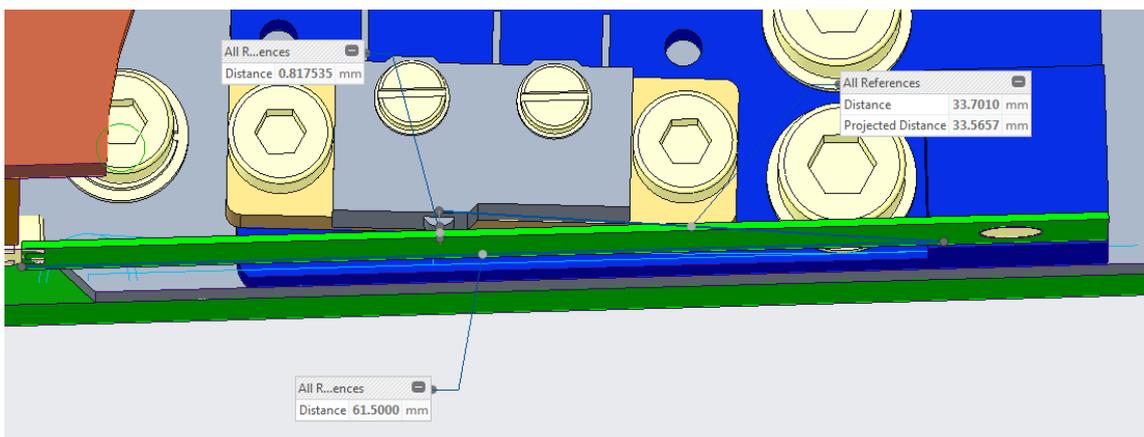


Figura 2 - 44 Longitudes de la ballesta respecto al microinterruptor (Elaboración propia)

Una interferencia de 1,5 mm ocasiona un deflexión aproximada en el extremo de la ballesta de 13,39 mm (ver Figura 2 - 45).

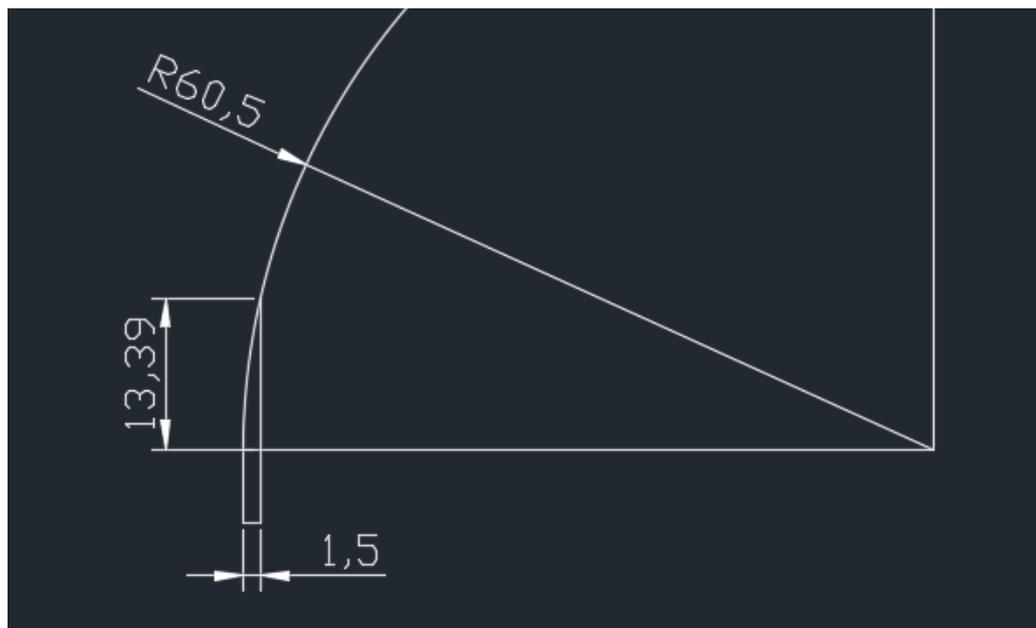


Figura 2 - 45 Aproximación de deflexión vertical debida a deflexión horizontal (Elaboración propia)

Sustituyendo los valores en la fórmula anteriores obtenemos una deflexión de 4,89 mm en la posición del botón.

Los valores de carrera del botón de nuestro microinterruptor se muestran en la Figura 2 - 46.

Model	SS-10	SS-6 SS-01	SS-6-F SS-01-F	SS-01-E
OF max.	1,47 N (150 gf)	1,47 N (150 gf)	0,49 N (50 gf)	0,25 N (25 gf)
RF min.	0,25 N (25 gf)	0,25 N (25 gf)	0,04 N (4 gf)	0,02 N (2 gf)
PT max.	0,6 mm	0,5 mm	0,5 mm	0,5 mm
OT min.	0,4 mm	0,5 mm	0,5 mm	0,5 mm
MD max.	0,12 mm	0,1 mm	0,1 mm	0,1 mm
OP	8,4±0,5 mm			

Figura 2 - 46 Carreras de los botones de los microinterruptores modelo SS

La suma de la carrera previa (pretravel PT) y la carrera disponible (overtravel OT) es de 1 mm por lo que el botón deberá encontrarse a una distancia máxima de la superficie de la ballesta de 4,39 mm y a una distancia mínima de 3,89 mm si queremos evitar cargasen el mismo. Esto se logra colocando ranuras para el posicionado del soporte del microinterruptor que permitan su ajuste.

7.2. Tornillería

Se muestra la tornillería empleada en el prototipo de la FPMW incluyendo arandelas, listando aquellos elementos en los que vaya incorporada. En la Tabla 2 - 12 se resumen los elementos empleados agrupándose los tornillos con sus correspondientes arandelas.

La tornillería se ha colocado mediante el módulo de tornillos y roscas del CREO Parametric de acuerdo con las normas de los mismos. Todos los tornillos empleados son de acero inoxidable clase 8.8 y en el modelo se ha tomado el acero 440C como material para las simulaciones.

TORNILLERÍA	
Unión entre el alojamiento y el disco	
DIN 912-M4x12-8_8	8
DIN 127-B4	8
DIN 125-1-A4	8
Unión entre la tapa del alojamiento y el alojamiento	
DIN 912-M4X10-8_8	6
DIN 127-B4	6
DIN 125-1-A4	6
Unión entre la tapa del eje y eje	
DIN 912-M4X10-8_8	6
DIN 127-B4	6
DIN 125-1-A4	6
Unión entre el eje y la placa de soporte	
DIN 912-M4x12-8_8	6
DIN 127-B4	6
DIN 125-1-A4	6
Tornillería del soporte del imán para el codificador	
DIN 912-M4x12-8_8	3
DIN 127-B4	3
DIN 125-1-A4	3
Unión entre el motor y el soporte	
DIN912-M5x12-8_8	4
DIN 127-B5	4
DIN 125-1-A5	4
Unión entre el soporte del motor y la placa de soporte	
DIN912-M5x14-8_8	4
DIN 127-B5	4
DIN 125-1-A5	4
Tornillería del sistema del microswitch	
DIN7984-M3x6-8_8	1
DIN 127-B3	1

DIN 125-1-A3	1
DIN 912-M4x10	1
DIN 127-B4	1
DIN 125-1-A4	1
DIN 912-M4x9-8_8	2
DIN 912-M5x9-8_8	2
DIN 125-1-A5	2
DIN 912-M4x14-8_8	2
DIN 127-B4	2
DIN 125-1-A4	2
Unión entre el soporte del retén y la placa de soporte	
DIN912-M5x14-8_8	4
DIN 127-B5	4
DIN 125-1-A5	4
Unión entre el sistema retén y el soporte	
DIN 912-M5x12-8_8	3
DIN 125-1-A5	3
Unión entre los laterales y el soporte del retén	
DIN 912-M4x22-8_8	4
Unión entre las presillas y las ballestas	
DIN 7984-M3x12-8_8	16
DIN 127-B3	16
DIN 125-1-A3	16
Unión entre el encoder y la placa de soporte	
DIN 912-M4x18-8_8	2

Tabla 2 - 12 Tornillería de la FPMW



Escuela superior de Ingeniería y Tecnología

Sección industrial

Grado en Ingeniería mecánica

Trabajo de fin de grado

Título:

Diseño de una rueda de filtros criogénica

Anexo 3:

Análisis del diseño

Tutor académico: Viana Lida Guadalupe Suárez

Tutor externo: Elvio Hernández Suárez

Fecha: Septiembre 2018

Anexo 3: Análisis del diseño

1. Análisis másico	97
1.1. Comportamiento dinámico.....	98
1.2. Enfriamiento	99
2. Tensiones y desplazamientos en el sistema retén.....	100
3. Análisis modal	102

1. Análisis másico

Las masas de las distintas partes del prototipo de la FPMW se han tomado directamente del diseño CAD. Estas se encuentran listadas en la Tabla 3 - 1.

PIEZAS	MASAS (Kg)
Disco	3,02
Máscaras	0,29
Sistema retén	0,33
Motor	0,99
Rodamientos	0,38
Alojamiento	1,36
Eje	0,71
Tapas, precarga y anillo de tolerancias	0,36
Soporte	3,61
Encoder y microinterruptor con soportes	0,1
Tornillería	0,24
Total	11,39

Tabla 3 - 1 Lista de masas de las diferentes partes de la FPMW

La masa de la rueda sin tener en cuenta el soporte para las pruebas es de 7,78 Kg, valor inferior a los requisitos preestablecidos para la misma de 8,85 Kg.

Se ha determinado la masa de los elementos que giran alrededor del eje, su inercia y centro de gravedad. Se ha incluido la totalidad de los rodamientos en la obtención de los datos a pesar de que solo vayan a girar el anillo exterior debido a la imposibilidad de separar las piezas en el diseño. La parte giratoria se encuentra en la Figura 3 - 1 y los resultados se definen en la Figura 3 - 2.

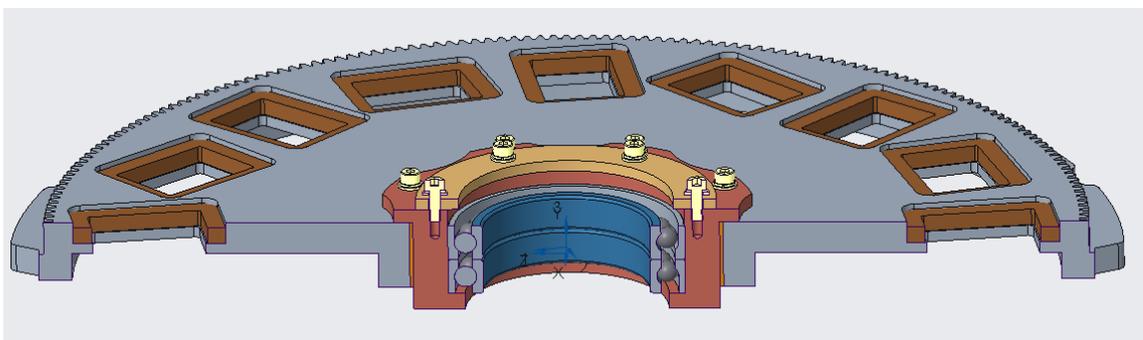


Figura 3 - 1 Partes giratoria de la rueda sobre eje

```

VOLUME = 1.4795164e+06 MM^3
SURFACE AREA = 4.8013750e+05 MM^2
AVERAGE DENSITY = 2.8970661e-09 TONNE / MM^3
MASS = 4.2862568e-03 TONNE

CENTER OF GRAVITY with respect to _HARM135_RUEDA_MASCARAS_PFG coordinate frame:
X Y Z -1.1425680e-02 2.3986938e+00 9.1409708e-03 MM

INERTIA with respect to _HARM135_RUEDA_MASCARAS_PFG coordinate frame: (TONNE * MM^2)

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 3.5578337e+01 -5.5604005e-05 -2.9864767e-03
Iyx Iyy Iyz -5.5604005e-05 7.0610072e+01 -7.7959169e-05
Izx Izy Izz -2.9864767e-03 -7.7959169e-05 3.5570389e+01

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _HARM135_RUEDA_MASCARAS_PFG coordinate frame

INERTIA TENSOR:
Ixx Ixy Ixz 3.5553675e+01 -1.7307619e-04 -2.9869243e-03
Iyx Iyy Iyz -1.7307619e-04 7.0610071e+01 1.6022968e-05
Izx Izy Izz -2.9869243e-03 1.6022968e-05 3.5545727e+01

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (TONNE * MM^2)
I1 I2 I3 3.5544729e+01 3.5554672e+01 7.0610071e+01
  
```

Figura 3 - 2 Propiedades de la parte móvil de la rueda

La suma de las masas es de 4,28 Kg, lo que equivale a una carga axial de 42 N sobre los rodamientos; un valor relativamente pequeño en comparación con la precarga por lo que puede ignorarse su influencia. El momento de inercia en el eje paralelo al eje de la rueda es de 0,07 Kgm² y el descentrado de la rueda respecto al eje es mínimo.

1.1. Comportamiento dinámico

Con esta inercia procedemos a determinar el momento necesario por el motor para acelerar la rueda angularmente. La potencia real que alcanza la rueda es igual a la potencia entregada por el motor multiplicada por la eficiencia de la transmisión.

$$M_{rueda} \omega_{rueda} = M_{pin} * \omega_{pin} * \eta \quad (50)$$

Por lo tanto el par entregado por el motor paso a paso es:

$$M_{pin} = \frac{M_{rueda}}{\eta_i} \quad (51)$$

El par necesario para mover la rueda está conformado por el par resistente de los rodamientos, el par resistente asociado al retén, el par resistente asociado a la activación del switch del HOME, el par cíclico debido al desplazamiento del centro de gravedad respecto al eje de rotación y el par inercial debido a las partes móviles.

Por lo tanto, tenemos:

$$M_{rueda} = M_{res} + I_{rueda}\alpha_{rueda} \quad (52)$$

Sustituyendo en la fórmula anterior tenemos que:

$$M_{pin} = \frac{M_{res} + I_{rueda}\alpha_{rueda}}{\eta i} \quad (53)$$

Asumiendo el par inercial y resistente del piñón como despreciable llegamos a que el valor del momento necesario en el motor es:

$$M_{motor} = M_{pin} + I_{mot}\alpha_{mot} = \frac{M_{res}}{\eta i} + \left(\frac{I_{rueda}}{\eta i^2} + I_{mot} \right) \alpha \quad (54)$$

Sustituimos los valores conocidos de nuestra rueda. El valor de la inercia del motor es de 0,24 Kgcm² y suponemos una eficiencia típica de 0,94 para nuestros engranajes rectos. El valor del momento necesario por el motor para acelerar la rueda es.

$$M_{motor} = \frac{5100 + M_{rod} + M_{switch}}{12,95} + \left(\frac{70610}{178,49} + 2400 \right) \alpha \quad (\text{Nmm}) \quad (55)$$

1.2. Enfriamiento

La cantidad de energía removida para enfriar un elemento es definida por su capacidad específica.

$$\text{Energía removida} = m * \int_{T_1}^{T_2} C dT \quad (56)$$

Suponiendo variaciones mínimas de la capacidad calorífica del material tenemos que:

$$\text{Energía removida} = mC(T_2 - T_1) \quad (57)$$

Empleando la Tabla 3 - 1, las capacidades caloríficas de los materiales empleados (896 J/KgK para nuestro aluminio y 460 J/KgK) y un enfriamiento desde los 298 K hasta los 128 K obtenemos que la energía necesaria para enfriar nuestra rueda es de unos 944 KJ (1,33 MJ con el soporte)

Por lo tanto, el criostato necesita una potencia de 10,93 W para enfriar el prototipo de la rueda en un día (con el soporte para las pruebas son 15,39 W).

2. Tensiones y desplazamientos en el sistema retén

Se han comprobado las tensiones y deflexiones en el retén debidas a la carga con componente horizontal máxima. Para ello sea empleado el módulo de simulación del CREO.

En la Figura 3 - 3 se muestran las restricciones impuestas y la carga aplicada sobre el eje del rodamiento. Sus componentes son de 25,5 N en el eje X y de -14,72 N en el eje Y.

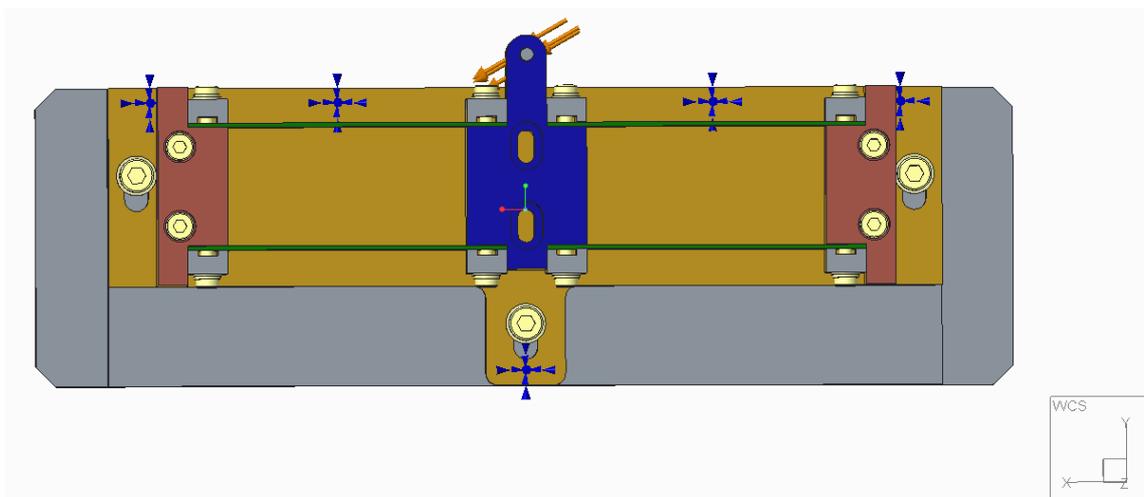


Figura 3 - 3 Condiciones para la simulación del sistema retén

Los resultados de la simulación son los siguientes (ver Figura 3 - 4 y Figura 3 - 5).

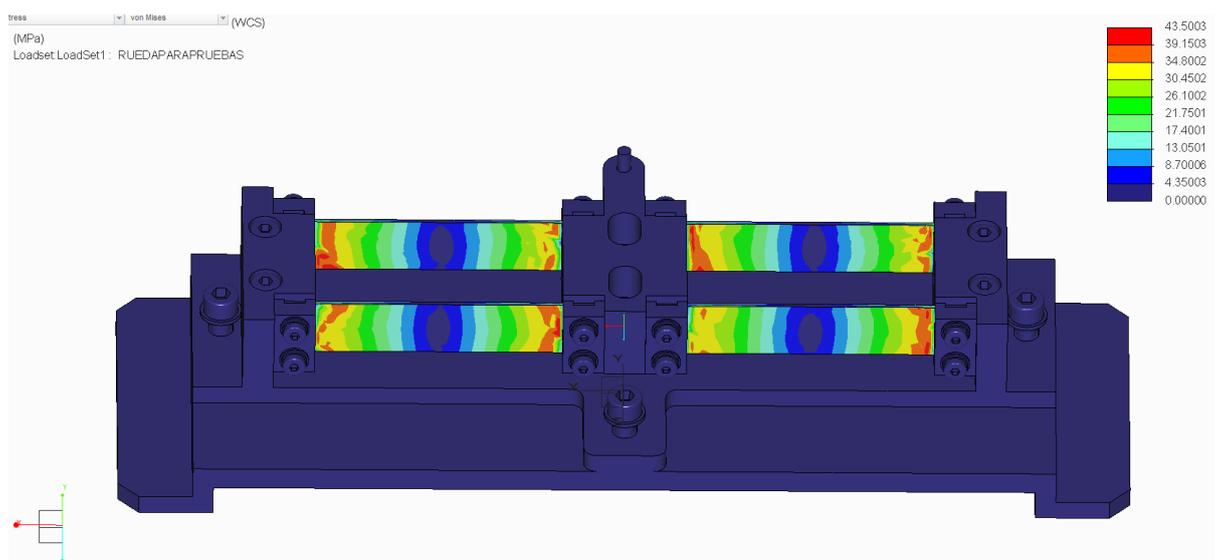


Figura 3 - 4 Tensiones (Mpa) en el sistema retén para la carga de componente horizontal máxima

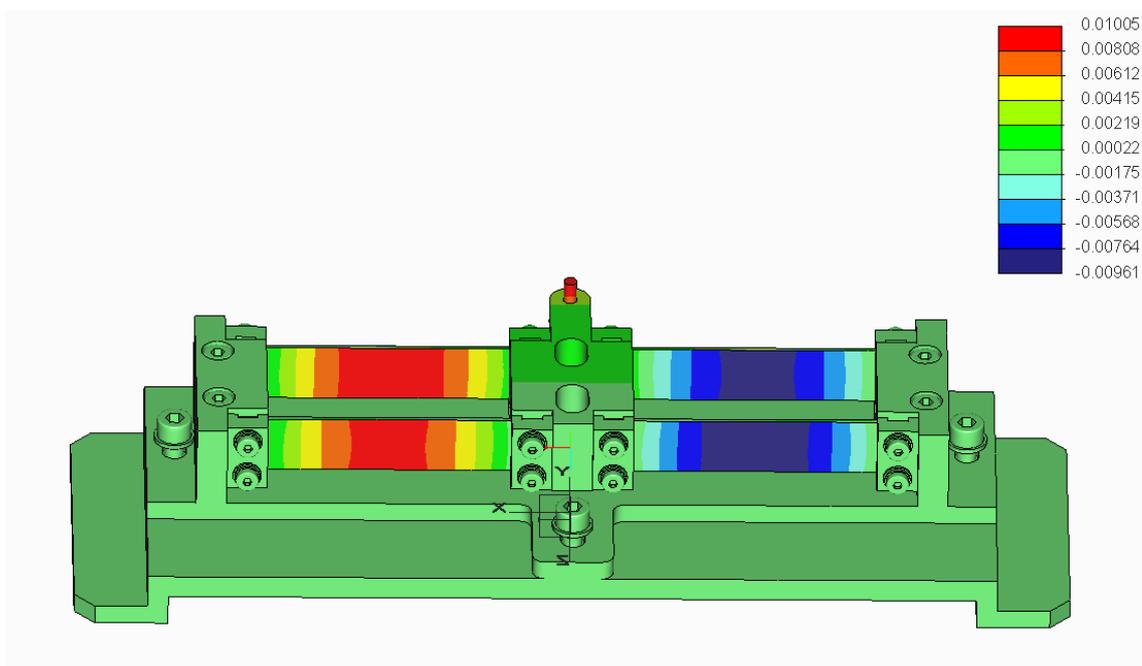


Figura 3 - 5 Desplazamiento horizontal (mm) en el sistema retén para la carga de componente horizontal máxima

La tensión máxima se produce en la zona cercana a las ballestas y posee un valor de 43,5 Mpa un valor más de 6 veces inferior al límite elástico del aluminio empleado.

Por otro lado, el desplazamiento horizontal máximo es de 0,01 mm y se da en el extremo del retén por lo que no es necesario el empleo de guías en el mismo.

También se han comprobado las tensiones debidas a la carga máxima de 38 N (ver Figura 3 - 6).

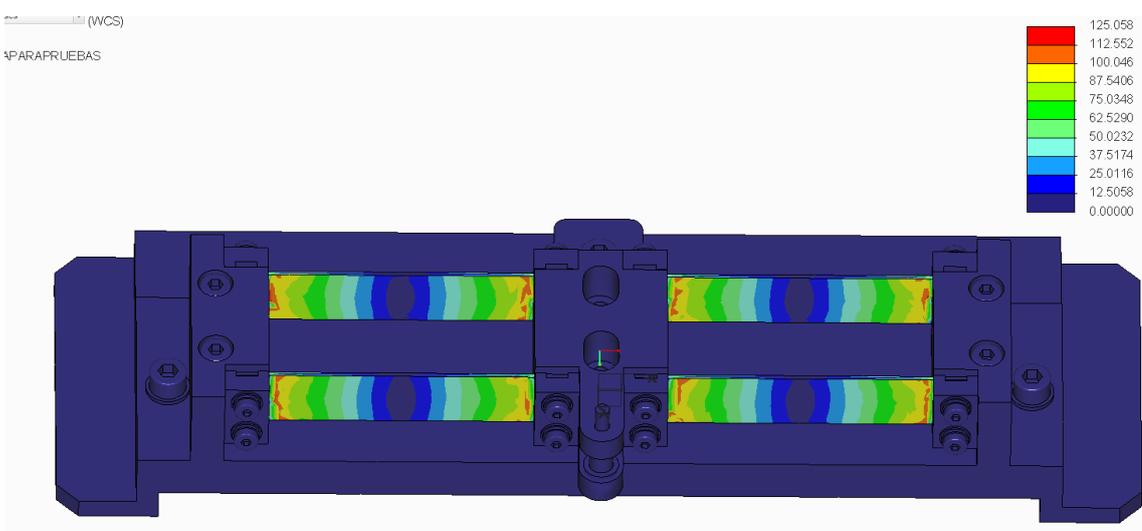


Figura 3 - 6 Tensiones (Mpa) en el sistema retén para la carga máxima

Esta vez el valor máximo es de 125,06 Mpa, por lo que aún tenemos un margen de seguridad de 2,2 respecto al límite elástico del material.

3. Análisis modal

Hemos realizado un análisis modal sobre el disco de la rueda para comprobar los valores de las frecuencias naturales de la misma. La retención impuesta se muestra en la Figura 3 - 7.

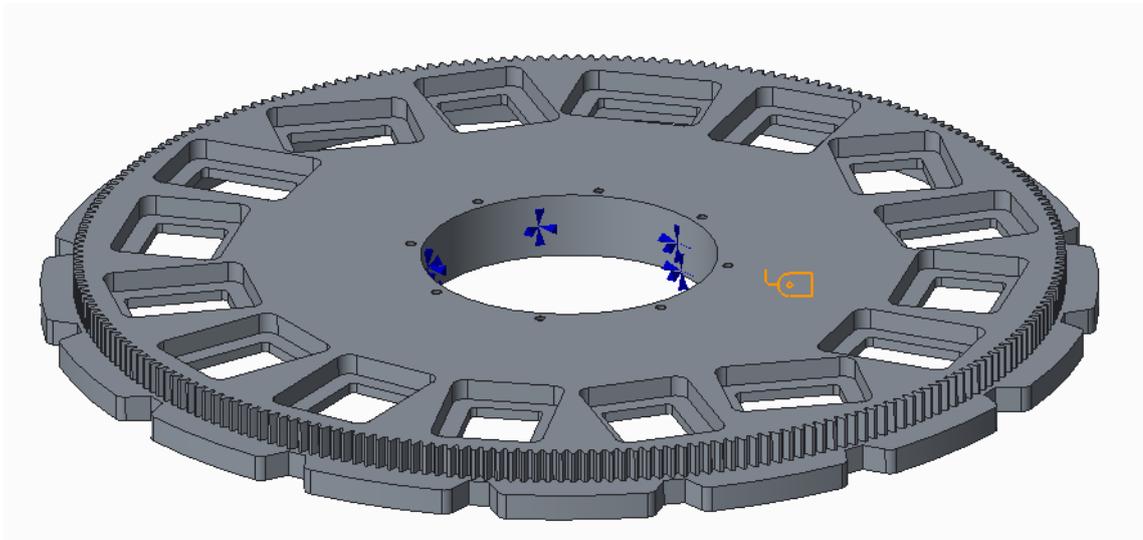


Figura 3 - 7 Retención para el análisis modal del disco

Las primeras 6 frecuencias naturales obtenidas en el análisis se muestran en la Tabla 3 - 1.

FRECUENCIAS NATURALES (HZ)		
474,68	476,42	517,29
520,82	540,89	912,66

Tabla 3 - 1 Frecuencias naturales del disco de la FPMW

El valor mínimo obtenido en las pruebas es 6,7 veces superior al valor mínimo de frecuencia propuesto por los requisitos (70 Hz).

Por último, se muestran en la Figura 3 - 8 las tensiones aparecidas con la primera frecuencia natural de la pieza.

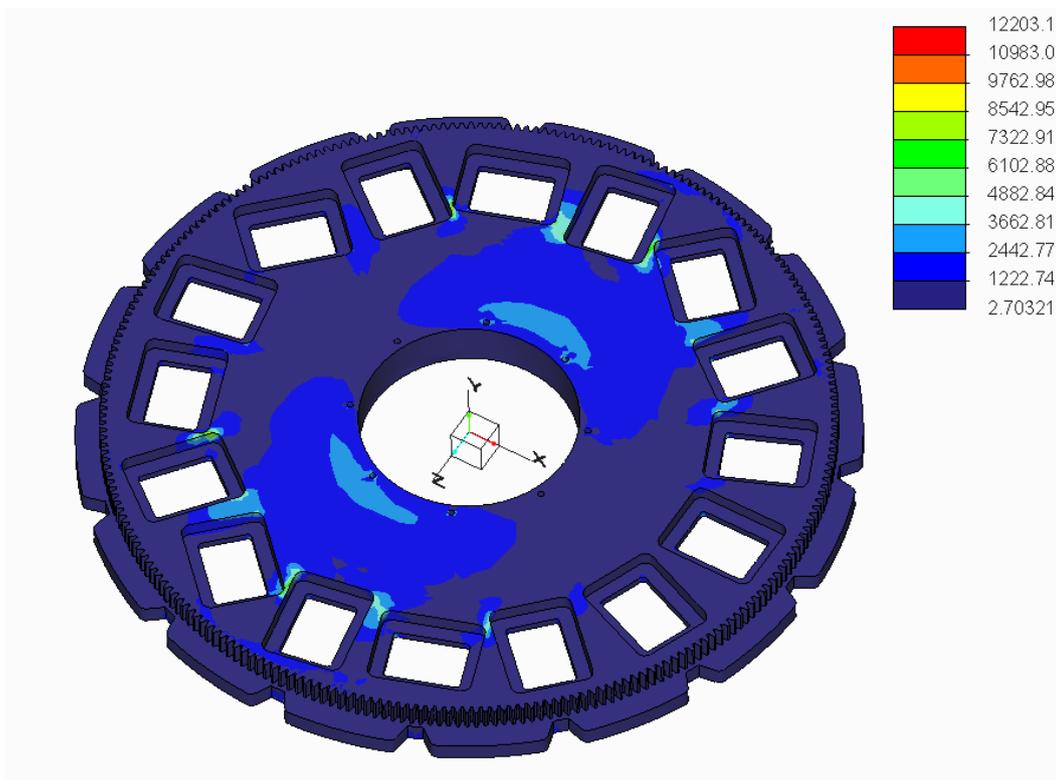


Figura 3 - 8 Tensiones para una frecuencia de 474,78 Hz en el disco de la FPMW

Como puede observarse, los puntos críticos de rotura se sitúan entre los huecos para las máscaras, lo cual es lógico, ya que son los puntos de menor espesor.



Universidad
de La Laguna

Escuela Superior de
Ingeniería y Tecnología
Sección de ingeniería Industrial



Escuela superior de Ingeniería y Tecnología
Sección industrial

Grado en Ingeniería mecánica

Trabajo de fin de grado

Título:

Diseño de una rueda de filtros criogénica

Anexo 4:

Catálogos

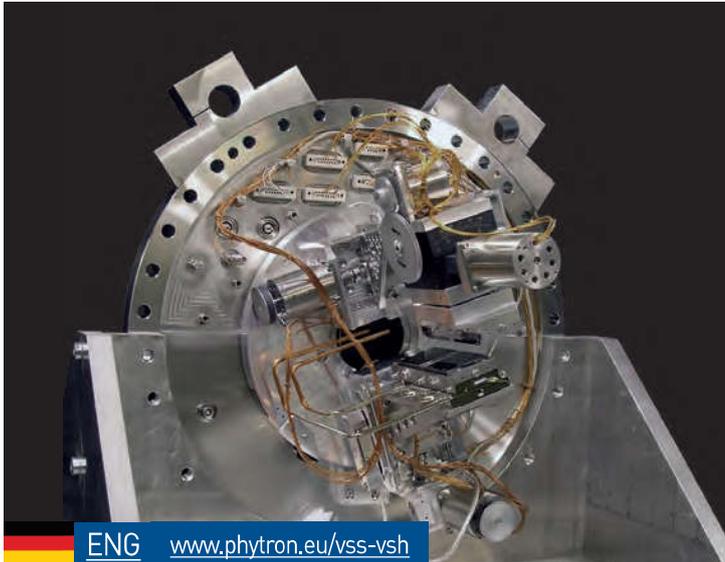
Tutor académico: Viana Lida Guadalupe Suárez

Tutor externo: Elvio Hernández Suárez

Fecha: Septiembre 2018

Índice de catálogos

1. Motor VSS 57.200.2,5-UHVC2-R KTC de Phytron
2. Rodamiento rígido a bolas 626-2Z de FAG
3. Rodamiento de bolas de contacto angular B71912-E-T-P4S de FAG
4. Arandela ondulada SSB-0284 de Smalley
5. Anillo de tolerancia AN 110-525 de Euro-Bearings
6. Codificador magnético RFC-4800 de Novotechnik
7. Microinterruptor SS-01-E de Omron



ENG www.phytron.eu/vss-vsh



RoHS
compliant



VSS / VSH Stepper Motor

For Applications up to Ultra-high-vacuum

Motors for use in vacuum should not only withstand the vacuum (no bursting of air inclusions), they must not contaminate the vacuum either. By selecting suitable materials and optimised conditioning processes phytron VSS/VSH stepper motors are ideally suited for use in a vacuum. Through many years of experience with special materials for use in Space, we have put a focus on materials with minimal molecular outgassing and high heat resistance. This is the prerequisite for a high vacuum quality and genuine measurement results in scientific and medical applications.

For exact positioning in vacuum, stepper motors are therefore particularly suitable because they can precisely position even without

sensitive feedback providers. Therefore phytron VSS/VSH stepper motors can be used in particularly challenging environmental conditions (radiation, cryo-temperatures and in a modified design even in Space).

Since stepper motors do not generate jitter effects while holding a position, this technology is ideal for precisely aligning optical instruments, mirrors, antennas or samples e.g. in high-resolution microscopes, particle accelerators or molecular analysis devices.

The VSS/VSH series is completely manufactured in Germany. You have special requirements? We are pleased to develop a tailored design for your application.

In Focus



High Temperature



Vacuum



Radiation Resistance

- 2-phase stepper motors
- Holding torques from 3.4 mNm to 13 Nm
- Diameters from 19 to 125 mm
- Number of steps 200 (standard)
- Step accuracy 5% for 1.8°
- Operating voltage (power stage)
Size 19 to 57: 70 V_{DC}
Size 80 to 126: 120 V_{DC}
- Outgassing holes to avoid pockets of trapped gas

Options

- VGPL precision planetary gear or Harmonic Drive gear
- Thermocouple type KTC/ Pt100 resistor sensor
- Resolver
- Double shaft

Customised solutions

- Operating in an aggressive environment
- Clean room applications to clean room class ISO 5 (acc. to ISO 14644-1)
- Motors with spindle

Highlights



Performance & Lifetime

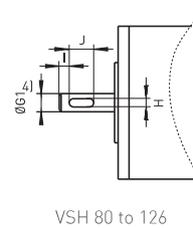
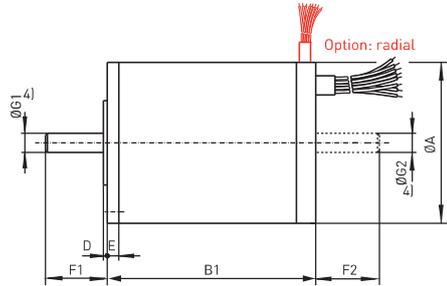
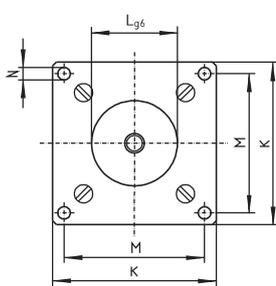
phytron in-Vacuum motors are based on a technology that can also be found in the most challenging projects of our time. From a variety of satellites up to the Mars rover Curiosity: phytron motors drive applications in distant worlds - highly accurate, reliable and durable. Driven within their specification range, high quality components and a proven design make sure: These motors don't let you down!



Cleanliness

phytron motors for use in ultra high vacuum (UHV) contain only materials that also meet the requirements of the ECSS (European Space regulations). Thus, each material has a maximum TML (Total Mass Loss) value < 1% and a maximum CVCM (Volatile Mass Losses) value < 0.1%. You will receive your UHV motor, double-wrapped and vacuum sealed.

Stepper Motor VSS 19 to VSS 57, VSH 80 to VSH 126



Key			
	H	I	J
VSH 80	3	2.5	20
VSH 100	4	3	22
VSH 126	5	3.5	22

Dimensions / Electrical and Mechanical Characteristics

VSS/VSH Standard 200-steps 4 lead parallel ³⁾	Electrical Characteristics					Mechanical Characteristics						Dimensions in mm												
	Current/ Phase In	Resistance/ Phase	Inductivity/ Phase	max. operating voltage	AWG	Holding torque ²⁾	Detent torque	Rotor inertia	Loads		Mass	A	B1	D	E	F1	F2	G1 ⁴⁾	G2 ⁴⁾	K	L	M	N	
									axial	radial														
A	Ω	mH	V _{DC}		mNm	mNm	kg cm ²	N	N	kg														
19.200.0.6 ¹⁾ 19.200.1.2 ¹⁾	0.6 1.2	2.1 0.63	0.85 0.23		28	3.4 3.5	0.9	0.0009	3	3	0.05	19	26.5	1	2	7.5	6.5	2.5	2.5	19	10	16	M2.5	
20.200.0.6 20.200.1.2	0.6 1.2	3.45 0.95	1.1 0.4		28	8	1	0.002	3	3	0.075	19	43	1	2	7.5	6.5	2.5	2.5	19	10	16	M2.5	
25.200.0.6 25.200.1.2 ¹⁾	0.6 1.2	3.25 0.95	1.5 0.4		28 26	12	2	0.0025	5	5	0.08	25	31	1	2.5	9.5	8.5	3	3	25	14	21.5	2.2	
26.200.0.6 26.200.1.2	0.6 1.2	5.85 1.7	3.2 1.0		28 26	28	1.9	0.006	5	5	0.13	25	47	1	2.5	9.5	8.5	3	3	25	14	21.5	2.2	
32.200.0.6 32.200.1.2 ¹⁾	0.6 1.2	4.6 1.25	5.3 1.2		26	40	3	0.01	5	15	0.17	32	38.5	1	3	11	10	4	4	32	18	27	2.8	
33.200.0.6 33.200.1.2 ¹⁾	0.6 1.2	7.5 1.9	9.3 2.2		70	26	68	3.3	5	15	0.26	32	57.5	1	3	11	10	4	4	32	18	27	2.8	
42.200.1.2 ¹⁾ 42.200.2.5 ¹⁾	1.2 2.5	1.7 0.34	3 0.7		70	24 22	120	5	20	40	0.35	42	54	1	3	16	15	5	4	42	22	36	3.2	
43.200.1.2 ¹⁾ 43.200.2.5	1.2 2.5	2.6 0.5	5.2 1.2		70	24 22	235	7	20	40	0.52	42	69	1	3	16	15	5	4	42	22	36	3.2	
52.200.1.2 52.200.2.5	1.2 2.5	2.65 0.6	7 1.6		70	24 22	350	13	25	70	0.72	52	65	1.5	3.5	17.5	16	6	4	52	28	44	4.3	
56.200.1.2 56.200.2.5	1.2 2.5	3.9 0.8	9.5 2.4		70	24 22	420	30	40	80	0.78	56.4	58.1	1.5	4.5	22	20.5	6.35	6.35	60	38.1	47.1	5.2	
57.200.1.2 57.200.2.5 ¹⁾	1.2 2.5	3.9 0.8	11.6 2.9		70	24 22	840	50	40	80	0.99	56.4	74.1	1.5	4.5	22	20.5	6.35	6.35	60	38.1	47.1	5.2	
80.200.5	5	0.4	2.3		120	18	2300	120	1.24	50	180	2.8	80	100	2	7.5	27	25	10	9	80	50	68	6.4
100.200.10	10	0.15	2.1		120	16	4300	140	4.4	70	300	5	100	125.5	2	8	32	30	12	12	100	60	86	6.4
126.200.10	10	0.23	3.9		120	16	13000	290	18.2	150	700	13.9	125	210	3	9.5	34	31	14	14	125	60	108	8.4

¹⁾ Preferred options: HV and UHVG in small quantities are available from stock

²⁾ Holding torque in bipolar mode with parallel windings, two phases on at rated current

³⁾ other step resolutions on demand (with different mechanical characteristics!)

⁴⁾ Shaft diameter tolerances: VSS 19 to 26: -0.005 to -0.009; from VSS 32: g5

All values given above refer to room temperature and atmospheric pressure.

Resolver - Encoder Converter



Phytron ID: # 10011284

The position data converter controls autonomously the resolver sensor and converts the output signals of the resolver to incremental output signals (square wave signal).

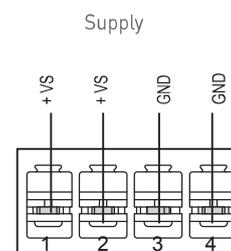
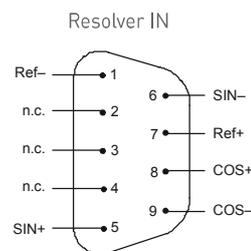
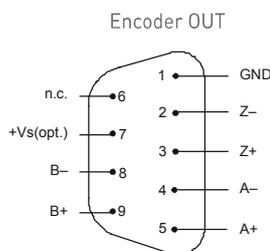
Resolution: 1024 increments

Output reference signal: 8 V_{PP} (diff.)
100 mA max.
10 kHz

Input SIN/COS: 4 V_{PP} (max.)

Resolver transformation factor: K= 0,5

Supply voltage: 24 V {14...36 V_{DC}}



phytron's modular *phyMOTION*TM controller evaluates the resolver signals directly with the newly developed resolver evaluation module ECMS01.

Thermocouple Type K and Resistance Temperature Detektor Pt100

The insulated temperature sensor in phytron motors is integrated in the motor windings. The response time to temperature changes of the winding is very short, compared to temperature sensors mounted outside the motor housing. The temperature is measured all the time (even only one motor phase is powered at any time), because the sensors are always mounted between the phases.

Thermocouple element type K

phytron uses with the Type K (NiCr-Ni) in-vacuum and cryo stepper motors, thermal elements in the temperature range from -270 to +1370 °C, accuracy class 1. The Type K is a metal thermal element with nickel-based alloy conductors. Temperature ranges, accuracy and characteristics of thermal elements for industrial use are defined in the IEC 584 standard (temperature measuring with thermal elements)

The accuracy of the temperature measuring depends on the temperature of the reference point.

Resistance temperature detector (RTD) Pt100

phytron uses Pt100 resistor sensors in in-vacuum and cryo stepper motors in the temperature range -200 to +300 °C. These precise sensors are used in extreme industrial and laboratory conditions. They consist of a wound resistance wire that is mounted and unsupported inside a cylindrical ceramic case

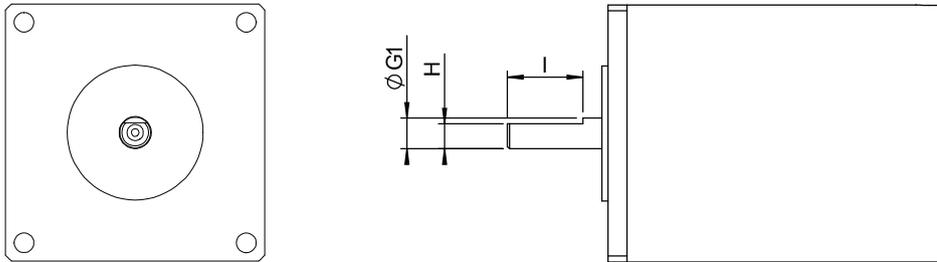
The evaluation of the temperature measuring is possible with the corresponding module in the *phyMOTION*TM controller. For the K type variations to some degree are possible.

Phytron devices and controllers for the evaluation of Pt100 resistor sensors and thermal element type K

1-axis controller MCC-1
2-axes controller MCC-2
Multi-axes controller *phyMOTION*TM

Extreme

Option: Shaft design with flat surface



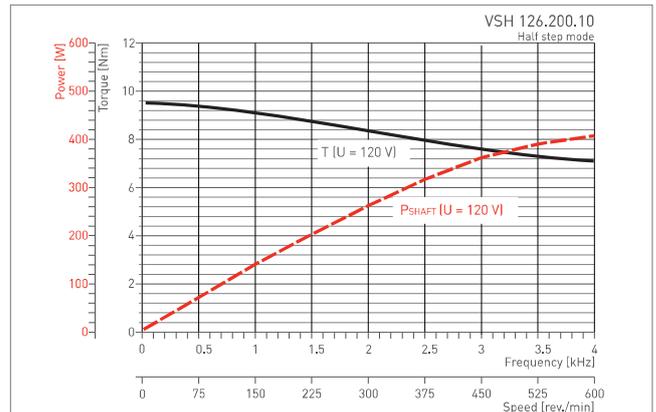
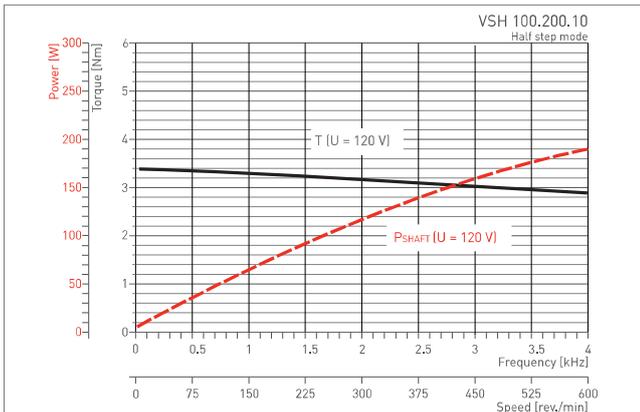
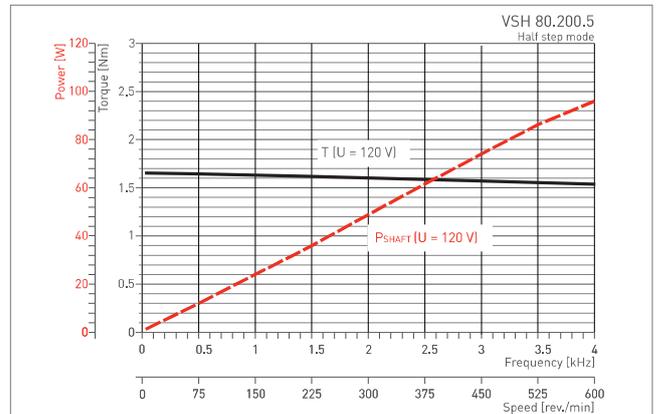
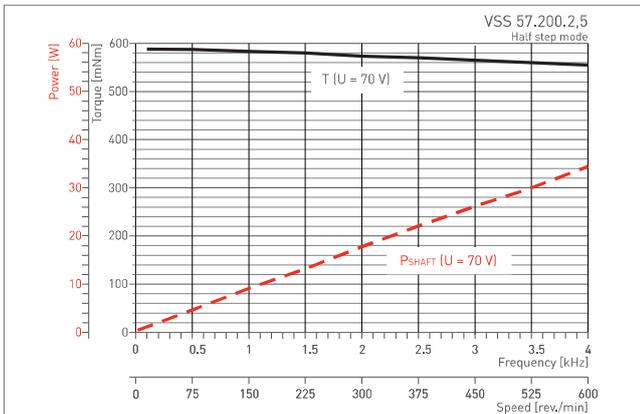
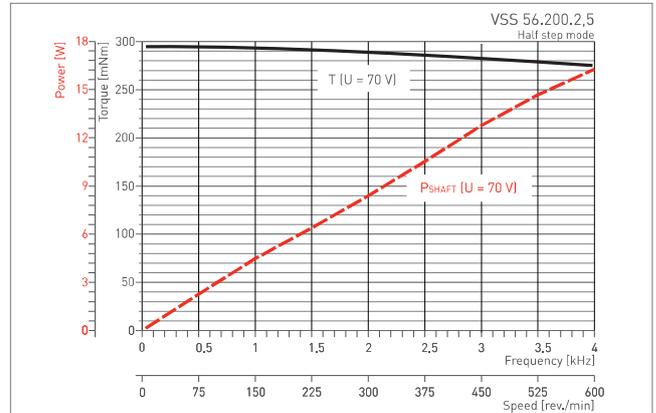
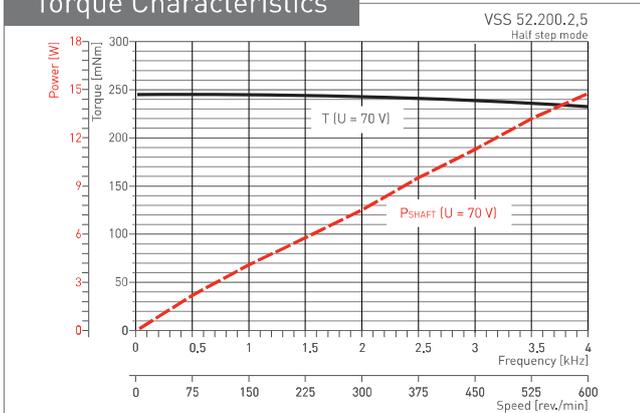
Dimensions

Stepper motor	Dimensions in mm		
	G1	H	l
Typ			
VSS19	2,5	2	4,5
VSS25 VSS26	3	2,5	6,5
VSS32 VSS33	4	3,5	8
VSS 42 VSS 43	5	4	13
VSS 52	6	5	14
VSS 56 VSS 57	6,35	5,5	18,5

More shaft options on demand.

Extreme

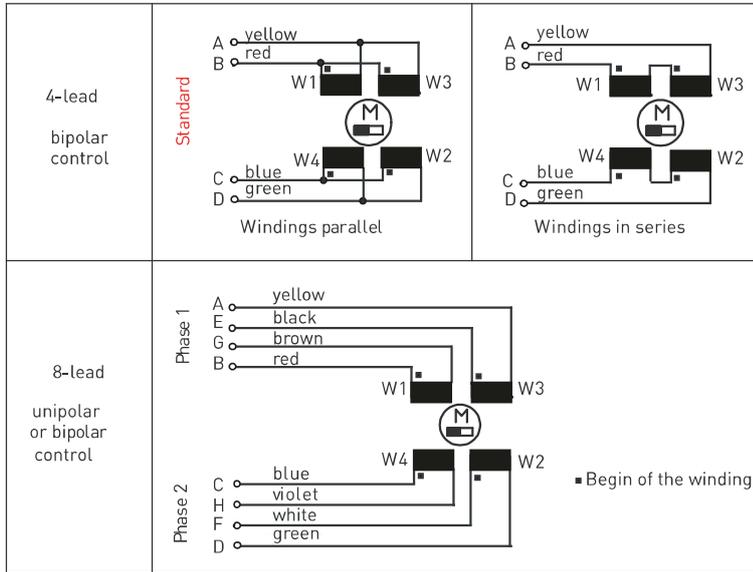
Torque Characteristics



U = 70 V_{DC} / 120 V_{DC}: Operating voltage of the power stage (intermediate circuit voltage)

Extreme

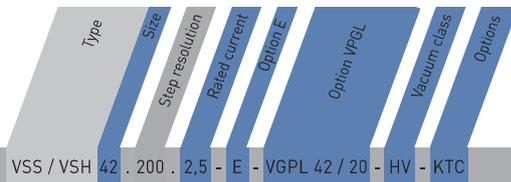
Electrical Connection



All illustrations, descriptions and technical specifications are subject to modifications; no responsibility is accepted for the accuracy of this information.

Ordering Code

The variable elements of the product are displayed in colour.



Options		
Size	19 - 125	
Rated current (A/Phase)	0,6 1,2 2,5 5 10	for VSS 19 to 33 for VSS 19 to 57 for VSS 42 to 57 for VSH 80 for VSH 100 to VSH 126
Option E	E	Double shaft no double shaft
Option VGPL	VGPL xx/xx	Low backlash gear: size / reduction ratio no gear
Vacuum class	HV UHVS UHVG UHVC1 UHVC2	High vacuum Ultra high vacuum dry coated bearing Ultra high vacuum greased bearing Ultra high vacuum Cryo temperature down to liquid Nitrogen Ultra high vacuum Cryo temperature down to liquid Helium
Options	R KTC Pt RS X	Radial wire outlet Thermocouple type K*) Resistance temperature detector Resolver customised no

*) Standard for vacuum class UHVS and UHVG.

Phase currents

Admissible phase currents for identical power dissipation	
Bipolar control mode Full step operation	
4-lead motor parallel windings	4-lead motor series windings
rated current	50% of the rated current

Phytron GmbH

Industriestraße 12 – 82194 Gröbenzell
T +49-8142-503-0 F +49-8142-503-190

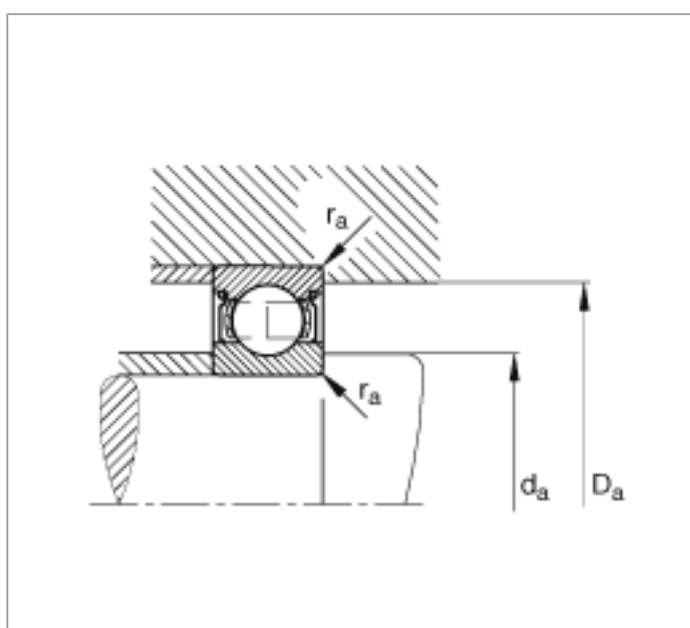
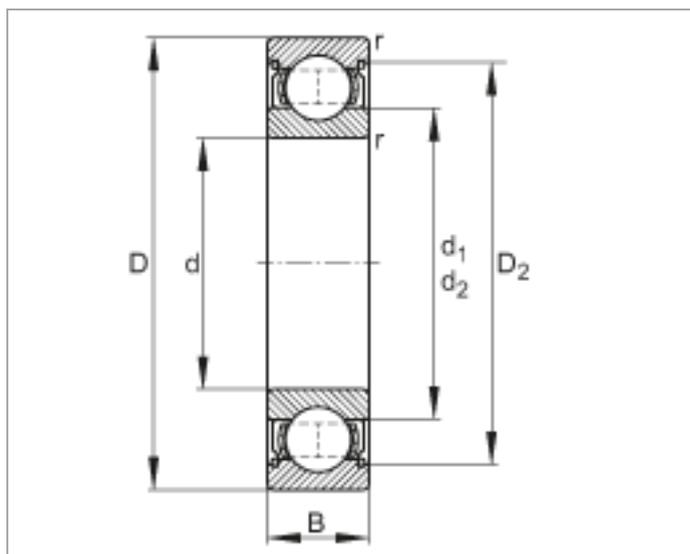
/medias/es!hp.ec.br.pr//medias/es!hp.pv/83.45.250.22862..-2ZRillenkugellager

Rodamiento rígido a bolas 626-2Z (Serie 62..-2Z)

medidas principales según DIN 625-1, obturación por paso estrecho en ambos lados

Esta hoja de datos sólo es una vista general de medidas y capacidades de carga del producto seleccionado. Tenga en cuenta, sin falta, todas las indicaciones de estas páginas. Para muchos productos encontrará más información bajo el apartado "Descripción" del menú. Además puede solicitar amplio material de información a través de la Solicitud de catálogos (https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/en/news_media/index.jsp) o por teléfono +49 91 32 82 - 28 97.

d	6 mm
D	19 mm
B	6 mm
D ₂	16,7 mm
d ₂	9 mm
D _a max	16,6 mm
d _a min	8,4 mm
r _a max	0,3 mm
r _{min}	0,3 mm
m	0,008 kg Peso
C _r	2600 N Capacidad de carga dinámica, radial
C _{0r}	1050 N Capacidad de carga estática, radial
C _{ur}	53 N Carga límite de fatiga, radial
n _G	45000 1/min Velocidad límite
n _B	35000 1/min Velocidad de referencia
f ₀	13 Factor de cálculo





FAG Spindle Bearings are single row angular contact ball bearings of the highest precision. The outer envelope dimensions are standardised, so they can be interchanged with other market sector products. The FAG range of Super Precision Bearings for main spindles in machine tools is among the most sophisticated in the world and represents the highest-performance technology. FAG Spindle Bearings are available in almost all designs developed for the main spindle market. The selection can therefore accommodate almost all application-specific demands. Their special design features in terms of contact geometry, material selection, surface quality and lubricant guidance stand for:

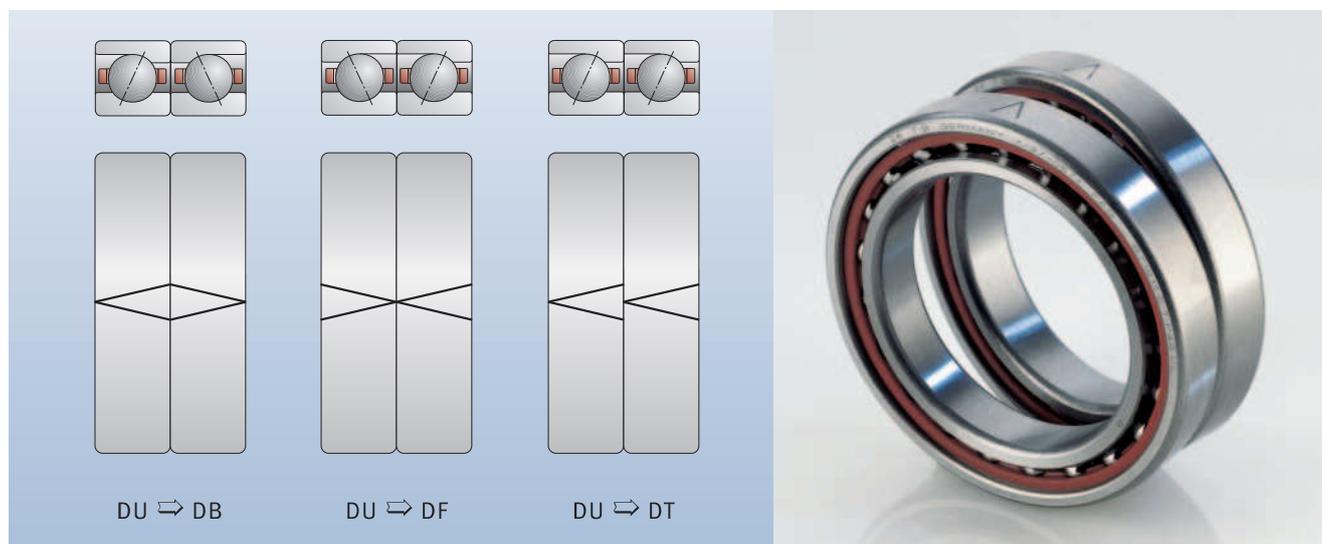
- highest precision
- excellent speed-ability
- high rigidity and
- good vibration behavior.

For new machine tools it is possible to deliver significant performance increases and cost saving potentials. These can be realised when expertise in bearing system arrangements and identification of the most suitable bearing type are considered and optimised; equally correct bearing mounting practices must be employed.

FAG Spindle Bearing solutions can give new designs unique selling points in the market, similarly existing designs can be upgraded and achieve enhanced performance. The tables here in this catalog show the actual product range of FAG Spindle Bearings. However, the listing is not final in terms of dimensions and design types; Spindle Bearings can be offered in additional sizes and variants upon request.

FAG Universal Bearings

FAG Universal Bearings are a speciality. They are manufactured in such a way that they can be mounted in any arrangement without suffering performance losses, and can be combined in different sets. This brings essential logistical advantages, especially in spare parts purchasing and stock-keeping. The bearings can be arranged according to the symbol on the outer ring surface.



1: Installation possibilities of a DU set

Bearing Code of FAG Spindle Bearings

B 70 08-C **-T-P4S-UL***
HSS 70 08-C **-T-P4S-UL**
HCB 70 08-C **DLR** **-T-P4S-UL**
B 70 08-C-2RSD **-T-P4S-UL**
B 70 08-C **-T-P4S-UL-L075**

Bearing Type

B	Standard Steel balls
HCB	Hybrid Standard Ceramic balls
XCB	Cronidur Standard Ceramic balls
HS	High Speed Bearings Steel balls
HSS	High Speed Bearings Steel balls, sealed
HC	High Speed Bearings Ceramic balls
HCS	High Speed Bearings Ceramic balls, sealed
XC	Cronidur, High Speed Bearings Ceramic balls
XCS	Cronidur, High Speed Bearings Ceramic balls, sealed

Dimension Series

718	Ultra-light series
719	Light series
70	Medium series
72	Heavy series

Bore Reference Number

6	6 mm
7	7 mm
8	8 mm
9	9 mm
00	10 mm
01	12 mm
02	15 mm
03	17 mm
04	4 · 5 = 20 mm
05	5 · 5 = 25 mm

Contact Angle

C	15°
E	25°

External Form

	DIRECT LUBE	
-CDLR	Direct radial lubrication holes with integral O rings	15°
-EDLR	Integral O-ring	25°

Seal

-2RSD	Sealed at both sides and lubricated Sealed designs are indicated with a point (•) in the bearing tables
--------------	--

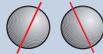
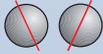
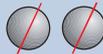
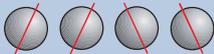
Grease Filling By Manufacturer

L075 FAG Grease Arcanol L075 for non-sealed bearings. Bearings sealed at both sides are lubricated for-life with L075.

Preload

L	Light
M	Medium
H	Heavy

Bearing Arrangement

U	Single bearing arrangeable as desired
DU	Set of 2 universal bearings
TU	Set of 3 universal bearings
QU	Set of 4 universal bearings
PU	Set of 5 universal bearings
DB	Set of 2 bearings O arrangement 
DF	Set of 2 bearings X arrangement 
DT	Set of 2 bearings Tandem arrangement 
TBT	Set of 3 bearings Tandem – O – arrangement 
QBC	Set of 4 bearings Tandem – O – Tandem arrangement. 

Accuracy

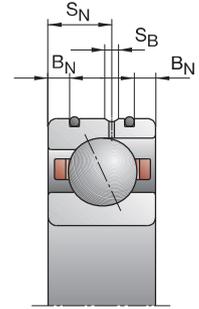
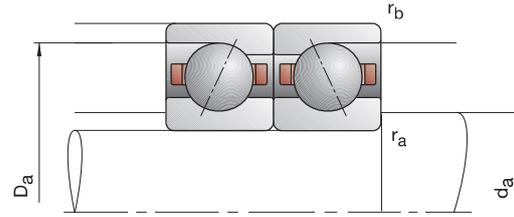
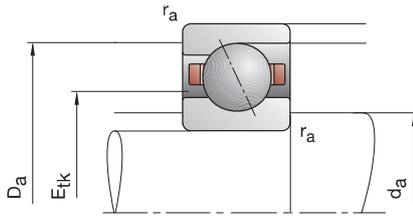
P4S	FAG Standard better than P4 according to DIN 620
P4S-K5	P4S but with mean sorting of bore and outside diameter

Cage

T	Textile laminated phenolic resin, outer ring guided
TX	Textile laminated phenolic resin, outer ring guided
TPA	Textile laminated phenolic resin, series B718 outer ring guided

* Special designs are available by agreement. You can find more information in the “Customized Solutions” chapter.

FAG Spindle Bearings



Bearing code	Dimensions					Abutment dimensions				DLR dimensions			Load rating			
	d	D	B	r _{smin}	r _{1smin}	d _a	D _a	r _a	r _b	B _N	S _N	S _B	E _{tk} nom.	C _{dyn}	C _{0stat}	
FAG	mm														kN	
B71812-C-TPA-P4	60	78	10	0,30	0,10	63	74,5	0,3	0,1				66,3	13,20	13,20	
B71812-E-TPA-P4	60	78	10	0,30	0,10	63	74,5	0,3	0,1				66,3	12,20	12,20	
HCB71812-C-TPA-P4	60	78	10	0,30	0,10	63	74,5	0,3	0,1				66,3	9,00	9,15	
HCB71812-E-TPA-P4	60	78	10	0,30	0,10	63	74,5	0,3	0,1				66,3	8,50	8,50	
B71912-C-T-P4S	60	85	13	1,00	1,00	65	80,5	0,6	0,6				70,1	24,00	22,80	
B71912-E-T-P4S	60	85	13	1,00	1,00	65	80,5	0,6	0,6				70,1	22,80	21,60	
HCB71912-C-T-P4S	60	85	13	1,00	1,00	65	80,5	0,6	0,6	2,8	7,2	1,4	70,1	16,60	16,00	
HCB71912-E-T-P4S	60	85	13	1,00	1,00	65	80,5	0,6	0,6	2,8	7,2	1,4	70,1	15,60	15,00	
XCB71912-C-T-P4S	60	85	13	1,00	1,00	65	80,5	0,6	0,6	2,8	7,2	1,4	70,1	37,50	16,00	
XCB71912-E-T-P4S	60	85	13	1,00	1,00	65	80,5	0,6	0,6	2,8	7,2	1,4	70,1	34,50	15,00	
HS71912-C-T-P4S	60	85	13	1,00		65	80,5	0,6	0,6				70,2	14,00	14,60	
HS71912-E-T-P4S	60	85	13	1,00		65	80,5	0,6	0,6				70,2	13,20	13,40	
HC71912-C-T-P4S	60	85	13	1,00		65	80,5	0,6	0,6	2,8	7,2	1,4	70,2	9,65	10,00	
HC71912-E-T-P4S	60	85	13	1,00		65	80,5	0,6	0,6	2,8	7,2	1,4	70,2	9,00	9,50	
XC71912-C-T-P4S	60	85	13	1,00		65	80,5	0,6	0,6	2,8	7,2	1,4	70,2	21,60	10,00	
XC71912-E-T-P4S	60	85	13	1,00		65	80,5	0,6	0,6	2,8	7,2	1,4	70,2	20,00	9,50	
B7012-C-T-P4S	60	95	18	1,10	1,10	67	88	1,0	0,6				73,1	39,00	33,50	
B7012-E-T-P4S	60	95	18	1,10	1,10	67	88	1,0	0,6				73,1	36,50	31,50	
HCB7012-C-T-P4S	60	95	18	1,10	1,10	67	88	1,0	0,6	4,3	9,7	1,4	73,1	27,00	23,20	
HCB7012-E-T-P4S	60	95	18	1,10	1,10	67	88	1,0	0,6	4,3	9,7	1,4	73,1	25,50	22,00	
XCB7012-C-T-P4S	60	95	18	1,10	1,10	67	88	1,0	0,6	4,3	9,7	1,4	73,1	60,00	23,20	
XCB7012-E-T-P4S	60	95	18	1,10	1,10	67	88	1,0	0,6	4,3	9,7	1,4	73,1	57,00	22,00	
HS7012-C-T-P4S	60	95	18	1,10		67	88	1,0	0,6				74,7	19,30	20,00	
HS7012-E-T-P4S	60	95	18	1,10		67	88	1,0	0,6				74,7	18,30	19,00	
HC7012-C-T-P4S	60	95	18	1,10		67	88	1,0	0,6	4,3	9,7	1,4	74,7	13,40	14,00	
HC7012-E-T-P4S	60	95	18	1,10		67	88	1,0	0,6	4,3	9,7	1,4	74,7	12,70	13,20	
XC7012-C-T-P4S	60	95	18	1,10		67	88	1,0	0,6	4,3	9,7	1,4	74,7	30,00	14,00	
XC7012-E-T-P4S	60	95	18	1,10		67	88	1,0	0,6	4,3	9,7	1,4	74,7	28,50	13,20	
B7212-C-T-P4S	60	110	22	1,50	1,50	69,5	101,5	1,5	1,5				81,2	55,00	44,00	
B7212-E-T-P4S	60	110	22	1,50	1,50	69,5	101,5	1,5	1,5				81,2	52,00	42,50	
HCB7212-C-T-P4S	60	110	22	1,50	1,50	69,5	101,5	1,5	1,5				81,2	38,00	30,50	
HCB7212-E-T-P4S	60	110	22	1,50	1,50	69,5	101,5	1,5	1,5				81,2	36,00	29,00	

* options; • = possible, – = not possible

** see section Engineering, Speeds

*** see section Engineering, Deflection and Rigidity

Designation examples:

Sealed design

B7012-C-2RSD-T-P4S-UL

HSS7012-E-T-P4S-UL

Hybrid ceramic design

HC7012-E-T-P4S-UL

HCB71812-C-TPA-P4-UL

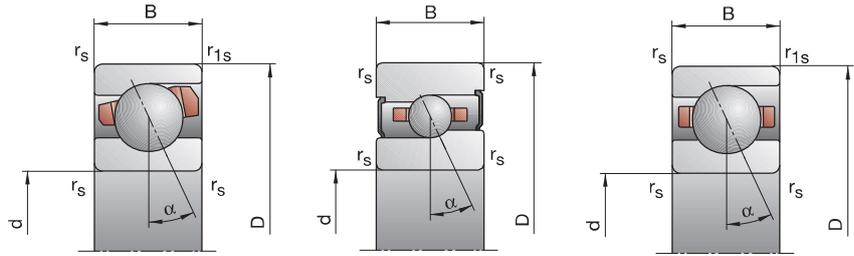
Direct Lube design

HCB7012-EDLR-T-P4S-UL

HC7012-EDLR-T-P4S-UL

B718..C/E, B719, B70, B72 HS719..C/E, HS70

C: Contact angle $\alpha = 15^\circ$
E: Contact angle $\alpha = 25^\circ$



Attainable speed**		Preloading force F_V			Unloading force*** K_{aE}			Axial rigidity*** c_a			Sealed design*	Weight	Bearing code
Grease	Oil	L	M	H	L	M	H	L	M	H		kg	FAG
min ⁻¹	minimal	N						N/μm					
16000	26000	51	200	435	153	654	1530	41,0	75,1	111,3	—	0,10	B71812-C-TPA-P4
14000	22000	80	280	649	229	826	1985	99,6	159,2	223,9	—	0,10	B71812-E-TPA-P4
20000	34000	24	112	258	71	352	860	34,6	64,3	94,4	—	0,10	HCB71812-C-TPA-P4
17000	28000	41	145	370	118	424	1111	89,5	140,4	200,4	—	0,10	HCB71812-E-TPA-P4
15000	24000	117	410	866	362	1376	3119	55,0	96,5	141,2	•	0,19	B71912-C-T-P4S
14000	22000	156	622	1353	455	1879	4234	124,4	209,2	287,9	•	0,19	B71912-E-T-P4S
19000	32000	54	215	470	163	690	1590	45,5	79,9	114,3	•	0,16	HCB71912-C-T-P4S
17000	28000	57	302	707	167	903	2162	99,4	179,6	248,3	•	0,16	HCB71912-E-T-P4S
26000	40000	54	215	470	163	690	1590	45,5	79,9	114,3	•	0,16	XCB71912-C-T-P4S
22000	36000	57	302	707	167	903	2162	99,4	179,6	248,3	•	0,16	XCB71912-E-T-P4S
20000	32000	48	145	289	143	454	949	39,8	62,8	86,2	•	0,21	HS71912-C-T-P4S
17000	28000	78	235	469	224	688	1401	99,7	148,7	193,8	•	0,21	HS71912-E-T-P4S
22000	36000	34	101	201	101	312	643	39,4	60,5	81,1	•	0,19	HC71912-C-T-P4S
20000	32000	53	160	320	153	468	951	98,7	146,0	188,8	•	0,19	HC71912-E-T-P4S
28000	43000	34	101	201	101	312	643	39,4	60,5	81,1	•	0,19	XC71912-C-T-P4S
24000	38000	53	160	320	153	468	951	98,7	146,0	188,8	•	0,19	XC71912-E-T-P4S
14000	22000	211	704	1459	658	2387	5310	64,5	111,7	162,8	•	0,40	B7012-C-T-P4S
13000	20000	299	1075	2281	878	3263	7173	147,9	240,4	328,4	•	0,40	B7012-E-T-P4S
18000	30000	105	378	801	320	1224	2743	54,7	93,0	132,0	•	0,34	HCB7012-C-T-P4S
15000	24000	137	572	1263	402	1720	3885	127,0	213,0	289,0	•	0,34	HCB7012-E-T-P4S
24000	38000	105	378	801	320	1224	2743	54,7	93,0	132,0	•	0,34	XCB7012-C-T-P4S
20000	34000	137	572	1263	402	1720	3885	127,0	213,0	289,0	•	0,34	XCB7012-E-T-P4S
19000	30000	67	201	402	200	630	1323	45,4	71,4	98,2	•	0,46	HS7012-C-T-P4S
15000	24000	107	322	644	307	941	1921	112,7	168,1	219,3	•	0,46	HS7012-E-T-P4S
20000	34000	46	139	279	136	429	895	44,2	68,5	92,4	•	0,43	HC7012-C-T-P4S
19000	30000	75	225	451	217	660	1343	113,2	167,1	216,1	•	0,43	HC7012-E-T-P4S
28000	43000	46	139	279	136	429	895	44,2	68,5	92,4	•	0,43	XC7012-C-T-P4S
24000	38000	75	225	451	217	660	1343	113,2	167,1	216,1	•	0,43	XC7012-E-T-P4S
13000	20000	315	1022	2100	986	3479	7697	71,4	122,8	178,8	•	0,80	B7212-C-T-P4S
12000	19000	467	1599	3333	1374	4877	10509	165,9	265,8	360,8	•	0,80	B7212-E-T-P4S
16000	26000	162	557	1164	496	1811	4002	61,3	102,7	145,2	•	0,70	HCB7212-C-T-P4S
14000	22000	229	867	1866	674	2612	5767	145,8	236,5	318,7	•	0,70	HCB7212-E-T-P4S

X-life ultra design

XCB7012-E-2RSD-T-P4S-UL
XC7012-EDLR-T-P4S-UL

TX design

HCB7012-C-TX-P4S-UL
XC7012-EDLR-TX-P4S-UL

Tolerances for Single Row Angular Contact Ball Bearings (Spindle Bearings)

Tolerance class P4S

Inner ring		Dimensions in mm							
Nominal bearing bore diameter	over	10	18	30	50	80	120	150	180
	including	10	18	30	50	80	120	150	180

Tolerance class P4S		Tolerances in μm							
Bore deviation	$\Delta_{ds}, \Delta_{dmp}$	0	0	0	0	0	0	0	0
		-4	-4	-5	-6	-7	-8	-10	-10
Variation (out of roundness)	Series 9	2,5	2,5	2,5	3	3,5	4	5	5
V_{dp}	Series 0,2	2	2	2	2,5	3	3	4	4
Variation of mean diameter	V_{dmp}	1,5	1,5	1,5	2	2	2,5	3	3
Width deviation	Δ_{Bs-mod}	0	0	0	0	0	0	0	0
		-100	-100	-120	-120	-150	-200	-250	-250
Width variation	V_{Bs}	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2,5	2,5	4
Radial runout	K_{ia}	1,5	1,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	3
Axial runout	S_d	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2,5	2,5	4
Axial runout	S_{ia}	1,5	1,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	5

Outer ring		Dimensions in mm							
Nominal outer diameter	over	10	18	30	50	80	120	150	180
	including	18	30	50	80	120	150	180	250

Tolerance class P4S		Tolerances in μm							
Outer diameter deviation	$\Delta_{Ds}, \Delta_{Dmp}$	0	0	0	0	0	0	0	0
		-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11
Variation (out of roundness) ¹⁾	Series 9	2,5	2,5	3	3,5	4	5	5	6
V_{Dp}	Series 0,2	2	2	2,5	3	3	4	4	5
Variation of mean diameter	V_{Dmp}	1,5	1,5	2	2	2,5	3	3	4
Width variation	V_{Cs}	1,5	1,5	1,5	1,5	2,5	2,5	2,5	4
Radial runout	K_{ea}	1,5	2,5	2,5	3	4	4	5	7
Variation of inclination	S_D	1,5	1,5	1,5	1,5	2,5	2,5	2,5	4
Axial runout	S_{ea}	1,5	2,5	2,5	4	5	5	5	7

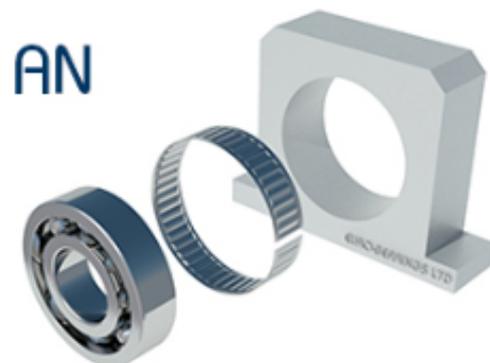
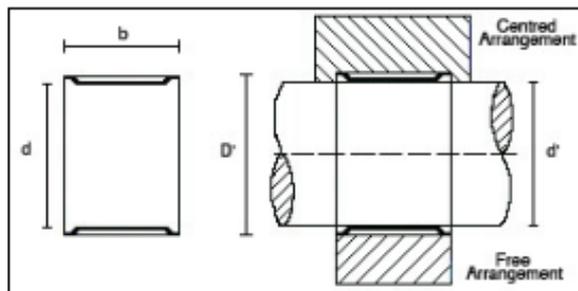
Width deviation Δ_{Cs} is identical with Δ_{Bs} of the corresponding inner ring.

¹⁾ Valid for open bearings; the values apply before assembly for sealed bearings and DLR bearings

Machining tolerances for mating parts shafts and housings for Spindle Bearings

Tolerance recommendations for machining the shafts for Spindle Bearings								
		Dimensions in mm						
Nominal shaft diameter d	over	10	18	30	50	80	120	180
	including	10	18	30	50	80	120	180
Tolerances in μm								
Deviation of d		2	2,5	3	3,5	4	5	6
		-2	-2,5	-3	-3,5	-4	-5	-6
Cylindricity	t_1	0,6	0,8	1	1	1,2	1,5	2
Flatness	t_3	0,6	0,8	1	1	1,2	1,5	2
Axial runout	t_4	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5
Coaxiality	t_5	2,5	3	4	4	5	6	8
Mean roughness	R_a	0,2	0,2	0,2	0,2	0,4	0,4	0,4

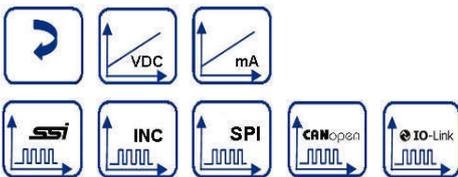
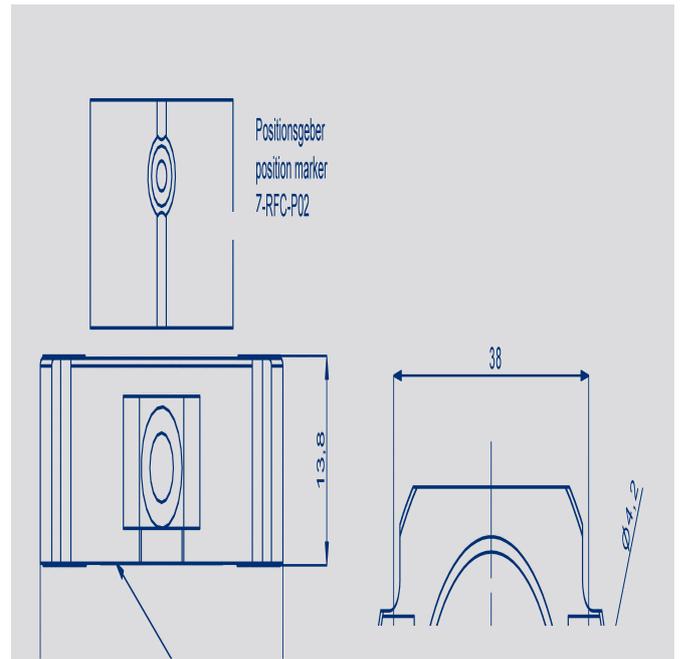
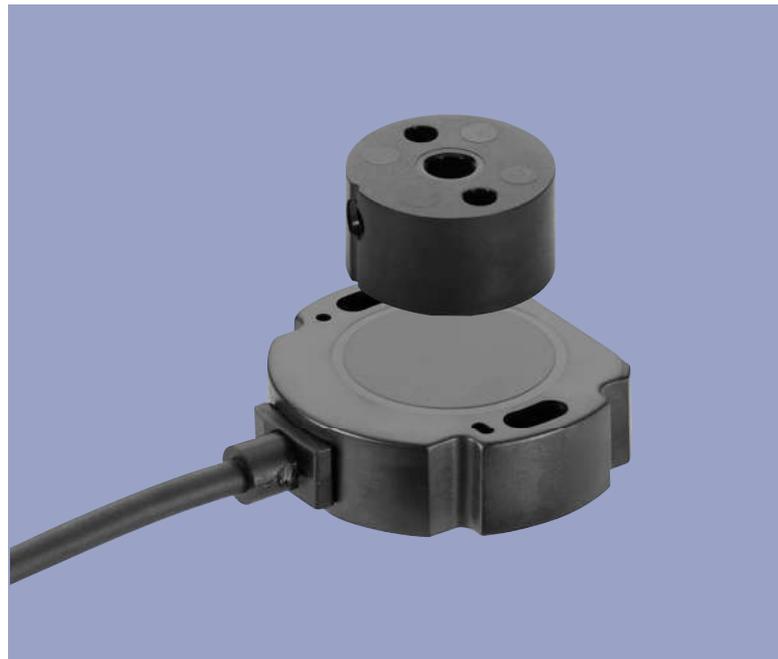
Tolerance recommendations for machining the housings for Spindle Bearings								
		Dimensions in mm						
Nominal housing bore diameter D	over	10	18	30	50	80	120	180
	including	18	30	50	80	120	180	250
Tolerances in μm								
Deviation of D	Locating bearing	+3	+4	+4	+5	+6	+8	+10
		-2	-2	-3	-3	-4	-4	-4
Cylindricity	t_1	+7	+8	+10	+11	+14	+17	+21
		+2	+2	+3	+3	+4	+5	+7
Flatness	t_3	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5
Axial runout	t_4	2	2,5	2,5	3	4	5	7
Coaxiality	t_5	3	4	4	5	6	8	10
Mean roughness	R_a	0,4	0,4	0,4	0,4	0,8	0,8	0,8



Tolerance Ring Reference	d (mm)	b (mm)	d' h9 (Shaft) (mm)	HOUSING BORE FOR MOUNTING ROLLING BEARINGS D' (mm)	HOUSING BORE FOR TORQUE TRANSFER D' (mm)	TORQUE CAPACITY M (Nm)	PERMISSIBLE RADIAL LOAD P (N)
AN62-509	62	9	62	64.35 TO 64.47	64.03 TO 64.15	200.00	4700
AN62-510	62	10	62	"	"	215.00	5300
AN62-515	62	15	62	"	"	290.00	8450
AN62-520	62	20	62	"	"	405.00	12000
AN65-525	65	25	65	67.35 TO 67.47	67.03 TO 67.15	520.00	14900
AN68-515	68	15	68	70.35 TO 70.47	70.03 TO 70.15	360.00	11000
AN70-525	70	25	70	72.35 TO 72.47	72.03 TO 72.15	550.00	16900
AN72-510	72	10	72	74.35 TO 74.47	74.03 TO 74.15	230.00	6000
AN72-517	72	17	72	"	"	420.00	13000
AN72-519	72	19	72	"	"	470.00	14500
AN72-520	72	20	72	"	"	490.00	15000
AN75-516	75	16	75	77.35 TO 77.47	77.03 TO 77.15	520.00	13000
AN75-520	75	20	75	"	"	600.00	15000
AN80-012	80	12	80	82.35 TO 82.47	82.03 TO 82.15	280.00	11000
AN80-018	80	18	80	"	"	580.00	16000
AN80-520	80	20	80	"	"	630.00	16800
AN80-521	80	21	80	"	"	650.00	17500
AN85-019	85	19	85	87.82 TO 87.96	87.42 TO 87.56	700.00	17000
AN90-515	90	15	90	92.82 TO 92.96	92.42 TO 92.56	560.00	14000
AN90-020	90	20	90	"	"	770.00	18000
AN90-023	90	23	90	"	"	870.00	21000
AN100-520	100	20	100	102.82 TO 102.96	102.42 TO 102.56	1150	23500
AN100-525	100	25	100	"	"	1300.00	25000
AN107-512	107	12	107	109.82 TO 109.96	109.42 TO 109.56	1400.00	26500
AN110-525	110	25	110	112.82 TO 112.96	112.42 TO 112.56	1650.00	30000
AN115-512	115	12	115	117.82 TO 117.96	117.42 TO 117.56	1450.00	26500
AN125-515	125	15	125	128.80 TO 128.96	128.42 TO 128.48	1550.00	26500
AN130-025	130	25	130	133.80 TO 133.96	133.32 TO 133.48	1600.00	27000
AN132-512	132	12	132	135.80 TO 135.96	135.32 TO 135.48	1500.00	26500
AN140-024	140	24	140	143.80 TO 143.96	143.32 TO 143.48	1800.00	32000
AN150-516	150	16	150	153.80 TO 153.96	153.32 TO 153.48	2400.00	36000

NOVOHALL
Rotary Sensor
touchless technology

Series RFC-4800



Special features

- Touchless hall technology
- Electrical range up to 360°
- 2-part, mechanically decoupled
- High protection class, IP67, IP69
- Resolution up to 14 bit
- Wear-free
- Temperature range -40 °C to +125 °C
- Single and multi-channel versions
- Optimized for use in industrial and mobile applications with highest EMC requirements such as ISO pulses and high interferences to ISO 11452 and ECE-Standard
- Suitable for safety-relevant applications according to DIN EN ISO 13849
- Interfaces:
Voltage, current, SSI, incremental, CANopen, SPI, IO-Link
- Customized versions

The two-part design consisting of sensor and magnetic position marker offers great flexibility when mounting. The absence of shaft and bearing makes the assembly much less sensitive to axial and radial application tolerances - separate couplings are obsolete.

Measurements can be made transmissively through any non-ferromagnetic material.

The sensor is perfectly suitable for use in harsh environmental conditions through the completely encapsulated electronics.

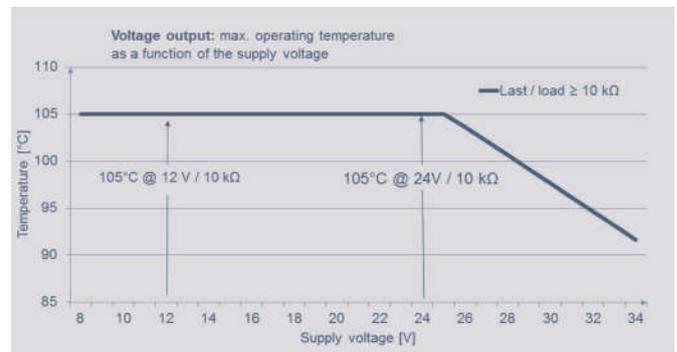
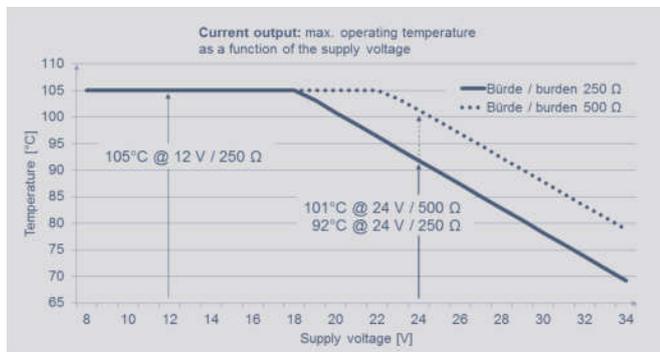
Applications

- Manufacturing Engineering
Textile machinery
Packaging machinery
Sheet metal and wire machinery
- Automation technology
- Medical engineering
- Mobile working machines
Industrial trucks
Construction machinery
Agricultural and forestry machinery
- Marine applications

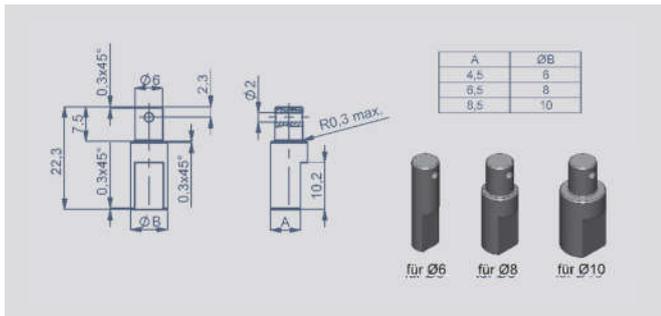
Mechanical Data

Description		
Housing	high grade, temperature resistant plastic	
Electrical connection	Cable 4 x 0.5 mm ² , AWG 20, TPE, shielded (analog voltage / current CE, CANopen) Cable 4 x 0.5 mm ² , AWG 20, TPE, unshielded (analog voltage / current mobil) Cable 5 x 0.14 mm ² , AWG 26, PUR, shielded (SPI) Cable 8 x 0.25 mm ² , AWG 24, TPE, shielded (SSI, Incremental, CANopen IN/OUT) Wire 0.5 mm ² , AWG 20, PVC (analog voltage / current mobile, Incremental Open Collector) Connector M12x1, 4-pin / 5-pin / 8-pin with cable L=0.15 m Connector AMP-Superseal, 4-pin with cable L = 0.15 m	
Mechanical Data		
Dimensions	see dimension drawing	
Mounting	with 2 lens flange head screws M4 (enclosed in delivery)	
Fastening torque of mounting screws	250	Ncm
Mechanical travel	360 continuous	°
Maximum operational speed	mechanically unlimited	
Weight (without connection)	approx. 50	g
Vibration IEC 60068-2-6	5 ... 2000 Amax = 0.75 amax = 20	Hz mm g
Shock IEC 60068-2-27	50 (6 ms)	g
Life	mechanically unlimited	
Protection class DIN EN 60529	IP67 / IP68 / IP69 (with M12 connector: IP67)	

Temperature diagram



Position Markers



Shaft adapter for Z-RFC-P01 and Z-RFC-P02

Fixation at position marker
with locking pin

- Z-RFC-S01: Ø 6 mm,
P/N 400056206
- Z-RFC-S02: Ø 8 mm,
P/N 400056207
- Z-RFC-S03: Ø 10 mm,
P/N 400056208

Working distances (mm)

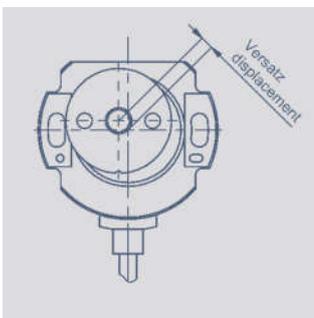
Interface	Z-RFC- _ _ _									
	P02 / P08	P03	P04	P18	P19	P20	P23	P30	P41 / P47	P 43
RFC-4853/4854: Analog * / SPI single	0 ... 4	0 ... 1.5	0 ... 4	0 ... 4.5	0 ... 2.2	0 ... 4	0 ... 4	0 ... 1.5	0 ... 2.7	0 ... 2.7
SSI / Incremental	0 ... 1.4	-	0 ... 1.4	-	-	0 ... 1.4	0 ... 1.4	-	-	-
RFC-4851/4852: Analog / CANopen / IO-Link single	2.3 ... 5	0.7 ... 2.2	2.3 ... 5	0 ... 4.5	0 ... 2.2	2.3 ... 5	2.3 ... 5	0,7 ... 2,2	0 ... 2.7	0 ... 2.7
RFC-4851/4852: Analog / CANopen redundant	1.9 ... 4.5	0.3 ... 1.8	1.9 ... 4.5	0 ... 4	0 ... 1.7	1.9 ... 4.5	1.9 ... 4.5	0,3 ... 1,8	0 ... 2.3	0 ... 2.3
RFC-4853/4854: Analog * redundant	0 ... 4	0 ... 1.5	0 ... 4	0 ... 4	0 ... 1.7	0 ... 4	0 ... 4	0 ... 1.5	0 ... 2.3	0 ... 2.3

*) without diagnostic function

Mounting instructions Z-RFC-P03 / Z-RFC-P04

- In general, we recommend mounting on not magnetizable materials, otherwise the stated working distances can change
- If the shaft is magnetizable please keep sufficient distance
- When the magnet is mounted in the shaft, the shaft may not be magnetizable
- If the magnet is axially fixed on a magnetizable shaft the working distances reduces by approximately 20 %

Lateral magnet offset



Lateral magnet offset will cause additional linearity error.

The angle error, which is caused by radial displacement of sensor and position marker depends on the used position marker or magnet.

Additional linearity error (°) at radial displacement

Interface	Z-RFC-P02 / P04 / P08 / P20 / P23			Z-RFC-P41 / P43 / P47			Z-RFC-P03 / P30			Z-RFC-P18			Z-RFC-P19		
	0,5 mm	1 mm	2 mm	0,5 mm	1 mm	2 mm	0,5 mm	1 mm	2 mm	0,5 mm	1 mm	2 mm	0,5 mm	1 mm	2 mm
Analog / SPI / CANopen / IO-Link single	0,4	1,1	3,5	0,4	1,1	3,5	1,4	3,7	-	0,7	1,3	3,3	1,3	2,6	-
Analog / CANopen redundant	0,7	1,8	5,2	0,7	1,8	5,2	2,5	6,4	-	1,1	2,0	4,6	2,3	4,5	-
SSI / Incremental	0,4	0,7	2,2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Specifications

■ Ratings

Model	Rated voltage	Item	Resistive load
SS-10	250 VAC		10.1 A
SS-5	125 VAC		5 A
	250 VAC		3 A
SS-01	125 VAC		0.1 A
	30 VDC		0.1 A

Note: The ratings values apply under the following test conditions:
 Ambient temperature: 20±2°C
 Ambient humidity: 65±5%
 Operating frequency: 30 operations/min

■ Characteristics

Operating speed	0.1 mm to 1 m/s (pin plunger models)
Operating frequency	Mechanical:400 operations/min max. Electrical:30 operations/min max.
Insulation resistance	100 MΩ min. (at 500 VDC)
Contact resistance (initial value)	OF 1.47 N {150 gf}: SS-10, SS-5 models:30 mΩ max. SS-01 models:50 mΩ max. OF 0.49 N {50 gf}: SS-5 models:50 mΩ max. SS-01 models:100 mΩ max. OF 0.25 N {25 gf}: SS-01 models:150 mΩ max.
Dielectric strength (see note 2)	1,000 VAC (600 VAC for SS-01 models), 50/60 Hz for 1 min between terminals of the same polarities 1,500 VAC, 50/60 Hz for 1 min between current-carrying metal part and ground, and between each terminal and non-current-carrying metal part
Vibration resistance (see note 3)	Malfunction: 10 to 55 Hz, 1.5-mm double amplitude
Shock resistance (see note 4)	Destruction: OF 1.47 N {150 gf}:1,000 m/s ² {approx. 100G} max. OF 0.25 N {25gf}/0.49 N {50 gf}:500 m/s ² {approx. 50G} max. Malfunction: OF 1.47 N {150 gf}:300 m/s ² {approx. 30G} max. OF 0.25 N {25 gf}/0.49 N {50 gf}:200 m/s ² {approx. 20G} max.
Durability (see note 5)	Mechanical: 30,000,000 operations min. (60 operations/min) (Refer to the following <i>Engineering Data</i> .) 10,000,000 operations min. (60 operations/min) for SS-10 models Electrical: 200,000 operations min. (30 operations/min) (Refer to the following <i>Engineering Data</i> .) 50,000 operations min. (30 operations/min) for SS-10 models
Degree of protection	IEC IP40
Degree of protection against electrical shock	Class I
Proof Tracking Index (PTI)	175
Ambient operating temperature	-25°C to 85°C (at ambient humidity of 60% max.) (with no icing or condensation)
Ambient operating humidity	85% max. (for 5°C to 35°C)
Weight	Approx. 1.6 g (pin plunger models)

Note:

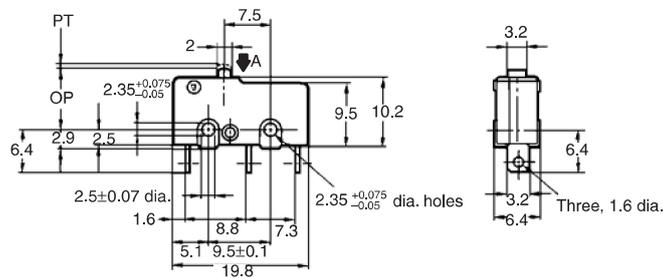
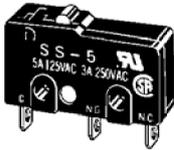
- The data given above are initial values.
- The dielectric strength shown in the table indicates a value for models with a Separator.
- For the pin plunger models, the above values apply for use at both the free position and total travel position. For the lever models, they apply at the total travel position.
- Lever-type models: Total travel position (with a contact separation time of 1 ms max.)
- For testing conditions, contact your OMRON sales representative.

■ Dimensions and Operating Characteristics

- Note:**
- All units are in millimeters unless otherwise indicated.
 - The following illustration and drawing are for solder terminal models. Refer to page 6 for details on models with quick-connect terminals (#110) or PCB terminals.
 - Unless otherwise specified, a tolerance of ± 0.4 mm applies to all dimensions.
 - The operating characteristics are for operation in the A direction (↕).

Pin Plunger Models

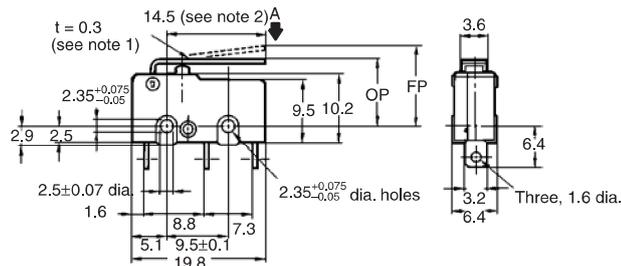
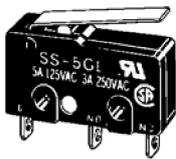
SS-10
SS-5(-F)
SS-01(-F, -E)



Model	SS-10	SS-5 SS-01	SS-5-F SS-01-F	SS-01-E
OF max.	1.47 N {150 gf}	1.47 N {150 gf}	0.49 N {50 gf}	0.25 N {25 gf}
RF min.	0.25 N {25 gf}	0.25 N {25 gf}	0.04 N {4 gf}	0.02 N {2 gf}
PT max.	0.6 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.5 mm
OT min.	0.4 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.5 mm
MD max.	0.12 mm	0.1 mm	0.1 mm	0.1 mm
OP	8.4±0.5 mm			

Hinge Lever Models

SS-10GL
SS-5GL(-F)
SS-01GL(-F, -E)



- Note:**
- Stainless-steel lever
 - Besides the SS-□GL models with a hinge lever length of 14.5, the SS-□GL11 models with a hinge lever length of 18.5, the SS-□GL111 models with a hinge lever length of 22.6, and the SS-□GL1111 models with a hinge lever length of 37.8 are available. Contact your OMRON representative for these models

Model	SS-10GL	SS-5GL SS-01GL	SS-5GL-F SS-01GL-F	SS-01GL-E
OF max.	0.49 N {50 gf}	0.49 N {50 gf}	0.16 N {16 gf}	0.08 N {8 gf}
RF min.	0.06 N {6 gf}	0.06 N {6 gf}	0.02 N {2 gf}	0.01 N {1 gf} (reference value)
OT min.	1.0 mm	1.2 mm	1.2 mm	1.2 mm
MD max.	1.0 mm	0.8 mm	0.8 mm	0.8 mm
FP max.	13.6 mm			
OP	8.8±0.8 mm			

- Note:** The values indicated in parentheses are reference values for cases when the installation direction is such that the lever weight is not applied to the plunger.



Universidad
de La Laguna

Escuela Superior de
Ingeniería y Tecnología
Sección de ingeniería Industrial



Escuela superior de Ingeniería y Tecnología
Sección industrial

Grado en Ingeniería mecánica

Trabajo de fin de grado

Título:

Diseño de una rueda de filtros criogénica

Anexo 5:

Planos

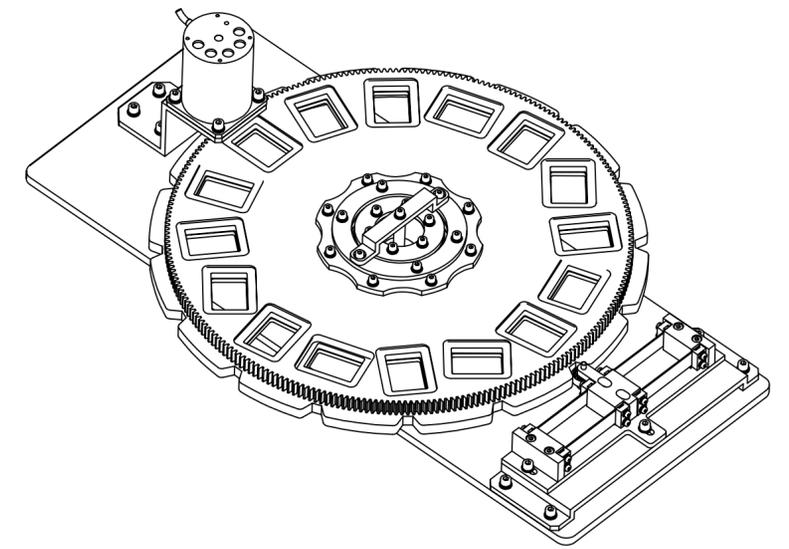
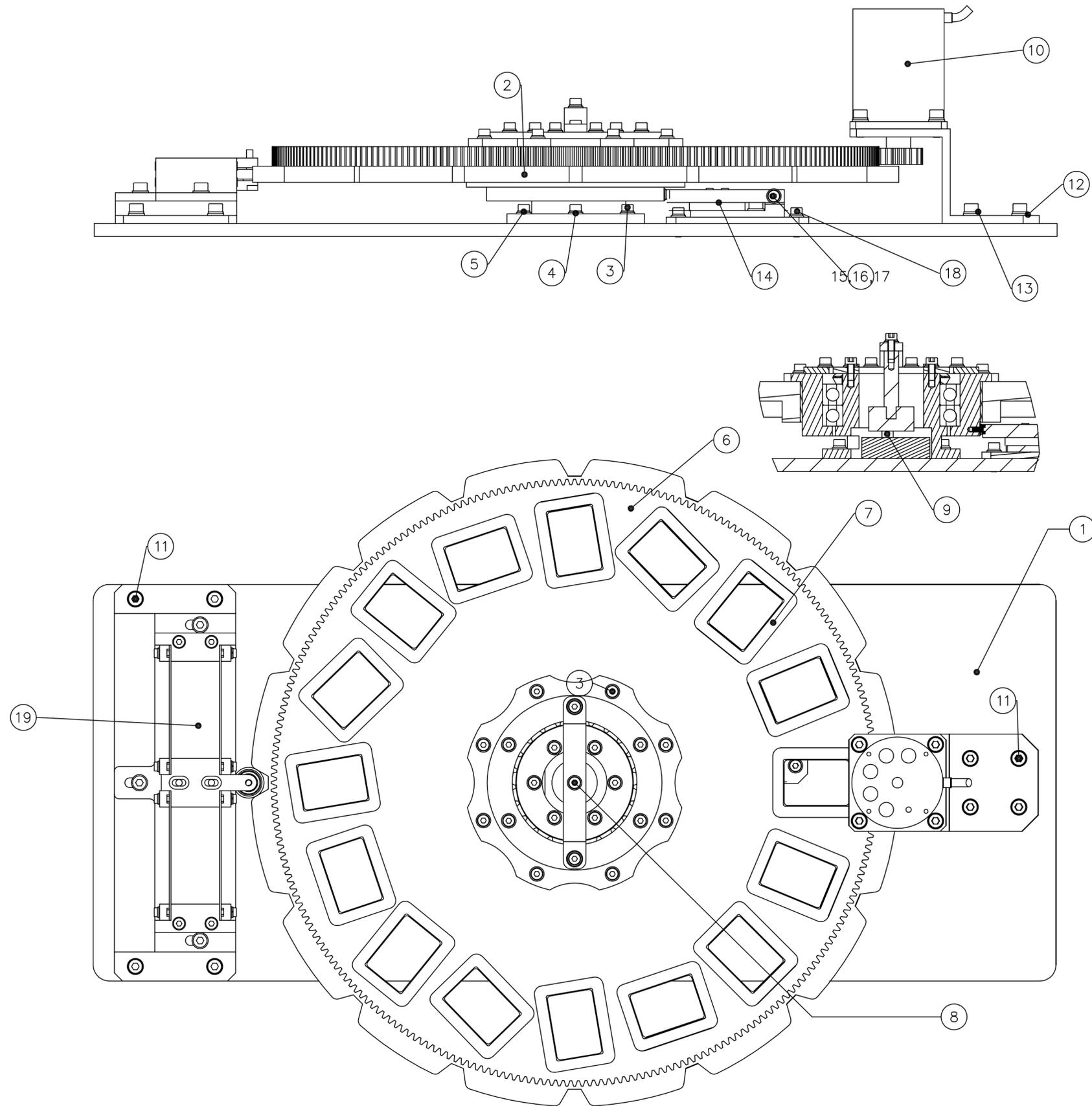
Tutor académico: Viana Lida Guadalupe Suárez

Tutor externo: Elvio Hernández Suárez

Fecha: Septiembre 2018

Índice de planos

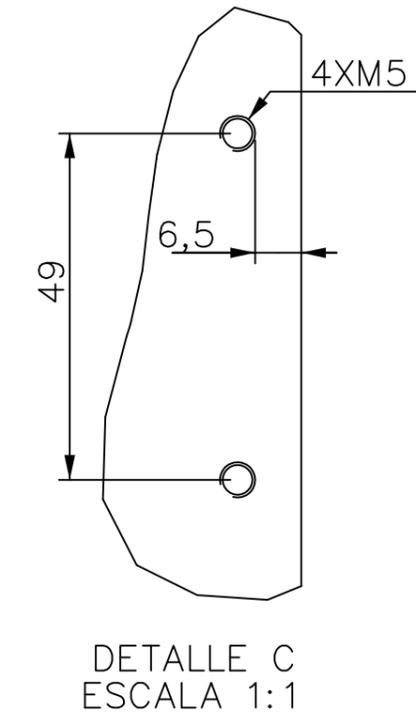
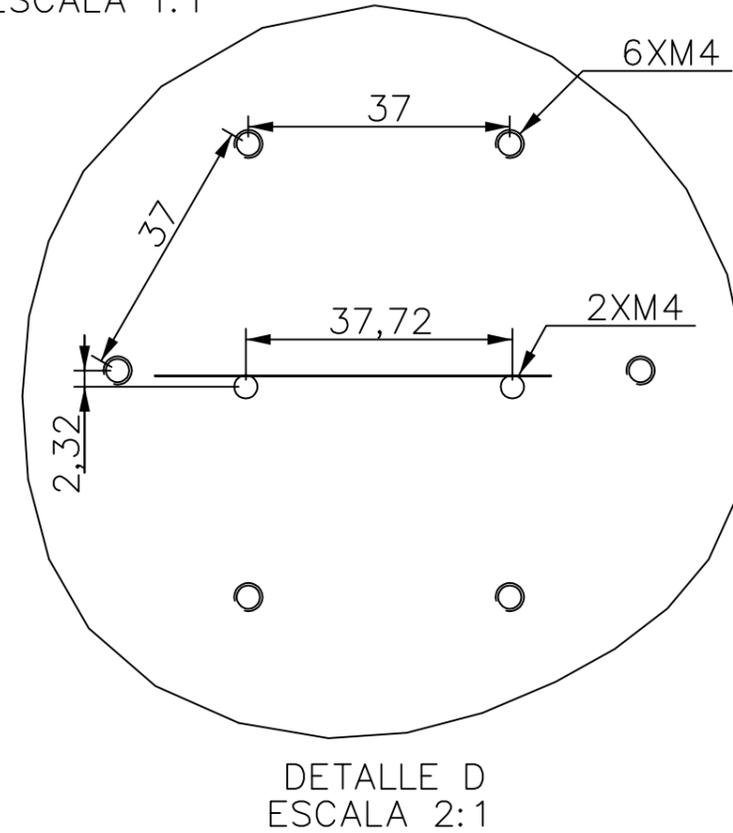
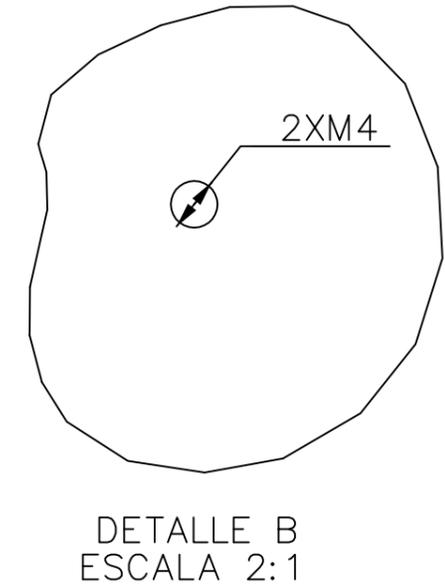
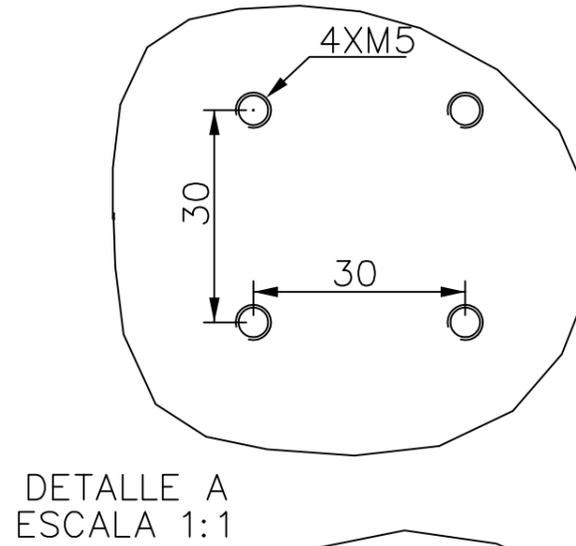
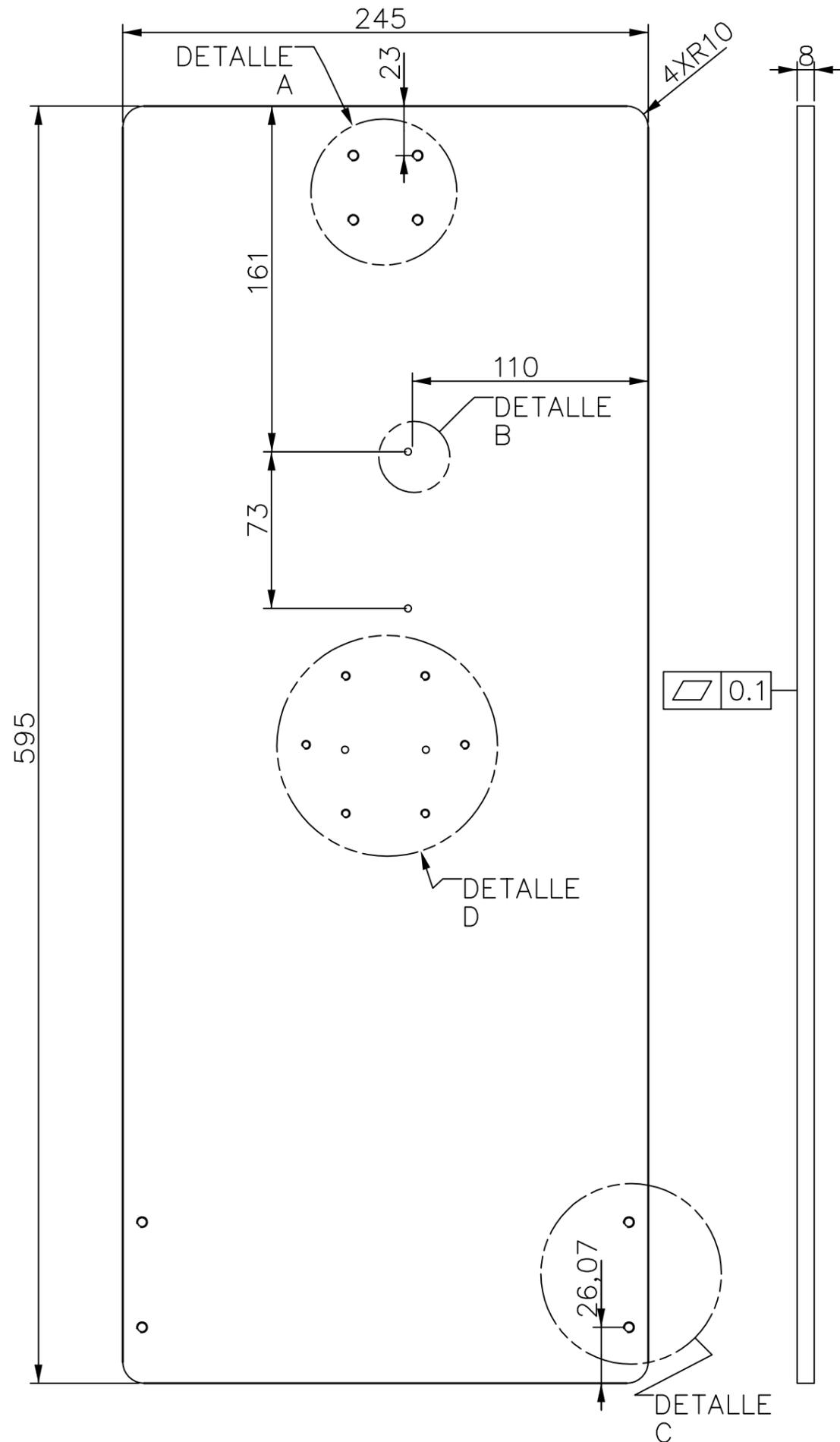
1. Conjunto rueda de filtros
2. Soporte de la rueda
3. Subconjunto alojamiento
4. Eje de la rueda
5. Alojamiento rueda
6. Distribuidor de carga
7. Tapa del eje
8. Tapa del alojamiento
9. Rueda de máscaras
10. Máscara focal
11. Subconjunto codificador
12. Soporte del imán
13. Eje del imán
14. Subconjunto motor
15. Soporte del motor
16. Piñón
17. Subconjunto microinterruptor
18. Base del microinterruptor
19. Soporte de la ballesta para switch
20. Soporte switch
21. Ballesta del microinterruptor
22. Sistema retén
23. Soporte del retén
24. Base del retén
25. Soporte de la ballesta
26. Ballesta
27. Presilla
28. Soporte del rodamiento
29. Eje del rodamiento

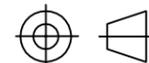


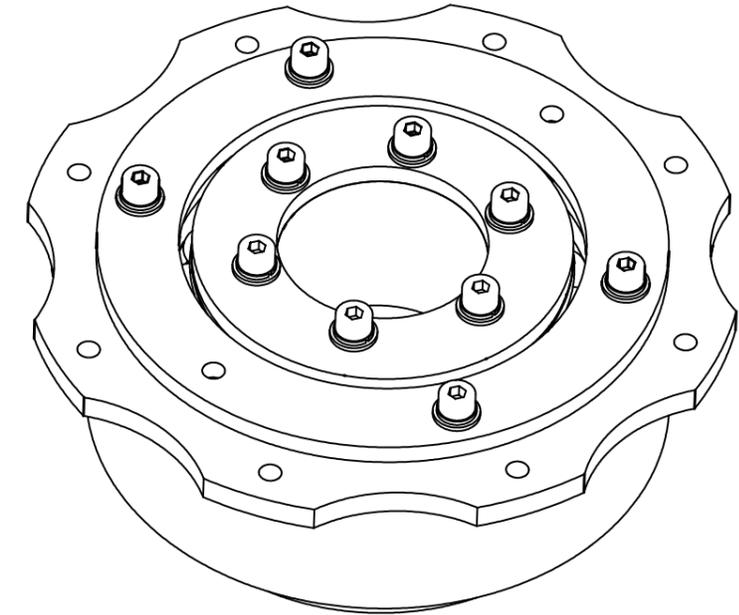
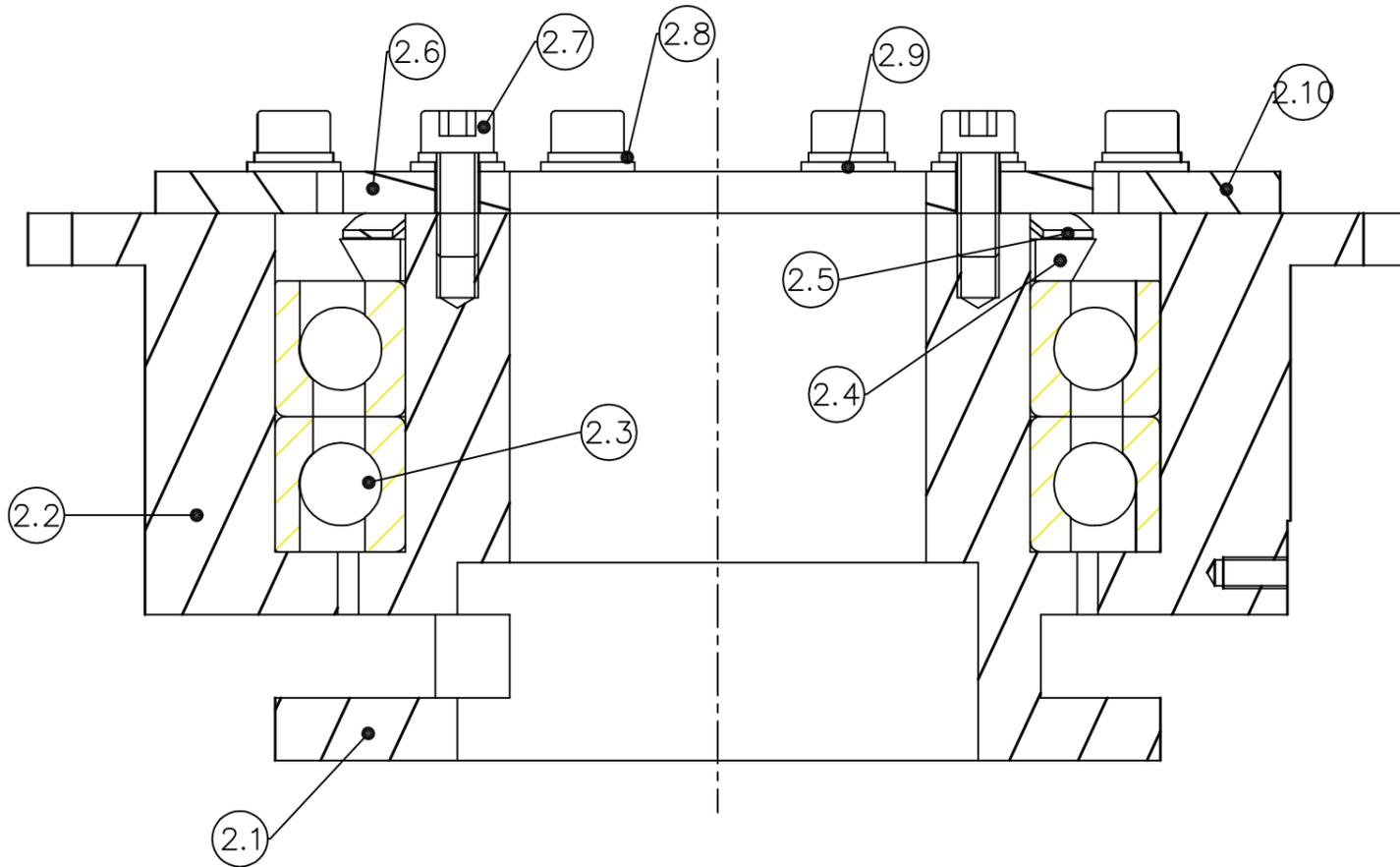
MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
1	Soporte de la rueda	1	—	AISI 440C
2	Subconjunto alojamiento	1	—	—
3	Tornillo M4X12	16	DIN912	Acero 8.8
4	Arandela plana 1-A4	18	DIN125	Acero 8.8
5	Arandela de presión B4	18	DIN127	Acero 8.8
6	Rueda de máscaras	1	—	Al 6061-T6
7	Máscara focal	16	—	Al 6061-T6
8	Subconjunto codificador	1	—	—
9	Tornillo M4X18	2	DIN912	Acero 8.8
10	Subconjunto motor	1	—	—
11	Tornillo M5X14	8	DIN912	Acero 8.8
12	Arandela plana 1-A5	8	DIN125	Acero 8.8
13	Arandela de presión B5	8	DIN127	Acero 8.8
14	Subconjunto microinterruptor	1	—	—
15	Tornillo M3X6,8	1	DIN7984	Acero 8.8
16	Arandela plana 1-A3	1	DIN125	Acero 8.8
17	Arandela de presión B3	1	DIN127	Acero 8.8
18	Tornillo M4X14,8	2	DIN912	Acero 8.8
19	Sistema retén	1	—	—

DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES

FECHA	9/09/2018	AUTOR		E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Nombre	PABLO			
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	CONJUNTO RUEDA DE FILTROS		Nº PLANO : 1	Cuadrante



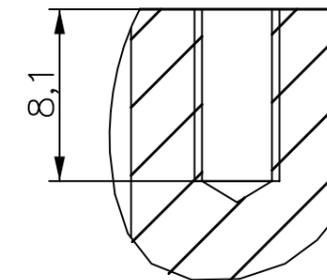
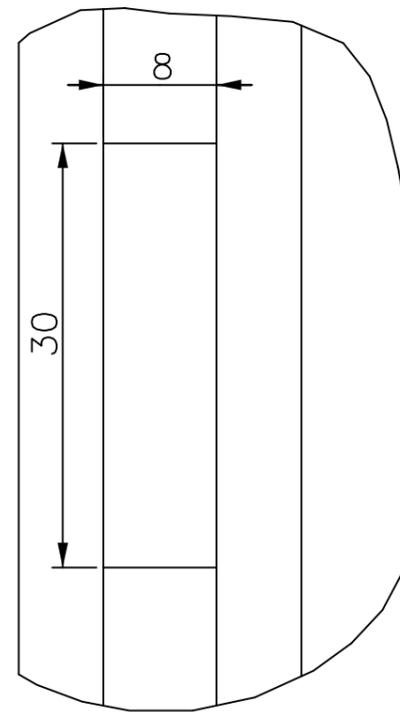
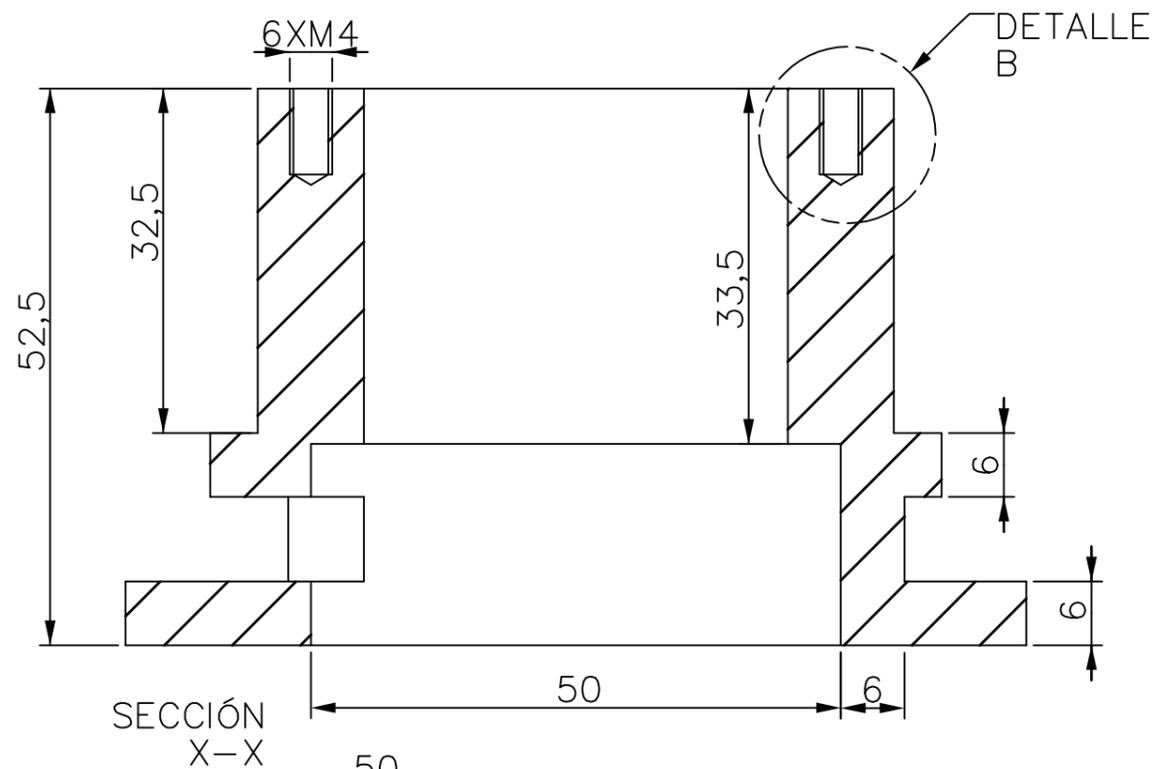
MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
1	Soporte de la rueda	1	-	Al 6061-T6
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES				
FECHA	9/09/2018	AUTOR		 E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Nombre	PABLO		 Universidad de La Laguna	
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	SOPORTE DE LA RUEDA		Nº PLANO : 2	Cuadrante 
2:5				



MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
2.1	Eje de la rueda	1	-	AISI 440C
2.2	Alojamiento	1	-	AISI 440C
2.3	Rodamiento FAG B-71912-E-T-P4S	2	-	AISI 440C
2.4	Distribuidor de carga	1	-	AISI 440C
2.5	Arandela de precarga SSB-0284	1	-	AISI 440C
2.6	Tapa del eje	1	-	AISI 440C
2.7	Tornillo M4X10	10	DIN912	Acero 8.8
2.8	Arandela plana 1-A4	10	DIN125	Acero 8.8
2.9	Arandela de presión B4	10	DIN127	Acero 8.8
2.10	Tapa del alojamiento	1	-	AISI 440C

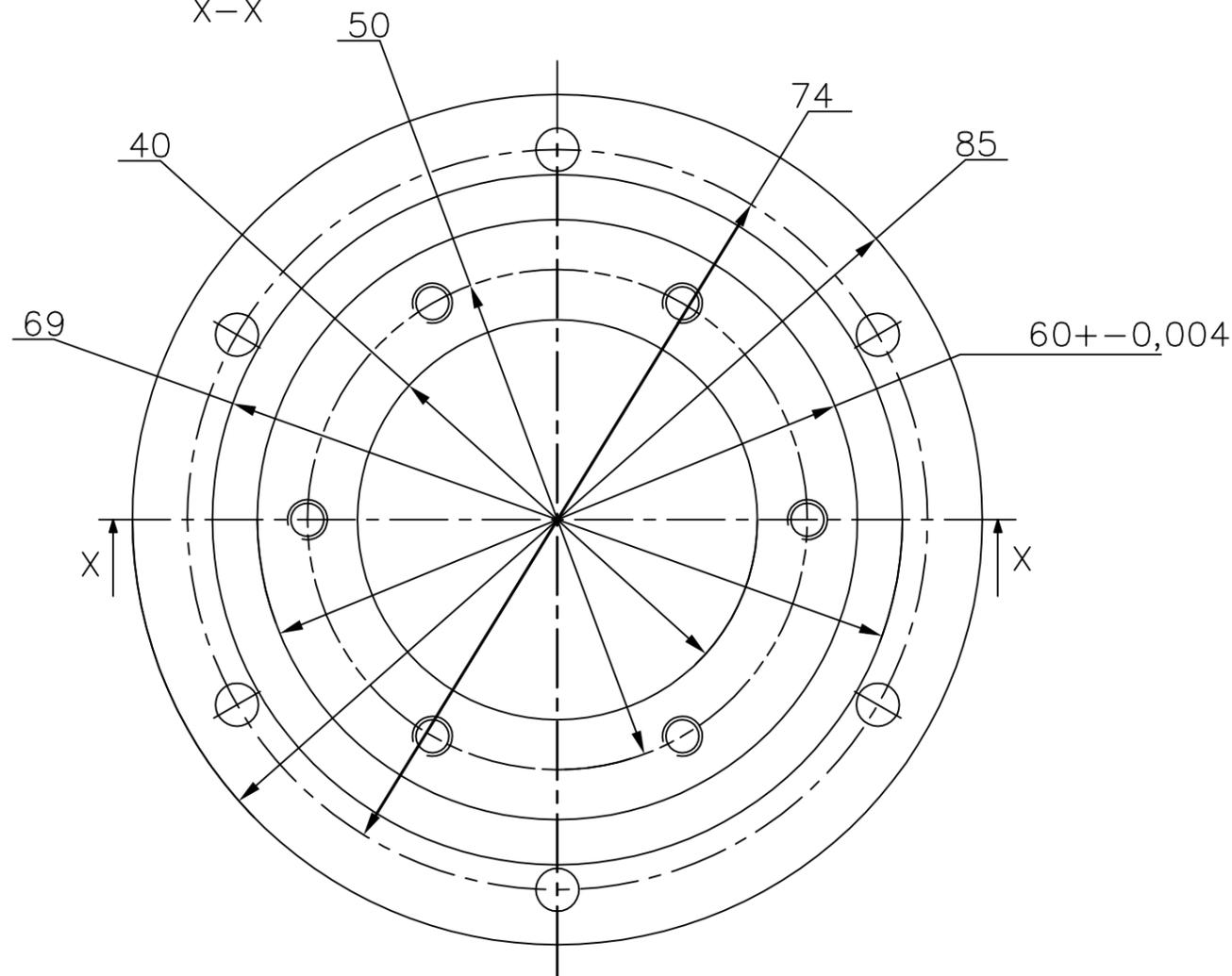
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES

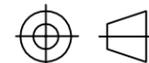
FECHA	9/09/2018	AUTOR	 ULL Universidad de La Laguna	E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Nombre	PABLO			
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	SUBCONJUNTO ALOJAMIENTO		Nº PLANO : 3	Cuadrante

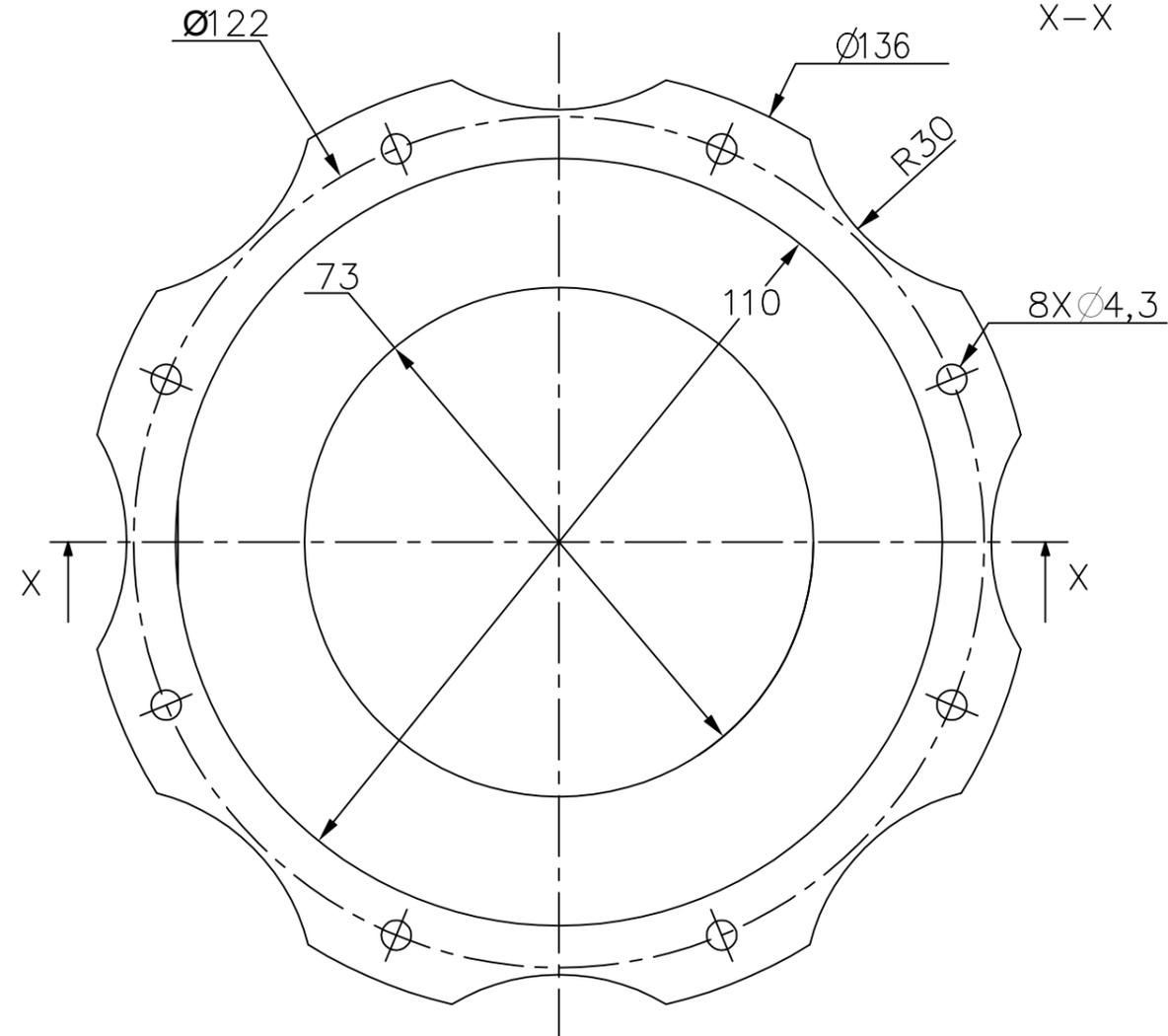
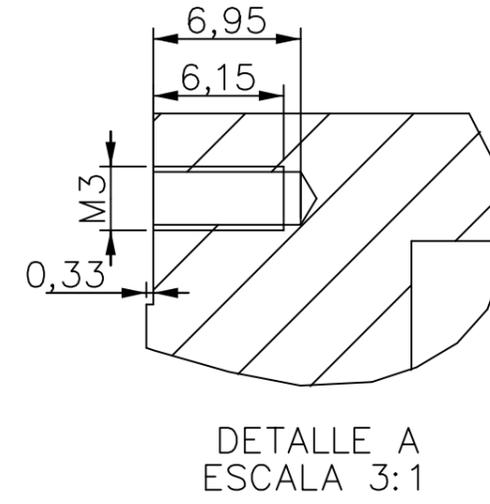
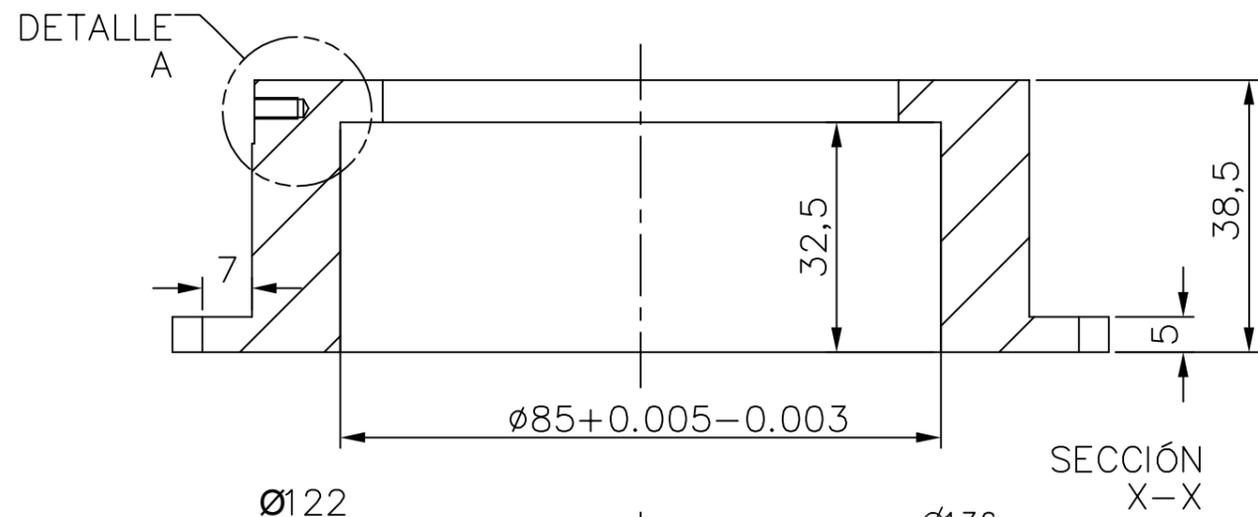


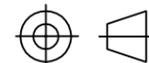
DETALLE B
ESCALA 3:1

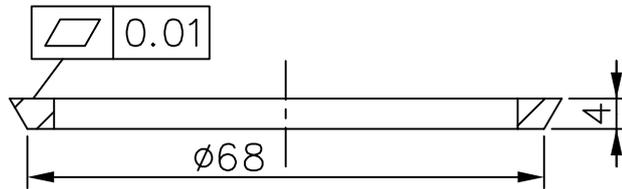
VISTA A
ESCALA 2:1



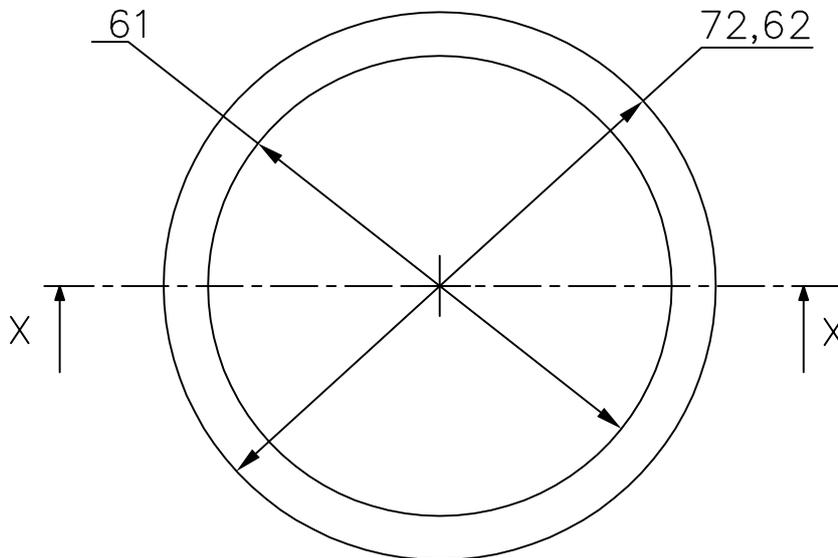
MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
2.1	Eje de la rueda	1	-	AISI 440C
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES				
FECHA	9/09/2018	AUTOR		 E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Nombre	PABLO			
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	EJE DE LA RUEDA		Nº PLANO :4	Cuadrante 
3:2				

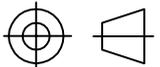


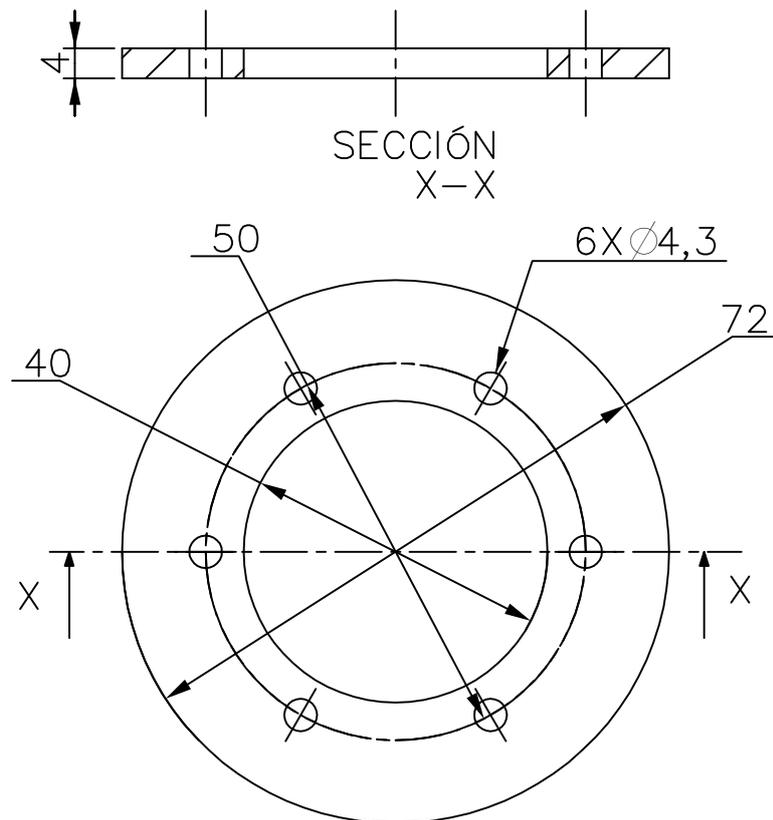
MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
2.3	ALOJAMIENTO	1	-	AISI 440C
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES				
FECHA	9/09/2018	AUTOR		 E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Nombre	PABLO		 Universidad de La Laguna	
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	ALOJAMIENTO RUEDA		Nº PLANO : 5	Cuadrante 
1:1				

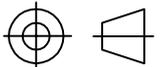


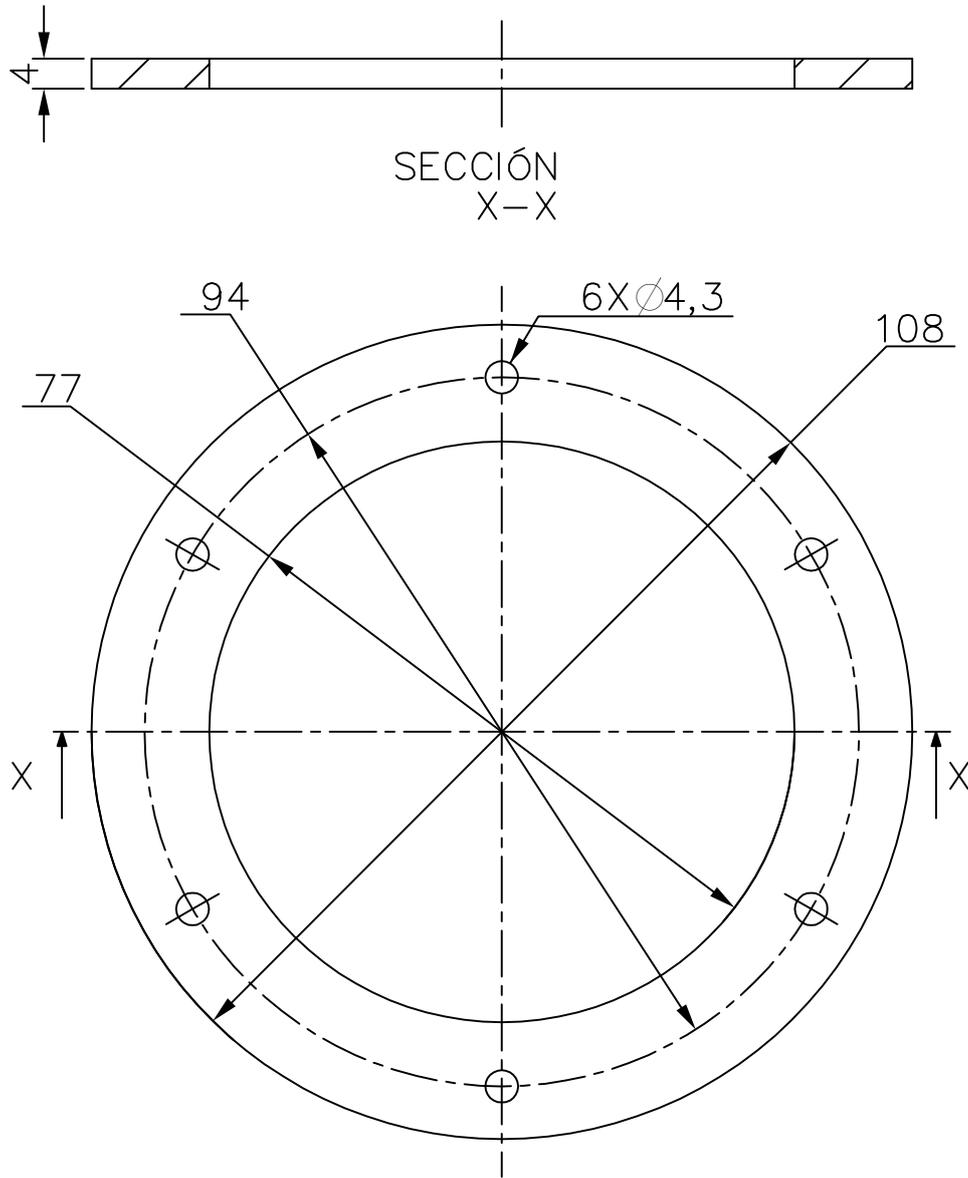
SECCIÓN
X-X

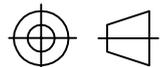


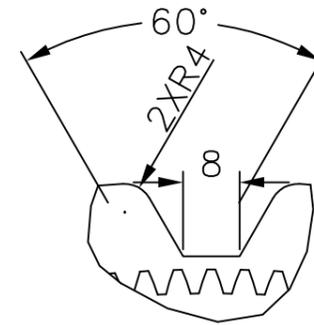
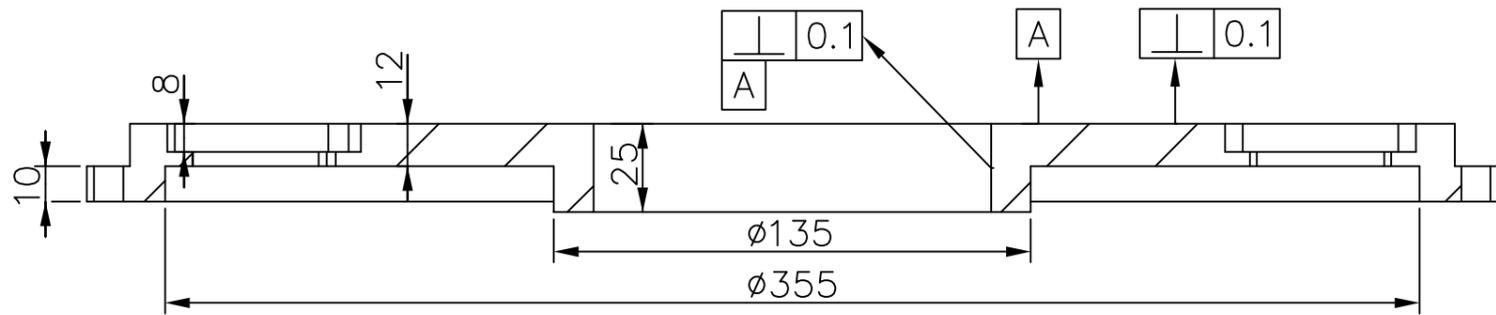
MARCA	DENOMINACIÓN		Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
2.4	Distribuidor de carga		1	-	AISI 440C
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES					
FECHA	9/09/2018	AUTOR	 E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna		
Nombre	PABLO				
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	DISTRIBUIDOR DE CARGA <th>Nº PLANO :</th> <td>6 <th>Cuadrante</th> </td>		Nº PLANO :	6 <th>Cuadrante</th>	Cuadrante
1:1					



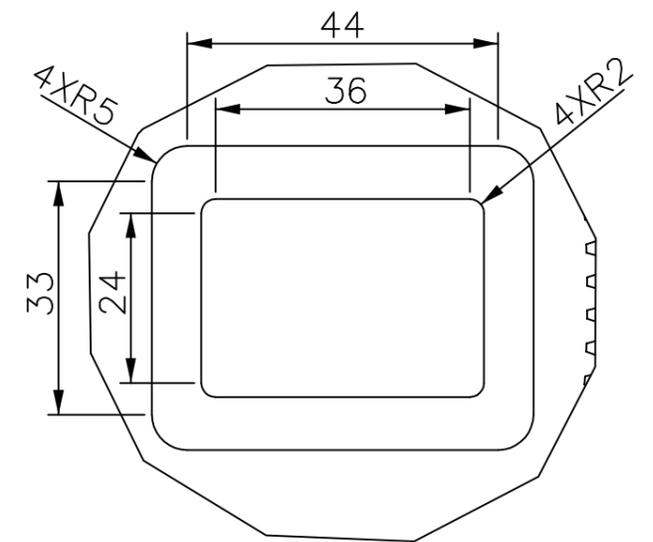
MARCA	DENOMINACIÓN		Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
2.6	Tapa del eje		1	-	AISI 440C
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES					
FECHA	9/09/2018	AUTOR	 E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna		
Nombre	PABLO				
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	TAPA DEL EJE <th>Nº PLANO :</th> <td>7 <th>Cuadrante</th> </td>		Nº PLANO :	7 <th>Cuadrante</th>	Cuadrante
1:1					



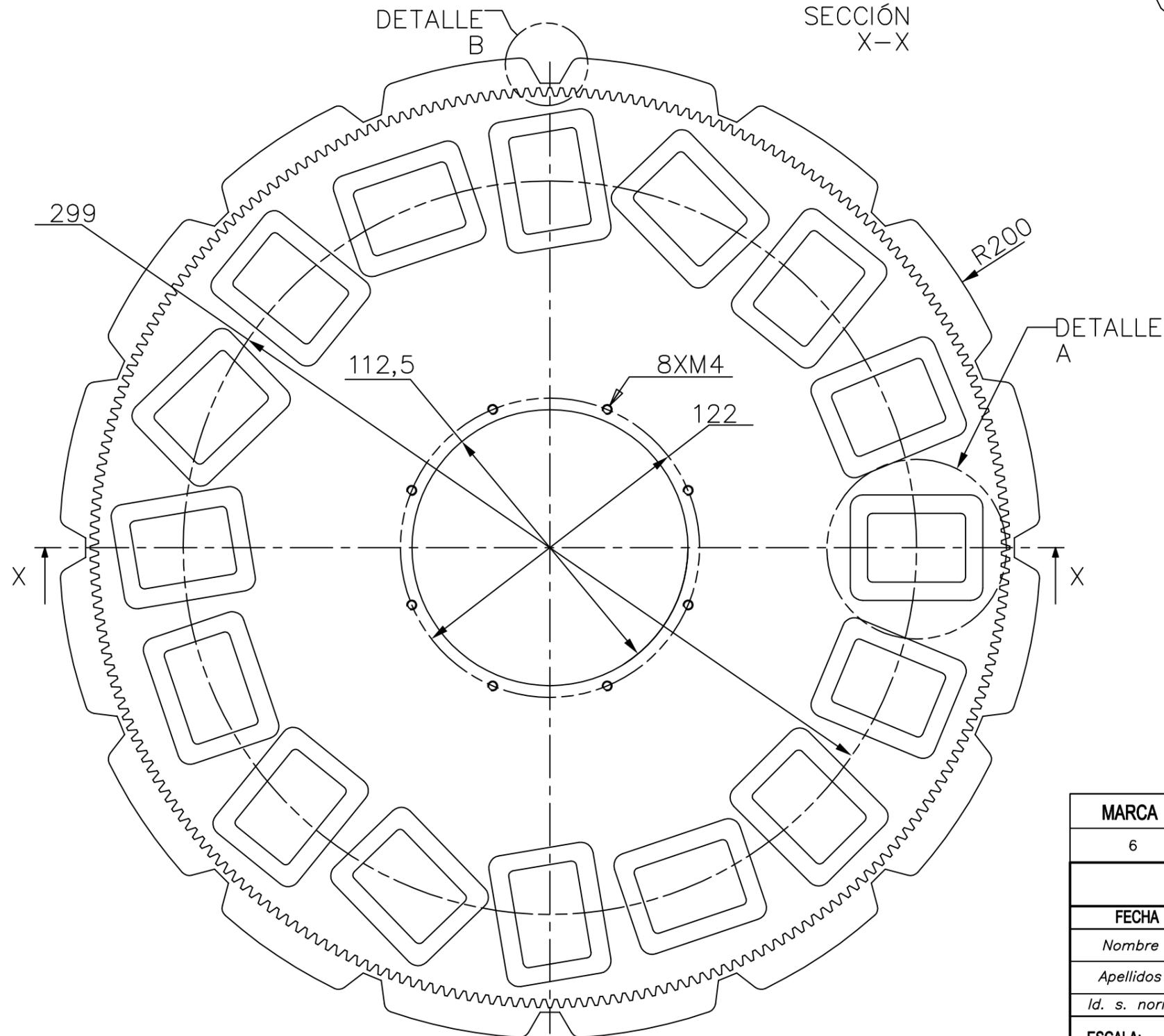
MARCA	DENOMINACIÓN		Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
2.10	Tapa del alojamiento		1	-	AI SI 440C
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES					
FECHA	9/09/2018	AUTOR		E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna	
Nombre	PABLO		 Universidad de La Laguna		
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	TAPA DEL ALOJAMIENTO			Nº PLANO : 8	Cuadrante
1:1					



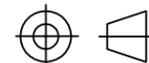
DETALLE B
ESCALA 1,000

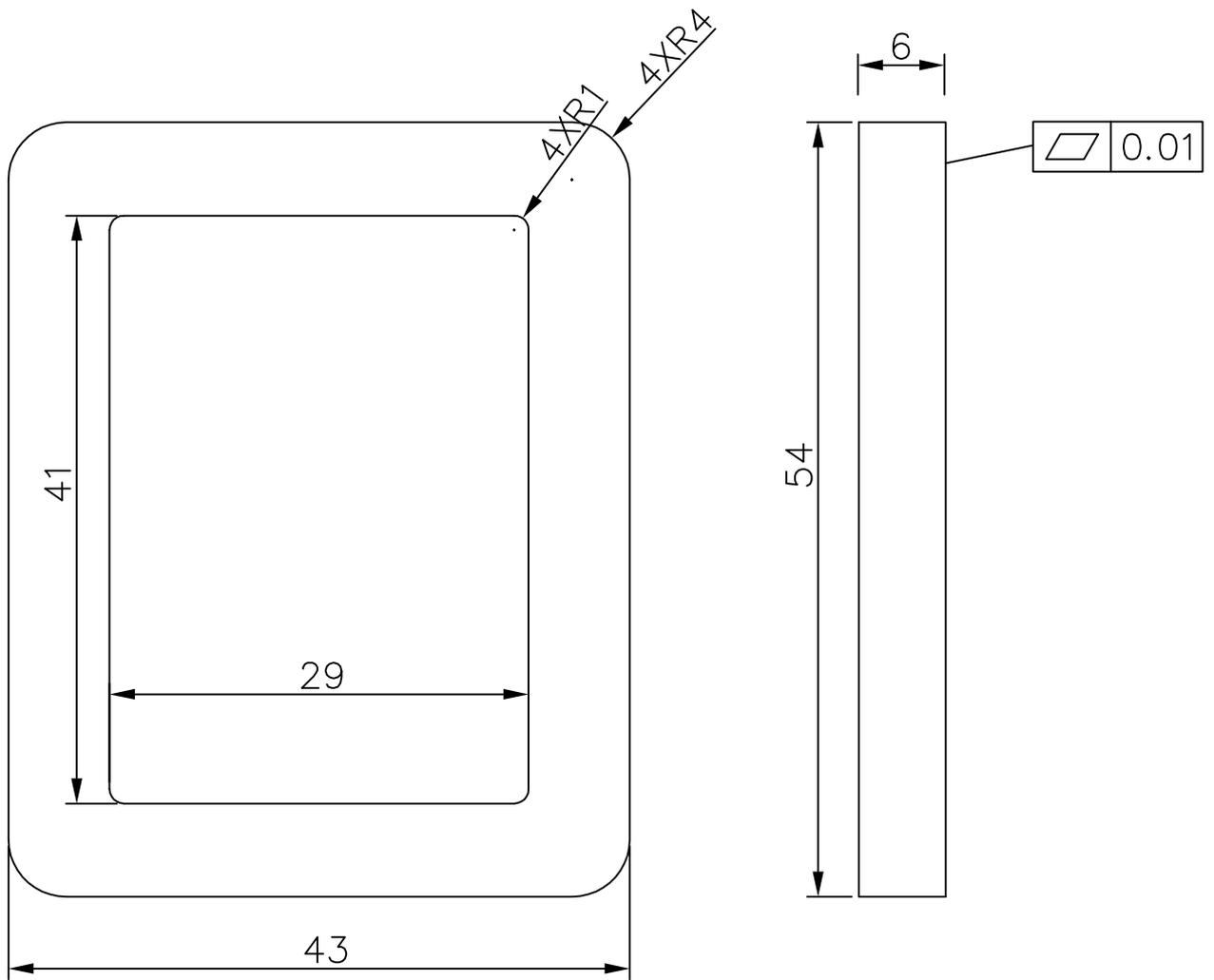


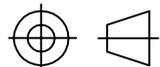
DETALLE A
ESCALA 1:1

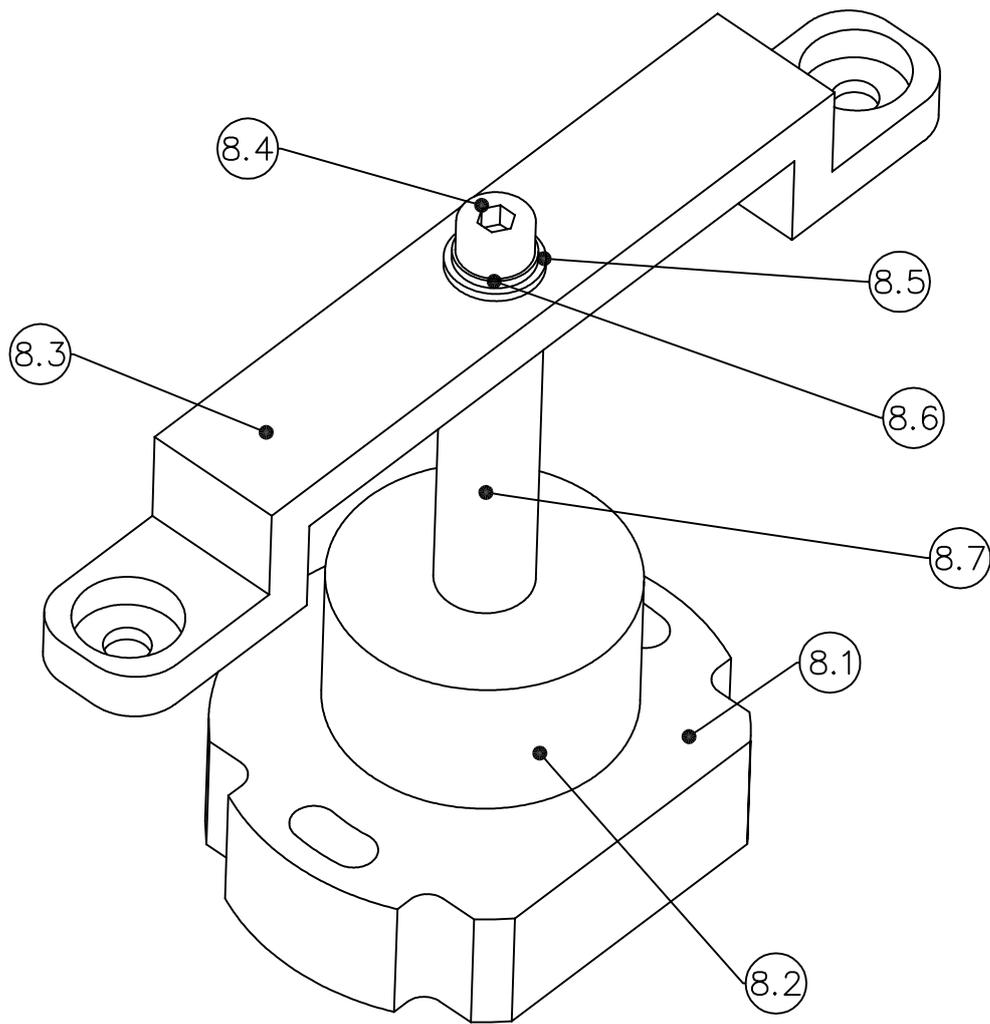


GIROS DE LAS MÁSCARAS	
Máscaras 1,5,9	86°
Máscaras 2,6,10	10°
Máscaras 3,7,11	66°
Máscaras 4,8,12	6°
Máscaras 13,14,15,16	0°
DATOS DEL ENGRANAJE	
Ángulo de presión	20°
Módulo	1,5
N° de dientes	248
Diámetro primitivo	372
Distancia entre centros	199,5
Calidad	Q10

MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
6	Rueda de máscaras	1	-	Al 6061-T6
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES				
FECHA	9/09/2018	AUTOR		 E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Nombre	PABLO			
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	RUEDA DE MÁSCARAS		Nº PLANO : 9	Cuadrante 
1:2				



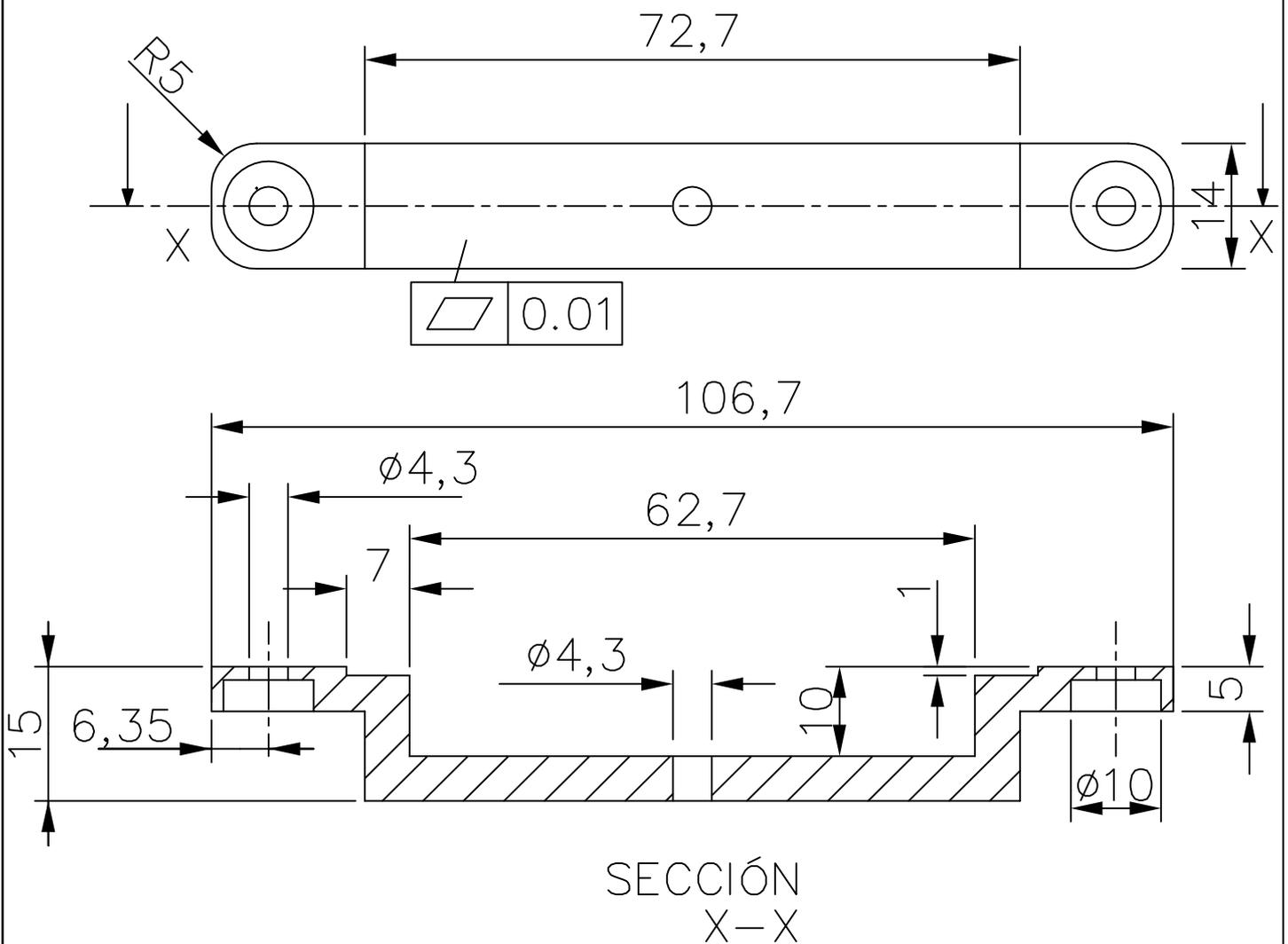
MARCA	DENOMINACIÓN		Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
7	Máscara focal		16	-	Al 6061-T6
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES					
FECHA	9/09/2018	AUTOR		E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna	
Nombre	PABLO		 Universidad de La Laguna		
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA: 2:1	MÁSCARA FOCAL			Nº PLANO : 10	Cuadrante 

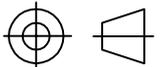


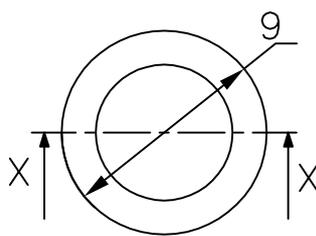
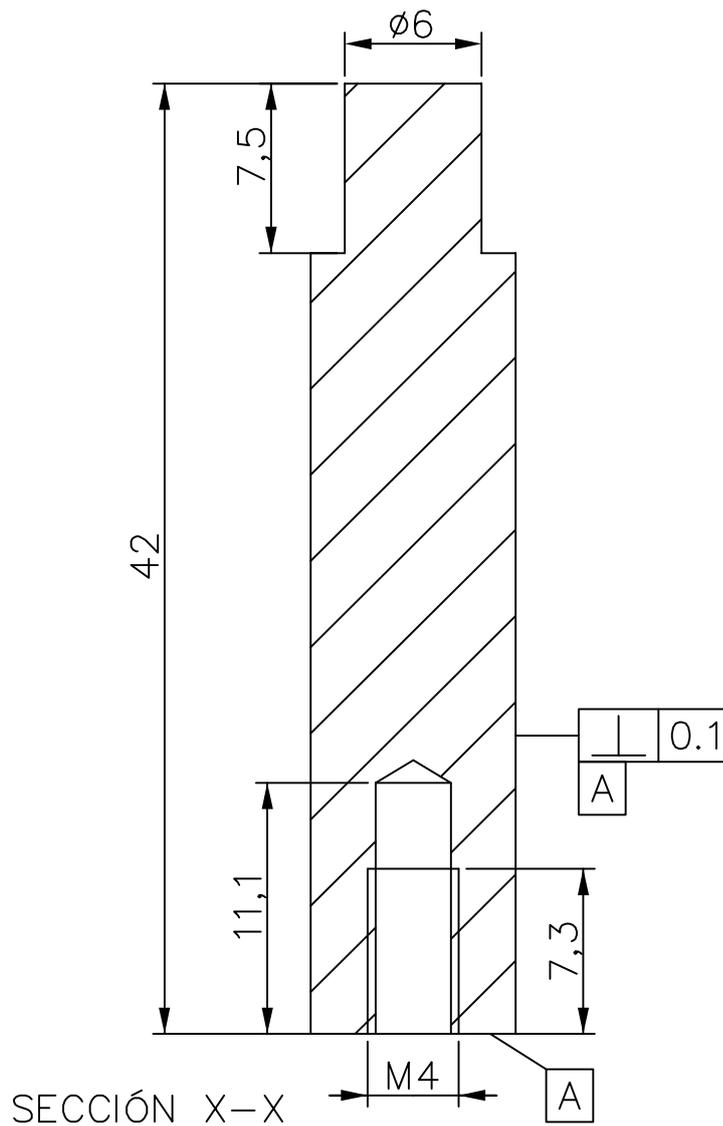
MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
8.1	Codificador RFC-4801 de Robotechnik	1	-	-
8.2	Imán del codificador	1	-	-
8.3	Soporte del imán	1	-	AISI 440C
8.4	Tornillo M4X12	1	DIN912	Acero 8.8
8.5	Arandela plana 1-A4	1	DIN125	Acero 8.8
8.6	Arandela de presión B4	1	DIN127	Acero 8.8
8.7	Eje del imán	1	-	AISI 440C

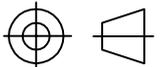
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES

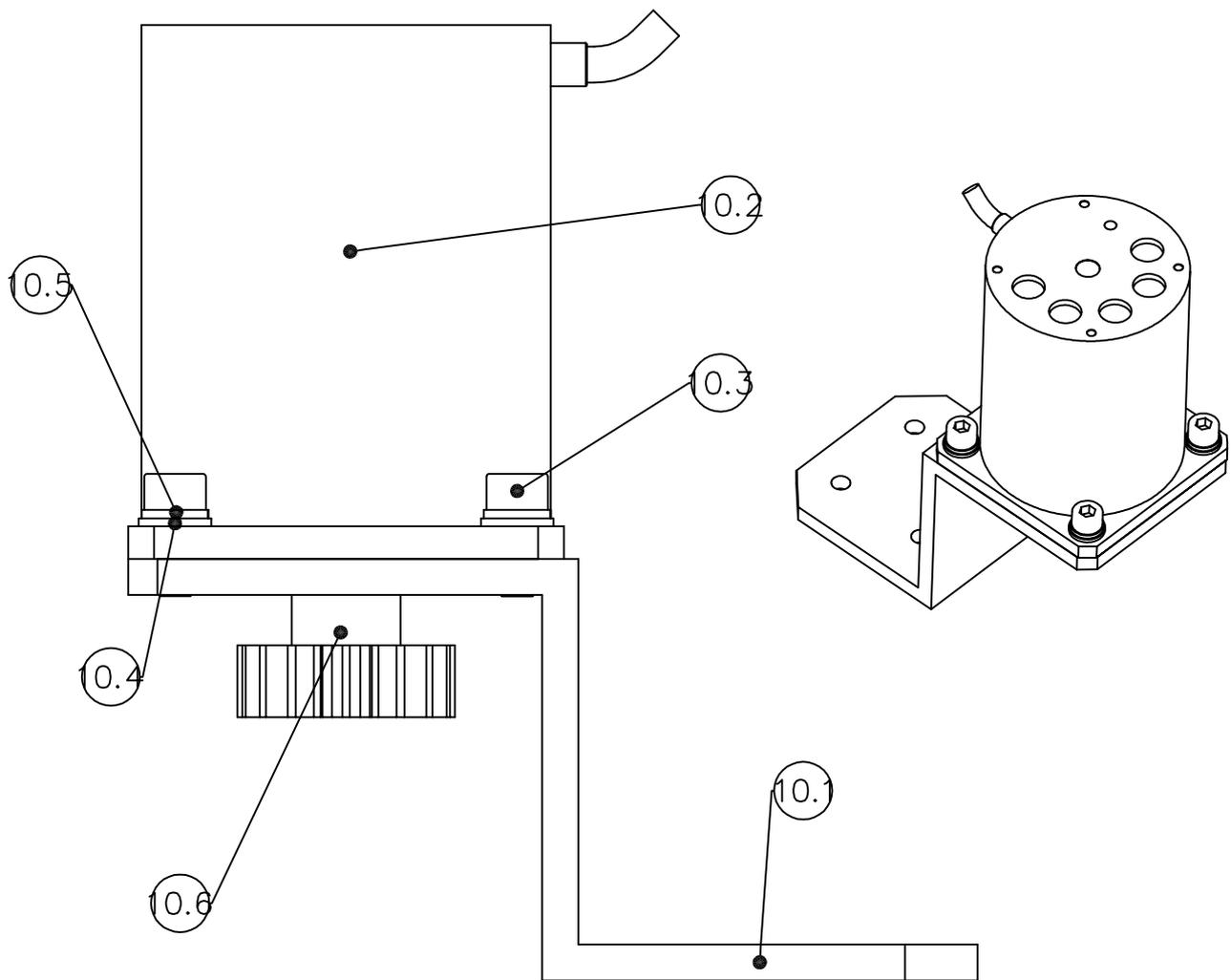
FECHA	9/09/2018	AUTOR	 Universidad de La Laguna	E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
<i>Nombre</i>	PABLO			
<i>Apellidos</i>	OLEAGA GUTIÉRREZ			
<i>Id. s. normas</i>	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	SUBCONJUNTO CODIFICADOR		Nº PLANO : 11	Cuadrante



MARCA	DENOMINACIÓN		Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
8.3	Soporte del imán		1	-	AISI 440C
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES					
FECHA	9/09/2018	AUTOR			
Nombre	PABLO			E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna	
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	SOPORTE DEL IMÁN <th>Nº PLANO :</th> <td>12</td> <th>Cuadrante</th>		Nº PLANO :	12	Cuadrante
1:1					



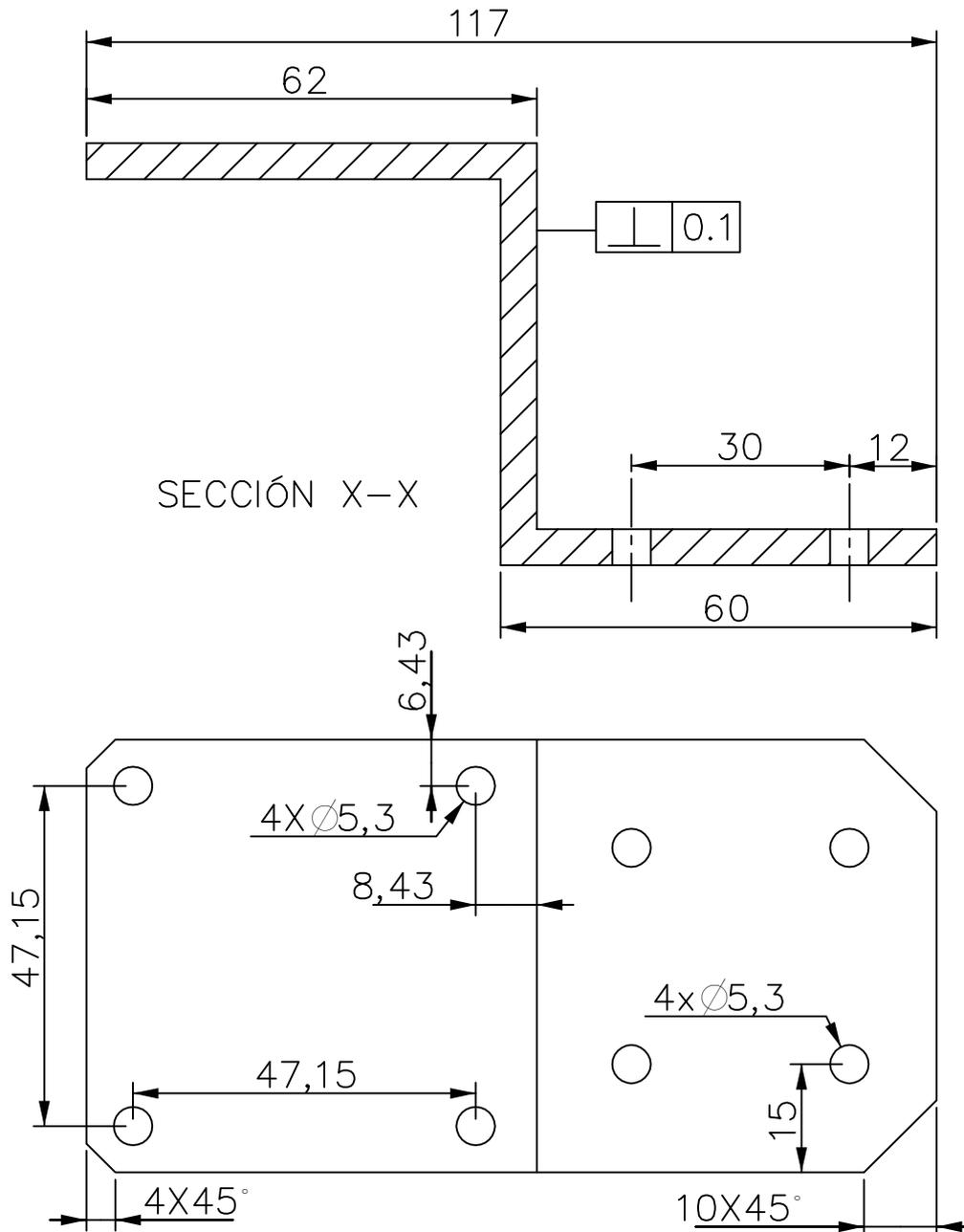
MARCA	DENOMINACIÓN		Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
8.7	Eje del imán		1	-	AISI 440C
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES					
FECHA	9/09/2018	AUTOR	 E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna		
Nombre	PABLO				
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	EJE DEL IMÁN		Nº PLANO :	13	Cuadrante
3:1					



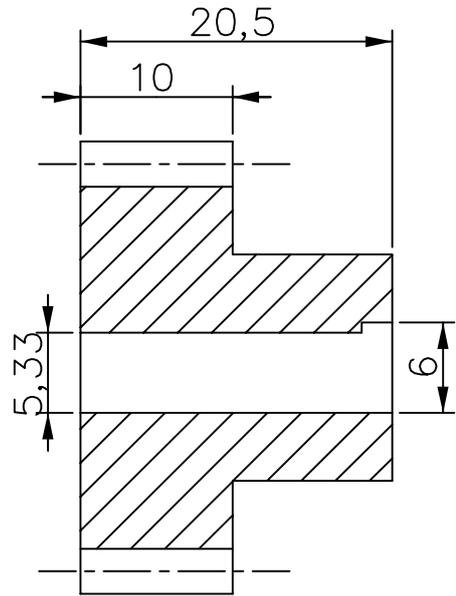
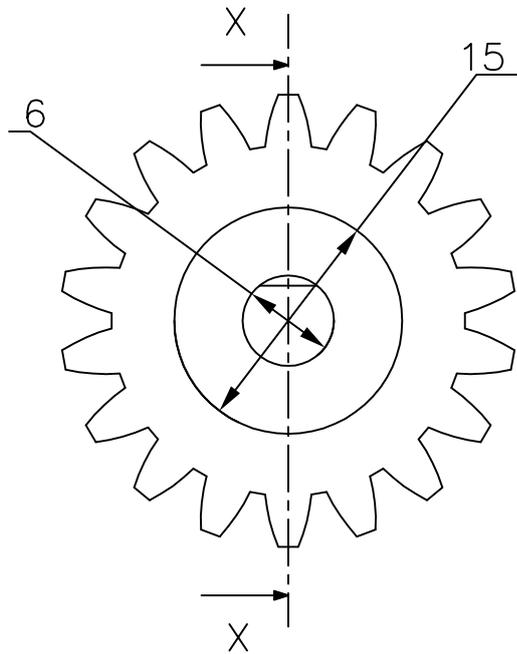
MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
10.1	Soporte del motor	1	–	Al 6061–T6
10.2	Motor VSS 57.200.2,5–UHVC2–R KTC	1	–	–
10.3	Tornillo M5X12	4	DIN912	Acero 8.8
10.4	Arandela plana 1–A5	4	DIN125	Acero 8.8
10.5	Arandela de presión B5	4	DIN127	Acero 8.8
10.6	Piñón	1	–	VEPEL SP–3

DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES

FECHA	9/09/2018	AUTOR		E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Nombre	PABLO			
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ			
Id. s. normas	UNE–EN–DIN			
ESCALA:	SUBCONJUNTO MOTOR		Nº PLANO : 14	Cuadrante

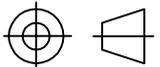


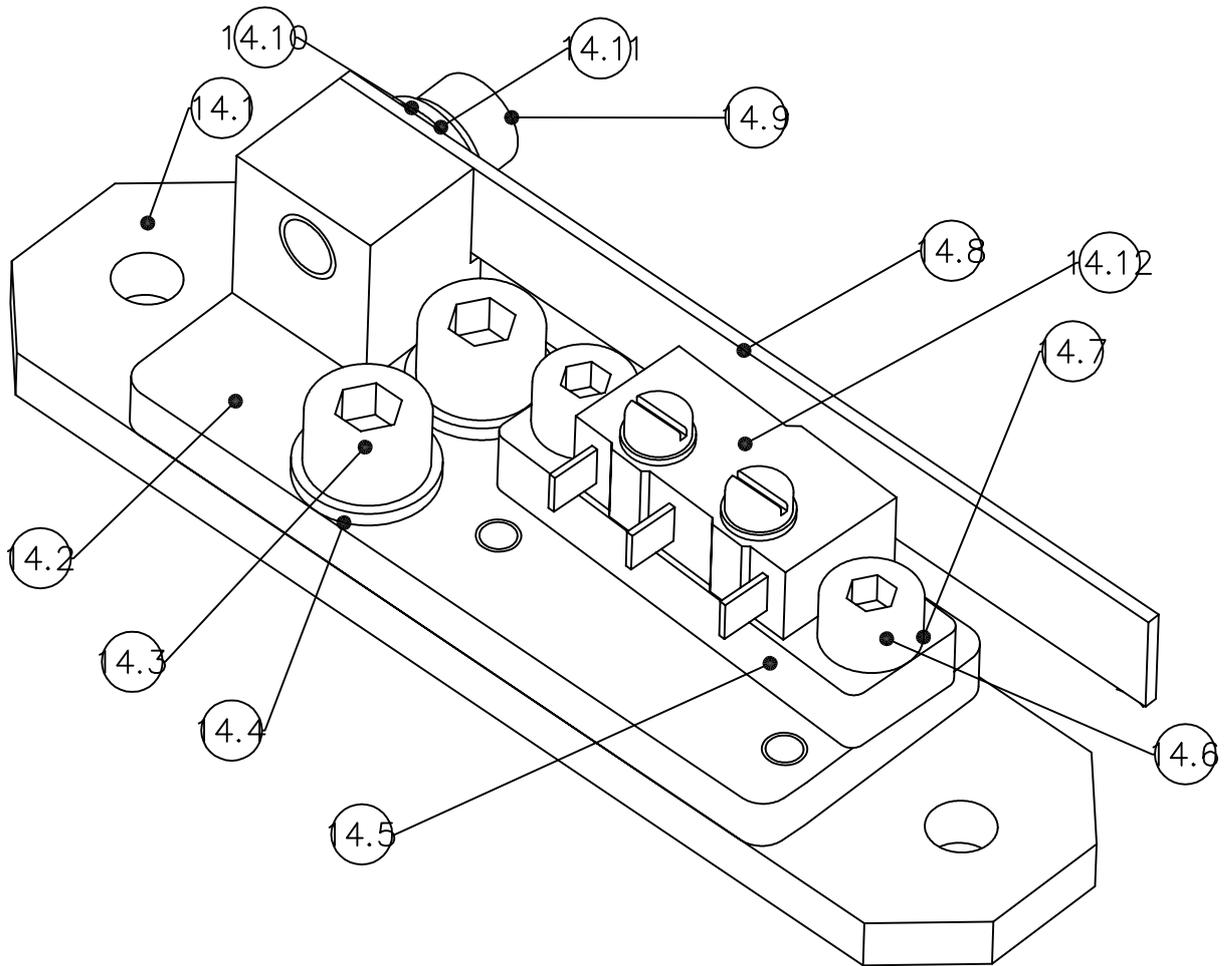
MARCA	DENOMINACIÓN		Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
10.1	Soporte del motor		1	-	Al 6061-T6
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES					
FECHA	9/09/2018	AUTOR			
Nombre	PABLO			E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna	
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	SOPORTE DEL MOTOR				
1:1					



SECCIÓN
X-X

DATOS DEL ENGRANAJE	
Ángulo de presión	20°
Módulo	1,5
N° de dientes	18
Diámetro primitivo	27
Distancia entre centros	199,5
Calidad	Q10

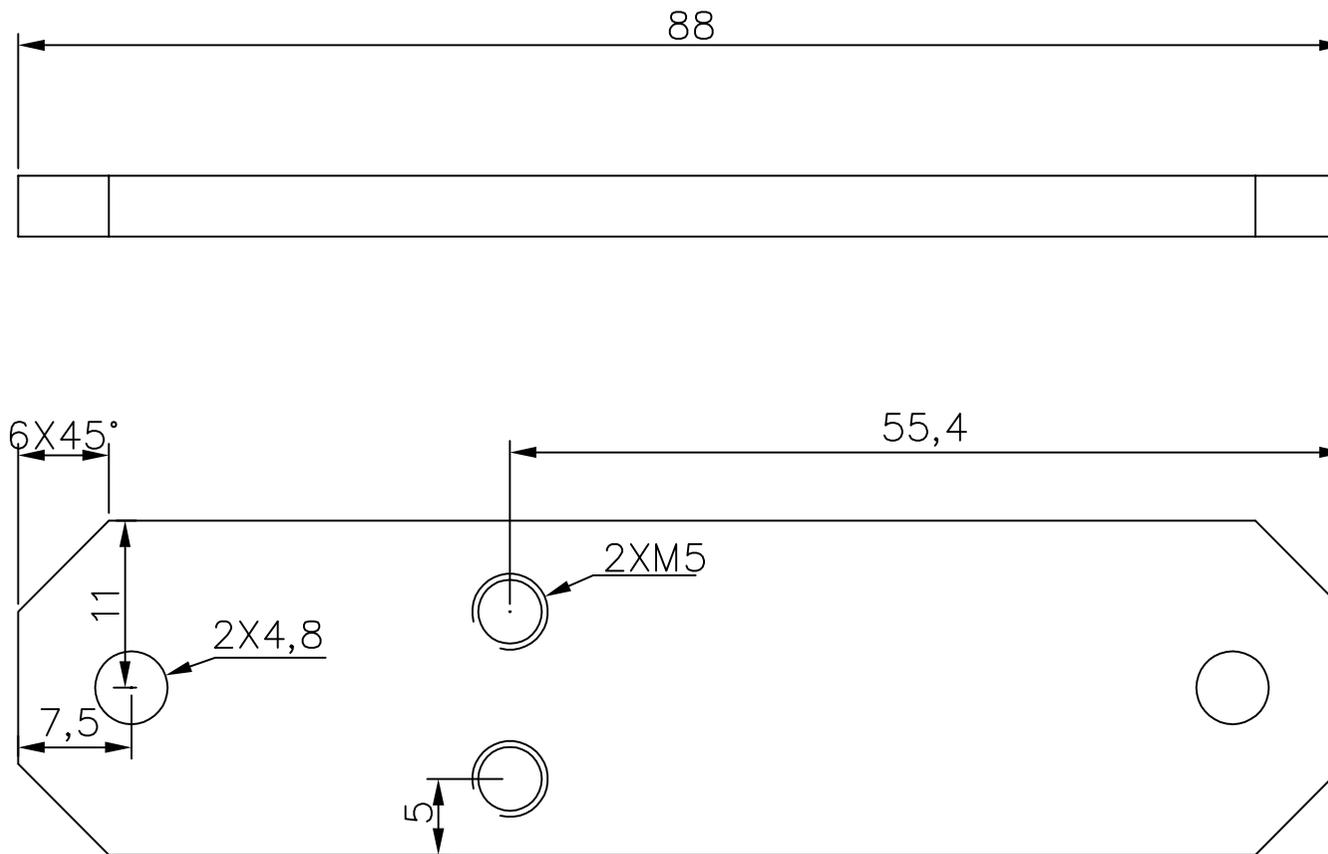
MARCA	DENOMINACIÓN		Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
10.6	Piñón		1	-	VEPEL SP-3
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES					
FECHA	9/09/2018	AUTOR			
Nombre	PABLO		 Universidad de La Laguna	E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna	
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	PIÑÓN		Nº PLANO :	16	Cuadrante
2:1					

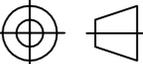


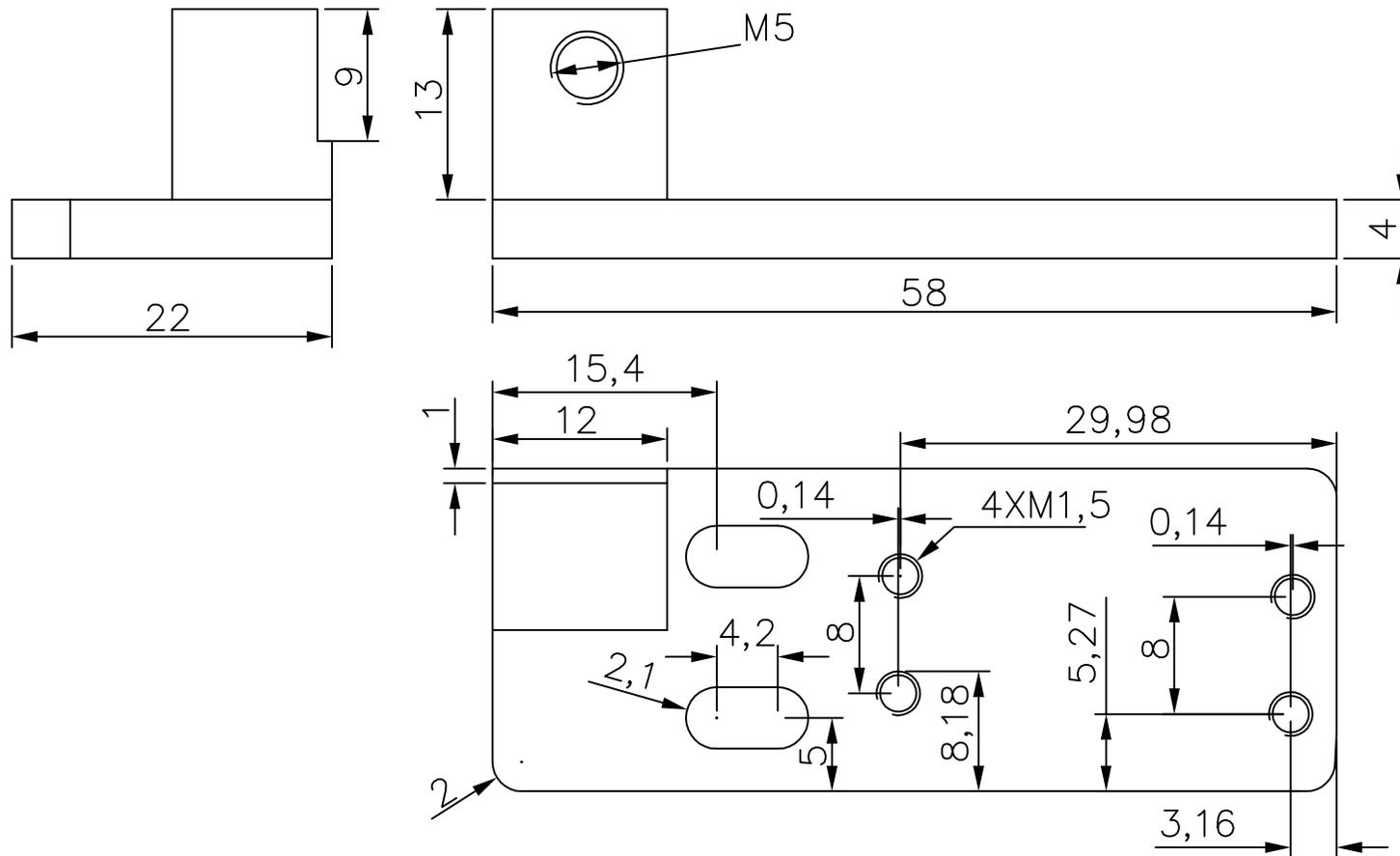
MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
14.1	Base del microinterruptor	1	–	Al 6061–T6
14.2	Soporte de la ballesta para switch	1	–	Al 6061–T6
14.3	Tornillo M5X9	2	DIN912	Acero 8.8
14.4	Arandela plana 1–A5	2	DIN125	Acero 8.8
14.5	Soporte switch	1	–	Al 6061–T6
14.6	Tornillo M2,5X10	2	DIN84	Acero 8.8
14.7	Arandela plana 2,5	2	DIN7092	Acero 8.8
14.8	Ballesta del microinterruptor	1	DIN84	Acero 8.8
14.9	Tornillo M4X10	1	DIN912	Acero 8.8
14.10	Arandela plana 1–A4	1	DIN125	Acero 8.8
14.11	Arandela de presión B4	1	DIN127	Acero 8.8
14.12	Microinterruptor SS 01 E	1	DIN127	Acero 8.8

DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES

FECHA	9/09/2018	AUTOR		E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Nombre	PABLO			
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ			
Id. s. normas	UNE–EN–DIN			
ESCALA:	SUBCONJUNTO MICROINTERRUPTOR		Nº PLANO : 17	Cuadrante



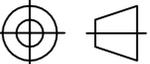
MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
14.1	Base del microinterruptor	1	-	Al 6061-T6
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES				
FECHA	9/09/2018	AUTOR		 E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Nombre	PABLO			
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	BASE DEL MICROINTERRUPTOR		Nº PLANO : 18	Cuadrante
2:1				

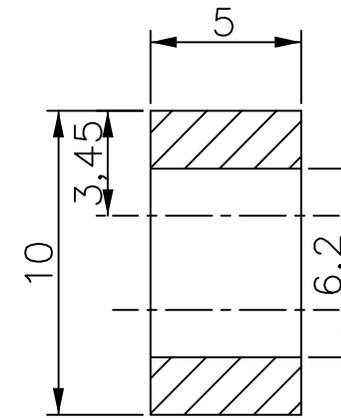
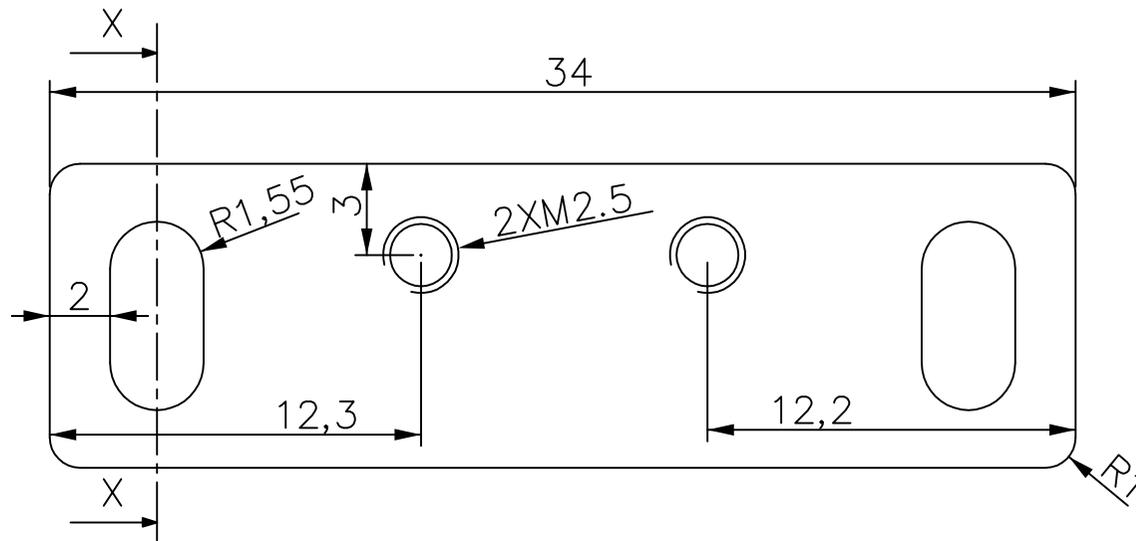


MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
14.2	Soporte de la ballesta para switch	1	-	Al 6061-T6

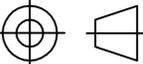
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES

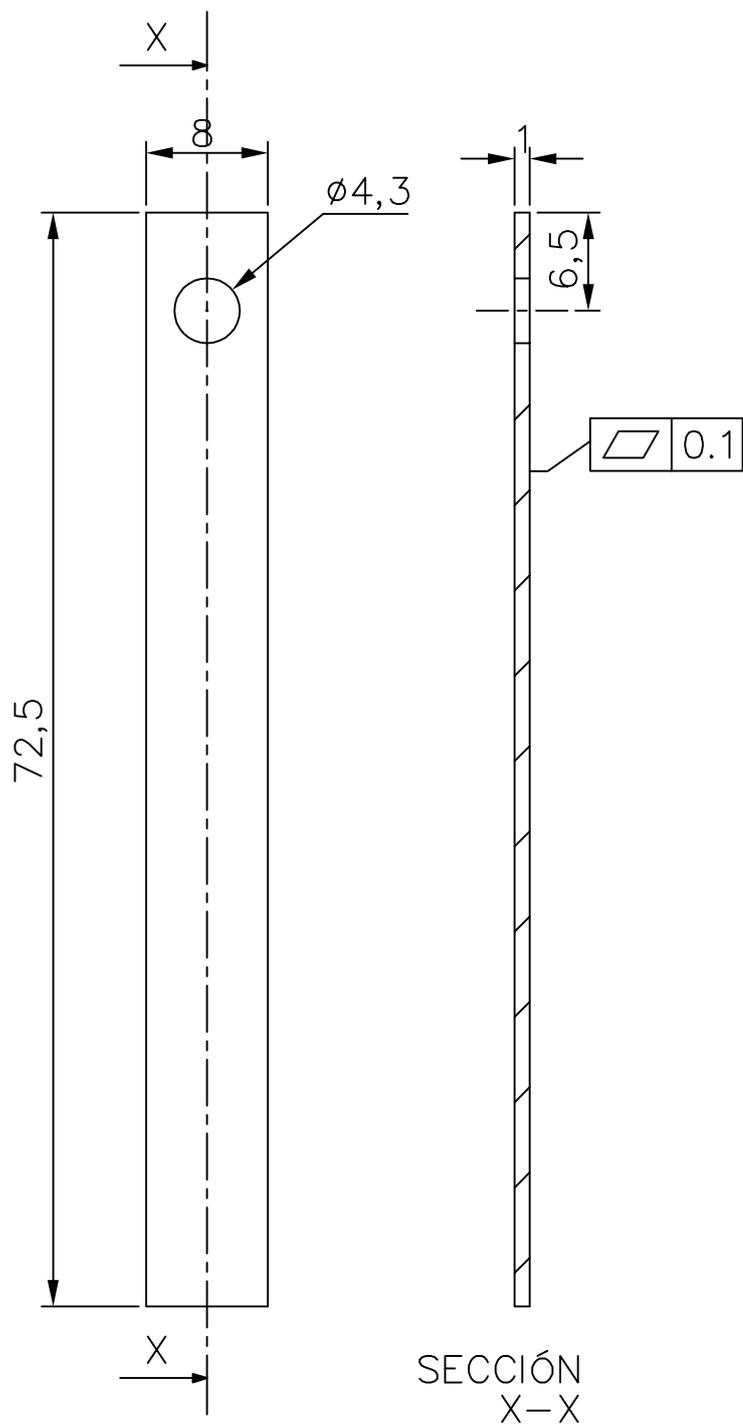
FECHA	9/09/2018	AUTOR	 Universidad de La Laguna	E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Nombre	PABLO			
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

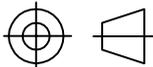
ESCALA: 2:1	SOPORTE DE LA BALLESTA PARA SWITCH	Nº PLANO : 19	Cuadrante 
------------------------------	---	----------------------	---

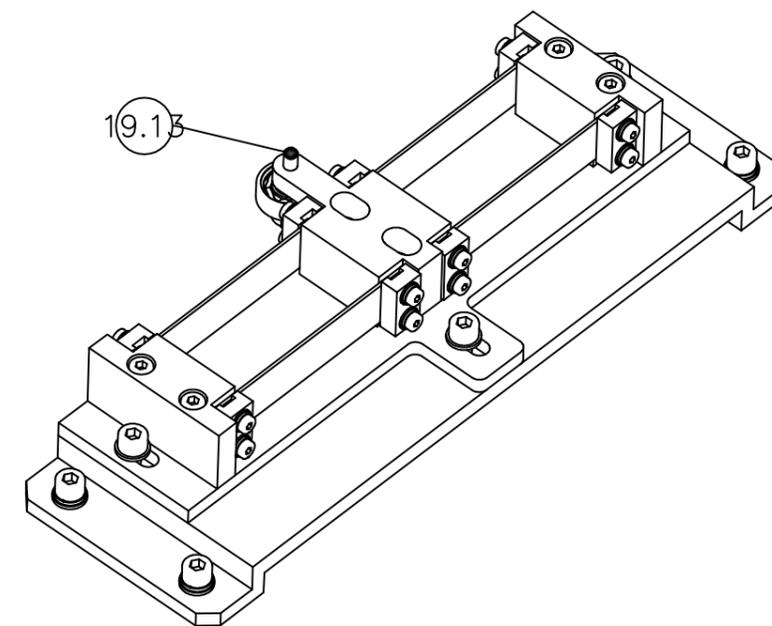
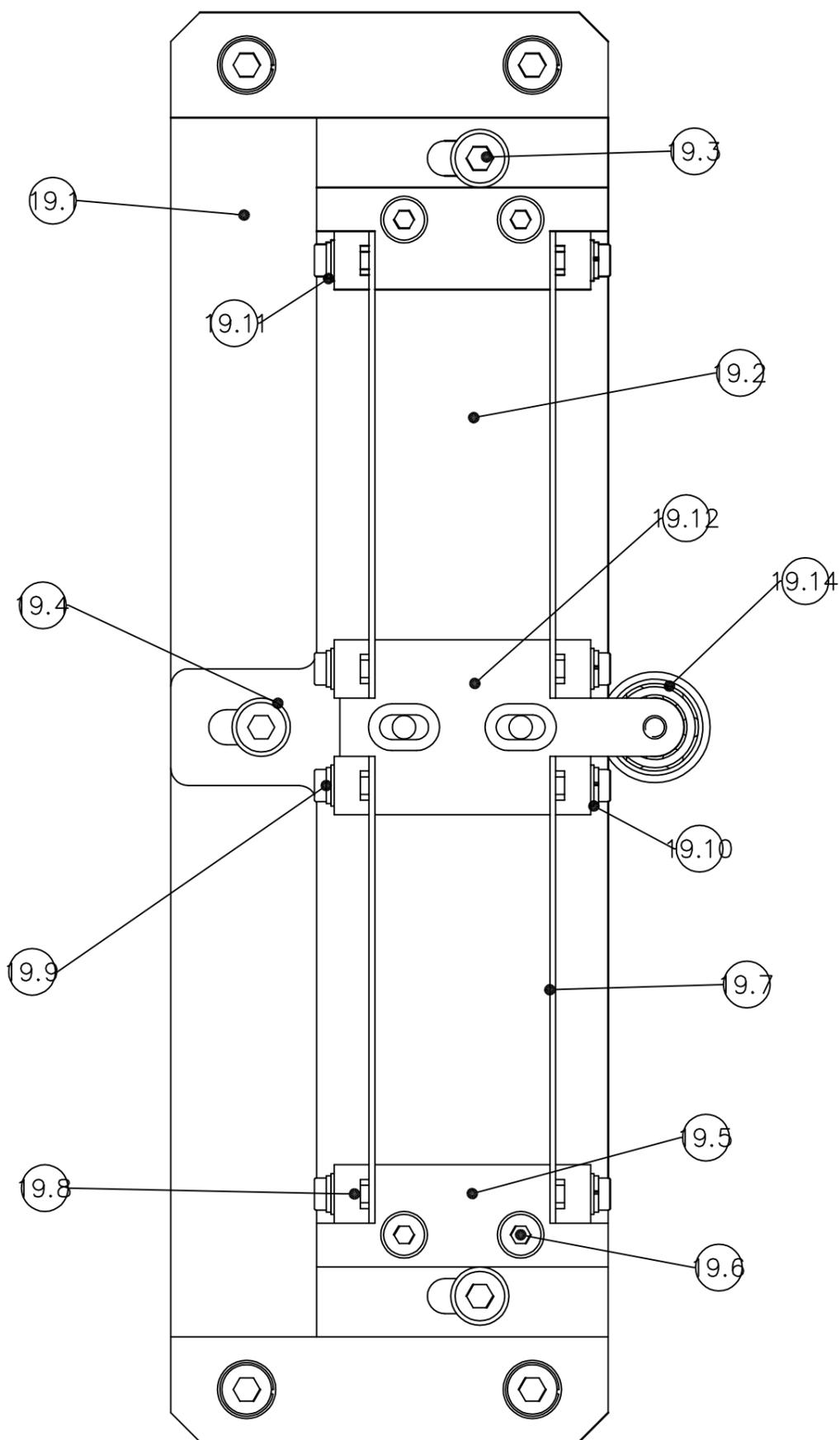


SECCIÓN X-X

MARCA	DENOMINACIÓN		Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
14.5	Soporte switch		1	-	Al 6061-T6
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES					
FECHA	9/09/2018	AUTOR		 Universidad de La Laguna	E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Nombre	PABLO				
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	SOPORTE SWITCH			Nº PLANO : 20	Cuadrante
4:1					



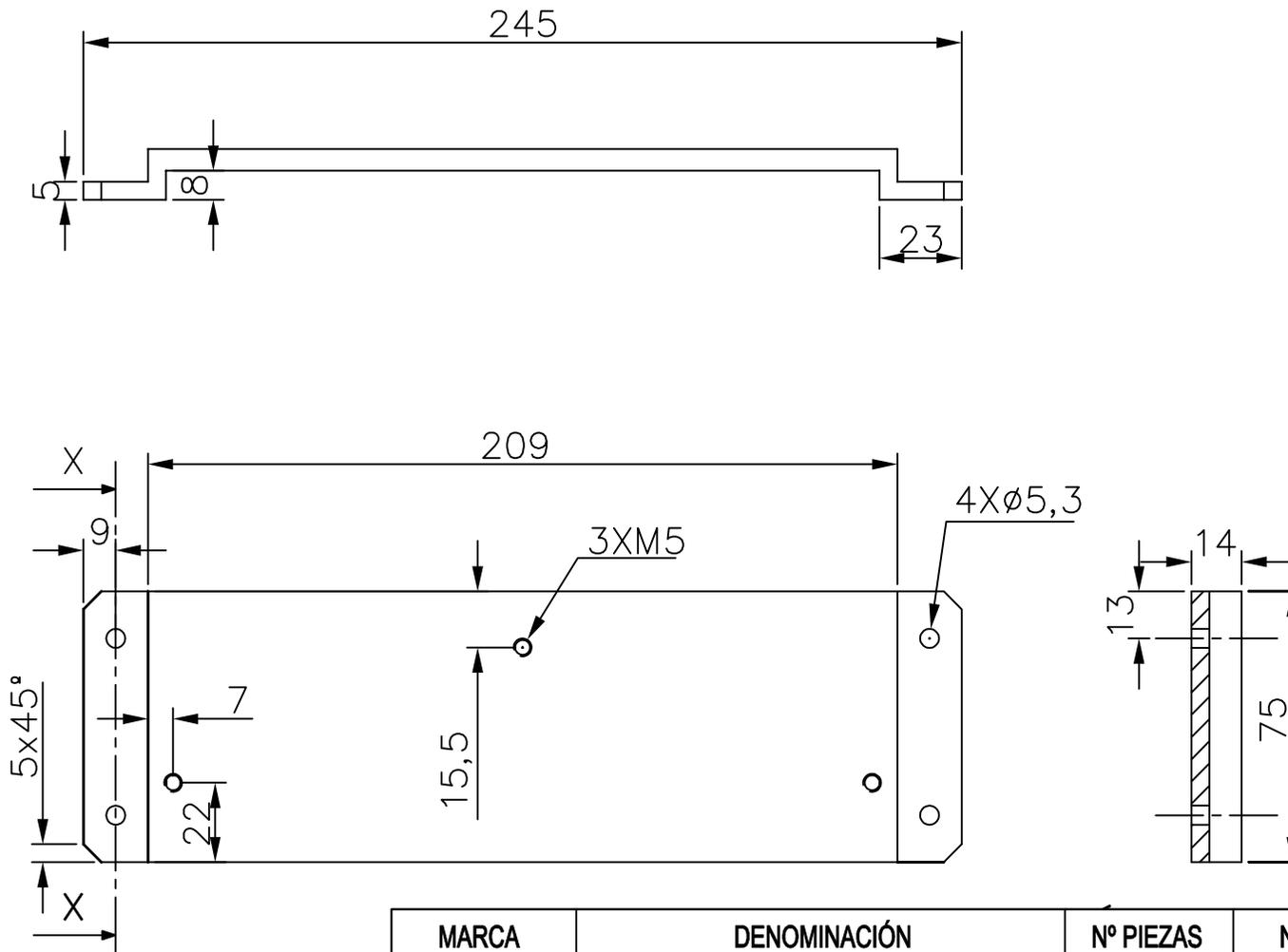
MARCA	DENOMINACIÓN		Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
14.8	Ballesta del microinterruptor		1	-	Al 6061-T6
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES					
FECHA	9/09/2018	AUTOR	 E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna		
Nombre	PABLO				
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	BALLESTA DEL MICROINTERRUPTOR		Nº PLANO :	21	Cuadrante
2:1					



MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
19.1	Soporte del retén	1	-	Al 6061-T6
19.2	Base del retén	1	-	Al 6061-T6
19.3	Tornillo M5X12,8	3	DIN912	Acero 8.8
19.4	Arandela plana 1-A5	3	DIN125	Acero 8.8
19.5	Soporte de la ballesta	2	-	Al 6061-T6
19.6	Tornillo M4X22	4	DIN912	Acero 8.8
19.7	Ballesta	4	-	Al 6061-T6
19.8	Presilla	8	-	Al 6061-T6
19.9	Tornillo M3X12	8	DIN7984	Acero 8.8
19.10	Arandela plana 1-A3	8	DIN125	Acero 8.8
19.11	Arandela de presión B3	8	DIN127	Acero 8.8
19.12	Soporte del rodamiento	1	-	Al 6061-T6
19.13	Eje del rodamiento	1	-	Al 6061-T6
19.14	Rodamiento FAG S626	1	-	-

DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES

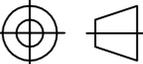
FECHA	9/09/2018	AUTOR	 Universidad de La Laguna	E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Nombre	PABLO			
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	SISTEMA RETÉN		Nº PLANO : 22	Cuadrante

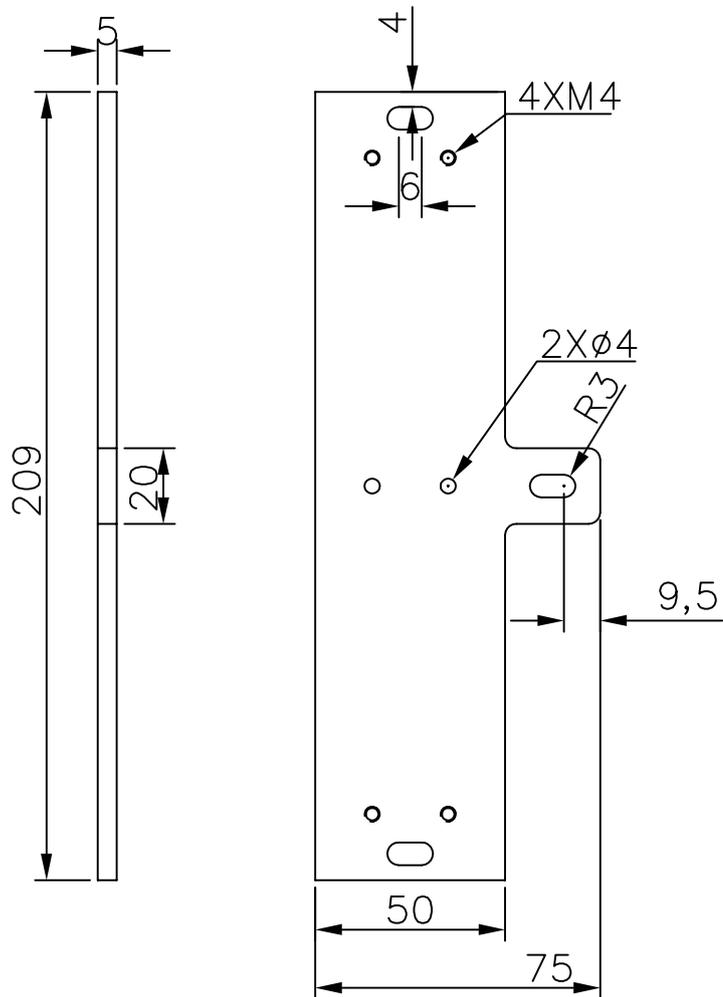


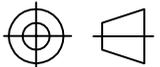
MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
19.1	Soporte del retén	1	-	Al 6061-T6

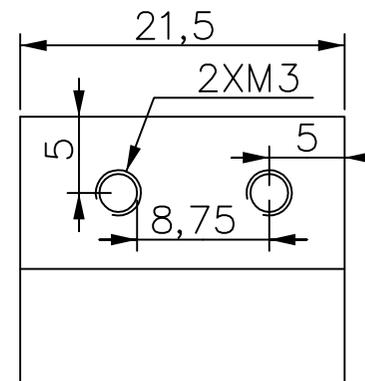
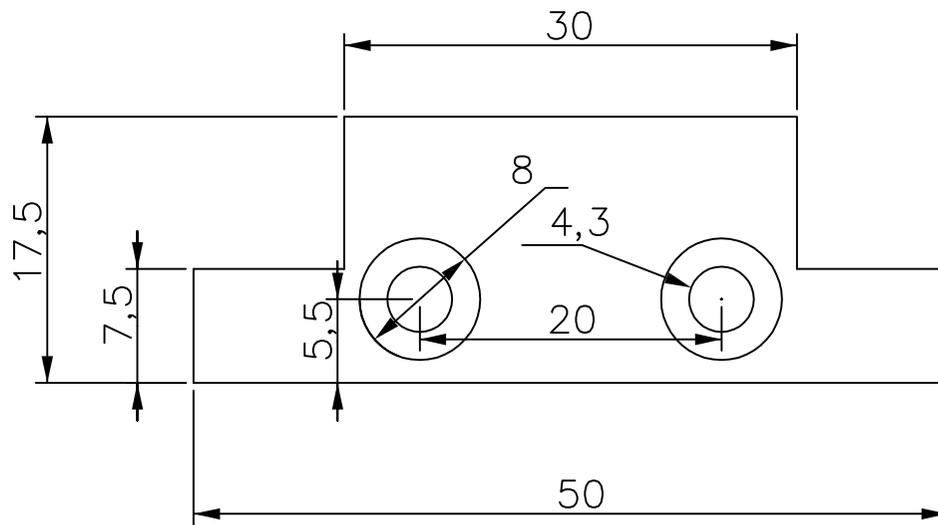
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES

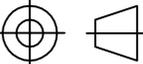
FECHA	9/09/2018	AUTOR	 Universidad de La Laguna	E.S.I.C.I.
Nombre	PABLO			Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			

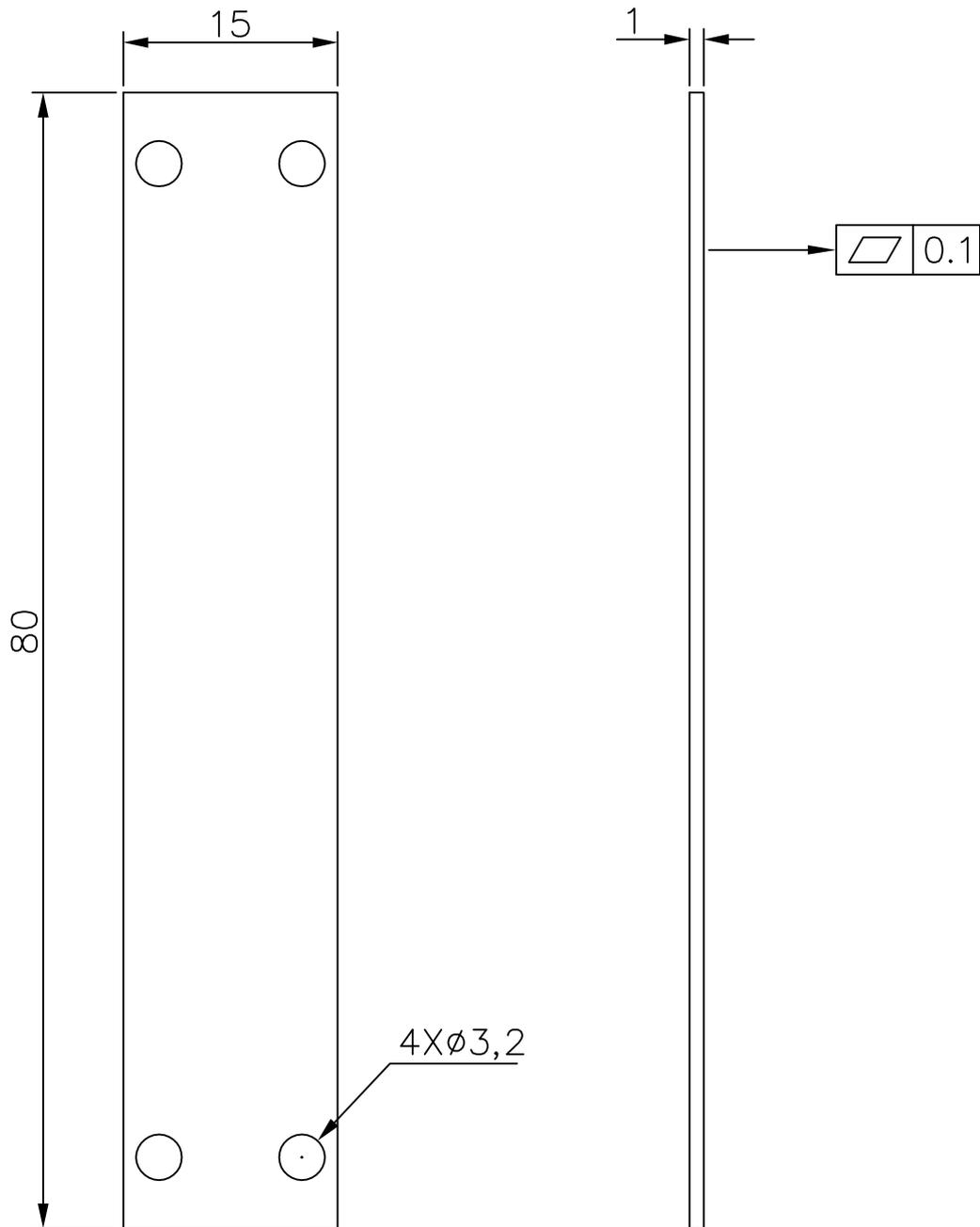
ESCALA: 1:2	SOPORTE DEL RETÉN	Nº PLANO : 23	Cuadrante 
-----------------------	--------------------------	---------------	--

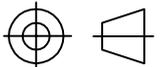


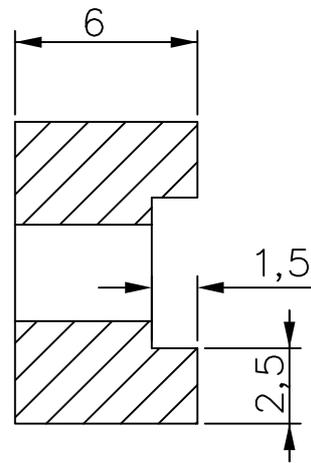
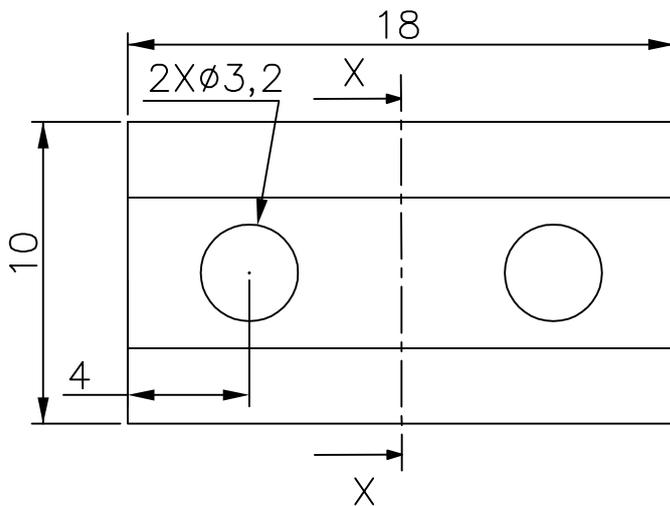
MARCA	DENOMINACIÓN		Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
19.2	Base del retén		1	-	Al 6061-T6
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES					
FECHA	9/09/2018	AUTOR	 E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna		
Nombre	PABLO				
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	BASE DEL RETÉN		Nº PLANO :	24	Cuadrante
1:2					



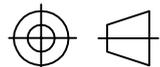
MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
19.5	Soporte de la ballesta	2	-	Al 6061-T6
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES				
FECHA	9/09/2018	AUTOR		 E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Nombre	PABLO		Universidad de La Laguna	
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 2:1	SOPORTE DE LA BALLESTA		Nº PLANO : 25	Cuadrante 

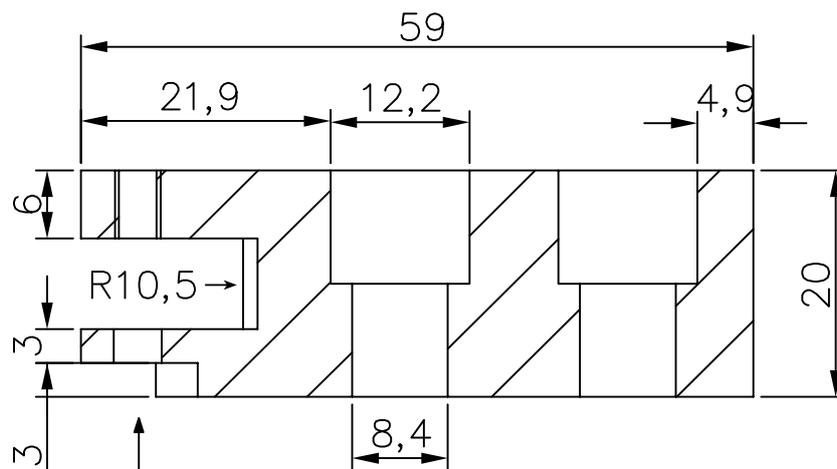


MARCA	DENOMINACIÓN		Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
19.7	Ballesta		4	-	Al 6061-T6
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES					
FECHA	9/09/2018	AUTOR	 Universidad de La Laguna E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna		
Nombre	PABLO				
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	BALLESTA		Nº PLANO :	26	Cuadrante
2:1					



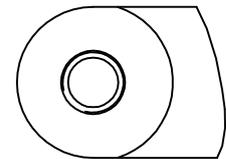
SECCIÓN X-X

MARCA	DENOMINACIÓN		Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
19.8	Presilla		8	-	Al 6061-T6
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES					
FECHA	9/09/2018	AUTOR		 Universidad de La Laguna	E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Nombre	PABLO				
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA: 4:1	PRESILLA			Nº PLANO : 27	Cuadrante 

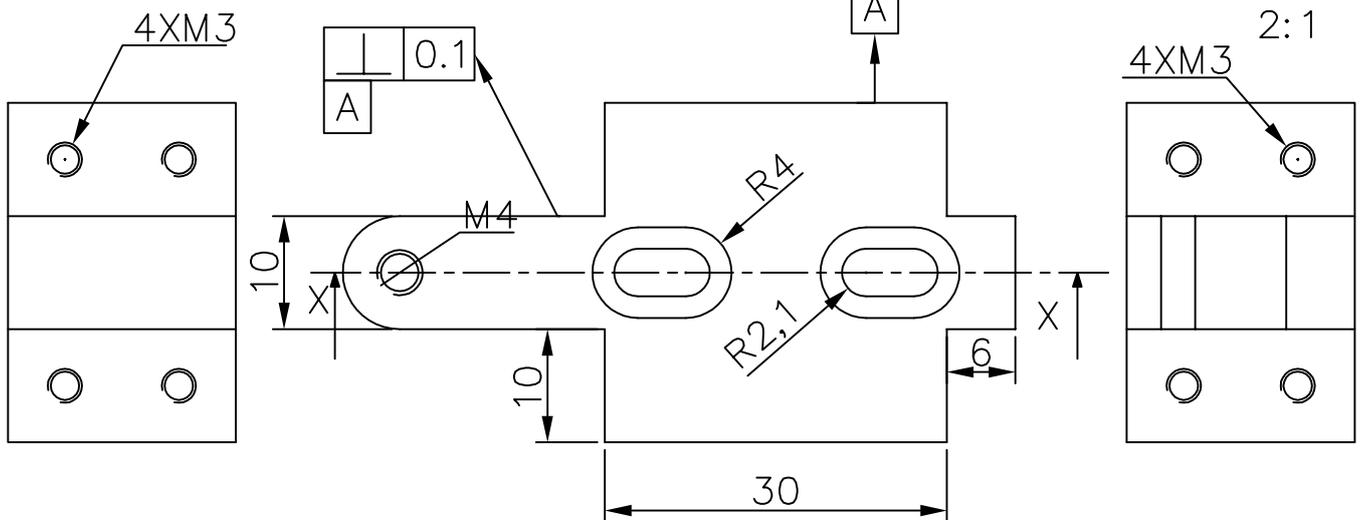


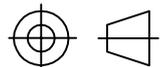
VISTA A

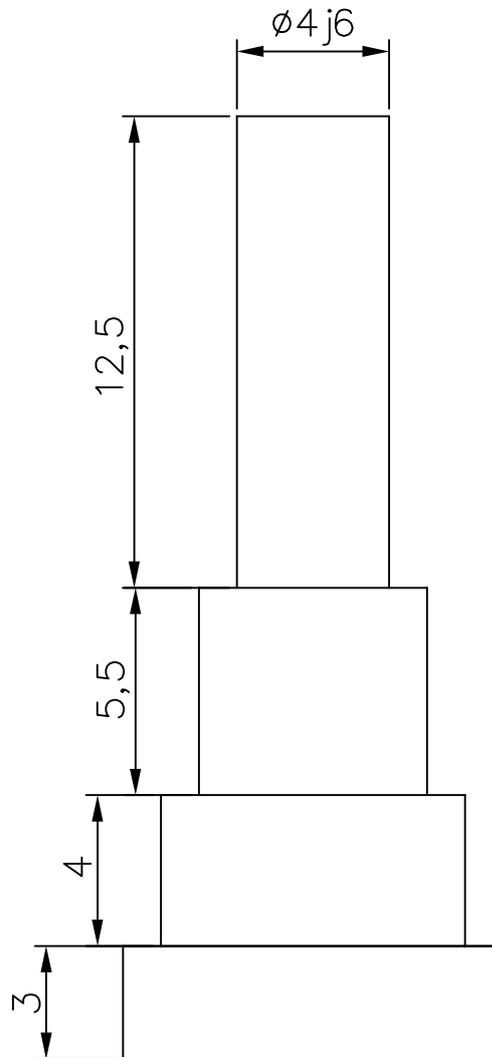
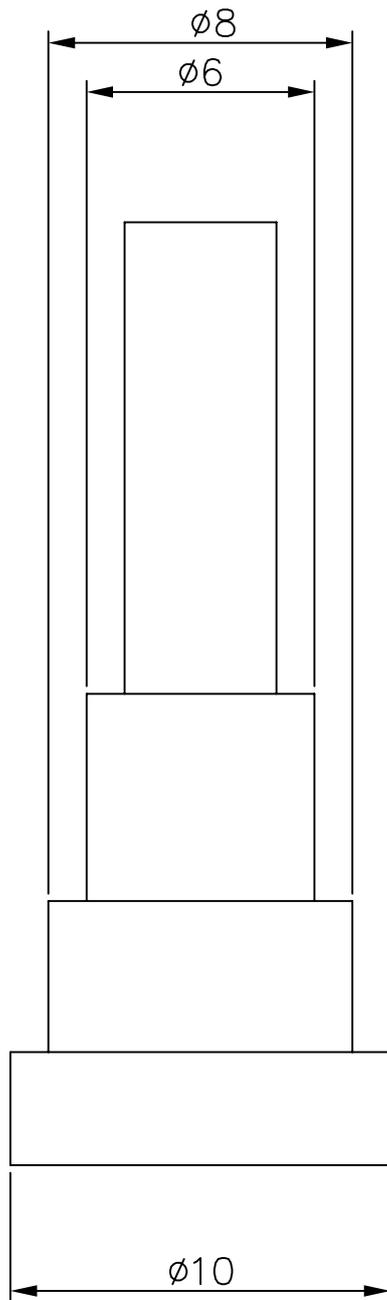
SECCIÓN X-X



VISTA A
ESCALA
2:1



MARCA	DENOMINACIÓN		Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
19.12	Soporte de Irodamiento		1	-	Al 6061-T6
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES					
FECHA	9/09/2018	AUTOR			
Nombre	PABLO		 Universidad de La Laguna	E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna	
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	SOPORTE DEL RODAMIENTO		Nº PLANO :	28	Cuadrante
3:2					



MARCA	DENOMINACIÓN		Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
19.13	Eje del rodamiento		1	-	Al 6061-T6
DISEÑO DE RUEDA DE FILTROS FOCALES					
FECHA	9/09/2018	AUTOR	 E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna		
Nombre	PABLO				
Apellidos	OLEAGA GUTIÉRREZ				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	EJE DEL RODAMIENTO		Nº PLANO :	29	Cuadrante
5:1					