

ULL



**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**TRABAJO FIN DE GRADO**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos







## Resumen

El presente trabajo fin de grado pretende ofrecer un concepto nuevo en el diseño de un mecanismo de pupila rotante para el instrumento *HARMONI*, que es un espectrógrafo de campo integral de gran resolución. La finalidad del mecanismo es enmascarar la radiación de fondo emitida por los brazos estructurales que soportan el espejo secundario del E-ELT, que es el telescopio en el que se va a instalar este instrumento.

La tecnología empleada en el diseño que se presenta en este documento constituye un avance importante en la obtención de movimientos lentos y continuos, empleando para ello elementos para los que el *Instituto de Astrofísica de Canarias* no tiene experiencia en ambientes criogénicos.

## Summary

This final project aims to provide a new concept in the design of a rotating pupil mechanism for *HARMONI* instrument, which is an integral high resolution field spectrograph. The purpose of the mechanism is to mask the background radiation emitted by the structural arms supporting the secondary mirror of the E-ELT, which is the telescope where this instrument will be installed.

The technology used in the design presented in this document is an important step in obtaining slow and continuous movements, employing elements for which the *Instituto de Astrofísica de Canarias* has no experience in cryogenic environments.



# Índice General

<b>RESUMEN.....</b>	<b>3</b>
<b>SUMMARY .....</b>	<b>3</b>
<b>ÍNDICE GENERAL .....</b>	<b>1</b>
<b>MEMORIA .....</b>	<b>1</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS.....</b>	<b>5</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS.....</b>	<b>8</b>
<b>0. Hoja de identificación .....</b>	<b>10</b>
<b>1. Agradecimientos.....</b>	<b>12</b>
<b>2. Objetivo del proyecto.....</b>	<b>12</b>
<b>3. Alcance .....</b>	<b>13</b>
<b>4. Antecedentes .....</b>	<b>14</b>
4.1. Marco social .....	14
4.1.1. Instituto de astrofísica de Canarias .....	14
4.1.2. HARMONI.....	15
4.2. Marco teórico .....	15
4.2.1. Rotación de campo .....	15
4.2.2. Sistemas criogénicos .....	16
4.2.3. Aplicación de vacío en criogenia .....	16
4.3. Estado del arte .....	17
4.3.1. Transmisión por engranajes de dientes rectos.....	18
4.3.2. Transmisión por tornillo sin fin y corona.....	19
<b>5. Normas y referencias .....</b>	<b>22</b>

5.1. Disposiciones legales y normas aplicadas .....	22
5.2. Bibliografía .....	22
5.3. Programas de cálculo .....	24
<b>6. Requisitos de diseño.....</b>	<b>24</b>
<b>7. Análisis de soluciones .....</b>	<b>27</b>
7.1. Motor eléctrico de eje hueco .....	28
7.1.1. Pruebas motor de eje hueco .....	31
7.2. Codificador absoluto.....	35
7.2.1. Pruebas codificador absoluto .....	37
7.3. Rodamientos .....	40
7.3.1. Precarga de los rodamientos .....	42
7.4. Diseño inicial y evolución mecánica .....	44
7.4.1. Primer boceto. Carcasa partida .....	45
7.4.2. Pupila rotante. Carcasa única.....	46
7.4.3. Pupila rotante. Tercer concepto .....	47
7.4.4. Evolución del diseño .....	48
7.5. Estudios previos al diseño final .....	53
7.5.1. Selección de materiales .....	53
7.5.2. Estudio de contracciones diferenciales.....	58
7.5.3. Forma final de la máscara en el diseño.....	60
7.5.4. Estudio de las alternativas de precarga.....	61
7.5.5. Estudio de la vida útil de los rodamientos .....	64
7.7.6. Definición de la arandela de ballesta .....	64
7.6. Evolución tridimensional del mecanismo.....	66
7.6.1. Incorporación de la electrónica en el diseño .....	67
7.6.2. Estudio del centro de gravedad.....	72
<b>8. Solución final adoptada.....</b>	<b>73</b>
8.1. Descripción general del prototipo.....	74
8.2. Descripción detallada .....	78
8.2.1. Eje mecánico.....	79
8.2.2. Interfaz del mecanismo.....	80
8.2.3. Carcasa del sistema.....	81



8.2.4. Máscara .....	82
8.2.5. Tapa de precarga (pieza de sacrificio) .....	83
8.2.6. Soporte del mecanismo (interfaz con la base fría) .....	84
8.2.7. Ballesta .....	85
8.2.8. Placa de circuito impreso (PCI) .....	85
8.3. Verificación de tolerancias.....	86
8.4. Cumplimiento de especificaciones de diseño .....	86
8.5. Solicitaciones del mecanismo .....	86
8.6. Presupuesto .....	86
<b>9. Montaje del mecanismo .....</b>	<b>87</b>
9.1. Incidencias en el montaje .....	90
<b>10. Planificación .....</b>	<b>92</b>
10.1. Adquisición de conocimientos .....	94
10.2. Diseño conceptual mecánico .....	94
10.3. Diseño electrónico.....	95
10.4. Dealineación.....	95
10.5. Fabricación.....	95
10.6. Metrología .....	96
10.7. Montaje .....	96
<b>11. Orden de prioridad de los documentos .....</b>	<b>97</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>1</b>
<b>ANEXOS 1. CÁLCULOS.....</b>	<b>1</b>
<b>ANEXO 1.1: CONTRACCIONES DIFERENCIALES .....</b>	<b>1</b>
<b>ÍNDICE .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>2</b>
<b>2. Introducción .....</b>	<b>2</b>
<b>3. Propiedades de los Materiales.....</b>	<b>5</b>

<b>4. Proceso de Cálculo.....</b>	<b>5</b>
<b>5. Toma de Datos .....</b>	<b>8</b>
5.1. Diámetro Interno del Rotor.....	8
5.2. Diámetro del Escalón de Alojamiento.....	10
5.2.1. Circunferencia Base.....	11
5.2.2. Circunferencia e incremento.....	13
<b>6. Cálculos de ajustes.....</b>	<b>14</b>
6.1. Sistema eje-rotor.....	15
6.2. Sistema estator-carcasa.....	16
<b>7. Conclusiones.....</b>	<b>17</b>
<b>ANEXO 1.2: ALTERNATIVAS DE PRECARGA .....</b>	<b>1</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS .....</b>	<b>5</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>7</b>
<b>2. Introducción.....</b>	<b>7</b>
<b>3. Pieza de sacrificio. Primera alternativa.....</b>	<b>8</b>
3.1. Descripción.....	8
3.2. Restricciones y condiciones impuestas.....	10
3.3. Control de mallado .....	11
3.4. Resultados obtenidos .....	11
3.4.1. Tensiones (MPa).....	12
3.4.2. Deformación axial (Eje x, mm) .....	13
3.4.3. Deformación axial (Eje y, mm) .....	13
3.4.4. Deformación axial (Eje z, mm) .....	14
3.5. Conclusiones.....	14
<b>4. Pieza elástica. Segunda alternativa .....</b>	<b>15</b>
4.1. Descripción.....	15
4.2. Restricciones y condiciones impuestas.....	16
4.3. Control de Mallado .....	17

4.4. Resultados obtenidos.....	18
4.4.1. Tensiones (MPa) .....	18
4.4.2. Deformación axial (Eje x, mm).....	19
4.4.3. Deformación axial (Eje y, mm).....	20
4.4.4. Deformación axial (Eje z, mm).....	20
4.5. Conclusiones .....	21
<b>5. Arandelas elásticas onduladas. Tercera alternativa .....</b>	<b>21</b>
5.1. Selección de las Arandelas.....	22
5.2. Conclusiones .....	24
<b>6. Selección final precarga.....</b>	<b>24</b>
<b>ANEXO 1.3: VIDA ÚTIL DE LOS RODAMIENTOS.....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>2</b>
<b>2. Rodamientos seleccionados .....</b>	<b>2</b>
<b>3. Cálculo de la vida útil .....</b>	<b>4</b>
<b>4. Conclusiones .....</b>	<b>6</b>
<b>ANEXO 1.4: CÁLCULO DE LA ARANDELA DE BALLESTA .....</b>	<b>1</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS.....</b>	<b>4</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>5</b>
<b>2. Introducción .....</b>	<b>5</b>
<b>3. Requerimientos de partida.....</b>	<b>6</b>
3.1. Requerimientos del fabricante.....	6
3.2. Requerimientos experimentales .....	6
<b>4. Consideraciones de cálculo.....</b>	<b>7</b>
<b>5. Procedimiento de cálculo.....</b>	<b>7</b>

<b>6. Cálculos de Diseño .....</b>	<b>10</b>
6.1. Diseño Discoidal.....	13
6.2. Diseño con Pestañas .....	14
<b>7. Análisis del diseño seleccionado .....</b>	<b>15</b>
7.1. Condiciones y restricciones impuestas .....	16
7.2. Control de mallado .....	18
7.3. Resultados.....	19
<b>ANEXO 1.5: DETALLES DEL DISEÑO ELECTRÓNICO .....</b>	<b>1</b>
<b>ÍNDICE.....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>3</b>
<b>2. Introducción .....</b>	<b>3</b>
<b>3. Evolución de la electrónica en el diseño.....</b>	<b>4</b>
<b>4. Descripción de la electrónica .....</b>	<b>7</b>
<b>5. Conclusiones.....</b>	<b>9</b>
<b>ANEXO 1.6: ESTUDIO DEL CENTRO DE GRAVEDAD .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>3</b>
<b>2. Introducción .....</b>	<b>3</b>
<b>3. Componentes Considerados.....</b>	<b>4</b>
3.1. Eje Mecánico .....	4
3.2. Rodamientos .....	5
3.3. Rotor del motor de eje hueco.....	6
3.4. Rotor del codificador .....	7
3.5. Tapa Precarga .....	8
3.6. Anillo Seeger .....	8
3.7. Máscara.....	9
3.8. Tapa rotor encoder.....	10

<b>4. Sistema de análisis</b> .....	<b>11</b>
4.1. Resultados del análisis .....	12
<b>ANEXO 1.7: ANÁLISIS DE TOLERANCIAS DIMENSIONALES</b> .....	<b>1</b>
<b>1. Resumen</b> .....	<b>3</b>
<b>2. Introducción</b> .....	<b>3</b>
<b>3. Procedimiento de cálculo</b> .....	<b>6</b>
<b>4. Tolerancias axiales</b> .....	<b>7</b>
4.1. Eje mecánico .....	7
4.2. Carcasa .....	8
4.3. Tapa del eje .....	9
4.4. Interfaz del rodamiento .....	9
<b>5. Tolerancias Radiales</b> .....	<b>10</b>
5.1. Carcasa-Interfaz del rodamiento .....	10
5.2. Eje-Máscara.....	11
5.3. Eje-Pieza de sacrificio.....	12
5.4. Carcasa-Estator .....	13
5.5. Rodamientos-Eje.....	14
5.6. Rodamientos-Alojamientos exteriores .....	15
5.7. Rotor-Eje.....	16
5.8. Conclusión .....	17
<b>ANEXO 1.8: ANÁLISIS DE TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS</b> .....	<b>1</b>
<b>1. Resumen</b> .....	<b>2</b>
<b>2. Introducción</b> .....	<b>2</b>
<b>3. Análisis de tolerancias geométricas</b> .....	<b>3</b>
3.1. Carcasa del sistema .....	3
3.2. Interfaz del sistema .....	5
3.3. Máscara .....	5

3.4. Tapa del eje.....	6
3.5. Eje mecánico.....	7
3.6. Soporte del sistema.....	8
3.7. Componentes comerciales .....	8
<b>4. Estados Superficiales.....</b>	<b>9</b>
<b>5. Tolerancias geométricas. Conclusiones generales .....</b>	<b>9</b>
<b>ANEXO 1.9: VERIFICACIÓN DE TOLERANCIAS .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>2</b>
<b>2. Introducción .....</b>	<b>2</b>
<b>3. Interpretación de resultados.....</b>	<b>3</b>
<b>4. Resultados del análisis.....</b>	<b>3</b>
4.1. Eje mecánico.....	4
4.2. Conjunto Carcasa-Interfaz del rodamiento.....	6
4.3. Tapa precarga .....	7
4.4. Máscara.....	8
<b>5. Conclusiones.....</b>	<b>10</b>
<b>ANEXO 1.10: CUMPLIMIENTO DE ESPECIFICACIONES .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>5</b>
<b>2. Introducción .....</b>	<b>5</b>
<b>3. Requerimientos de diseño .....</b>	<b>5</b>
3.1. Enmascarado del fondo térmico .....	6
3.2. Cambio de máscaras .....	6
3.3. Alineación.....	7
3.4. Forma.....	8
3.5. Tamaño .....	8
3.6. Área de la Máscara .....	9

3.7. Espesor .....	9
3.8. Ángulo de rotación .....	9
3.9. Rangos de operación de velocidad y aceleración.....	10
3.10. Volumen.....	10
<b>4. Conclusiones .....</b>	<b>10</b>
<b>ANEXO 1.11: SOLICITACIONES DEL MECANISMO .....</b>	<b>1</b>
<b>ÍNDICE .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>2</b>
<b>2. Cargas sobre el eje .....</b>	<b>2</b>
<b>3. Flexión .....</b>	<b>4</b>
3.1. Momento flector.....	4
3.2. Esfuerzo cortante.....	5
3.3. Esfuerzo Normal .....	5
<b>4. Torsión .....</b>	<b>5</b>
<b>5. Dimensionado del eje .....</b>	<b>6</b>
<b>ANEXOS 2: PRUEBAS EMPÍRICAS .....</b>	<b>1</b>
<b>ANEXO 2.1: PRUEBAS MOTOR DE EJE HUECO .....</b>	<b>1</b>
<b>ÍNDICE .....</b>	<b>3</b>
<b>1. Razón de la realización de las pruebas.....</b>	<b>5</b>
<b>2. Descripción .....</b>	<b>5</b>
2.1. Primer ciclado .....	5
2.2. Segundo ciclado .....	7
<b>3. Resultados obtenidos.....</b>	<b>7</b>
3.1. Primer ciclado .....	7

3.2. Segundo ciclado.....	8
3.2.1. Enfriamiento.....	8
3.2.2. Calentamiento.....	10
<b>4. Incidencias.....</b>	<b>12</b>
<b>5. Conclusiones.....</b>	<b>13</b>
<b>ANEXO 2.2: PRUEBAS CODIFICADOR ABSOLUTO.....</b>	<b>1</b>
<b>ÍNDICE.....</b>	<b>1</b>
<b>1. Descripción de la operación.....</b>	<b>3</b>
<b>Figura 2 Interior del Criostato.....</b>	<b>4</b>
<b>2. Resultados obtenidos.....</b>	<b>5</b>
2.1. Encoder.....	5
2.2. Webcam.....	6
<b>3. Incidencias.....</b>	<b>7</b>
<b>4. Conclusiones.....</b>	<b>7</b>
<b>ANEXO 2.3: PRUEBAS DE LOS SENSORES DE EFECTO <i>HALL</i>.....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen.....</b>	<b>3</b>
<b>2. Descripción de las pruebas.....</b>	<b>3</b>
<b>3. Conclusiones.....</b>	<b>5</b>
<b>ANEXO 2.4: MONTAJE DEL MECANISMO.....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen.....</b>	<b>3</b>
<b>2. Identificación de componentes.....</b>	<b>4</b>
<b>3. Procedimiento de montaje.....</b>	<b>5</b>



<b>ANEXO 2.5: INCIDENCIAS DE MONTAJE .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>3</b>
<b>2. Modificaciones realizadas.....</b>	<b>3</b>
<b>3. Incidencias .....</b>	<b>4</b>
<b>4. Conclusiones .....</b>	<b>6</b>
<b>ANEXOS 3: CONTEXTO Y NORMAS .....</b>	<b>1</b>
<b>ANEXO 3.1: ENTORNO SOCIAL Y TEÓRICO.....</b>	<b>1</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS.....</b>	<b>3</b>
<b>1. Introducción .....</b>	<b>5</b>
<b>2. Contexto del proyecto .....</b>	<b>5</b>
2.1. Instituto de Astrofísica de Canarias .....	5
2.2. Observatorio Europeo Austral.....	7
2.2.1. Telescopio Europeo Extremadamente Grande (E-ELT).....	9
2.3. <i>HARMONI</i> .....	11
<b>3. Marco teórico.....</b>	<b>13</b>
3.1. Evolución de la astronomía infrarroja.....	13
3.2. Justificación de la astronomía infrarroja.....	14
3.3. Detectores de infrarrojos .....	15
3.4. Cámaras espectrógrafo de infrarrojos .....	17
3.5. Telescopio óptico reflector.....	18
3.6. Rotación de campo .....	23
3.7. Sistemas criogénicos .....	24
3.7.1. Sistemas criogénicos abiertos .....	25
3.7.2. Sistemas criogénicos cerrados .....	26
3.8. Aplicación de vacío .....	27
3.8.1. Bombas usuales para vacío .....	28
3.8.2. Consideraciones especiales en vacío.....	31

<b>ANEXO 3.2: SEGURIDAD Y SALUD .....</b>	<b>1</b>
<b>ÍNDICE.....</b>	<b>1</b>
<b>1. Objeto del Documento.....</b>	<b>3</b>
<b>2. Entorno del proyecto .....</b>	<b>3</b>
<b>3. Zonas de trabajo .....</b>	<b>5</b>
<b>4. Funcionamiento de la sala.....</b>	<b>6</b>
<b>5. Uso de los materiales .....</b>	<b>7</b>
<b>6. Limpieza .....</b>	<b>8</b>
<b>7. Normas generales de seguridad.....</b>	<b>8</b>
<b>8. Trabajo con fuentes de luz.....</b>	<b>11</b>
<b>9. Instrucciones generales en caso de incendio.....</b>	<b>12</b>
<b>10. Evaluación de riesgos .....</b>	<b>13</b>
<b>ANEXOS 4: CATÁLOGOS COMERCIALES .....</b>	<b>1</b>
<b>ÍNDICE.....</b>	<b>1</b>
<b>ANEXO 4.1: CATÁLOGO KAYDON .....</b>	<b>2</b>
<b>ANEXO 4.2: PRECARGAS DE LOS RODAMIENTOS .....</b>	<b>3</b>
<b>ANEXO 4.3: CATÁLOGO NETZER.....</b>	<b>4</b>
<b>ANEXO 4.4: CATÁLOGO APPLIMOTION.....</b>	<b>5</b>
<b>ANEXO 4.5: HALL EFFECT SENSOR .....</b>	<b>6</b>
<b>ANEXO 4.6: CATÁLOGO ULTEM .....</b>	<b>7</b>

<b>PLANOS .....</b>	<b>1</b>
<b>ÍNDICE .....</b>	<b>1</b>
<b>Plano de Conjunto.....</b>	<b>2</b>
<b>Plano Eje .....</b>	<b>3</b>
<b>Plano Carcasa .....</b>	<b>4</b>
<b>Plano Interfaz Rodamiento .....</b>	<b>5</b>
<b>Plano Tapa Precarga Rodamientos .....</b>	<b>6</b>
<b>Plano Ballesta Fijación Encoder .....</b>	<b>7</b>
<b>Plano Soporte Mecanismo .....</b>	<b>8</b>
<b>Plano Máscara de Prueba I .....</b>	<b>9</b>
<b>Plano Electrónica .....</b>	<b>10</b>
<b>ESTADO DE MEDICIONES Y PRESUPUESTO .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>5</b>
<b>2. Mediciones .....</b>	<b>5</b>
2.1. Materiales .....	6
2.2. Componentes electrónicos .....	7
2.3. Componentes mecánicos y tornillería .....	8
2.4. Horas de trabajo .....	9
<b>3. Presupuesto .....</b>	<b>9</b>







# **Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

## **Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

### **Memoria**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos





# Índice

<b>MEMORIA .....</b>	<b>1</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS.....</b>	<b>5</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS.....</b>	<b>8</b>
<b>0. Hoja de identificación .....</b>	<b>10</b>
<b>1. Agradecimientos.....</b>	<b>12</b>
<b>2. Objetivo del proyecto.....</b>	<b>12</b>
<b>3. Alcance .....</b>	<b>13</b>
<b>4. Antecedentes .....</b>	<b>14</b>
4.1. Marco social.....	14
4.1.1. Instituto de astrofísica de Canarias .....	14
4.1.2. HARMONI.....	15
4.2. Marco teórico .....	15
4.2.1. Rotación de campo.....	15
4.2.2. Sistemas criogénicos .....	16
4.2.3. Aplicación de vacío en criogenia .....	16
4.3. Estado del arte .....	17
4.3.1. Transmisión por engranajes de dientes rectos.....	18
4.3.2. Transmisión por tornillo sin fin y corona.....	19
<b>5. Normas y referencias .....</b>	<b>22</b>
5.1. Disposiciones legales y normas aplicadas.....	22
5.2. Bibliografía .....	22
5.3. Programas de cálculo .....	24
<b>6. Requisitos de diseño .....</b>	<b>24</b>
<b>7. Análisis de soluciones.....</b>	<b>27</b>
7.1. Motor eléctrico de eje hueco .....	28

7.1.1. Pruebas motor de eje hueco .....	31
7.2. Codificador absoluto.....	35
7.2.1. Pruebas codificador absoluto.....	37
7.3. Rodamientos .....	40
7.3.1. Precarga de los rodamientos .....	42
7.4. Diseño inicial y evolución mecánica.....	44
7.4.1. Primer boceto. Carcasa partida.....	45
7.4.2. Pupila rotante. Carcasa única.....	46
7.4.3. Pupila rotante. Tercer concepto .....	47
7.4.4. Evolución del diseño .....	48
7.5. Estudios previos al diseño final .....	53
7.5.1. Selección de materiales .....	53
7.5.2. Estudio de contracciones diferenciales.....	58
7.5.3. Forma final de la máscara en el diseño.....	60
7.5.4. Estudio de las alternativas de precarga.....	61
7.5.5. Estudio de la vida útil de los rodamientos .....	64
7.7.6. Definición de la arandela de ballesta.....	64
7.6. Evolución tridimensional del mecanismo.....	66
7.6.1. Incorporación de la electrónica en el diseño .....	67
7.6.2. Estudio del centro de gravedad.....	72
<b>8. Solución final adoptada.....</b>	<b>73</b>
8.1. Descripción general del prototipo.....	74
8.2. Descripción detallada .....	78
8.2.1. Eje mecánico.....	79
8.2.2. Interfaz del mecanismo.....	80
8.2.3. Carcasa del sistema.....	81
8.2.4. Máscara.....	82
8.2.5. Tapa de precarga (pieza de sacrificio).....	83
8.2.6. Soporte del mecanismo (interfaz con la base fría) .....	84
8.2.7. Ballesta .....	85
8.2.8. Placa de circuito impreso (PCI).....	85
8.3. Verificación de tolerancias .....	86
8.4. Cumplimiento de especificaciones de diseño.....	86

8.5. Solicitaciones del mecanismo .....	86
8.6. Presupuesto .....	86
<b>9. Montaje del mecanismo .....</b>	<b>87</b>
9.1. Incidencias en el montaje .....	90
<b>10. Planificación .....</b>	<b>92</b>
10.1. Adquisición de conocimientos .....	94
10.2. Diseño conceptual mecánico .....	94
10.3. Diseño electrónico .....	95
10.4. Dealineación .....	95
10.5. Fabricación .....	95
10.6. Metrología .....	96
10.7. Montaje .....	96
<b>11. Orden de prioridad de los documentos .....</b>	<b>97</b>



## Índice de Figuras

Figura 1 Prototipo con transmisión de dientes rectos .....	18
Figura 2 Sección del mecanismo de pupila.....	19
Figura 3 Unidad de husillo con precarga en los engranajes.....	20
Figura 4 Solución adoptada finalmente para el sistema tornillo sin fin-corona.....	21
Figura 5 Sección del sistema husillo maestro y esclavo final.....	21
Figura 6 Plano del espejo primario del E-ELT con las dimensiones en mm. Fuente: IAC .....	25
Figura 7 Soporte del espejo secundario del telescopio E-ELT .....	27
Figura 8 Rotor (izquierda) y estator (derecha) de un motor de eje hueco.....	29
Figura 9 Desglose de la terminología del modelo. Fuente: Appimotion .....	30
Figura 10 Evolución de la resistencia del motor con la temperatura .....	32
Figura 11 Variación de la inductancia del motor con la temperatura .....	33
Figura 12 Evolución de la resistencia del motor con respecto a la temperatura.....	33
Figura 13 Variación de la inductancia del motor en función de la temperatura .....	34
Figura 14 Esquema del funcionamiento de un codificador absoluto moderno .....	35
Figura 15 Codificador Netzer DS-90 y su tamaño relativo. Fuente: Netzer Precision .....	36
Figura 16 Significado de la denominación del modelo. Fuente: Netzer Precision .....	37

Figura 17 Montaje para la caracterización en caliente del encoder.....	38
Figura 18 Montaje experimental en el interior del criostato. ....	38
Figura 19 Variación de la deriva de las cuentas con respecto a los valores preestablecidos. ....	39
Figura 20 Significado de la nomenclatura de los modelos de rodamientos Kaydon.....	41
Figura 21 Relación entre la precarga, la vida del rodamiento y el momento .....	43
Figura 22 Primer boceto realizado del prototipo de mecanismo de pupila rotante.....	45
Figura 23 Concepto de carcasa partida con disposición central del motor .....	48
Figura 24 Disposición en “O” de los rodamientos.....	49
Figura 25 Correcta distribución de los dos rodamientos en función de las marcas externas .....	49
Figura 26 Primer paso en la evolución del diseño.....	50
Figura 27 Introducción de a fijación axial del estator .....	50
Figura 28 Inclusión de precarga y optimización del mecanismo .....	51
Figura 29 Zonas sensibles de contracciones diferenciales .....	59
Figura 30 Forma ideada de la máscara del mecanismo.....	61
Figura 31 Análisis de tensiones equivalentes en la pieza de sacrificio .....	62
Figura 32 Sección de la pieza elástica.....	63
Figura 33 Análisis de tensiones equivalentes en la pieza elástica.....	63
Figura 34 Pieza diseñada de la arandela de ballesta.....	65

Figura 35 Diseño tridimensional de partida.....	66
Figura 36 Carcasa con las modificaciones propias de la electrónica .....	68
Figura 37 Interfaz del sistema con el diseño inicial de ranuras y aperturas para las PCI .....	70
Figura 38 Diseño electrónico final de la interfaz del sistema .....	71
Figura 39 Ranuras de conexión y para la ubicación del conector de potencia.....	72
Figura 40 Posición del Centro de Gravedad (eje numerado) .....	72
Figura 41 Diseño final del prototipo de mecanismo de pupila rotante con motor de eje hueco .	74
Figura 42 Diseño mecánico y electrónico integrado, conector de señal .....	75
Figura 43 Parte posterior del mecanismo.....	75
Figura 44 Diseño mecánico y electrónico integrado, conector de potencia.....	76
Figura 45 Corte transversal del diseño final del prototipo .....	77
Figura 46 Eje Mecánico .....	79
Figura 47 Interfaz del Mecanismo .....	80
Figura 48 Carcasa del Sistema .....	81
Figura 49 Máscara de pruebas .....	83
Figura 50 Pieza de Sacrificio .....	83
Figura 51 Soporte del mecanismo.....	84
Figura 52 Arandela de Ballesta.....	85

Figura 53 Placa de Circuito Impreso .....	85
Figura 54 Montaje inicial de la interfaz sobre la carcasa .....	87
Figura 55 Montaje del mecanismo .....	88
Figura 56 Parte posterior del mecanismo .....	88
Figura 57 Mecanismo en la parte final del montaje .....	89
Figura 58 Mecanismo finalizado .....	90
Figura 59 Diagrama de Gantt del proyecto, en rojo se muestra el camino crítico .....	94

## Índice de Tablas

Tabla I Especificaciones del motor de eje hueco. Más información en los anexos.....	31
Tabla II Fuerza ejercida por la ballesta .....	66
Tabla III Relación de tareas y duraciones .....	93





## 0. Hoja de identificación

*Proyecto*

*“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para HARMONI”*

*Peticionario*

- **Cliente:** Instituto de Astrofísica de Canarias
- **Dirección:** C/ Vía Láctea, s/n
- **Localidad:** San Cristóbal de La Laguna
- **Provincia:** Santa Cruz de Tenerife
- **Código Postal:** 38205
- **Teléfono de Contacto:** 922605200
- **Fax:** 922605210
- **Email:** secins@iac.es

*Proyectista*

- **Nombre:** Cristian Estévez Díaz
- **DNI:** 78644148H
- **Titulación:** Grado en Ingeniería Mecánica
- **Dirección:** C/ Doctor Domingo González, 51
- **Localidad:** La Orotava
- **Provincia:** Santa Cruz de Tenerife
- **Teléfono de Contacto:** 618035535
- **Email:** crisestdiaz@gmail.com

*Fecha y Firma*

Junio 2015



## 1. Agradecimientos

Quiero dar mi más sincero agradecimiento a todo el Departamento de Ingeniería Mecánica del Instituto de Astrofísica de Canarias, por enseñarme tanto y por haber hecho que mi estancia allí fuese una experiencia increíble y maravillosa.

Gracias a Elvio, a Jose Vicente y a Abelardo por la inmensa paciencia, disponibilidad y predisposición, y por haber compartido sus conocimientos conmigo. Sin ustedes no hubiera sido posible.

A todo el Taller de Mecánica del IAC y al Departamento de Delineación, por haber materializado el diseño pese a los inconvenientes, por una implicación constante y por la ayuda incondicional.

Gracias a Isabel, mi tutora dentro de la Universidad de La Laguna, por el asesoramiento sobre cómo afrontar este proyecto.

## 2. Objetivo del proyecto

El objetivo fundamental de este Trabajo Fin de Grado es emplear los conocimientos adquiridos durante la carrera para realizar un diseño que demuestre la adquisición de las capacidades necesarias para el pleno desempeño de las atribuciones propias de un Ingeniero Técnico Industrial con especialidad en Mecánica.

Mediante el desarrollo de este documento se persigue aumentar el conocimiento del alumno en la redacción y realización de proyectos, así como abarcar de forma compacta las diferentes competencias que ofrece la titulación y que determinan el desarrollo normal de la profesión. La evaluación de los contenidos que aquí se exponen determinará la aptitud del alumno para obtener la titulación correspondiente.

Específicamente, en el marco de realización de este diseño, se pretende aportar una solución tecnológica y novedosa que satisfaga las necesidades específicas de la investigación astrofísica y de los conocimientos que de ella deriven.

Esas necesidades específicas se concretan en el hecho de minimizar, dentro del problema de la rotación de campo, la radiación de fondo emitida por los brazos del espejo secundario del E-ELT, de tal manera que se facilite, una vez instalado el mecanismo en el instrumento, el estudio de la parte de la radiación que realmente interesa, de entre toda la que llega a dicho instrumento. Para conseguir este objetivo, deberá idearse un prototipo de mecanismo que permita el giro de una máscara en sincronía con los rotadores de campo del propio instrumento *HARMONI*.

### 3. Alcance

El presente proyecto abarca tanto el diseño y fabricación del prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante con Motor de Eje Hueco como su posterior montaje y las pruebas de validación necesarias de los diferentes elementos que lo componen. Concretamente, se limita el alcance del proyecto, en orden cronológico, mediante los siguientes ítems.

- Realizar plan de pruebas para la selección de componentes según las especificaciones.
- Documentar los resultados de esas pruebas.
- Diseño de piezas en base a los elementos seleccionados
- Análisis de alternativas de diseño
- Selección de elementos comerciales
- Seguimiento de la fase de fabricación
- Montaje de prototipos

## 4. Antecedentes

En este apartado se pretende ofrecer una visión global que permita una mayor comprensión de las características implícitas del diseño de este mecanismo. Para ello, se va a describir tanto el contexto en el que se ve inmerso el mecanismo como aquellas consideraciones especiales que deban tenerse en cuenta.

Este Trabajo de Fin de Grado se ha realizado íntegramente dentro del Área de Instrumentación del Instituto de Astrofísica de Canarias, y pertenece concretamente al desarrollo tecnológico propio del proyecto *HARMONI*, que se identifica con un instrumento científico de primera luz para el *Telescopio Europeo Extremadamente Largo* (E-ELT).

Seguidamente se mostrará un breve resumen de los antecedentes en los que puede enmarcarse ese proyecto. Sin embargo, se recomienda encarecidamente leer el anexo 3.1 sobre el “Entorno Social y Teórico del Proyecto”, en el que se detallan con más extensión todos los ítems aquí mencionados.

Para finalizar este apartado de la memoria, se van a describir aquellos mecanismos anteriores diseñados con el mismo propósito que el prototipo que aquí se desarrolla.

### 4.1. Marco social

En este subapartado se describe brevemente el contexto social en el que se sitúa el proyecto que en este Trabajo Fin de Grado se describe.

#### 4.1.1. Instituto de astrofísica de Canarias

El *Instituto Astrofísico de Canarias (IAC)* es un centro de investigación astronómica español internacionalizado y seleccionado por el Gobierno español como *Centro de Excelencia Severo Ochoa*. Cuenta con dos sedes y dos observatorios (el *Observatorio del Teide*, en la isla de Tenerife, y el *Observatorio del Roque de los Muchachos*, en la isla de La Palma) en un entorno excelente de calidad astronómica. En su conjunto, constituye el *Observatorio Norte Europeo (ENO)*.

El Instituto de Astrofísica de Canarias ha participado activamente en su fase de diseño conceptual de *HARMONI*, como parte de un consorcio internacional también formado por la *Universidad de Oxford*, el *UKATC-Edimburgo*, el *CRAL-Lyon* y el *CSIC-CAB-Madrid*. Específicamente, el IAC es responsable de la pre-óptica en el proyecto *HARMONI* (diseño óptico y mecánico) y de la interfaz eléctrica/electrónica.

#### **4.1.2. HARMONI**

*HARMONI* es un proyecto europeo para un instrumento de primera luz del E-ELT. Se trata de un espectrógrafo 3D (espectrógrafo de campo integral) que observará en el rango infrarrojo cercano y parte del visible. Un espectrógrafo 3D es un instrumento multipropósito diseñado para obtener regularmente espectros 2D distribuidos en una imagen extendida. Esta técnica empleará las características únicas del EELT (la mayor superficie colectora de luz y la mejor resolución espacial).

*HARMONI* es un proyecto conjunto entre 5 instituciones europeas de 3 países, que juntan entre todas la mayor parte de la experiencia europea disponible en el campo de la espectroscopia 3D ya que han trabajado en virtualmente todos los instrumentos 3D para los grandes telescopios del mundo. La implicación del *IAC* en este proyecto es el resultado de su amplia experiencia en desarrollo y construcción de espectrógrafos infrarrojos. El *IAC* es responsable de todo el diseño de la pre-óptica en este proyecto (diseño óptico, mecánico y electrónica). Por otra parte, es el encargado de supervisar toda la electrónica que se diseña en el instrumento.

### **4.2. Marco teórico**

A continuación se detallan aquellas consideraciones teóricas que deben tenerse en cuenta para comprender completamente los contenidos que se tratan en el diseño.

#### **4.2.1. Rotación de campo**

Durante el tiempo total de observación y seguimiento de los astros, las imágenes que se van obteniendo de un mismo cuerpo celeste se aprecian giradas con respecto a su posición inicial. Este fenómeno, que se debe a la rotación propia del planeta durante la observación, se

conoce como rotación de campo, y se corrige usualmente mediante la rotación de los instrumentos del telescopio. El mecanismo que se diseña en este proyecto debe girar en concordancia con los rotadores de campo del instrumento, de tal forma que enmascare en todo momento la radiación propia de los brazos estructurales que soportan el espejo secundario del E-ELT.

#### **4.2.2. Sistemas criogénicos**

Todos los cuerpos por encima de 0K emiten radiación debida al movimiento de las partículas que los componen. Esto es un problema cuando se pretende analizar la radiación proveniente del espacio, ya que puede falsear las conclusiones que los científicos puedan obtener del estudio de la radiación proveniente del espacio. Por este motivo, se hace esencial minimizar todo lo posible la radiación propia de las superficies con relación al haz de luz que se analiza. Es por esto que la instrumentación astronómica debe someterse a sistemas criogénicos que enfríen estos instrumentos considerablemente, de modo que se contamine lo menos posible el estudio del cosmos.

Un sistema criogénico debe proporcionar, básicamente, un foco frío a temperaturas muy bajas (normalmente entre 20 y 77K), permitiendo a la vez una buena conexión térmica y un aislamiento efectivo con el exterior. Un ejemplo de sistema criogénico puede ser, por ejemplo, un criostato, en el que se aprovecha la acción del cambio de estado de un fluido o la aplicación de un ciclo termodinámico para generar refrigeración en el interior del mismo.

#### **4.2.3. Aplicación de vacío en criogenia**

Para asegurar la consecución del objetivo de enfriamiento de la instrumentación, se hace necesario establecer presiones bajas en el interior del criostato, lo que consigue eliminar la componente de transmisión de calor por convección y minimizar la existencia de aire en el interior, ya que a temperaturas criogénicas ciertos componentes del mismo licúan o solidifican. En criogenia, generalmente se emplea lo que se denomina alto vacío, que se identifica con presiones en el interior del entorno de  $10^{-7}$  mbar.

La obtención de esta clase de vacío, por lo general, se consigue por la combinación de diferentes tipos de bombas.



### 4.3. Estado del arte

La gran evolución de la astronomía moderna en los últimos años ha llevado al desarrollo de instrumentos y telescopios cada vez más complejos y con mejores especificaciones, de tal forma que sea posible, desde el punto de vista técnico, el alcance de nuevos conocimientos sobre el origen del universo y el funcionamiento del mismo. Ese desarrollo, muchas veces, pasa por la aportación de nuevas soluciones técnicas no empleadas hasta el momento, lo que, a su vez, conlleva la investigación y puesta a prueba de tecnologías que se aplican usualmente en otras ramas de la ciencia. En este sentido, de manera previa al diseño de cualquier elemento novedoso, es necesario conocer aquellas tecnologías que hasta ahora han sido aplicadas con mayor o menor éxito en el entorno cercano a ese posible diseño.

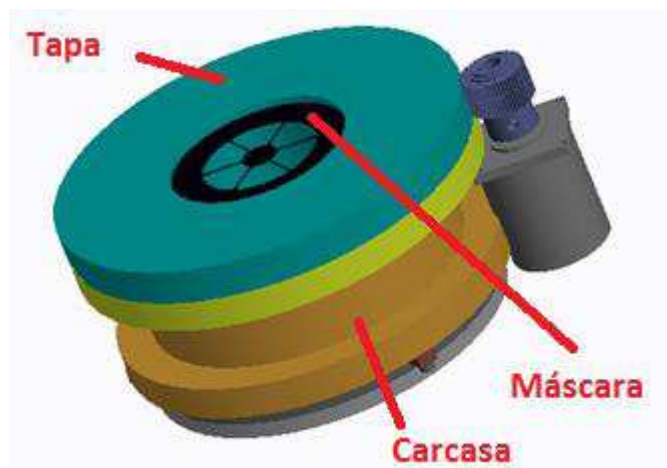
Dentro del ámbito cercano al diseño del prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante que se presenta en este proyecto, se hace necesario establecer, por tanto, qué dispositivos han sido empleadas previamente en aplicaciones similares a las que se requieren para este diseño. La investigación de los antecedentes de este mecanismo no obtuvo resultados a nivel mundial, siempre en lo referente a mecanismos del mismo tipo que deban trabajar en condiciones criogénicas, en el seno de la instrumentación astronómica. Sin embargo, dado que el diseño de este dispositivo corre a cargo del *Instituto de Astrofísica de Canarias*, sí se han desarrollado prototipos previos al diseño que aquí se expone.

Las técnicas empleadas en estos prototipos previos, no obstante, están basadas en elementos ya conocidos y de amplia utilización a lo largo de la experiencia adquirida en criogenia por esta institución. Estos elementos se corresponden con motores paso a paso y transmisiones mecánicas, que tradicionalmente ofrecen una gran fiabilidad y robustez ante las condiciones de operación impuestas. Pese a esto, tienen el inconveniente de ofrecer, en conjunto, movimientos para posiciones fijas en el tiempo, no siendo tan válidos ni precisos para mecanismos que se encuentren permanentemente en movimiento (aunque sea lento), como es el caso que afecta a este diseño. Por otro lado, la utilización de transmisiones implica, en mayor o menor medida, un desgaste entre los elementos que la componen, lo que determinaría necesidad de un mantenimiento más exhaustivo del dispositivo.

Seguidamente se expone brevemente el funcionamiento de los prototipos anteriormente diseñados.

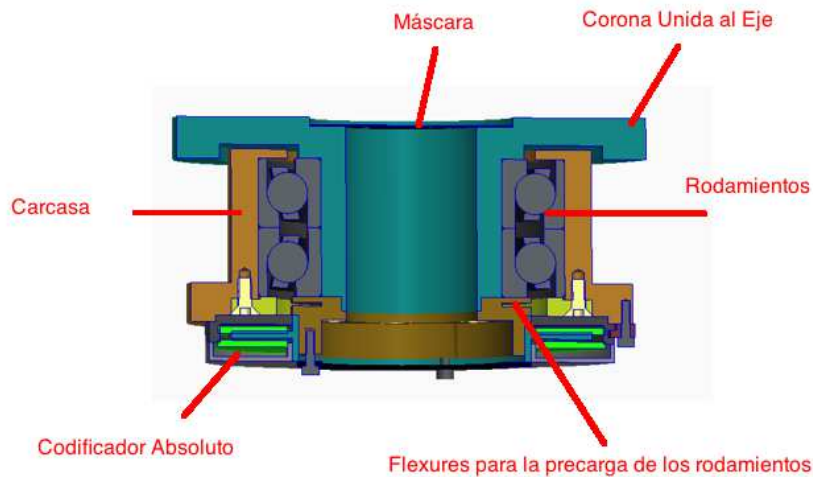
#### 4.3.1. Transmisión por engranajes de dientes rectos

En este prototipo (figura 1), un engranaje conductor de dientes rectos alimentado por un motor paso a paso aporta el movimiento necesario a la máscara del sistema, mediante el contacto con una tapa exterior (corona), también dentada. Esa tapa está unida a un eje mecánico que gira en el interior de una carcasa estática gracias a la acción de dos rodamientos, en la parte final de ese eje se sitúa un codificador que permite hacer la realimentación del movimiento de la máscara.



**Figura 1** Prototipo con transmisión de dientes rectos

Los cálculos de dimensionado que se realizaron demostraron un tamaño de corona excesivo para el movimiento que se necesita, con lo que se procedió a avanzar en un diseño de otro tipo de transmisión.

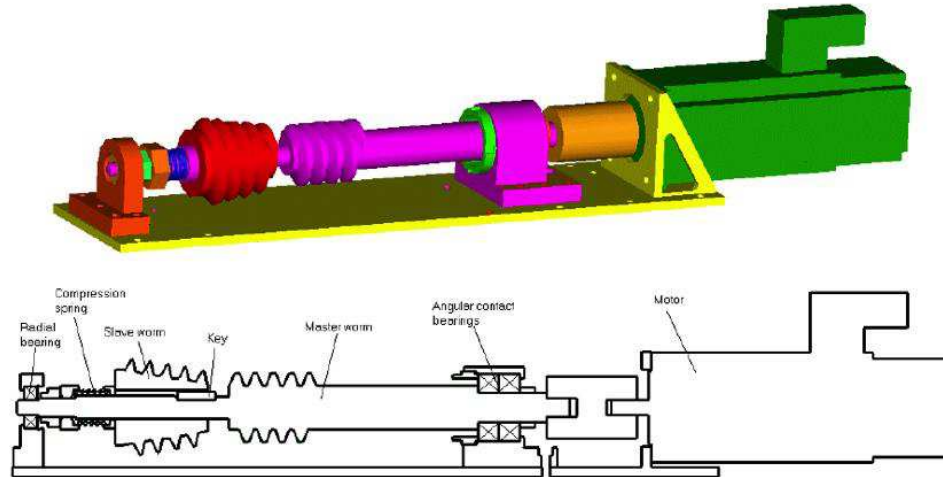


**Figura 2** Sección del mecanismo de pupila

#### 4.3.2. Transmisión por tornillo sin fin y corona

La solución al problema de la transmisión del concepto de prototipo anterior fue el diseño de un sistema tornillo sin fin-corona, de tal manera que el movimiento rotativo del primero permitiera el giro de la pupila situada en la segunda. El diseño de las piezas, en sí, era el mismo que en el caso anterior, solamente cambiaba la forma de transmitir el movimiento. El precursor de este movimiento era originado también por un motor paso a paso, al igual que en el caso anterior.

En este tipo de transmisión, para poder ofrecer la precisión requerida, era necesario reducir las holguras entre los dientes del engrane (backlash). Esto llevó a considerar diferentes opciones, imponiéndose un sistema con husillo maestro y esclavo con engranes helicoidales precargados.



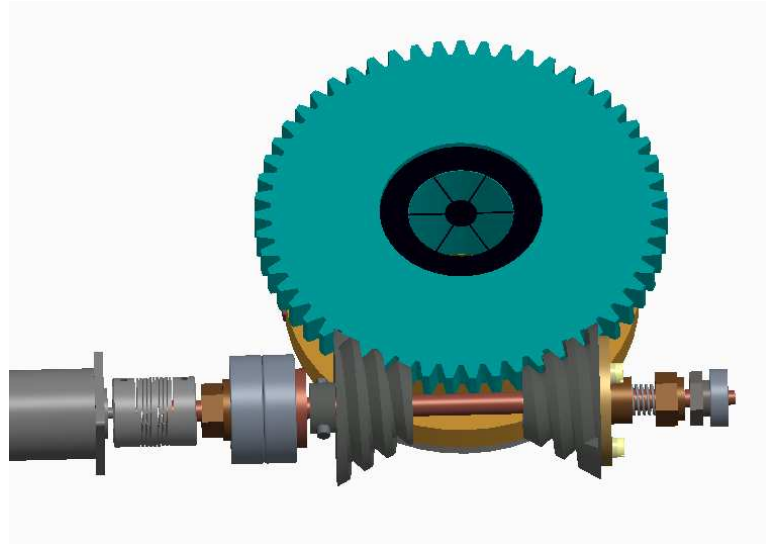
**Figura 3** Unidad de husillo con precarga en los engranajes

La máscara se hace girar de forma independiente por un engranaje helicoidal precargado (figura 3). Un motor paso a paso acoplado a un husillo maestro (engrane recto) fija la posición angular de la rueda. Un husillo esclavo (cónico) se inserta en el eje del husillo maestro. La orientación angular y la transmisión del par están aseguradas con este diseño. Un resorte de compresión permite la precarga del engrane cónico contra el husillo maestro. El husillo principal está montado sobre un par de cojinetes de contacto angular (montados espalda con espalda) en el extremo cercano al motor, y un cojinete radial en el otro extremo. Ambos husillos se hacen en latón para mantener la baja fricción y mejorar la eficiencia de la transmisión.

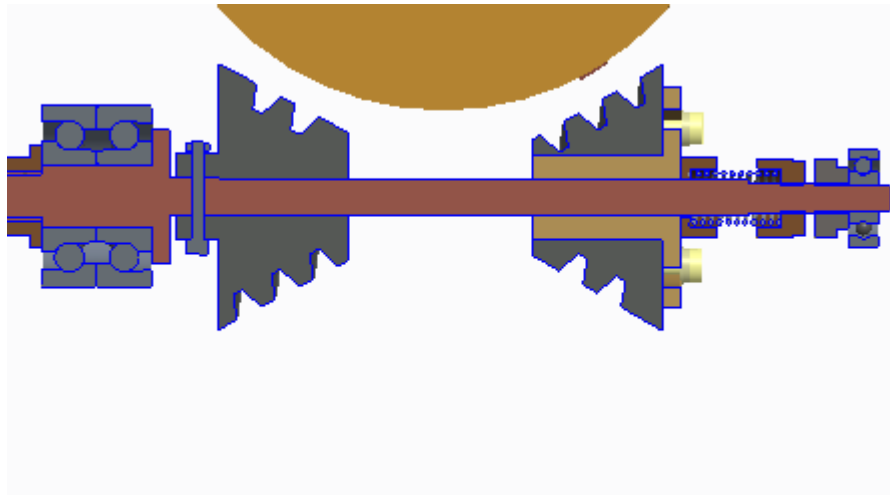
El piñón esclavo va montado sobre un casquillo que se puede desplazar sobre el eje, pero tiene una chaveta para impedir el giro. Ese piñón cónico se monta sobre el casquillo con ranuras para buscar la posición radial.

El motor que origina el movimiento está equipado con un codificador óptico incremental. Dado que la transmisión no es reversible, la estabilidad de la posición de la rueda se asegura sin la necesidad de un freno de retención.

Para mejorar el equilibrio de fuerzas que se daba en ambos husillos y evitar desgastes excesivos en partes con mayores fuerzas de contacto, se decide cambiar el concepto a dos husillos cónicos (figura 4). Lo ideal serían husillos glóbicos, que siguieran el perfil de la corona, pero con las máquinas de fabricación del taller del IAC no era posible su fabricación, por lo que se decide emplear husillos cónicos con el fin de poder fabricar un prototipo. Por esto, se decidió variar el concepto, ubicando dos engranajes cónicos del mismo paso axial sobre los husillos maestro y esclavo.



**Figura 4** Solución adoptada finalmente para el sistema tornillo sin fin-corona



**Figura 5** Sección del sistema husillo maestro y esclavo final.

## 5. Normas y referencias

A continuación se van a describir las referencias y herramientas empleadas para la realización de este proyecto. Se contemplan tanto las normas empleadas como la bibliografía y programas de cálculo empleados que son aplicables a la totalidad del proyecto

### 5.1. Disposiciones legales y normas aplicadas

- UNE 157001:2002 Criterios generales para la elaboración de proyectos.
- UNE-EN ISO 80000 Magnitudes y unidades.
- UNE 1032:1982. Dibujos técnicos: Principios generales de representación.
- UNE 1039:1994. Dibujos técnicos: Acotación. Principios generales, definiciones, métodos de ejecución e indicaciones especiales.
- UNE 1027:1995. Dibujos técnicos: Plegado de planos.
- UNE-EN ISO 5455, Dibujos técnicos: Escalas.

### 5.2. Bibliografía

[1] Albert A.Wolfe & George J. Zissis. 1989. "The Infrared Handbook". Environmental Research. Institute of Michigan

[2] A.Arjárov, I. Marfénina & E. Mikulin. 1990. "Sistemas Criogénicos". MIR, Moscú

[3] Clark, Fraser. 2013. HARMONI cold pupil requirements.

[4] José María Lasheras. 2003. "Tecnología Mecánica y Metrotecnica" Volumen II Editorial Donostiarra S.A.

- [5] Tutorials, Examples & Curriculum. ANSYS. Disponible en la URL: <http://www.ansys.com/Industries/Academic/Tools/Curriculum+Resources/Tutorials,+Examples+&+Curriculum>
- [6] Motor de Eje Hueco Seleccionado. Applimotion. Disponible en la URL: [http://www.applimotion.com/uts\\_motor.php?model=UTS-89-A-25-A-x-000](http://www.applimotion.com/uts_motor.php?model=UTS-89-A-25-A-x-000)
- [7] Arandelas Elásticas Onduladas. Barnes Group. Disponible en la URL: [http://www.bgespana.com/?c\\_id=16](http://www.bgespana.com/?c_id=16)
- [8] Astronomía Infrarroja. Caltech. Disponible en la URL: <http://legacy.spitzer.caltech.edu/espanol//edu/ir/importance.html>
- [9] Grandes Telescopios Ópticos. Francisco Chicano. Disponible en la URL: <http://www.franciscochicano.es/sites/default/files/pdfs/telescopios-web.pdf>
- [10] European Extremely Large Telescope. Disponible en la URL: <https://www.eso.org/public/spain/teles-instr/e-elt/>
- [11] European Southern Observatory. Disponible en la URL: <http://www.eso.org/public/about-eso/>
- [12] Instituto de Astrofísica de Canarias. Disponible en la URL: <http://www.iac.es/>
- [13] HARMONI. Instituto de Astrofísica de Canarias. Disponible en la URL: <http://www.iac.es/proyectos.php?op1=7&op2=19&id=35>
- [14] E-ELT. Instituto de Astrofísica de Canarias. Disponible en la URL: [http://www.iac.es/proyecto/consolider-ingenio-gtc/index.php?option=com\\_content&view=category&id=16&Itemid=10](http://www.iac.es/proyecto/consolider-ingenio-gtc/index.php?option=com_content&view=category&id=16&Itemid=10)
- [15] Rotación de Campo. Instituto de Astrofísica de Canarias. Disponible en la URL: <https://www.youtube.com/watch?v=5uY7rdMnbYU>

[16] PTC Creo Tutorial. PTC University Learning Exchange. Disponible en la URL: [http://learningexchange.ptc.com/tutorials/listing/sub\\_product\\_id:14](http://learningexchange.ptc.com/tutorials/listing/sub_product_id:14)

[17] Del Anteojo a la Óptica Adaptativa. Revista Uciencia. Disponible en la URL: [http://riuma.uma.es/xmlui/bitstream/handle/10630/4074/34\\_revistauciencia02.pdf?sequence=1](http://riuma.uma.es/xmlui/bitstream/handle/10630/4074/34_revistauciencia02.pdf?sequence=1)

[18] Efecto de la Precarga del Rodamiento. SKF. Disponible en la URL: <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/application-of-bearings/bearing-preload/effect-of-bearing-preload/index.html>

[19] Curso de Vacío. Tecnovac. Disponible en la URL: <http://www.uhv.es/sites/milka/doc/Curso%20de%20vacio%20Tecnovac.pdf>

[20] HARMONI. University of Oxford. Disponible en la URL: <http://astroweb1.physics.ox.ac.uk/instr/HARMONI/Summary/summary.html>

[21] Configuración del Encoder del Variador. Universidad de León. Disponible en la URL: <http://ira.unileon.es/es/book/export/html/320>

### **5.3. Programas de cálculo**

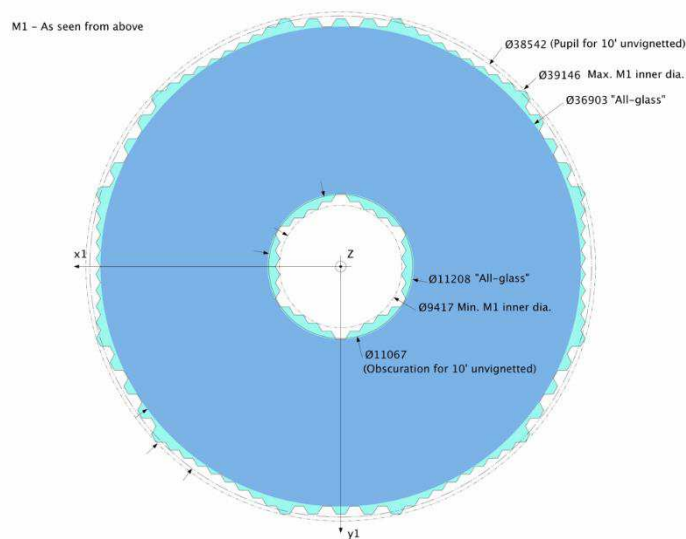
- PTC Creo Parametric
- ANSYS

## **6. Requisitos de diseño**

Como requisitos de partida, a raíz de una serie de cálculos previos que no entran en el objetivo de este proyecto, se han establecido los siguientes requisitos de diseño para el prototipo de mecanismo de pupila rotante con motor de eje hueco [3]. Esos requisitos deberán ser cumplidos por el concepto final que se desarrolle:



- El mecanismo de pupila debe evitar el acceso del fondo térmico al instrumento *HARMONI*. Concretamente, debe ser capaz de enmascarar muchas de las superficies calientes no reflectantes del telescopio, con especial atención a los brazos estructurales que soportan al espejo secundario del telescopio.
- Deben permitirse cambios fáciles de máscara, pudiéndose analizar el rendimiento de diferentes diseños y/o tamaños de diferentes máscaras. El cambio de máscaras se realizará en caliente y con el instrumento abierto.
- Se requerirá alguna función para el alineado inicial del mecanismo con el eje óptico.
- La forma de la máscara del sistema deberá ser tal que imite la forma de los brazos del secundario, de manera que contenga 6 brazos radiales uniformemente distribuidos en una forma externa circular.
- La máscara deberá actuar sobre una imagen de diámetro nominal estimado  $25 \pm 5$  mm.



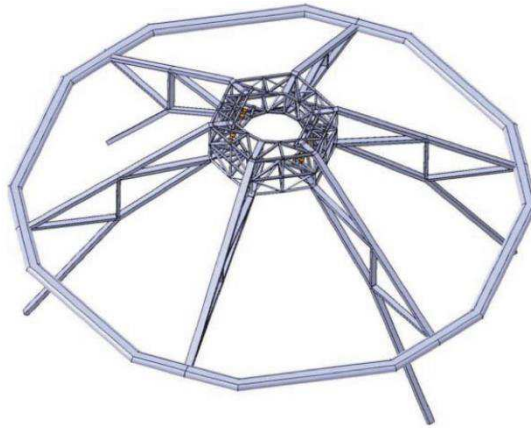
**Figura 6** Plano del espejo primario del E-ELT con las dimensiones en mm. Fuente: IAC

- La máscara fría transmitirá, como mínimo, toda el área del espejo primario del telescopio (figura 6). Debe bloquear, como mínimo, la radiación proveniente de los diámetros interno y externo del mencionado espejo. Las áreas parcialmente cubiertas entre estos extremos, junto con los brazos del secundario, deberían ser enmascarada,

con el fin de asegurar que la óptica aguas debajo de la pupila deja de ver siempre el área de la máscara fría.

- A lo largo del eje óptico, la máscara debe tener un espesor de menos de 1 mm, debiendo conseguirse que las fugas de radiación no superen el 0,01 %.
- La temperatura de operación del mecanismo debe ser igual o inferior a 77 K.
- La temperatura de operación de la máscara no deberá ser superior a 100 K.
- El ángulo de rotación del mecanismo debe ser, como mínimo, de  $\pm 270$  grados, siendo preferible que esa rotación sea continua e ilimitada.
- El mecanismo deberá ser capaz de llegar a un ángulo de posición arbitrario en 10 segundos, sin que sea necesario asegurar la alineación durante el movimiento.
- El rango normal de velocidades de operación del mecanismo se sitúa en  $\pm 1600$  arcsec/s.
- El rango normal de aceleraciones en operación se sitúa en torno a  $\pm 7,8$  arcsec/s<sup>2</sup>.
- Se debe permitir a otros mecanismos el acceso al haz óptico en una distancia de 25 mm de la pupila.
- Cualquier movimiento, a parte de la rotación del mecanismo causada por la óptica puede ser ignorado.

- La variabilidad de emisividad y rendimiento de la máscara debe ser menor del 0,1 %.



**Figura 7** Soporte del espejo secundario del telescopio E-ELT, está compuesto por 6 brazos radiales que dan apoyo a la estructura de este espejo. Fuente: IAC

## 7. Análisis de soluciones

El seguimiento de un astro por parte de un telescopio es un procedimiento que puede llevar varias horas. En el transcurso de esas horas, la Tierra gira entorno a su eje. Esta rotación se traduce en que la imagen del astro al que apunta el telescopio se aprecie girada conforme pasa el tiempo de observación, con lo que para un mismo punto de observación la imagen varía. En este sentido, para facilitar el trabajo científico, se hace necesario un sistema que corrija esa rotación y mantenga dicha imagen en la misma posición. Ese sistema se denomina rotador de campo, y se encarga de girar la pre-óptica del instrumento para que se produzca ese efecto.

Por otro lado, toda radiación que llegue a la pupila deberá ser cribada para que el espectrógrafo pueda analizar el espectro de frecuencias de la luz que se pretende estudiar, y los brazos que soportan el secundario constituyen la principal fuente de radiación interna. Una posible solución para reducir esta radiación emitida sería refrigerar dichos soportes, pero dado el tamaño de los mismos no resulta viable. La otra posibilidad es el mecanismo de pupila rotante, que permite enmascarar en cada momento la radiación emitida durante la rotación de campo terrestre.

Para enmascarar correctamente la radiación emitida por los soportes del secundario del telescopio se hace necesario que el mecanismo a diseñar sea capaz de girar para amoldarse a la imagen que sale del rotador de campo en cada instante, lo que implica que la máscara de la

pupila debe girar en la misma forma en que lo hace el resto del sistema. Este movimiento de giro lleva a considerar en el diseño la existencia de un eje que transmita el movimiento de rotación a la mencionada máscara, puesto que también va a ser necesario conocer la posición de la misma en cada instante. Cabe destacar que el sistema debe estar perfectamente alineado en el eje óptico para garantizar el funcionamiento.

Frente a los requisitos preliminares de diseño que se han expuesto en apartados anteriores, se han ido desarrollando diferentes conceptos de mecanismos, para suplir la necesidad de enmascarar la radiación de fondo correctamente. Estos mecanismos, cuyo diseño de detallará en este apartado, se basan principalmente en la incorporación de ciertos elementos comerciales que han debido probarse en frío para comprobar su aptitud ante las condiciones de operación impuestas.

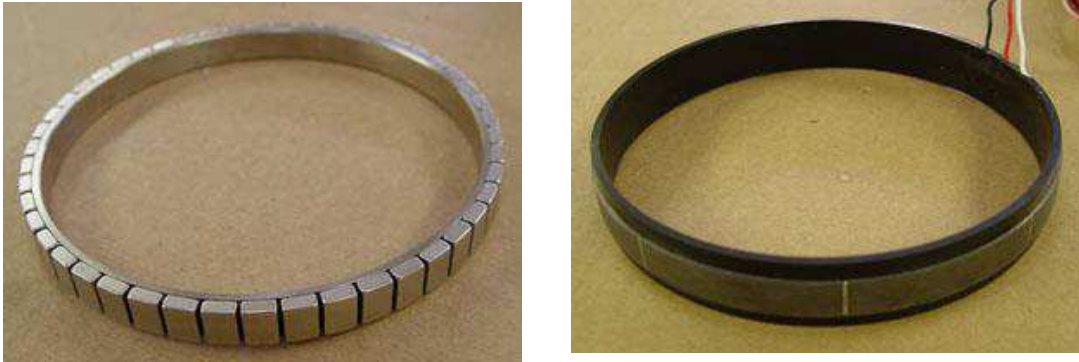
La selección de estos elementos comerciales es, en parte, el fundamento del diseño desarrollado de este proyecto, ya que éstos constituyen tecnologías con las que se tiene experiencia limitada o nula de su funcionamiento en condiciones criogénicas. Concretamente, el proyecto *HARMONI* ha obtenido tres codificadores absolutos de la empresa *Netzer Precision Motion Sensors*, preparados para vacío pero que no han sido probados en criogenia, y tres kits de estator-rotor de eje hueco sin escobillas de la empresa *Applimotion*, componente plenamente comercial y no adaptado para condiciones criogénicas.

La primera parte del proyecto estará dirigida a las pruebas de estos elementos en frío, con el fin de sentar los precedentes de las consideraciones a tener en cuenta para el diseño del prototipo en cuestión.

### **7.1. Motor eléctrico de eje hueco**

Un motor de eje hueco, o motor de par, es un sistema rotativo que se caracteriza por disponer de un espacio en el radio del rotor que permite su montaje directo sobre el eje de una máquina o mecanismo, con lo que se evita de esta forma el empleo de transmisiones.

Estos motores eléctricos, por lo general, son más compactos que otros tipos, con lo que permiten un ahorro de espacio considerable, además, poseen grandes eficiencias y disminuyen la necesidad de emplear rodamientos, cuya lubricación está muy limitada en criogenia.

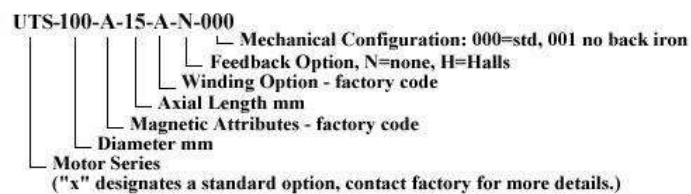


**Figura 8** Rotor (izquierda) y estator (derecha) de un motor de eje hueco similar al seleccionado.  
Fuente: Applimotion [6]

La idea de emplear este tipo de motores en el diseño que se presenta en este proyecto obedece a múltiples razones. No obstante, la viabilidad final de los mismos va a venir determinada por las conclusiones que se extraigan de las pruebas criogénicas pertinentes. Es necesario recordar que el empleo de los motores eléctricos de eje hueco para aplicaciones de esta índole no está muy extendido, por lo que con el prototipo, entre otras cosas, se pretende poner a prueba esta tecnología y validar su posible utilización. Los criterios de selección del este tipo de motores para el prototipo en estudio fueron, específicamente:

- Tamaño y forma adecuados a la aplicación, eje hueco en el que puede instalarse la máscara directamente en el centro.
- Acoplamiento directo, no hay que preocuparse del “backlash” ni del desgaste mecánico de las transmisiones.
- Imanes de Samario-Cobalto, más adecuados para el funcionamiento en criogenia que los de Neodimio. Además, no se oxidan ni requieren tratamiento superficial.
- Tecnología comercial muy probada, pues en el fondo se trata de un motor “brushless” (sin escobillas) de 3 fases para los que hay gran variedad de drivers en el mercado.

De entre la amplia gama de motores de eje hueco existentes, el proyecto *HARMONI* ha seleccionado, de manera ajena a este Trabajo Fin de Grado, un modelo de motor de la compañía *Appimotion*, que tiene una amplia experiencia en el desarrollo de motores para aplicaciones aeroespaciales, de defensa, ópticas y médicas. Concretamente, se ha elegido un tipo de motor trifásico de imán permanente y de accionamiento directo, cuyo modelo se ubica dentro de la gama de motores sin ranuras, de movimiento suave, que permiten un control exhaustivo de la posición del rotor. Dentro de la terminología específica, el motor se identifica como *UTS-89-A-25-A-x-000*. Cabe destacar que posee un anillo interior, que previsiblemente estará en contacto con el eje del mecanismo, de acero inoxidable.



**Figura 9** Desglose de la terminología del modelo. Fuente: Appimotion

Las ventajas intrínsecas de este modelo en concreto son:

- Amplia gama de diámetros, con posibilidad de fabricación de medidas especiales.
- La resistencia y la inductancia de fase son bajas para el tamaño del motor, lo que optimiza la operación con fuentes de alimentación de baja tensión y proporciona una salida elevada con mínima caída de voltaje.
- Posibilidad de selección del tipo de bobinado, con el fin de optimizar el par o la eficiencia.
- El diseño del motor permite un rendimiento óptimo cuando se controla con corriente de entrada sinusoidal.
- Par resistente extremadamente pequeño.

El motor seleccionado posee las siguientes características técnicas, que también vienen reflejadas en el anexo 4.4.

<i>Model</i>	<b>UTS-89-A-25-A-x-000</b>
<i>R (ohm)</i>	17
<i>L (mh)</i>	2,1
<i>Ke (v/krpm)</i>	54,7
<i>Kt (oz-in/a)</i>	73,95
<i>Kt sine (oz-in/a)</i>	64
<i>Km (oz-in/w/1/2)</i>	17,9
<i>Ther Res (degC/watt)</i>	4,5
<i>Torque (oz-in)</i>	80,2
<i>Current (amp)</i>	1,08
<i>Poles</i>	12
<i>Inertia w/o BI (Ib-in-sec<sup>2</sup>)</i>	0,002
<i>Thermal Res (housed degC/w)</i>	3
<i>Torque Housed (housed oz-in)</i>	98
<i>Current (housed amp)</i>	1,3

**Tabla I** Especificaciones del motor de eje hueco. Más información en los anexos. Fuente: Applimotion

### 7.1.1. Pruebas motor de eje hueco

Una vez elegido el modelo oportuno de motor, se adquirieron tres unidades del mismo, con el fin de probarlas y someterlas a las mismas condiciones y obtener datos que avalen su comportamiento. Primeramente se caracterizaron los motores en caliente, haciendo pruebas de funcionamiento, para posteriormente efectuar pruebas en frío.

Las pruebas en caliente se realizaron con anterioridad al comienzo de este proyecto fin de carrera, pero el autor de este documento pudo realizar la caracterización en frío de una unidad. El procedimiento y las conclusiones que se obtuvieron se muestran brevemente a continuación, pero son desarrollados en profundidad en el anexo 2.1.

#### 7.1.1.1. Descripción

Se realizaron dos pruebas en frío (ciclados) a la misma unidad del motor, mientras se iban tomando medidas de la resistencia e inductancia en intervalos de tiempo de 30 minutos. Para ello, se colocaba el motor debidamente sujeto en el interior de un criostato que se sometía a enfriamiento extremo por nitrógeno líquido y a vacío.

### 7.1.1.2. Primer ciclado

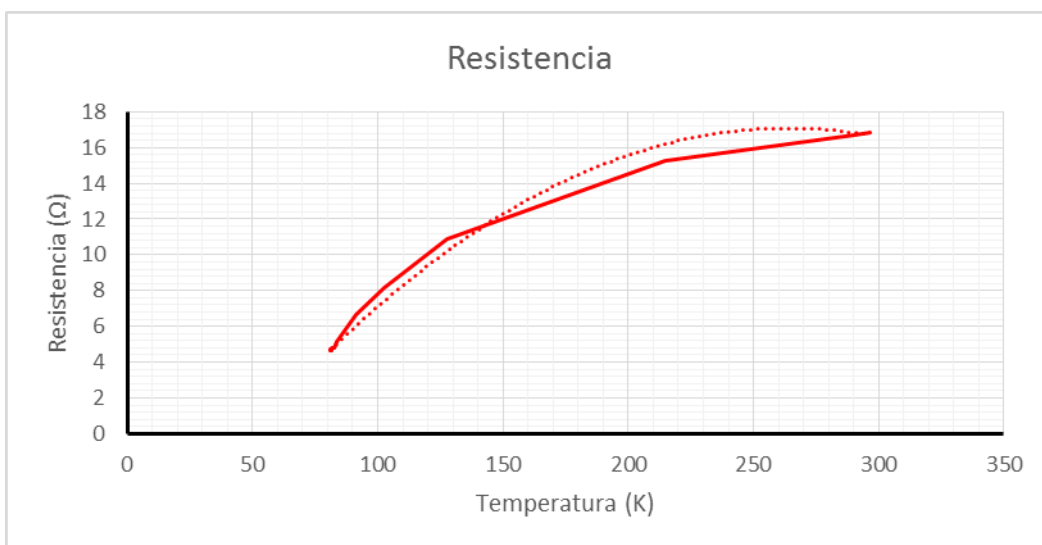
En este caso no se consiguió hacer descender la temperatura hasta los 77 K, ya que el montaje del motor en el interior del criostato se realizó en las zonas próximas a la pared del criostato, por lo que el calor ambiente afectaba a la temperatura interior. Se llegó a una temperatura de 147 IK. Pese a esto, se pudo determinar un descenso de la inductancia y la resistencia. Cabe destacar que la velocidad de enfriamiento se controlaba mediante la incorporación de resistencias en el interior del criostato.

### 7.1.1.3. Segundo ciclado

En esta segunda prueba sí se logró hacer descender la temperatura a niveles del entorno de los 77 K, y además se hizo en pocos minutos, ya que no se pusieron en marcha las resistencias de control (heater). Esta rampa tan brusca de enfriamiento permite probar la supervivencia del motor.

Las medidas de resistencia e inductancia obtenidas permitieron obtener los siguientes resultados, tanto en frío como durante el proceso de calentamiento, que sí se realizó con un gradiente programado de temperatura.

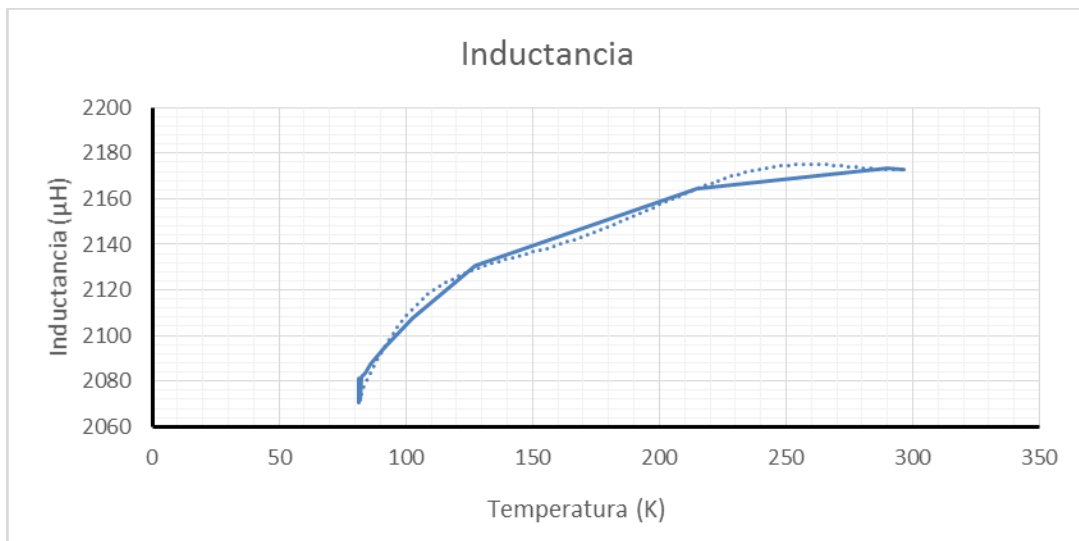
#### **Enfriamiento**



**Figura 10** Evolución de la resistencia del motor con la temperatura del criostato durante el enfriamiento



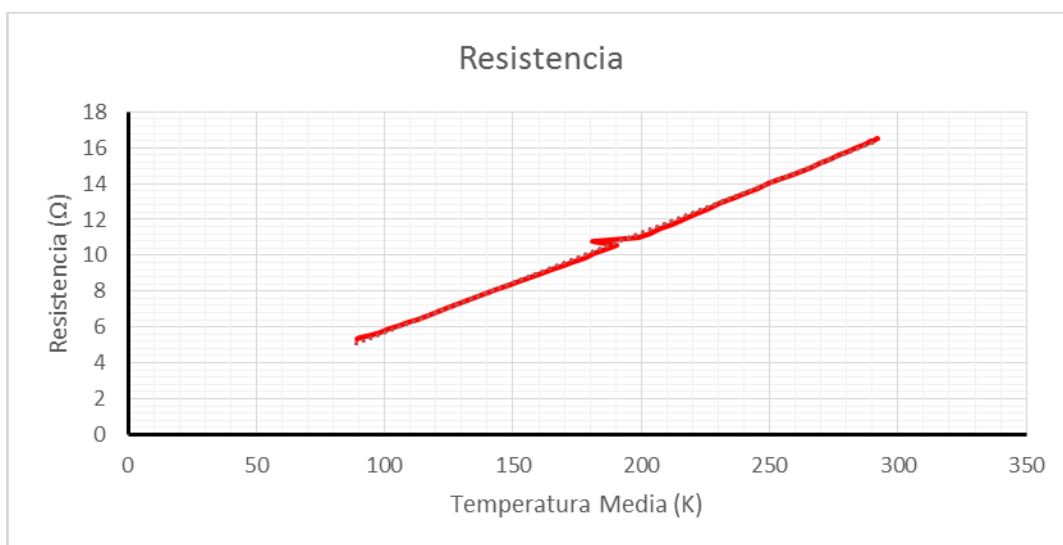
Se puede apreciar un descenso casi cuadrático de esta propiedad en función del descenso de la temperatura.



**Figura 11** Variación de la inductancia del motor con la temperatura del criostato durante el enfriamiento.

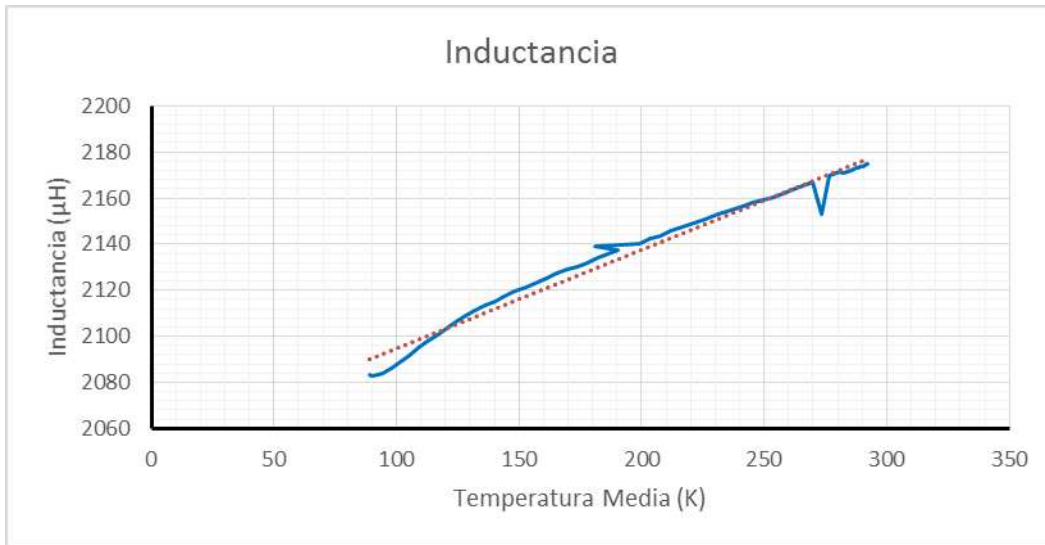
El descenso de la inductancia es también notable, destacándose una caída brusca de esta propiedad en el rango de operación de la temperatura en el interior del criostato.

### Calentamiento



**Figura 12** Evolución de la resistencia del motor con respecto a la temperatura del criostato durante el calentamiento.

En esta ocasión, dado que el calentamiento sí estuvo programado, la variación de las dos propiedades es más ajustada la linealidad.



**Figura 13** Variación de la inductancia del motor en función de la temperatura en el interior del criostato durante el calentamiento

#### 7.1.1.4. Incidencias y conclusiones

El hecho de que no se consiguiera el enfriamiento deseado en el primer ciclado llevó al empleo de un *Shield de Maylar*, lo que permite aislar la cámara interna del criostato en favor de perpetuar la temperatura impuesta por el nitrógeno líquido en la base fría.

En el segundo ciclado se apreciaron virutas en el rotor provenientes del material del propio imán, lo que se atribuye a que el material de dicho imán parece haber sido sinterizado, y cualquier pequeño golpe sobre el mismo desprende partículas de imán.

La parametrización de algunas de las propiedades eléctricas del motor permite conocer el modo en que afecta la variación de la temperatura con respecto al tiempo a las mismas. Se deduce que enfriamientos más controlados implican valores predecibles de resistencia e inductancia. En todo el rango de temperaturas se obtuvieron lecturas eléctricas, por lo que el motor ha sobrevivido a los ciclados y hace pensar que es posible que funcione en criogenia.

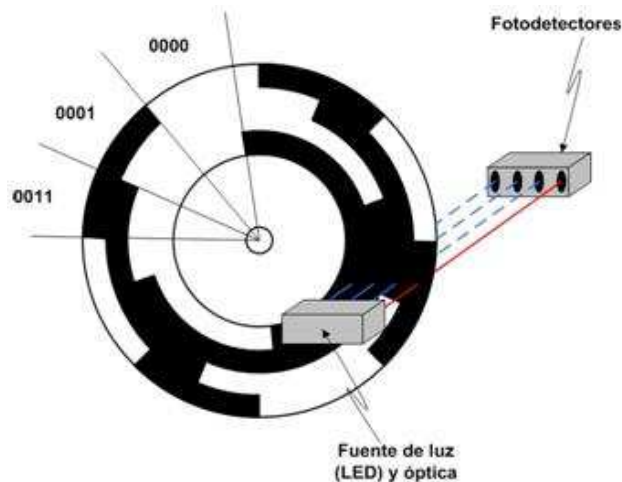
Mecánicamente, el sistema se muestra plenamente funcional a temperaturas bajo cero, superando incluso las posibles tensiones generadas en el rotor como consecuencia de las contracciones diferenciales de los imanes y el anillo, por ser de materiales diferentes.

## 7.2. Codificador absoluto

Un encoder, también conocido como codificador, es un dispositivo electromecánico que permite convertir la posición angular de un eje a código digital. Estos elementos suelen ser ampliamente utilizados en robótica, pero también tiene importantes funciones en el mundo de la informática, para dispositivos de entrada del ordenador, como los ratones optomecánicos.

Los codificadores absolutos, más concretamente son sensores que producen un código digital único para cada ángulo distinto de movimiento del eje, de tal manera que puede determinarse la posición del mismo en cualquier instante sin tener un cero de referencia.

El funcionamiento básico de un codificador absoluto consiste en un disco circular de metal con un patrón de taladros complejo realizado en toda su área, de manera que al girar, unos contactos deslizantes (que se colocan a lo largo del radio del disco) tocan el metal o se introducen en los diferentes huecos. La hoja de metal está generalmente conectada a una fuente de corriente eléctrica, y cada contacto constituye un sensor eléctrico separado. La combinación de las medidas de los sensores de los contactos genera un código binario único para cada posición, pudiendo leerse por un dispositivo controlador. Los codificadores absolutos más avanzados emplean haces de luz para determinar el código binario.



**Figura 14** Esquema del funcionamiento de un codificador absoluto moderno. Fuente: Universidad de León [21]

La escasa experiencia del *IAC* con este tipo de dispositivos en criogenia ha llevado a seleccionar, aprovechando el prototipo que se diseña, un codificador absoluto de la empresa *Netzer Precision Motion Sensors*, con el fin de incorporar esta tecnología al diseño de sistemas criogénicos para futuros instrumentos. Concretamente, se seleccionó un modelo apto para trabajar en vacío, pero que no ha sido probado en criogenia, y obedece a la terminología DS-90-V2, cuyas especificaciones exactas se adjuntan en el anexo 4.3.

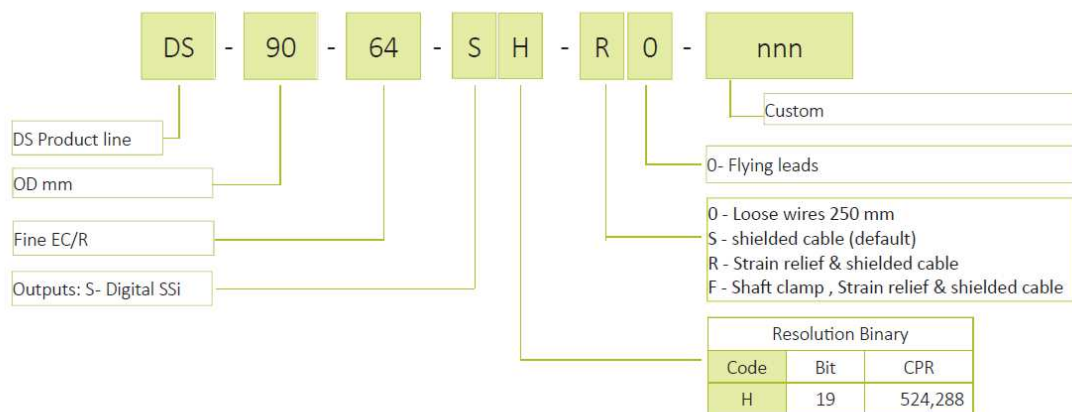


**Figura 15** Codificador Netzer DS-90 y su tamaño relativo. Fuente: Netzer Precision

Los criterios de selección que se tuvieron en cuenta son:

- Alta resolución y precisión, debido a la lentitud del movimiento de la máscara se necesita una gran capacidad para determinar la posición angular de la misma con respecto al tiempo.
- Precio, se quiere comprobar si puede adaptarse un codificador comercial a las condiciones propias de la instrumentación astrofísica, ya que los codificadores preparados para criogenia son altamente costosos (del orden de los 20.000 €).
- Tecnología que emplea, se basa en medidas de capacitancia, que no pueden ser alteradas por el frío extremo y las bajas presiones.
- Ausencia de rodamientos, para eliminar la posibilidad de tener que lubricarlos, ya que en criogenia esto debe reducirse a la mínima expresión y en condiciones concretas.

- Pequeño tamaño y facilidad de integración.



**Figura 16** Significado de la denominación del modelo. Fuente: Netzer Precision

Además, en cumplimiento de estos criterios el modelo elegido aporta:

- Eje flotante.
- Ningún tipo de rodamiento o contacto.
- Tolerancia a la temperatura, golpes, humedad y al campo magnético.
- Resolución de 19 bits.
- Precisión inferior a 0,01 grados.

### 7.2.1. Pruebas codificador absoluto

La verificación del comportamiento de este dispositivo también fue realizada para las condiciones criogénicas. Concretamente, se caracterizó el elemento en caliente mediante pruebas de lectura de posición frente a diferentes movimientos. Posteriormente, se corroboró la supervivencia del encoder en criogenia.

El alumno que redacta este proyecto solamente realizó una de las tres pruebas en frío a las que se sometió el codificador, pero se exponen resumidamente los resultados de los otros ciclados.



**Figura 17** Montaje para la caracterización en caliente del encoder. Éste está conectado a un controlador que mueve un motor paso a paso y obtiene las lecturas pertinentes

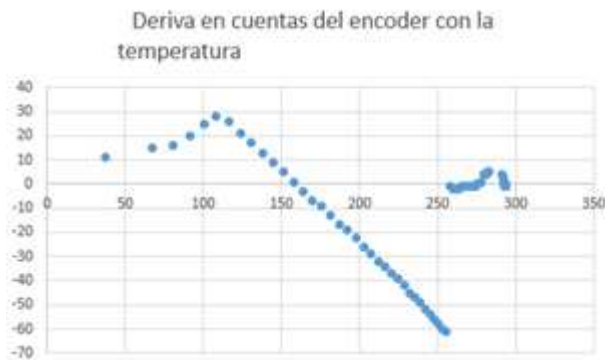
#### 7.2.1.1. Primer ciclado

Una primera prueba en frío del codificador consistió en comprobar el funcionamiento de la electrónica a bajas temperaturas. Para ello, se empleó el software controlador que el fabricante suministra. Esto permitía conocer con precisión las medidas que el dispositivo ofrecía en cada instante. La prueba consistió, específicamente, en montar el encoder junto con un soporte que permitiera el giro del rotor del mismo en el interior del criostato, para posteriormente enfriarlo y descubrir cuál es la variación de la medida de este sensor manteniendo siempre la misma posición de su rotor. Se realizaban capturas de información cada 30 min, y todo el proceso se realizó con la electrónica permanentemente encendida.



**Figura 18** Montaje experimental en el interior del criostato. En la pantalla del ordenador se aprecia el software de medición.

Posteriormente, un análisis de los datos obtenidos ofrece la siguiente gráfica, que refleja la variación de las cuentas de la posición del encoder en función de la temperatura.



**Figura 19** Variación de la deriva de las cuentas con respecto a los valores preestablecidos en el rango de temperatura ambiente. En el eje “x” se muestra la temperatura en K y en el “y” la diferencia con respecto al valor de referencia.

Finalmente pudo comprobarse que el dispositivo superó satisfactoriamente la prueba de supervivencia y funcionalidad a temperaturas criogénicas, dejando constatada la única incidencia de la variación en las mediciones de la posición, que en ocasiones puede llegar a ser significativa.

#### 7.2.1.2. Segundo ciclado

El objetivo de esta prueba era comprobar si la electrónica del codificador era capaz de arrancar una vez que el sistema estuviera en frío, por lo que la monitorización de las medidas no fue tan concluyente. Se realizó el mismo montaje, y se incluyó una cámara web adaptada a criogenia que permitiría medir la contracción del material del mismo, mediante tratamiento de imágenes, lo que se hizo debido a la escasa información sobre el material del que está fabricado. La inclusión de esta cámara, sin embargo, no dejó espacio suficiente para poder conectar mecánicamente el encoder al exterior, por lo que se colocó un contrapeso que permitiera mover el codificador inclinando todo el criostato.

Se determinó como factible el arranque en frío del componente lo que puede verse en el anexo 2.2.

### 7.2.1.3. Tercer ciclado

Se realizó una tercera prueba en frío del elemento, pero no es concluyente debido a un error técnico en el funcionamiento del sistema de enfriamiento.

## **7.3. Rodamientos**

Los rodamientos son un tipo de cojinetes que ofrecen soporte a un eje y, al mismo tiempo, permiten en el mismo un movimiento de rotación, mediante el contacto por rodadura entre dos superficies denominadas pistas. Dicho contacto se establece por medio de unos elementos, normalmente esferas o cilindros, que se intercalan entre las dos pistas y se mueven como consecuencia del movimiento de una de ellas.

El empleo de este tipo de elementos en criogenia está bastante restringido en la práctica, ya que la lubricación que necesitan puede afectar al alcance de las condiciones criogénicas que se deben conseguir en el interior del criostato y al funcionamiento del sistema, puesto que los lubricantes convencionales aumentan su viscosidad considerablemente en frío y aumentan la fricción, dificultando o impidiendo el movimiento, o simplemente desgasifican grandes cantidades de gases en vacío. Los rodamientos de bolas sin lubricación tienen una vida corta. Las tensiones de contacto entre las bolas y las pistas, especialmente si son del mismo material, resultarán eventualmente en el deterioro de éstas, un proceso que se propaga rápidamente una vez iniciado.

Esta contradicción en el ámbito de la lubricación hace que deba alcanzarse un acuerdo entre ambos problemas, de modo que exista lubricación, pero ésta no afecte ni al funcionamiento ni a las condiciones de operación en instrumentación. La solución más práctica y económica, en base a la experiencia de investigaciones anteriores, es el empleo de rodamientos comerciales a los que se le aplica  $\text{MoS}_2$  (en forma de partículas minúsculas, lo que se conoce como lubricación seca), previa eliminación de la lubricación inicial. El disulfuro de molibdeno es un compuesto de propiedades lubricantes en estado sólido, debido a su estructura laminar, con fuertes enlaces carbono-carbono en cada capa, pero con débiles enlaces entre capas. Es el lubricante típico para mecanismos en vacío, y da buenos resultados en rodamientos con precarga ligera.



Los rodamientos o soportes giratorios no sólo constituyen un soporte estructural: también son la ruta de enfriamiento de las partes móviles y por su constitución ofrecen una conductividad térmica muy limitada. Esto es algo que debe ser tenido en cuenta también, de cara al empleo de rodamientos en sistemas criogénicos.

La selección de los rodamientos para el desarrollo del diseño que se pretende conseguir debe regirse únicamente por las consideraciones anteriormente mencionadas, más allá de cualquier otro requerimiento ajeno a las mismas, ya que éstas constituyen especificaciones muy restrictivas en cuanto al funcionamiento.

En este sentido, se optó por emplear en el diseño unos rodamientos de lubricación seca por partículas de MoS<sub>2</sub>, que ya habían sido empleados por otros proyectos en el IAC. Esta decisión obedece, a parte del cumplimiento de los ítems anteriormente descritos, a que este mecanismo es un prototipo cuyo funcionamiento debe ser caracterizado, por lo que el coste que conlleva preparar rodamientos comerciales, pese a no ser tan elevado, no justifica su realización para un modelo destinado a pruebas discretas.

El modelo seleccionado, concretamente, es de la compañía *Kaydon*, y obedece a la denominación KA020BR6Z. Se trata de un modelo de acero inoxidable y actualmente se encuentra descatalogado. Sin embargo se anexa en el proyecto parte del catálogo actual de la firma (anexo 4.1), ya que en él se especifican las dimensiones y tolerancias de fabricación de los rodamientos del mismo tipo (KA) y la mejor forma de aportar la precarga.

La característica fundamental de este modelo de rodamientos se identifica con un contacto angular de 30 grados entre bolas y pistas, con un número total de 36 bolas, requiriendo necesariamente una precarga axial que ponga en contacto ambas partes del rodamiento.

**Part Number Code Example**

Position	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10-13
Nomenclature	Material	Series	Size			Type	Separator	Precision	Internal Fit	DFAR Compliance
Example	K	G	1	2	0	X	P	0	L	-USA

**Figura 20** Significado de la nomenclatura de los modelos de rodamientos Kaydon. Fuente: Kaydon

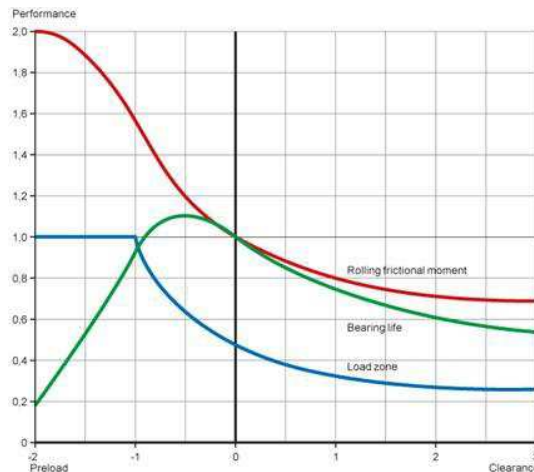
### 7.3.1. Precarga de los rodamientos

La precarga en los rodamientos se define como la aplicación de esfuerzos axiales, aunque en ocasiones también pueden ser radiales, sobre las pistas de los mismos previos a la carga real que debe ser soportada. Esto posee una serie de beneficios, entre los que se incluyen:

- Mayor rigidez: La rigidez del rodamiento se define como la relación entre la fuerza que actúa sobre el rodamiento y la deformación elástica que en él se produce. La deformación elástica causada por una carga para un determinado rango de valores es menor en los rodamientos con precarga que en los rodamientos sin precarga.
- Menores niveles de ruido: Dado que el juego de funcionamiento de los rodamientos disminuye, se mejora el guiado de los elementos rodantes que se encuentran en la zona sin carga, lo que reduce los niveles de ruido durante el funcionamiento.
- Mejor guiado del eje: La precarga proporciona un mayor grado de rigidez, lo que reduce la capacidad de deflexión del eje cuando se somete a una carga. Esto demuestra que los rodamientos con precarga ofrecen un guiado de eje más preciso.
- Compensación del desgaste y el asentamiento: El desgaste y el asentamiento de una disposición de rodamientos en funcionamiento aumentan el juego, lo que puede compensarse con una precarga.
- Mayor vida útil para los rodamientos: En determinadas aplicaciones, un sistema de rodamientos con precarga óptima puede mejorar la confiabilidad de funcionamiento, ofrecer una mejor distribución de la carga en los mismos y extender la vida útil del rodamiento.

Al seleccionar la precarga para un sistema de rodamientos, el grado de rigidez aumenta marginalmente cuando la precarga excede un determinado valor óptimo. Cuando se excede el valor óptimo, la fricción y el consecuente aumento del calor pueden reducir sustancialmente la vida útil del rodamiento y contrarrestar cualquier beneficio.

**Figura 21.**



**Figura 21** Relación entre la precarga, la vida del rodamiento y el momento en el mismo debido a la fricción. Fuente: SKF

La precarga excesiva implica el riesgo de que la confiabilidad de funcionamiento de un sistema de rodamientos se vea comprometida. Dada la complejidad normalmente involucrada en el cálculo de la precarga adecuada, es altamente recomendable utilizar los valores dados por el fabricante. [18]

También es importante que, a la hora de ajustar la precarga de un sistema de rodamientos, el valor de la precarga establecida se determine mediante cálculos o por la experiencia, pero con la menor dispersión posible.

En cuanto a los rodamientos seleccionados para este diseño, se ha establecido el criterio de aportar la precarga mínima necesaria para poner en contacto las bolas y las pistas, ya que el movimiento de la pupila ha de ser extremadamente lento, y es conveniente tener el menor par resistente posible. Por otro lado, el tipo de lubricación que poseen estos rodamientos funciona mejor en precargas pequeñas. El valor de precarga axial mínima viene determinado por el fabricante, y se refleja en el anexo 4.2 de “Precargas de los Rodamientos”, que se incluye en este proyecto.

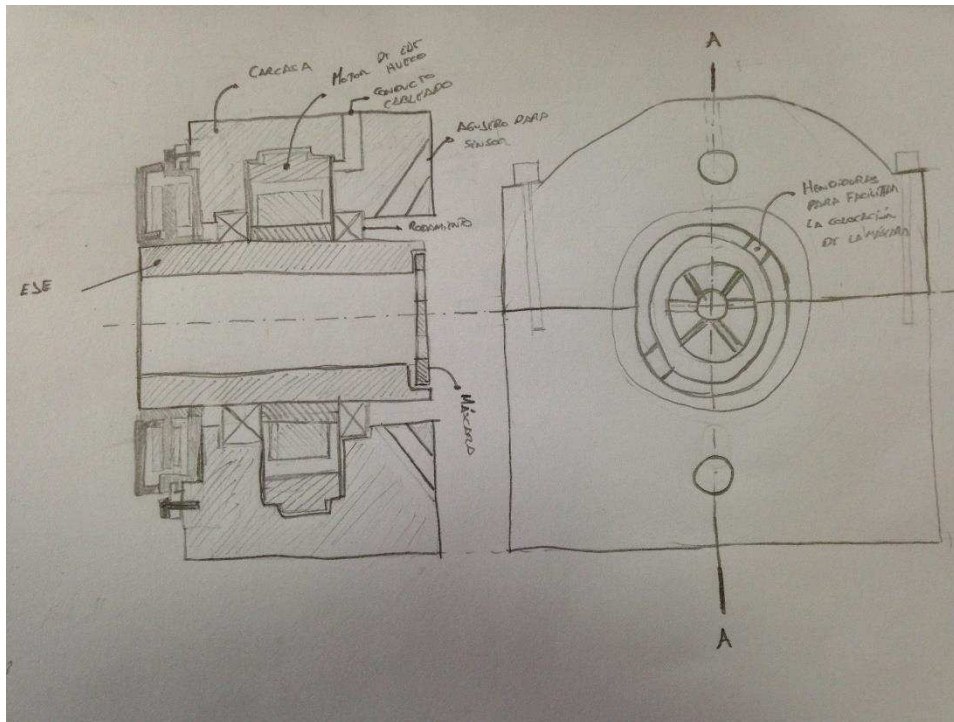
En el mecanismo diseñado, dadas sus características específicas de funcionamiento, la resolución va a estar directamente relacionada con la precarga. Si el valor mínimo de corriente que llega a la bobina se encuentra con un par resistente mayor que el par generado, el mecanismo no se moverá, por lo que al aumentar la precarga se perderá resolución en el mecanismo y aumentará la resolución de calor (mayor par aplicado). Al contar el mecanismo con un con un codificador absoluto, la mejora en la precisión de los rodamientos no es tan necesaria, y se decide aplicar al mecanismo la precarga mínima propuesta por el fabricante como punto de partida.

#### **7.4. Diseño inicial y evolución mecánica**

Una vez analizados los diferentes elementos que deben ser incluidos en el diseño, se procede a describir el desarrollo del concepto de este prototipo, describiendo las fases seguidas e identificando los posibles problemas que vayan surgiendo. Cabe destacar que el criterio dimensional de las piezas a desarrollar obedece a las dimensiones de los elementos comerciales seleccionados, ya que este prototipo pretende caracterizar esos elementos en criogenia y demostrar su viabilidad.

### 7.4.1. Primer boceto. Carcasa partida

El primero de los bocetos realizados tenía en cuenta todos los elementos analizados anteriormente, y consistía en un eje sobre el que se sitúan varios de estos componentes, con la máscara de la pupila en una posición frontal con respecto a ese eje, de tal forma que el haz de luz proveniente del telescopio atravesara el instrumento longitudinalmente. Ese eje era soportado mediante un modelo de carcasa partida, tal y como se muestra en la imagen siguiente:



**Figura 22** Primer boceto realizado del prototipo de mecanismo de pupila rotante con motor de eje hueco.

Concretamente, en el eje se ubicarían, de izquierda a derecha, el codificador, los rodamientos, el motor (entre los anteriores) y la máscara de la pupila, que iría incrustada axialmente en el mencionado eje. Todos los componentes se indican en el boceto de la imagen anterior (figura 22).

La carcasa partida se amoldaría a la forma periférica de cada uno de los componentes, de tal forma que sujete los respectivos estatores de las partes por tolerancias y contracciones diferenciales. En esta carcasa se practicarían algunos conductos para cableados y sensores, de tal forma que se prevea en el diseño la incorporación de los dispositivos de control pertinentes. Las dos piezas de la carcasa exterior se unen mediante tornillos, lo que, en teoría, facilitaría el montaje del sistema.

El motor de eje hueco se situaría entre los dos rodamientos necesarios, lo cual aporta estabilidad de giro al sistema frente a otras posibles disposiciones consideradas en el manual de los rodamientos. El codificador absoluto, necesario para poder conocer la posición de la pupila en cada instante, se colocaría en un extremo por razones de cableado y se atornillaría su estator al soporte de todo el sistema, de la misma forma en que el fabricante recomienda su sujeción (véase el anexo 4.3).

En la zona donde se ubicaría la máscara de la pupila, para facilitar la colocación de la misma y que siempre se encuentre en la misma posición relativa con respecto al eje, se practicarían unas aperturas que permitirían atornillar la pupila y fijar su posición, a partir de unas pestañas que se realizarían también en la pupila y que se ajustarían perfectamente a las aperturas del eje.

La mejor baza de este concepto es que el motor y los rodamientos se sitúan en su disposición más estable, lo que se traduciría en un movimiento más uniforme y menos esfuerzos a soportar por los rodamientos. El problema principal radica en la fabricación del sistema, y más concretamente en la carcasa exterior. Dada la forma de la misma, se hace extremadamente complicado asegurar que una vez fabricadas las dos partes la cilindridad de las caras interiores sea la correcta para el funcionamiento del diseño tal y como ha sido ideado. Esto hace que este diseño se descarte, en principio.

#### **7.4.2. Pupila rotante. Carcasa única**

El segundo planteamiento para este mecanismo se basó en la idea de que tanto el montaje de los diferentes componentes como la fabricación fueran más asequibles desde el punto de vista de la viabilidad.

Los componentes, en esencia, son los mismos que en el caso del primer concepto, lo que cambia es el esbozo de carcasa y la disposición de los mismos. La idea es diseñar una carcasa en la cual se irían insertando las diferentes partes del sistema, y cuyo diámetro interior fuera creciendo progresivamente, con lo que las diferentes partes irían en orden creciente por diámetro exterior. Así, se colocarían primero los dos rodamientos y posteriormente el motor de eje hueco. La posición del codificador sigue siendo la misma que en el caso anterior, ya que es mejor situarlo en un extremo para una mayor accesibilidad al mismo.

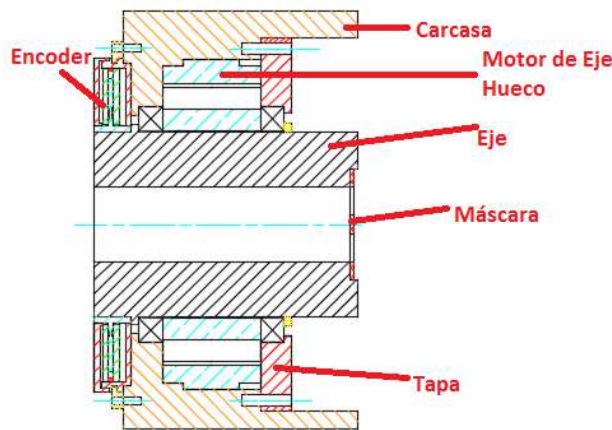
Este concepto comparte con el anterior la idea de fijar el estator del codificador a la carcasa, para mantenerlo siempre en la misma posición. Sin embargo, pese a una mayor maquinabilidad de las piezas a fabricar y facilidad de montaje, tiene el problema de una menor estabilidad al situarse los dos rodamientos al mismo lado del motor. Esto no es excesivamente grave, pero dada la exactitud con la que debe ir alineado el mecanismo con el eje óptico, la menor variación en el movimiento de rotación del mismo puede provocar un mal funcionamiento en el sistema, tal y como ha sido pensado.

En resumen, las ventajas de este diseño radican en su facilidad de montaje del mecanismo y de fabricación por parte del taller del IAC. Las desventajas radican en la estabilidad debida a la configuración adoptada.

#### **7.4.3. Pupila rotante. Tercer concepto**

En vista de las ventajas y desventajas de los esbozos anteriores se ha optado por unificar las fortalezas de ambos para crear un nuevo concepto que cumpla con las características deseables en este sistema. Concretamente, se combina la idea de una carcasa fija que haga las veces de soporte del sistema con la configuración de componentes del primer diseño, mediante la introducción de una pieza que hace las veces de soporte que se amolda al rodamiento exterior. Esa pieza, a su vez, permitirá realizar la precarga axial sobre los rodamientos al mismo tiempo que los fija.

La carcasa, en este caso, tendría una forma interior tal que ajustara el primer rodamiento y el estator del motor de eje hueco, quedando el segundo rodamiento fijado axialmente por la acción de la pieza exterior (color rojo, figura 23), que se introduce de forma guiada en la carcasa. Además, para la fijación de la pista interior del rodamiento exterior, se introduce sobre el eje un anillo que debe quedar estático en su posición.



**Figura 23** Concepto de carcasa partida con disposición central del motor entre los rodamientos

Como puede comprobarse, entre la tapa y la ubicación frontal de la máscara, se ha dejado un espacio para la posible incorporación de la electrónica correspondiente. La máscara, de nuevo, se introduce en la parte frontal del eje, que es un cilindro hueco que permite el paso de la radiación a través de su diámetro interno. En el eje existe un tope mecánico tallado que permite delimitar axialmente el rotor del codificador y completar la precarga sobre la pista inferior del rodamiento interior.

En la fabricación de este tipo de carcasas, es necesario cuidar especialmente la concentricidad de los diámetros internos, de tal forma que se asegure un perfecto alineamiento del eje mecánico con el óptico.

La sujeción del estator del encoder a la carcasa se realiza tal y como especifica el fabricante, mediante unas pestañas que se incluyen junto con estos dispositivos.

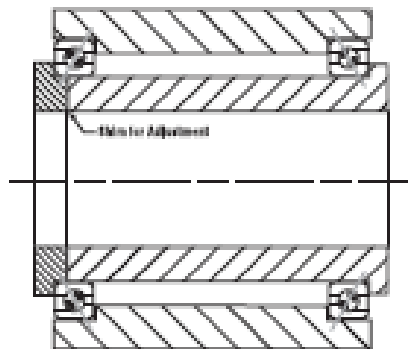
#### 7.4.4. Evolución del diseño

Una vez que se ha determinado la mejor opción posible para la carcasa del sistema, se ha centrado la atención en la ubicación de los elementos que van montados sobre el eje, con el fin de favorecer el correcto funcionamiento del sistema y la integridad de todos los componentes, de forma que se faciliten tanto el montaje como posibles reparaciones futuras del mecanismo.



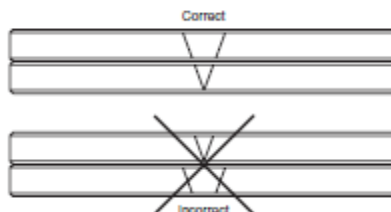
El orden inicial que se había planteado de los principales elementos no se modificó, ya que se trata presumiblemente de la configuración más estable desde el punto de vista mecánico. Se trabajó fundamentalmente en la distribución de los esfuerzos de precarga sobre las diferentes piezas para que los rodamientos funcionaran de forma correcta.

Desde el principio del desarrollo del concepto de este prototipo, se incluyeron dos rodamientos en el montaje, para hacer más estable el movimiento del eje y favorecer su alineamiento con el eje óptico. El catálogo de rodamientos (anexo 4.1) recomienda, en este sentido y para las distancias entre rodamientos y la velocidad de operación, una colocación específica (rodamientos tipo KA, contacto angular) en el caso del montaje en dúplex. Esta configuración es denominada disposición en “O”, y permite distribuir la precarga de tal forma que se transmita por la carcasa externa de un rodamiento a otro.



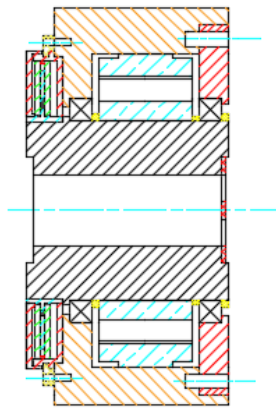
**Figura 24** Disposición en “O” de los rodamientos. La precarga axial aplicada se transmite por la carcasa hasta el segundo rodamiento, lo que es debido al ángulo de contacto de estos rodamientos con las pistas.

El empleo de esta disposición de los rodamientos se facilitaba por el hecho de que éstos tienen en su parte externa unas marcas en forma de “V” que permiten la rápida comprensión de la distribución que debe emplearse en montaje.



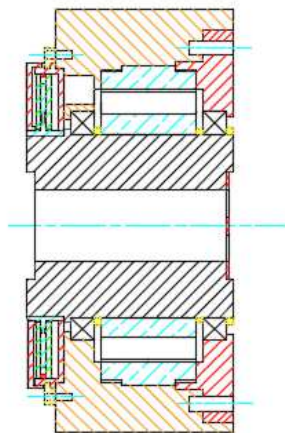
**Figura 25** Correcta distribución de los dos rodamientos en función de las marcas externas

Al margen de las consideraciones propias de los rodamientos, se trató de evolucionar en el diseño mediante la optimización de algunas partes del conjunto. Se tomó la decisión de continuar avanzando en el concepto mecánico sin tener en cuenta la posible electrónica necesaria, con el fin de trabajarlo para posteriormente incorporar esta faceta al diseño final que se considere. De este modo se trató de reducir masa en el eje, para minimizar la inercia del mismo, y se barajaron varias maneras de fijar axialmente los espacios longitudinales entre elementos. A continuación se muestran varios esquemas del mecanismo en formato CAD que reflejan esa evolución del diseño a partir del concepto de carcasa única.



**Figura 26** Primer paso en la evolución del diseño

En la figura 26 se muestra un diseño que elimina los espacios propios previstos para la electrónica, y se determina la utilización de pequeños anillos entre rodamientos y motor de eje hueco, de tal manera que los elementos no interfieran en movimiento de los componentes adyacentes.

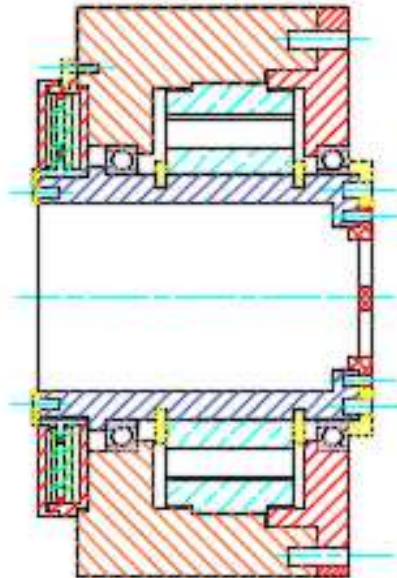


**Figura 27** Introducción de a fijación axial del estator

La revisión de la documentación de montaje del motor desembocó en la necesidad de fijar el estator del motor axialmente. Esa fijación debía realizarse de tal manera que se ejerciera presión sobre la parte metálica del mismo, que se corresponde con el escalón superior que se observa en la pieza en cuestión, ya que el resto del estator se corresponde con una matriz de epoxi en la que se aloja el bobinado. Se determinó que la mejor manera de realizar la fijación iba a ser mediante la tapa externa del sistema, que al ser atornillada a la carcasa permitiría ejercer una fuerza efectiva sobre la pieza mediante unas “patas” alargadas.

La aplicación en la ubicación correcta de esa carga sobre el estator se verificaría por medio de la forma interior de la carcasa, que se amolda a las patas de la tapa y gruía a la misma en su introducción en el sistema. Se aprovechó esta modificación para dejar holguras radiales entre las piezas con la zona del estator donde se ubica el bobinado, en previsión de evitar posibles contracciones diferenciales.

Por último, se realizó un taladro en la zona de la carcasa próxima al rodamiento interior en vista de la necesidad de interconectar el sistema con el exterior para la extracción de los cables pertinentes.



**Figura 28** Inclusión de precarga y optimización del mecanismo

Las consideraciones específicas de disposición de los rodamientos expuestas anteriormente han llevado a una revisión del diseño, con el fin de incluir los mecanismos adecuados de aplicación y distribución de la precarga. En ese sentido, los topes mecánicos previstos en las pistas superiores de los rodamientos se han cambiado de sitio para que la totalidad del ancho de estas pistas coincida con ellos, de modo que la fuerza transmitida por la precarga ponga en contacto de manera óptima a bolas y pistas.

La aplicación de la precarga se ha ideado de tal manera que la forma de una pieza que se sitúa en el la parte frontal del eje y que va atornillada a ella fuerce el contacto con las bolas por interferencia con el ancho interior de las pista del rodamiento exterior. Las dimensiones de esta pieza deberán ser muy cuidadas para aportar la precarga necesaria.

El espesor de pared del eje se ha reducido considerablemente, de tal modo que se reduzca su masa, y, por lo tanto, su inercia. Esta reducción obedece a una menor potencia de motor necesaria para el movimiento y al hecho de minimizar la carga térmica que supone para el criostato el tener que enfriar una mayor cantidad de masa de los elementos situados en su interior.

Otra modificación importante realizada con respecto al diseño anterior es el modo de fijar axialmente el rotor del motor, que se realiza por medio de anillos *Seeger*, que se insertan radialmente en el eje en ranuras practicadas en el mismo. Estos anillos permiten, en el diseño, obtener espacios adecuados con los rodamientos sin afectar a su funcionamiento ni a la precarga de los mismos. La selección de los mismos se ha realizado con el catálogo correspondiente. Se eligen estos anillos dependiendo del diámetro nominal exterior del eje.

El mecanismo de introducción de la máscara en el sistema se modificó, ya que era necesario establecer un centrado casi perfecto de ésta con el eje óptico, al mismo tiempo que se facilita el cambio de máscara. El nuevo sistema consiste en practicar un saliente en la máscara que coincida en diámetro con un taladro interno y frontal practicado en el eje. De este modo se asegura la concentricidad, siempre que se cuiden adecuadamente las dimensiones en fabricación.

Por último se estableció la necesidad de sujetar axialmente también el rotor del codificador, ejerciendo una ligera fuerza que empujara el mismo contra el tope mecánico tallado

en el eje. Esa pieza debe ser elástica, para absorber las contracciones diferenciales en frío, ya que el encoder está hecho de una variante de la polieterimida (PEI). También se eliminó el taladro previsto para el cableado, con el fin de incorporar la electrónica una vez estuvo finalizado el diseño.

## 7.5. Estudios previos al diseño final

Cuando se tuvieron desarrollados lo suficiente tanto la distribución de los elementos como el número y forma de los mismos, se pasó el diseño a las tres dimensiones, pero antes se realizaron ciertos estudios en profundidad con el fin de esclarecer las mejores opciones posibles para algunos de los elementos. Estos estudios se exponen a continuación, previamente a la justificación del concepto de mecanismo empleado finalmente, y algunos de ellos vienen detallados en los anexos correspondientes.

### 7.5.1. Selección de materiales

En aplicaciones criogénicas, la selección de los materiales que se emplean en los mecanismos es vital para la consecución de los objetivos finales de reducción de la radiación propia emitida por los diferentes instrumentos. No todos los materiales, por buenas características que puedan tener, son aptos para operar en el interior de un criostato, por lo que deben analizarse detenidamente todas las propiedades de los mismos. Las propiedades más útiles en el caso que comprende este diseño son:

- Coefficiente de expansión térmica: La variación en la temperatura a la que está sometida una pieza provoca cambios en las dimensiones de la misma, dilatándose el material en el caso de un aumento de temperatura y contrayéndose la misma cuando la variación es negativa. Este efecto es más acusado en unos materiales que en otros, y la propiedad que mide este grado de variación dimensional es el coeficiente de expansión térmica. Este parámetro es sumamente importante, ya que va a determinar las dimensiones del conjunto en frío, influyendo en la aparición de holguras o tensiones debidas a interferencias. Más información sobre esta propiedad viene determinada en el anexo de contracciones diferenciales.

- Conductividad térmica: La capacidad de extracción de calor de los materiales es sumamente importante en sistemas criogénicos, ya que va a determinar la cantidad de tiempo y recursos necesarios para el descenso efectivo de la temperatura del conjunto.
- Difusividad: Si bien la conductividad térmica es un parámetro sumamente importante, la difusividad lo es más si cabe, ya que define el tiempo requerido para que una pieza se estabilice térmicamente tras la aplicación de cierta carga térmica. Este parámetro es mejor cuanto más pequeño sea el valor de la difusividad, ya que entonces será menor el tiempo requerido de estabilización. Si los gradientes térmicos aplicados al conjunto son muy elevados, las variaciones dimensionales entre las diferentes partes del sistema pueden ser excesivas, con lo que pueden generarse sobretensiones y deformaciones permanentes debido a la diferencia de estabilización térmica entre distintos materiales.

El análisis de estas y otras propiedades de los diferentes materiales ha llevado a emplear una serie de materiales más usualmente, en criogenia. A continuación se describen estos materiales y las propiedades que más los definen.

#### 7.5.1.1. Aluminio y sus aleaciones

Entre sus cualidades más satisfactorias, destacan:

- Ligero
- Fácil de mecanizar.
- Resistente a la corrosión.
- Resistente a la fluencia en frío
- Buena rigidez específica.
- Distorsión baja, es el material óptimo si se quieren evitar gradientes térmicos o cuando se prevén cambios bruscos de temperatura.
- Buena maquinabilidad con excelentes acabados superficiales.
- Abundante.

Inconvenientes:

- Relativamente caro.
- Alto coeficiente de expansión térmica.
- Da problemas de soldadura.
- Alta reflectividad, pero esto puede ser corregido mediante anodizado.

Una de las aleaciones más versátiles del aluminio es el SIMAGAL compuesta por aluminio mayoritariamente, pero que se compone también de silicio y aluminio, en proporciones máximas del 0,6%).

#### 7.5.1.2. Acero inoxidable

Ventajas:

- Térmicamente estable.
- Coeficiente de expansión bajo y próximo al de muchos materiales para lentes.
- Elevada rigidez y resistencia.
- Alta rigidez relativa, apropiado para sistemas sometidos a vibraciones.

Desventajas:

- Difícil de mecanizar.
- Caro.
- Más pesado que el aluminio.

#### 7.5.1.3. Latón

Como puntos a favor, se destacan:

- Muy poca fluencia en frío, útil en alta precisión.
- Es fácil de mecanizar

- Muy buena resistencia al desgaste por fricción.

En contra tiene:

- Pesado
- Baja rigidez específica
- Se expande casi tanto como el aluminio y tiene el doble de resistencia térmica.

#### 7.5.1.4. Otros materiales

Existen muchos otros materiales con propiedades específicas que son ampliamente empleados en aplicaciones específicas. Sin embargo, debido a las características del prototipo que se diseña, se destacaran los plásticos y materias compuestas aptos para criogenia.

Se emplean muchas materias plásticas que poseen una serie de propiedades importantes, tales como la baja conductividad térmica, baja densidad, elasticidad, o baja fricción. No obstante su uso está muy limitado por su tendencia a la fragilidad a bajas temperaturas. Ejemplos son el Teflón, el Vespel o el G10 (fibra de vidrio en una matriz de epoxy).

Como materiales compuestos se suele emplear plástico de fibra de vidrio, cuya resistencia es del mismo orden que la de los aceros, pero con una conductividad térmica mucho más baja (alrededor de unas treinta veces inferior).

#### 7.5.1.5. Especificaciones requeridas para los materiales en vacío

Los materiales empleados sistemas de vacío deben tener las siguientes propiedades:

- Para materiales que separan el medio externo a presión ambiental y el medio interno en vacío se exige mínima permeabilidad al paso de gas y propiedades de resistencia adecuadas para soportar los diferenciales de presión.
- La presión de vapor debe permanecer suficientemente baja a la máxima temperatura de operación para evitar la sublimación de los componentes sólidos.



- Los elementos a mantener en vacío deben fabricarse en materiales que no sean porosos o tengan grietas o ranuras que puedan crear bolsas de gas, atrapar suciedad o retener los fluidos empleados para la limpieza previa.
- Facilidad de limpieza.

Las características en vacío de los materiales anteriormente destacados son:

- Aluminio y aleaciones de aluminio: Las aleaciones de aluminio y magnesio son las más utilizadas, si bien debe rechazarse un alto contenido en zinc. Esto permite una muy buena resistencia a la corrosión, y baja permeabilidad. Su mayor problema es la tendencia a la distorsión y formación de poros en uniones soldadas.
- Acero: Se deben emplear aceros inoxidables para evitar que la corrosión superficial genere gases o proporcione superficies porosas.
- Latón: Puede emplearse si es necesaria una selección cuidadosa de la composición para asegurar una buena resistencia a la corrosión; no se recomienda el uso de piezas moldeadas porque suelen tener problemas de grietas y cavidades internas.

En el caso de otros materiales de interés para este diseño:

- Plásticos: Los plásticos generalmente desorben grandes cantidades de gas y tiene una alta permeabilidad en comparación con los metales, por lo cual deben ser usados lo mínimo posible. Existen ciertos plásticos cuyo uso está muy extendido en vacío, como son el Teflón (PTFE) por su bajo nivel de desgasificación y el policarbonato que tiene niveles de desgasificación moderados. El nylon, el acrílico, el PVC, el polietileno si no está bien desgasificado, son mucho menos recomendables que los anteriores. Las resinas sintéticas se desaconsejan.
- Grasas: Las grasas convencionales utilizadas como lubricantes suelen dar problemas porque contaminan el interior de las cámaras de vacío y deben evitarse en lo posible.

- Lubricantes secos: Son altamente recomendados por su baja presión del vapor, aunque tienen el inconveniente de que generan suciedad por desgaste. El  $\text{MoS}_2$ , el  $\text{WS}_2$  no dan problemas, el oro, la plata o el Teflón son adecuados, el grafito deja de ser buen lubricante cuando pierde el vapor de agua.

#### 7.5.1.6. Materiales seleccionados

En vista de las propiedades y comportamientos de los diferentes materiales en vacío se ha decidido emplear el Acero Inoxidable AISI 316 para todas las piezas a diseñar. Esta decisión obedece a su reducido coeficiente de expansión térmica, ya que las dimensiones de la máscara de la pupila tienen unas especificaciones dimensionales estrictas que cumplir. La estabilidad térmica del material también es un punto a favor a tener en cuenta, y las propiedades mecánicas, aunque no son tan importantes en este caso, también ayudan.

El hecho de haber decidido fabricar todas las piezas del mismo material obedece a la minimización de problemas por contracciones diferenciales.

Para los elementos de fijación del encoder que se prevén colocar, se establece como material óptimo el G10, ya que es compatible con condiciones criogénicas, con densidad reducida y propiedades elásticas.

Para las posibles interfaces del mecanismo con la base fría del criostato se empleará el aluminio, ya que es más económico y ese tipo de piezas no son de responsabilidad.

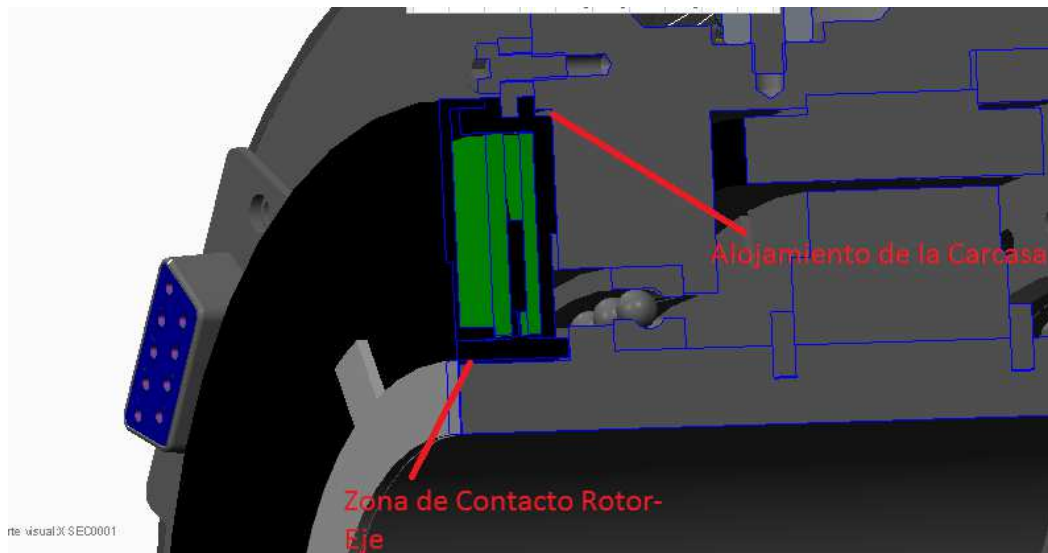
#### **7.5.2. Estudio de contracciones diferenciales**

El hecho de que existan diferentes materiales próximos o en contacto en el mecanismo, desde el punto de vista térmico, lleva a la necesidad de dimensionar algunas partes de piezas con el fin de que, en condiciones de operación, los tipos de ajustes que se necesitan sean los adecuados, y no se produzcan tensiones por interferencia excesiva ni holguras indeseables. En esta línea, el desarrollo del concepto de este mecanismo llevó a analizar aquellas partes sensibles desde el punto de vista de la temperatura. Concretamente, y dadas las decisiones tomadas en lo referente a la fabricación de las piezas con el mismo material, se debían analizar básicamente las interferencias del codificador con las piezas de acero inoxidable, ya que en el

resto del diseño se cuidó el problema de las contracciones diferenciales mediante las holguras adecuadas en las zonas de contacto.

El estudio realizado, específicamente, consistió en averiguar los diámetros oportunos de la zona del eje y la carcasa en contacto directo con el material del codificador (Ultem™). Las propiedades térmicas de este último material, dado que el fabricante del codificador no especificaba el subtipo de material dentro de la gama Ultem™, se supusieron en base a las de la gama más baja (véase anexo 4.6). La finalidad del estudio, por lo tanto, consistía en determinar los diámetros de acero pertinentes para conseguir los ajustes aceptables.

Esos ajustes, en base a las recomendaciones de montaje del codificador y a la experiencia adquirida por el IAC, deben ser de juego, limitándose en el caso de la interferencia rotor-eje a un ajuste de 0,05 mm de holgura radial en operación.



**Figura 29** Zonas sensibles de contracciones diferenciales

El proceso concreto de cálculo consiste en averiguar las dimensiones del rotor en frío e ir jugando con las dimensiones del eje a esa temperatura con el fin de determinar las dimensiones que permiten obtener el ajuste necesario. La descripción detallada de los cálculos viene reflejada en el anexo de contracciones diferenciales. Los resultados obtenidos son:

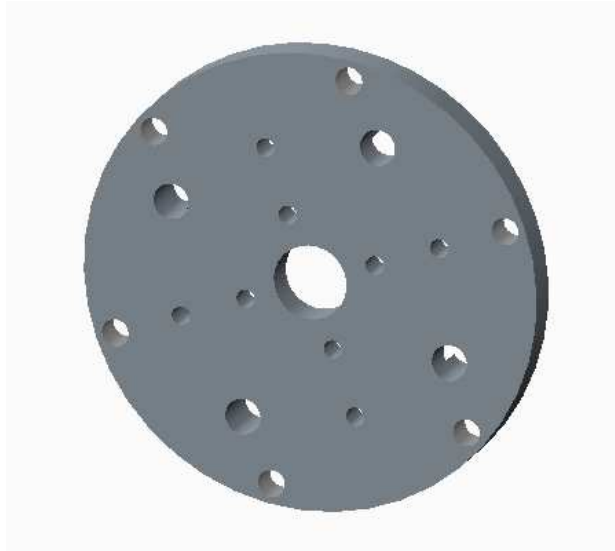
- **Interacción Rotor-Eje:** Se establece una medida óptima del diámetro del eje en caliente de 49,5 mm, ya que de este modo se obtiene un juego que se sitúa dentro de lo admisible.

- **Interacción Estator-Carcasa:** En este caso existen muchas medidas de diámetro de alojamiento que permiten juego entre los componentes, por lo que la decisión final sobre la medida de esta parte no es tan crítica, y se tiene más margen de maniobra de cara al dimensionado de la carcasa.

Más información sobre ese estudio aparece en el anexo 1.1 sobre “Contracciones Diferenciales”

### 7.5.3. Forma final de la máscara en el diseño

Durante la fase de diseño de la pieza que hace las veces de máscara se decidió que, como el mecanismo objeto de este documento constituye un prototipo del posible mecanismo final, no era estrictamente necesaria la fabricación de una máscara que tuviera la forma y espesor especificados en los requerimientos de diseño, pues en ese momento sólo se precisaba caracterizar el mecanismo desde el punto de vista mecánico. Ópticamente, lo único que era necesario asegurar era el perfecto alineado del mecanismo con el eje óptico. Por estos motivos, se decidió modificar la forma de la pieza de máscara de tal forma que se hicieran una serie de taladros en cruz, que permitirían detectar con facilidad si la radiación electromagnética incidente atravesaba el mecanismo, ya que se tenía pensado incluir en las pruebas una cámara, y esos taladros serían detectables por ella. Además, se añadieron cuatro taladros más con el objeto de poder incorporar, si así se requiriera en la fase de pruebas, una máscara habilitada para realizar el test de Ronchi, con el objeto de corroborar si la información del codificador es correcta. Por último, un taladro central, de mayor diámetro, permitiría la colocación de un polín con el objeto de conectar el mecanismo al pasamuros del criostato de pruebas.



**Figura 30** Forma ideada de la máscara del mecanismo

#### **7.5.4. Estudio de las alternativas de precarga**

Una vez solucionado el problema de la carcasa del mecanismo, se hizo hincapié en la mejor forma de dar precarga a los rodamientos del sistema, considerando las peculiaridades del sistema a diseñar y del entorno al que va a estar sometido. En este sentido, dado que el movimiento del mismo debe ser extremadamente lento, como así se muestra en los requerimientos de diseño, se optó por un criterio muy simple que permitió llegar a diversas soluciones perfectamente válidas. En este criterio se establece un momento resistente en el rodamiento tal que el funcionamiento del mismo se realizara con la mínima resistencia. Esto implicaba aplicar una fuerza axial al rodamiento igual a la mínima recomendada por el fabricante, ya que no se necesita par resistente, por el movimiento extremadamente lento del mecanismo y la no necesidad de oposición al movimiento de rotación del mismo. En otras palabras, la precarga aplicada a los rodamientos del sistema debe ser la mínima posible para que las bolas del mismo estén en contacto permanente con las pistas, de tal manera que se asegure un movimiento continuo durante el funcionamiento del sistema. Numéricamente, según el anexo de precargas (4.2), la fuerza axial mínima a aplicar es de 236,63 N.

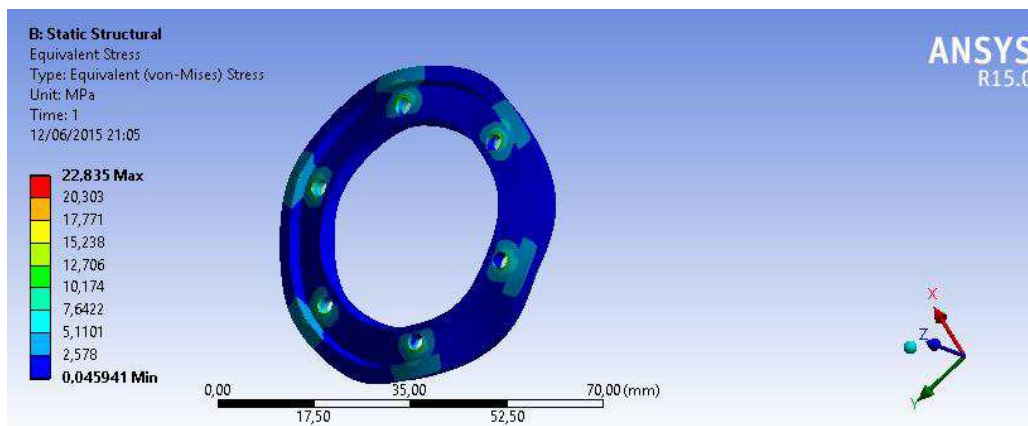
Para aportar esa precarga necesaria se barajaron diferentes posibilidades, entre las que destacan el empleo de una pieza de sacrificio, una pieza elástica y el uso de arandelas elásticas que aportaran fuerza axial a la pista inferior del rodamiento exterior del sistema.

Todos esos conceptos se analizan detenidamente en el anexo 1.2 de “Alternativas de Precarga”. Seguidamente se muestra un resumen del procedimiento y las conclusiones obtenidas.

#### 7.5.4.1. Pieza de sacrificio

En primera instancia, se analizó la opción de la pieza de sacrificio (tapa del eje), que permitiría, jugando con las tolerancias de fabricación de la misma y del eje del sistema, realizar la precarga mínima. La forma de la pieza se corresponde con la que se mencionó en el desarrollo en 2D del diseño, una pieza circular con sección en “L” en su parte externa, de tal forma que la longitud de la aleta de esa sección ejerciera la fuerza necesaria por dimensiones. Esta pieza iría atornillada al eje mecánico. Si esta precarga no fuera suficiente, la pieza en cuestión podría mecanizarse para que la interferencia con los rodamientos fuera mayor.

Esta pieza se analizó por elementos finitos, y se obtuvieron tensiones mínimas, del orden de 22 MPa debidas a la precarga y desplazamientos del orden de micras en sobre los ejes. El concepto de la pieza parece bueno, y no hay grandes objeciones a su utilización.



**Figura 31** Análisis de tensiones equivalentes en la pieza de sacrificio

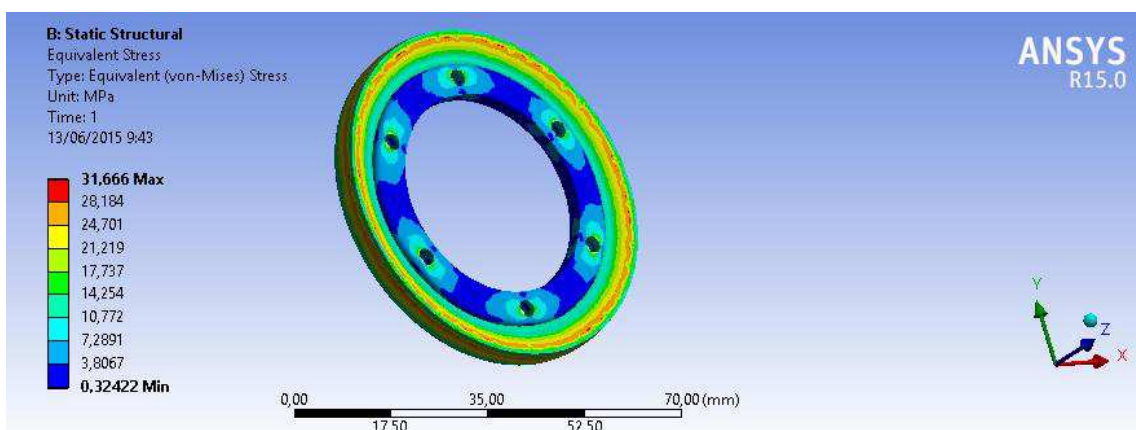
### 7.5.4.2. Pieza elástica

Como segunda opción, se analizó una pieza de acero cuya forma permitía absorber posibles desplazamientos debidos a un apriete no uniforme de los tornillos, y aportar una precarga uniforme a la vez en toda la pista exterior del rodamiento exterior.



**Figura 32** Sección de la pieza elástica

Se analizó también por elementos finitos este concepto, pero la imposibilidad de fabricación que llevaba implícita hizo descartar esta pieza. De todos modos, las tensiones máximas eran algo mayores, aunque dentro de límites aceptables.



**Figura 33** Análisis de tensiones equivalentes en la pieza elástica

#### 7.5.4.3. Arandelas elásticas onduladas

La tercera opción barajada, que se adoptaría en el caso de que no funcionara la primera alternativa, consiste en interponer entre el rodamiento y la tapa del eje, una o varias arandelas elásticas onduladas que al ser comprimidas ofrecieran la fuerza necesaria. Con esto en mente se buscó en los catálogos aquellas arandelas que cumplieran la condición de diámetro interior mayor o igual al diámetro exterior del eje mecánico y que pudieran aportar, una vez comprimidas, una fuerza aproximadamente igual a la fuerza de precarga mínima a aportar al mecanismo. La principal baza de esta opción de diseño es que permite mantener en todo momento, sobre toda la pista inferior del rodamiento, una fuerza uniforme, algo que no ocurre con la pieza de sacrificio.

#### **7.5.5. Estudio de la vida útil de los rodamientos**

En base al nivel de precarga deseado en el mecanismo, se realizó una estimación del número de ciclos que soportarían los rodamientos frente a la combinación de cargas debida al peso de los elementos a soportar y a la precarga axial empleada. El detalle del cálculo puede apreciarse en el anexo 1.3. El resultado fue bastante satisfactorio, con un valor de 3268 millones de revoluciones, lo que, unido al escaso movimiento del sistema constituye una amplia vida útil.

#### **7.7.6. Definición de la arandela de ballesta**

Otra de las preocupaciones fundamentales durante la fase de diseño del mecanismo de pupila rotante, fue la forma de la pieza que actúa de tope para la fijación axial del codificador sobre el eje. Si bien el fabricante recomendaba este tipo de piezas, quedaba por determinar si esa era la forma más correcta de fijación. Se concluyó que la pieza no iba a ser determinante en el funcionamiento o el diseño del sistema. Por consiguiente se optó por una pieza con tres pestañas separadas 120 grados que ajustaran axialmente el rotor.

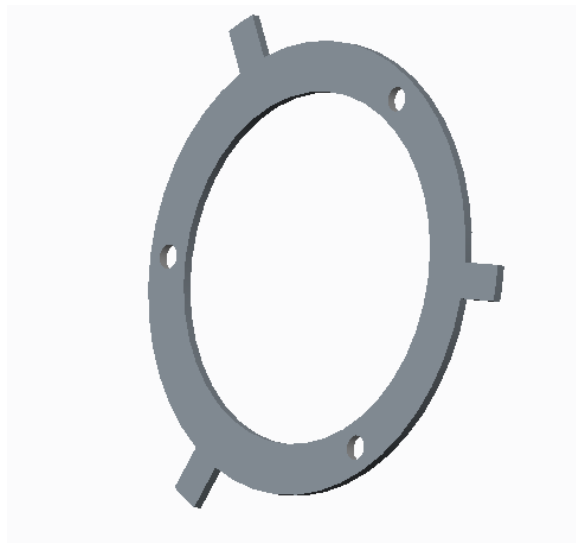
La fijación axial del rotor del encoder frente al tope mecánico del eje es un hecho recomendado por la documentación de montaje de este dispositivo. Por esta razón, se realizó un cálculo estimado de las dimensiones pertinentes de una pieza que hiciera efectiva esta sujeción. Este cálculo era necesario, debido a las contracciones diferenciales y a la



recomendación de fuerza en operación que recomienda la documentación del fabricante, que se sitúa en el rango de los 0,3 N.

El estudio se inició considerando una pieza circular con tres pestañas, tal y como recomienda el fabricante, que se atornillaría al eje mecánico y ejercería una fuerza axial debido a una diferencia de dimensiones longitudinales prefijada entre el espacio de eje habilitado para el rotor y éste mismo. Esa diferencia de longitudes, en criogenia sobre todo, debe provocar un desplazamiento en la pieza, haciendo que trabaje a flexión. Por ello, de cara al estudio, se supuso que cada pestaña actuaba como una viga en voladizo con una carga aplicada en su extremo. Se recomienda ver el anexo 1.4 sobre el “Cálculo de la Arandela de Ballesta”.

El material seleccionado para esta pieza era el G10, ya que como se explicó anteriormente, sus propiedades elásticas y su compatibilidad criogénica lo hacen ideal para los menesteres asignados.



**Figura 34** Pieza diseñada de la arandela de ballesta

El proceso consistió en conocer las propiedades térmicas de los tres materiales involucrados en el cálculo: Ultem™ (material del encoder basado en la PEI), G10 y acero inoxidable AISI 316. En base a esto se determinó un diámetro externo de cada pestaña y se trató de estimar la fuerza que realizaba el espesor disponible de plancha de G10, mediante el las expresiones que regulan el comportamiento de las vigas empotradas. Variando el gap axial entre eje y rotor se encontraron los resultados adecuados en frío, que se exponen en la siguiente tabla.

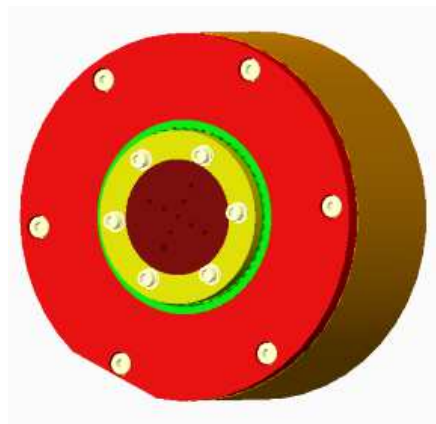
$\delta$ (Gap)	0,0235	mm
Lcryofree	2,631	mm
P	0,109	N
Fuerza Ejercida por el Gap		Cryo
Iy	0,33	mm <sup>4</sup>
Lcryofree	2,631	mm
$\delta$	0,0235	mm
E	275,8	N/mm <sup>2</sup>
P	0,356	N

**Tabla II** Fuerza ejercida por la ballesta

La longitud de las pestañas está calculada para que después de la contracción propia de las condiciones criogénicas siga existiendo contacto con el rotor, y por lo tanto, fuerza.

## 7.6. Evolución tridimensional del mecanismo

Posteriormente a las decisiones y estudios realizados hasta este punto, y revisando el modelo de carcasa que se tenía hasta ahora y se había dado por bueno, se determinó que la masa de acero de esta pieza era excesiva, lo que iba a aletargar el tiempo necesario de enfriamiento hasta temperaturas criogénicas. Por este motivo, principalmente, se optó por eliminar parte de la masa de la pieza. Esto se realizó, suprimiendo la parte externa de la pieza que no tenía función alguna en el comportamiento mecánico del mecanismo.



**Figura 35** Diseño tridimensional de partida

Aprovechando este diseño detallado de la pieza en cuestión se realizaron diversos taladros tanto en la superficie resultante tras la eliminación de la masa sobrante, como en las paredes que quedaron como resultado del rediseño. Todos esos taladros tenían dirección radial, y se colocaron en previsión de la colocación de la electrónica pertinente y de una posible carcasa

que cubriera todo el cableado del sistema. Un desarrollo más específico de la reducción de masa de la carcasa será desarrollado en el apartado de *Incorporación de la electrónica en el diseño*.

Pese a esta supresión de masa de la carcasa del sistema se mantuvo una parte plana inferior de la pieza, ya que esto facilitaba las tareas de sujeción y posicionado posterior del sistema en el criostato.

Revisando el modelo de carcasa fija, y considerando que para probar el mecanismo éste debe ir fijado a la base fría del criostato, se llegó a la conclusión de que sería necesario incluir en el diseño una pequeña placa o interfaz que permitiera fijar el mecanismo a sí misma y ésta a la base fría del criostato. El ancho de esta placa de aluminio debe ser tal que se alinee perfectamente el eje central del sistema con el eje del agujero superior del criostato de pruebas que se quiere emplear. Esta inclusión de la etapa de diseño de una nueva pieza en el sistema requirió modificar la parte plana de la carcasa fija, debiendo realizar una serie de taladros en el centro de la misma, para que su introducción en el criostato resultara factible. Para que la placa permitiese un la colocación rápida del sistema se idearon taladros para colocar dos pasadores, de tal manera que posibilitaran la rápida alineación de los taladros habilitados para los tornillos de fijación del mecanismo.

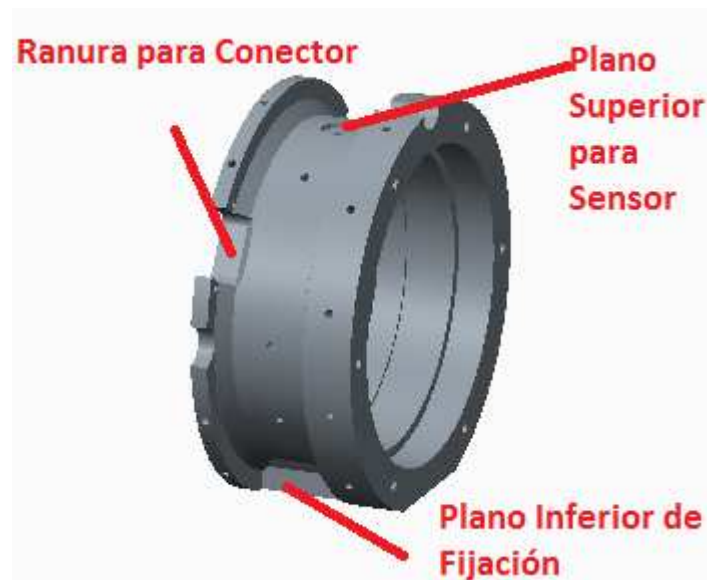
### **7.6.1. Incorporación de la electrónica en el diseño**

El mecanismo de pupila rotante con motor de eje hueco, para cumplir plenamente con la función para la que ha sido diseñado, requiere de electrónica, tanto para alimentar al motor como para recabar datos de posición del eje en cada instante. Para tratar de solventar ese inconveniente en el diseño, se habló con el departamento de electrónica del IAC, y se llegó a la conclusión de que lo ideal desde el punto de vista del montaje del cableado es que el sistema incorpore conectores que permitan simplemente montar el mecanismo en el criostato y conectar de forma sencilla todo el cableado.

En este sentido, se aprovechó la reducción de masa que había que realizar a la carcasa para incorporar los conectores. Esa reducción de masa, concretamente, consistió en eliminar material de la zona exterior central de esta pieza, quedando como resultado dos paredes radiales en la parte delantera y trasera de la carcasa, que permitirían dar soporte, por un lado, a la tapa

o interfaz frontal del sistema, con sus respectivos tornillos, y por otro lado a los conectores que deben colocarse.

El diseño final requiere dos conectores del tipo “d-sub”. El motivo de los dos conectores es que desde el punto de vista de las mediciones es necesario dividir la zona de señal con la de potencia. Además, el importante número de cables que es necesario conectar en la zona de señal es tan amplio que se necesita un conector aparte y ampliado con respecto al de potencia. Para ofrecer un alojamiento a los mencionados conectores, se habilitaron en la pared trasera dos ranuras, cuyas dimensiones permiten la incrustación de los conectores (pese a sus diferentes características, ambos conectores tienen las mismas dimensiones) de tal manera que queden separados 120 grados.



**Figura 36** Carcasa con las modificaciones propias de la electrónica

Los cables de señal dan soporte tanto al codificador como a los sensores de efecto *Hall*, y los de potencia tanto al motor como a la alimentación de los sensores. Estos sensores se incluyen en el sistema como método para corroborar la veracidad de la información obtenida del codificador, aunque éste ya ha sido probado en criogenia dando como resultado mediciones aceptables. Por otro lado, la inclusión de los sensores en el sistema obedece a una medida principalmente preventiva, por si el codificador sufriera algún percance durante las pruebas del prototipo. También, estos sensores permiten identificar la fase del motor que activar en cada momento, para asegurar un par continuo sobre el eje.

Es necesario recordar que los sensores de efecto *Hall* se suelen emplear para la medición de campos magnéticos, corrientes o la determinación de la posición. Si fluye corriente por uno de estos sensores y éste se aproxima a un campo magnético que fluye en dirección vertical al sensor, entonces se crea un voltaje saliente proporcional al producto de la fuerza del campo magnético y de la corriente. Esto permite apreciar las variaciones de campo magnético en el motor, que están directamente relacionadas con las fases del mismo.

El conocimiento de la mejor posición relativa de estos sensores hacia el rotor del motor, que era lo que se quería medir, no se tenía, por lo que se desarrolló un pequeño experimento que permitió adquirirlo. Ese experimento, que viene detallado en el anexo 2.3, obtuvo los siguientes resultados:

- La variación del voltaje dentro del sensor de efecto *Hall* era mayor si el sensor se situaba con la parte frontal de su cabeza de forma radial sobre los imanes del rotor.
- El sensor, colocado perpendicularmente al plano radial del rotor provocaba mediciones aceptables.
- La colocación del sensor con el lado más largo de la cabeza tangente al anillo que soporta los imanes las mediciones que se obtenían eran más sensibles a las variaciones de potencial.
- Lo óptimo era que la cabeza del sensor se situara justo en la circunferencia imaginaria que pasa por el centro de los imanes.
- Situación a una longitud de entre 3 y 5 mm de los imanes.
- Atenuación de la medida cuando el sensor se introduce en acero inoxidable.

En base a estos resultados se decidió alojar los sensores en la tapa frontal (o interfaz) del mecanismo, mediante la práctica de ranuras con tamaño suficiente como para que el sensor se ubicara en medio de ellas sin tener contacto con el acero que forma esta pieza.



**Figura 37** Interfaz del sistema con el diseño inicial de ranuras y aperturas para las PCI

En un inicio, dada la interpretación que se hizo de la información aportada por el fabricante del motor, se modificó la tapa del sistema con el objetivo de incorporar tres sensores de efecto *Hall* separados 120 grados mecánicos. La conexión de esos sensores con la parte de señal del sistema se realizaría a través de una placa de circuito impreso (PCI) por sensor, que ubicaría los mencionados sensores en las ranuras habilitadas a tal efecto. Por lo tanto, en principio, se tenían tres ranuras adaptadas en forma a las PCI espaciadas unos 120 grados físicos en la tapa del mecanismo (figura 37). La fijación de esa placa de circuito integrado a la tapa se realizaría mediante un tornillo por placa.

Para poder pasar los cables hasta esa parte posterior, se realizaron en las zonas donde iban a ubicarse las placas de circuito integradas unos taladros (cuyos centros coincidían con el diámetro externo de la tapa) y que posibilitaban conectar los sensores con el cableado posterior.

Una consulta al fabricante del motor reveló que realmente era necesario colocar tres sensores espaciados 120 grados eléctricos, no mecánicos, lo que llevó a una nueva modificación del sistema. Una estimación determinó que los 120 grados eléctricos, a lo largo del desarrollo temporal de la onda del campo magnético producido, se identificaban con 20 grados físicos, con lo que se modificaba completamente la tapa frontal.

Este problema se solventó mediante la incorporación de una sola PCI, que abarcara las conexiones de los tres sensores, situados radialmente y separados 20 grados. La forma de la apertura practicada en la pieza (figura 38) estaba pensada para ser dimensionalmente mayor que la placa de circuito impreso, de tal manera que en montaje se permitiera un ajuste de la posición de los sensores mediante el movimiento radial de la placa.

La fijación de la PCI se realizaría mediante dos tornillos, y unas ranuras radiales practicadas en esa placa permitirían el movimiento radial manual en torno al eje óptico, para ese ajuste necesario. Se dio por finalizada esta parte del diseño con este concepto.



**Figura 38** Diseño electrónico final de la interfaz del sistema

Un inconveniente importante en la integración electrónica fue el hecho de conectar el interior de la carcasa con el exterior, ya que los cables que controlan el motor de eje hueco deben realizar este recorrido. Dado que el estator del motor debía permanecer en una posición fija y relativa con respecto a los sensores de efecto *Hall*, posición que estaba por determinar empíricamente durante el montaje, se ideó una ranura amplia que permitiera una vez montado el conjunto mover el estator (y los cables) hasta que se consiguiera la posición óptima desde el punto de vista de las mediciones del sistema. La mencionada ranura se realizó finalmente de tal manera que coincidiera con el conector db9, facilitando la conexión (véase figura 39).

Como última consideración desde el punto de vista de la electrónica, se introdujo en la parte superior del cuerpo exterior de la carcasa un plano con un taladro, en el que se ubicaría un sensor de temperatura, con el fin de monitorizar la evolución térmica del mecanismo en condiciones criogénicas y de funcionamiento real. La ubicación no es la más idónea, pues no está cerca de los elementos susceptibles de calentamiento, pero el diseño mecánico realizado no deja mayor opción.



**Figura 39** Ranuras de conexión y para la ubicación del conector de potencia

En el anexo 1.5 se detalla de forma complementaria el diseño electrónico.

### 7.6.2. Estudio del centro de gravedad

La evolución en el diseño de este prototipo, por otro lado, llevó a la necesidad de comprobar la situación geométrica del centro de gravedad de los elementos móviles del sistema, que se corresponden con el eje y los componentes que se mueven solidariamente con el mismo.



**Figura 40** Posición del Centro de Gravedad (eje numerado) con respecto al Sistema de Referencia (xyz).



En este estudio se tuvieron en cuenta solamente las partes que poseían movimiento, y se empleó el módulo de medidas del programa *PTC Creo Parametric* para verificar esa posición. El resultado fue que el centro de gravedad estaba en las inmediaciones de la ubicación longitudinal del rotor del motor, a la mitad del eje, y coincidente con el eje óptico que debe pasar por el mecanismo cuando se encuentre en funcionamiento. De esto puede deducirse que la distribución de los elementos sobre el eje es bastante estable.

La descripción detallada de este estudio se relata en el anexo 1.6.

## **8. Solución final adoptada**

En vista de los estudios, análisis y consideraciones previas que se han descrito en el apartado anterior, se ha empleado finalmente un concepto del prototipo que sigue en la línea de los modelos anteriormente propuestos. Sin embargo, se han realizado dos pequeñas modificaciones que obedecen a incidencias de carácter práctico en el proceso de fabricación del prototipo. Estas modificaciones se corresponden con la eliminación del plano central de la parte inferior de la carcasa, que se une a la interfaz con la base fría del criostato, y la realización de algunos taladros adicionales en la interfaz del sistema, en previsión de facilitar el montaje posterior. También se añadió una pieza circular de aluminio que tape el cableado de la carcasa, lo que implica consideraciones estéticas.

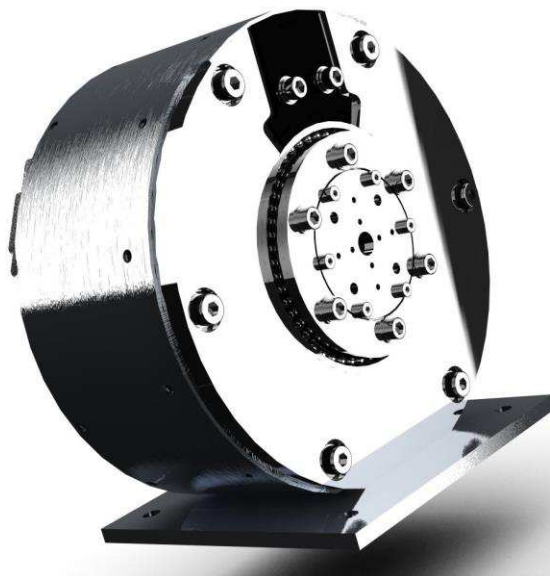
La primera modificación tuvo que realizarse para facilitar el hecho de que la fabricación del mecanismo pudiera efectuarse en un torno, ya que esa máquina herramienta era la que tenía una mayor disponibilidad en el momento de fabricación del mecanismo. Básicamente, se eliminó material de la zona central del plano de fijación, dejando solamente planas las zonas correspondientes a las paredes radiales de la pieza. Los taladros y pasadores que se habían realizado en un inicio en la parte del plano eliminada se distribuyeron entre las paredes resultantes.

Para mejorar la extracción y posicionado de la interfaz del sistema durante las fases de fabricación y montaje, se realizaron taladros frontales en la interfaz, para colocar tornillos extractores, y se montó también un pasador entre carcasa e interfaz para permitir un rápido posicionado relativo.

En el apartado presente de soluciones finales se van a describir brevemente todas las piezas diseñadas, destacando sus funciones específicas para la contribución al funcionamiento real del mecanismo, y se realizarán estudios de tolerancias de cara a la fabricación posterior del mismo.

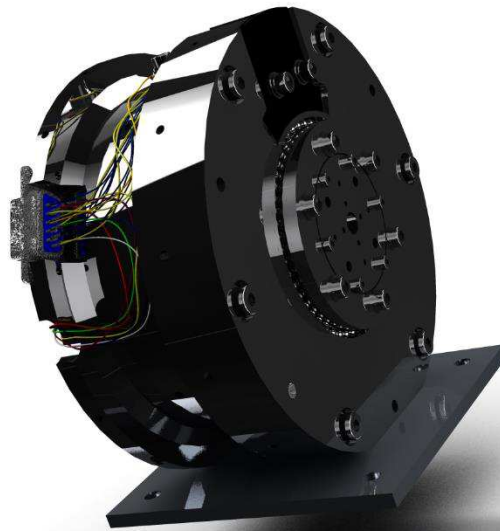
### 8.1. Descripción general del prototipo

El mecanismo final se corresponde con un diseño compacto que permite el giro de la máscara con movimiento preciso y continuo, permitiendo una coordinación y comunicación directa con los rotadores de campo del instrumento *HARMONI*. Esta coordinación hace efectiva la consecución del objetivo principal que lleva al desarrollo de este prototipo, el hecho poder enmascarar en cada instante la radiación emitida por la estructura del espejo secundario del telescopio.

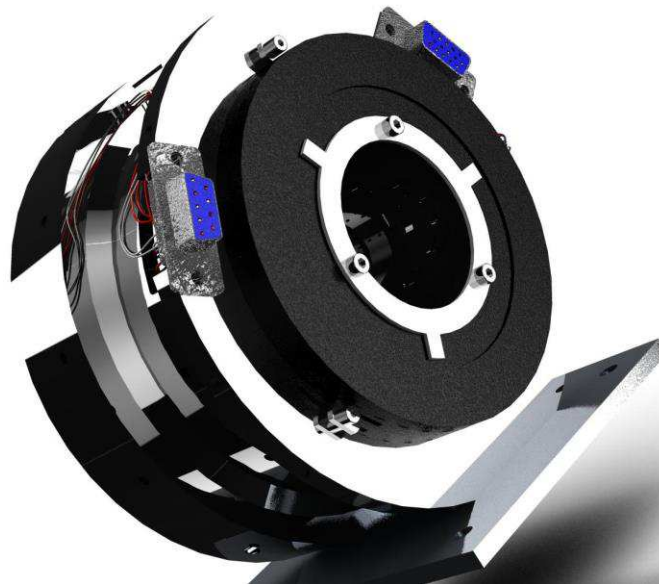


**Figura 41** Diseño final del prototipo de mecanismo de pupila rotante con motor de eje hueco

Para conseguir este tipo de movimientos, el mecanismo se apoya en la tecnología de un motor eléctrico de eje hueco realimentado con la información procedente de unos sensores de efecto *Hall* y de un codificador absoluto, que permiten determinar las fases a activar del motor en cada instante y la posición de la máscara. La necesidad de realizar un control de movimiento y de alimentar a los elementos electrónicos es suplida mediante la integración del diseño mecánico y electrónico en una unidad única, generando un producto sólido, muy compacto y con un aspecto final muy cuidado.

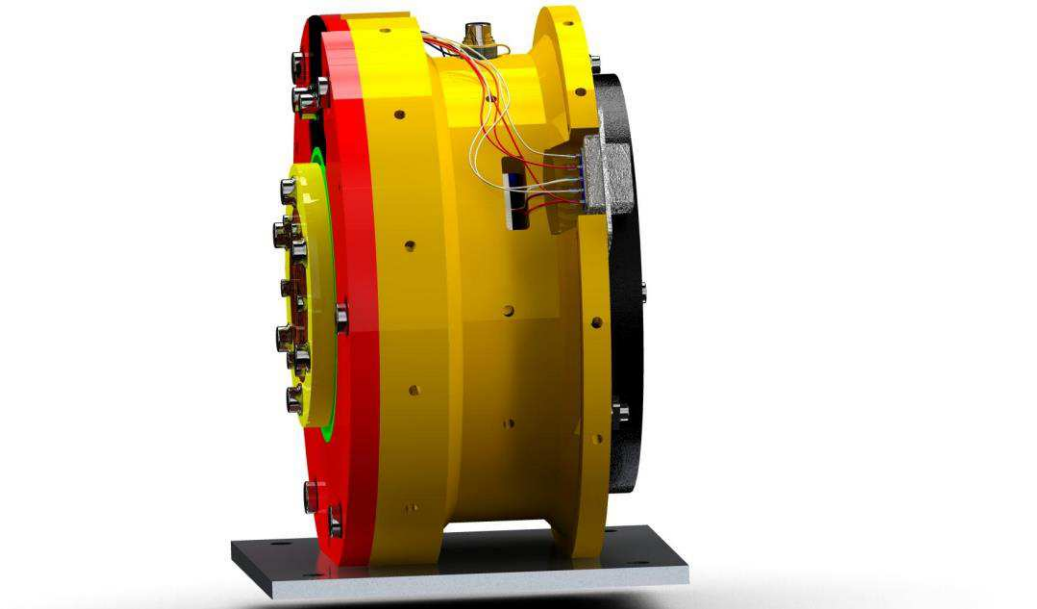


**Figura 42** Diseño mecánico y electrónico integrado, conector de señal



**Figura 43** Parte posterior del mecanismo, donde puede apreciarse la ubicación del codificador la ballesta de sujeción y los dos conectores d-sub.

El diseño que se presenta constituye un paso importante en el desarrollo de sistemas precisos de movimiento continuo que deben trabajar en criogenia, siendo notable el hecho de que constituye uno de los primeros prototipos a nivel mundial con estas características desarrollado para trabajar en estas condiciones.



**Figura 44** Diseño mecánico y electrónico integrado, conector de potencia

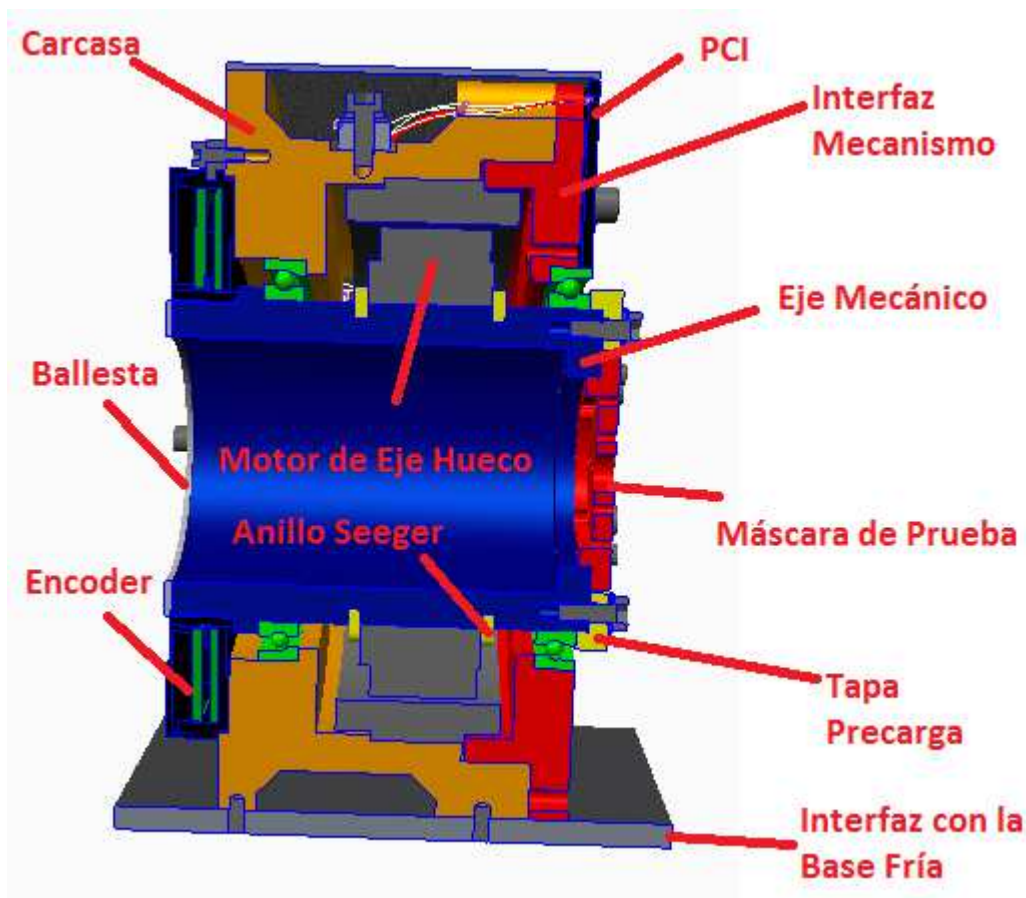
La distribución de los diferentes componentes necesarios a lo largo del eje se establece en base a los criterios desarrollados en el apartado anterior. El motor se ubica flanqueado por dos rodamientos, con las separaciones oportunas para evitar que se afecten mutuamente en funcionamiento. Esa separación está delimitada tanto por los topes mecánicos superiores de la interfaz frontal y la carcasa, que también definen la precarga sobre los rodamientos, como por los anillos *Seeger* incrustados sobre el eje mecánico.

En la parte frontal del eje mecánico se sitúa, de manera guiada por la propia forma interior del eje y atornillada al mismo, la máscara de pruebas que finalmente ha decidido emplearse para caracterizar el mecanismo. En la misma zona se ubica también la pieza de sacrificio seleccionada, que aporta la precarga deseada por interferencia de dimensiones, tal y como se explica en el anexo correspondiente. Entre los diámetros interno de la pieza de sacrificio y externo de la máscara se ha dejado un pequeño espacio para facilitar el montaje o sustitución de la máscara, de manera que resulte sencillo conseguirlo sin tener que desmontar la pieza de precarga.

Esta precarga, que se aporta axialmente por medio de esta pieza, se transmite hasta el rodamiento interior del mecanismo a través de la interfaz del mecanismo y la carcasa, dado el ángulo de contacto de las bolas con las pistas y la configuración dúplex practicada.

En la parte posterior de eje y carcasa se sitúa el codificador, sujeto axialmente por la pieza de ballesta diseñada y por tres pequeñas piezas en forma de pestaña que se enclavan en unas hendiduras del estator del dispositivo. Estas piezas, así como los tornillos que las fijan a la son suministradas por el fabricante del encoder. Un tope mecánico tallado en el eje separa y fija la posición de este codificador y del rodamiento interior.

El estator del motor de eje hueco queda completamente fijado por el alojamiento pertinente de la carcasa y la presión axial ejercida por la interfaz del mecanismo, que viene dada por seis tornillos radiales colocados entre carcasa e interfaz. El rotor, aunque se prevé que posea interferencia radial con el estator, se fija axialmente mediante anillos *Seeger*.



**Figura 45** Corte transversal del diseño final del prototipo

Los contactos de las piezas de acero diseñadas con los elementos comerciales se han cuidado para evitar problemas por contracciones diferenciales entre materiales. De este modo se han previsto una serie de holguras entre diferentes componentes. En primer lugar, se ha dejado un pequeño espacio longitudinal entre las patas de la interfaz que aprietan el estator del motor y el tope del alojamiento del estator en la carcasa, de tal forma que si el estator se contrae demasiado (no hay datos sobre esta contracción) se pueda asegurar la presión de la interfaz en frío. Por otro lado, los contactos radiales de carcasa e interfaz con el estator han sido eliminados, ya que podrían coincidir con la parte del bobinado inmerso en matriz de epoxi que forma parte de este elemento.

Para poder fijar el mecanismo en el interior del criostato donde pretende probarse, es necesario un elemento que se atornille al mismo y que a su vez permita el atornillado del conjunto a la base fría del criostato. Para esta finalidad se ha incluido una pequeña placa de aluminio (interfaz con la base fría), y se atornilla a la carcasa, en las partes donde no se ha eliminado material.

A continuación se hará una descripción exhaustiva de todas las piezas diseñadas, con el fin de aclarar las cualidades de cada una y su aportación al funcionamiento del conjunto. Se describirán también las especificaciones dimensionales y geométricas exigibles para cada una de ellas, que se desarrollan más detalladamente en los anexos pertinentes.

Se recuerda que las dimensiones generales del mecanismo, por lo general, vienen dadas por las dimensiones de los elementos comerciales seleccionados. Todos los tornillos deben llevar una arandela normal y otra grower, con el fin de distribuir mejor la carga que aportan.

## **8.2. Descripción detallada**

En el presente apartado se van a describir con más detalle las piezas que componen el mecanismo, destacándose las tolerancias de fabricación más importantes. El estudio de estas tolerancias puede estudiarse en los anexos 1.7 y 1.8, que detallan las tolerancias dimensionales y geométricas respectivamente.

### 8.2.1. Eje mecánico



**Figura 46** Eje Mecánico

Se trata de un elemento cilíndrico sobre el cual se van a situar los componentes del mecanismo de más importancia para el funcionamiento del mecanismo. Físicamente posee dos ranuras en su parte central en las que van alojados dos anillos *Seeger*, para la fijación axial del rotor del motor, y un tope mecánico que permite ayudar a la precarga del rodamiento interior y a fijar axialmente el rotor del codificador. Además, en las dos partes frontales del eje se sitúan diversos taladros para la fijación de algunos elementos.

Las medidas diametrales del eje obedecen, en la parte frontal, al diámetro interno de los elementos comerciales (50,8 mm), y en su parte posterior, al estudio de contracciones diferenciales (49,5 mm).

Desde el punto de vista de las tolerancias dimensionales, se establecen diversos ajustes a lo largo de su longitud axial. Esto es debido a la ubicación de todos los elementos, que requieren juegos o interferencias muy diferentes. En este sentido, se establecen controles tanto de dimensiones axiales, para la necesidad de aportar la precarga como para los diámetros. Estos últimos son destacables, ya que son importantes de cara a asegurar el funcionamiento del sistema. Concretamente, se establece; h6, para la zona donde se ubica la pieza de sacrificio, k4, para las zonas de interferencia con los rodamientos, y m3 para aportar una gran interferencia con el rotor del motor. Para la zona donde se ubica la máscara se prevé una tolerancia H6 lo que facilita su cambio o reparación.

Desde el punto de vista geométrico es importante cuidar la concentricidad de la superficie exterior del eje con respecto al eje óptico, con acabados superficiales especiales.

Los detalles geométricos y dimensiones aquí mencionados pueden ser vistos en el plano 83VM92201.

### 8.2.2. Interfaz del mecanismo



**Figura 47** Interfaz del Mecanismo

Esta pieza es muy importante, ya que aloja al rodamiento exterior, contribuyendo en su precarga, y aporta presión axial sobre el estator del motor, para lo cual tiene en su parte posterior unas patas cilíndricas que realizan la fuerza por interferencia. Dispone de seis taladros de métrica 4 dispuestos cada 60 grados y que coinciden con unos practicados en la carcasa, de tal modo que se asegure una presión continua. En su parte superior posee una forma que se amolda a la de una placa de circuito impreso, con tres ranuras para ubicar los sensores de efecto *Hall* y dos taladros para la fijación de la PCI. También dispone de taladros entre los que alojan a los tornillos principales, para colocar pasadores y tornillos de extracción, por cuestiones de montaje.

El diámetro del alojamiento del rodamiento tiene unas medidas de 63,5 mm, ya que es el diámetro externo de dicho rodamiento. El diámetro externo de la pieza es de 120 mm, y se establece así para que haya un espacio suficiente para la colocación de los tornillos principales, con material suficiente que los rodee. El diámetro externo de las patas es el mismo que el interno del alojamiento de las mismas en la carcasa, 94,9 mm, y tienen un espesor de 4 mm, lo que aporta rigidez a la hora de aportar la carga sobre el estator. El diámetro de ubicación del centro de las ranuras de los sensores (70,46 mm) obedece a la distancia que permite que las cabezas



de los mismos se sitúen en el centro de los imanes del rotor, tal y como requería el diseño electrónico.

Dimensionalmente debe cuidarse el espesor del tope mecánico y el ajuste radial con el rodamiento, lo que lleva a establecer una tolerancia de H4 para ese diámetro. También se establece que las patas deben tener un diámetro externo de 94,9 h4. Geométricamente la concentricidad con el eje óptico del diámetro externo de las patas y del alojamiento (tanto en interfaz como en la carcasa) es vital para asegurar un alineado perfecto con el mismo. Hasta tal punto es necesario esto que se ha especificado en los planos que los alojamientos de los rodamientos en carcasa y la interfaz se realicen a la vez, con ambas piezas atornilladas.

El plano correspondiente de esta pieza, donde pueden comprobarse estas consideraciones es 83VM92203.

### 8.2.3. Carcasa del sistema

Esta es la pieza mecánica que más se ha trabajado, de cara a incorporar la electrónica e integrarla en el sistema. Constituye el soporte principal de todos los elementos del sistema y sirve de guía para la introducción del estator del motor y la interfaz del mecanismo. Asimismo, posee ranuras para la ubicación de conectores y para las conexiones con el cableado de los elementos electrónicos internos del sistema. Se destaca un plano en la parte exterior superior de la pieza, que se emplea para la ubicación de un sensor de temperatura. En la zona superior se sitúa un semi-taladro realizado para permitir que el cableado saliente de la PCI se pueda llevar hasta los conectores traseros.



**Figura 48** Carcasa del Sistema

La forma interna de la pieza está constituida por alojamientos para los diferentes elementos que deben colocarse en el interior, sus diámetros coinciden con los de estos elementos. La parte posterior soporta el estator del codificador. Se aprecian taladros radiales en toda circunferencia exterior de la pieza, esto se hace para aligerar masa y para la colocación de una placa circular de aluminio que cubra toda la pieza, como se refleja en la figura 50.

En la parte inferior de la pieza se han realizado unos taladros, en las zonas planas practicadas, con el fin de ubicar los tornillos y pasadores de unión con la interfaz de la base fría. Frontalmente se ubican unos taladros que permiten la fijación de la interfaz del sistema.

Es necesario prestar especial atención a la distancia entre el tope mecánico, donde se sitúa el rodamiento interno, medida desde la superficie de apoyo del estator del codificador. Radialmente, y como se había mencionado en el caso de la interfaz, el alojamiento de ese rodamiento debe estar tolerado, 63,5 H4 mm. La zona de ajuste con las partes de la interfaz debe tener unas medidas comprendidas dentro de la terminología 94,9 H5, y la zona donde se sitúa el estator de 88,9 H5.

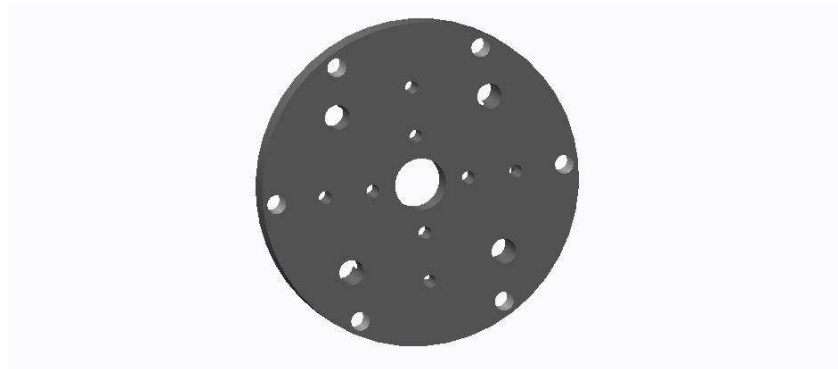
La concentricidad del alojamiento del rodamiento es, de nuevo vital, y se estableció que se realizara en conjunto con la interfaz del mecanismo. Esto puede apreciarse en el plano 83VM82202.

#### **8.2.4. Máscara**

Su forma se debe a lo expuesto en el apartado de análisis de soluciones. Es importante destacar que el diámetro exterior de las patas que se introducen longitudinalmente en la parte frontal del eje, de 30 mm, está tolerado en h5 para que se facilite su montaje y extracción, con un buen acabado superficial.

El plano correspondiente de esta pieza es 83VM92207.

El espesor efectivo de esta pieza se estableció en 3 mm, para dar robustez al diseño. La máscara se fija al eje mediante seis tornillos de métrica 2.



**Figura 49** Máscara de pruebas

#### 8.2.5. Tapa de precarga (pieza de sacrificio)



**Figura 50** Pieza de Sacrificio

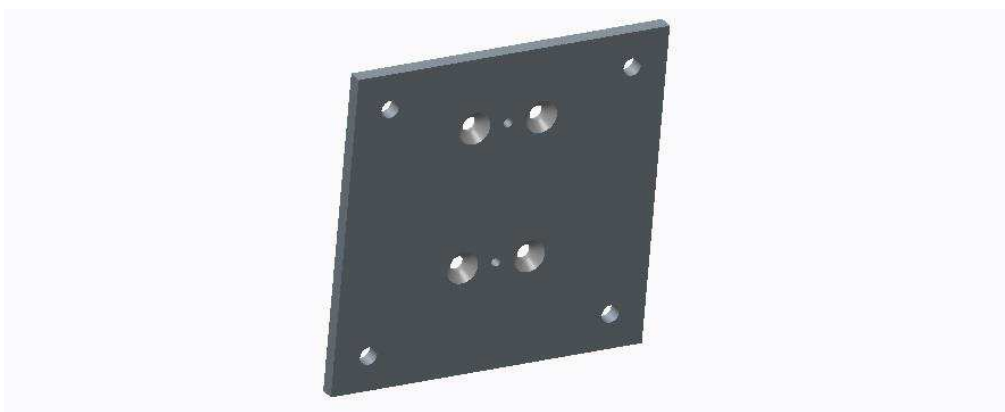
Se trata de la pieza seleccionada en el anexo de alternativas de precarga, su sección en forma de “L” en los extremos es la que aporta la fuerza sobre la pista inferior del rodamiento exterior. Debido a esto, es importante tolerar la longitud de la aleta,  $5_{0,013}^{0,026}$  mm, lo que obedece a las consideraciones que se reflejan en el anexo de precargas. El diámetro interno de la pieza, 38,3 mm, es suficiente como para dejar una holgura con la máscara que permita su extracción y montaje. La fijación al eje se realiza por medio de seis tornillos (M3), de tal manera que se distribuya adecuadamente la carga axial sobre los rodamientos. El plano es 83VM92204.

### 8.2.6. Soporte del mecanismo (interfaz con la base fría)

Esta pieza es la que permite atornillar el conjunto a la base fría del criostato, y es una placa de aluminio que posee, en su parte central, una serie de taladros para la unión con la carcasa. Dos de ellos son de 2,5 mm de diámetro, dispuestos en línea, para la ubicación de pasadores, y otros cuatro son taladros avellanados que albergan tornillos de métrica 4 con cabezas también avellanadas, es te avellanado obedece a la necesidad de que la parte donde se sitúa la cabeza de los tornillos sea totalmente plana, pues en ella se produce el contacto con la base fría.

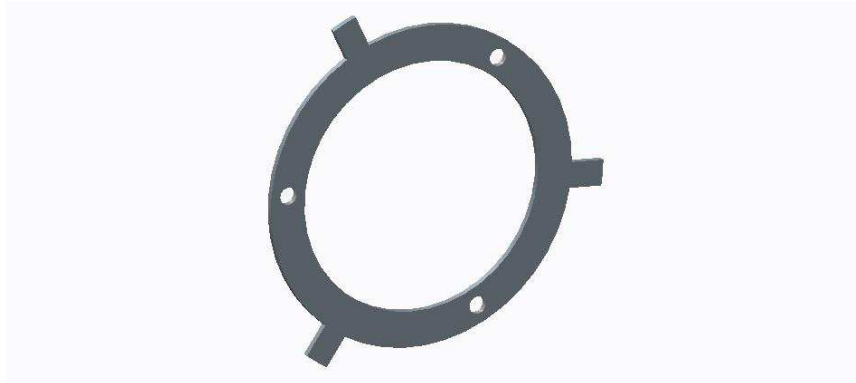
En las esquinas de la placa, se ubican sendos taladros pasantes de métrica 5, para efectuar el atornillado con la base del criostato, lo que puede observarse en el plano 83VM92206.

La planitud de la pieza es esencial para el alineado con eje óptico, así como su espesor, de 4 mm, que hace que el haz de luz de la ventana del criostato de pruebas coincida con el eje central de la máscara.



**Figura 51** Soporte del mecanismo

### 8.2.7. Ballesta



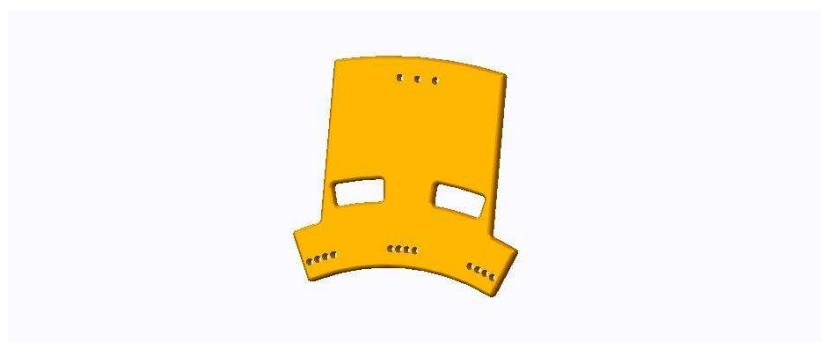
**Figura 52** Arandela de Ballesta

Se corresponde con la pieza diseñada en el anexo 1.4, sus dimensiones obedecen a las del eje en la zona donde se ubica, y a las consideraciones específicas que se describen en ese anexo. Se fija el eje por medio de tres tornillos M2,5. El plano correspondiente es 83VM92205.

### 8.2.8. Placa de circuito impreso (PCI)

Este elemento no se encuentra dentro del diseño mecánico propiamente dicho, pero su forma sí fue ideada por el alumno que redacta este proyecto, de tal manera que se adaptara a la apertura de la pieza de interfaz del mecanismo, y permitiera un cierto giro con respecto al eje óptico para la calibración de los sensores.

Las dos grandes ranuras que se aprecian son circulares, y permiten un movimiento relativo con respecto a los tornillos que las atraviesan. Los demás taladros presentes representan las conexiones con los sensores y el cableado que sale de los mismos.



**Figura 53** Placa de Circuito Impreso

### **8.3. Verificación de tolerancias**

Cuando se terminó la fase de diseño del mecanismo, se procedió a la fabricación del mismo lo que llevó a una posterior revisión de las dimensiones reales de las piezas construidas (anexo 1.9). El análisis se detalla en un anexo que se adjunta pero cabe destacar el cumplimiento de las tolerancias más vitales para el funcionamiento, lo que posibilita su funcionamiento, aunque algunas de las tolerancias menos importantes hayan sido incumplidas.

### **8.4. Cumplimiento de especificaciones de diseño**

Las especificaciones más importantes que debe cumplir el mecanismo se han implementado con efectividad en el diseño del mismo. Sin embargo, el hecho de que se haya tomado la decisión de cambiar la forma de la máscara por cuestiones de prototipado ha hecho que algunos de los requerimientos necesarios se hayan obviado, al menos momentáneamente, en vías de ofrecer una caracterización adecuada este primer prototipo de mecanismo de pupila rotante con motor de eje hueco. La valoración de las especificaciones de diseño se detalla en el anexo 1.10

### **8.5. Solicitaciones del mecanismo**

El proceso de diseño llevado a cabo para este mecanismo no tuvo en cuenta las solicitaciones a las que va a estar sometido el mecanismo, esto obedece a una sencilla razón, las dimensiones del eje y el movimiento y peso que debe soportar este no justifican la comprobación tensional de los elementos, tal y como se detalla en el anexo 1.11.

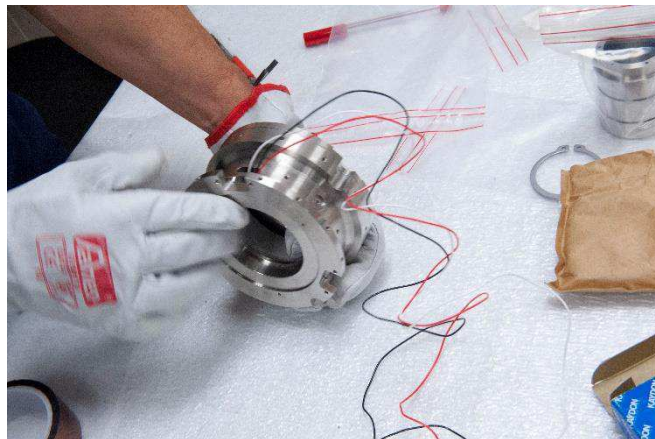
### **8.6. Presupuesto**

En base a los costes de los materiales (137,12 €), del personal (53788 €) y de la electrónica (2113 €) se establece un precio final de fabricación, diseño y montaje de cincuenta y seis mil treinta y ocho euros con doce céntimos (56038,12 €).

## 9. Montaje del mecanismo

Tras la fase de fabricación del mecanismo, se procedió a montar el prototipo con el objetivo de verificar en caliente el funcionamiento del mismo. Para ello se realizó previamente un documento, que se anexa en este proyecto (anexo 2.4), y que refleja el orden cronológico de las operaciones que deben realizarse, esos pasos se resumen a continuación:

1. Se monta el rodamiento sobre el eje mecánico de tal forma que su pista inferior coincida con el tope mecánico.
2. Al otro lado de ese alojamiento se situará el primero de los dos anillos *Seeger*.
3. El conjunto anterior se inserta en la carcasa.
4. Se monta el rotor del motor sobre el eje mecánico y se delimita axialmente con la colocación del segundo anillo *Seeger*.
5. Se introduce en la carcasa el estator del motor de eje hueco, el rotor debe quedar centrado con respecto al estator, tanto radialmente como axialmente.



**Figura 54** Montaje inicial de la interfaz sobre la carcasa, con el fin de ejercer presión para llevar el estator del motor a su posición axial

6. Se fija axialmente la interfaz del rodamiento o tapa, atornillándola a la carcasa, cuyas formas exteriores deberían coincidir.
7. Se realiza el acoplamiento del segundo rodamiento.

8. Se debe atornillar la pieza de sacrificio.
9. Se monta la máscara en la parte frontal del eje mecánico, es decir, en la parte del mismo con menor diámetro interior.
10. Se ensambla el codificador *Netzer*.



**Figura 55** Montaje del mecanismo, se puede apreciar el eje, el motor, la carcasa y el anillo Seeger exterior. Todos ellos se encuentran en sus posiciones finales

11. Para fijar axialmente el rotor del codificador se empleará la ballesta.
12. Se colocan los conectores db-9 y db-15 HD en las ranuras posteriores de la izquierda y de la derecha, respectivamente.

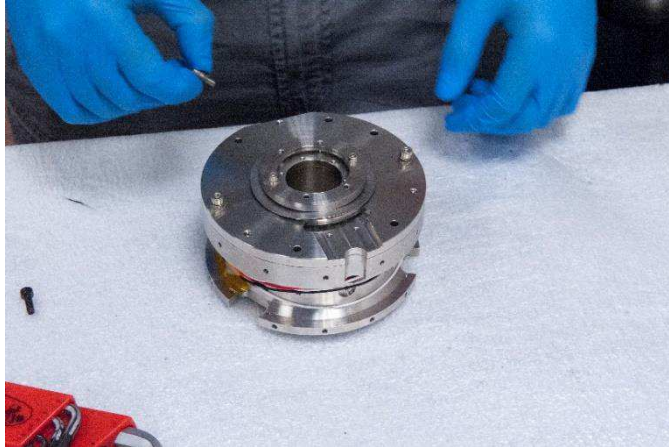


**Figura 56** Parte posterior del mecanismo en los instantes previos a la colocación del codificador



13. Se coloca el sensor de temperatura en el plano circular superior de la carcasa.

14. Se realiza la inserción de los tres sensores de efecto *Hall*.



**Figura 57** Mecanismo en la parte final del montaje

15. Se realiza el cableado del sistema para conectar todos los elementos electrónicos.

16. Se monta la placa de aluminio de tal manera que cubra todo el cableado y los taladros practicados en la misma coincidan con los existentes en la carcasa.

17. Se atornilla el conjunto al soporte del mecanismo.

18. Se fijan todos los elementos anteriores a la base fría del criostato.



**Figura 58** Mecanismo finalizado

### **9.1. Incidencias en el montaje**

Durante el montaje real del prototipo, fueron surgiendo pequeñas incidencias imprevistas en la fase de diseño, y debido a ellas hubo que modificar algunas de las piezas. Esto está desarrollado en el anexo de incidencias (anexo 2.5), y se resume a continuación.

- La introducción del estator del motor en el alojamiento pertinente fue complicado.
- La tapa sobresalía realmente unas 150 micras de su posición.
- El hecho de introducir el primer rodamiento en su posición sobre el eje fue complicado, ya que éste debía pasar por la zona axial central del eje, que tenía unas medidas ligeramente superiores.
- El anillo Seeger interior no pasaba por el alojamiento de la carcasa.

- Cuando se estaba introduciendo la tapa frontal del eje se apreció que los taladros practicados en la misma no coincidían del todo con los del eje mecánico.
- Al introducir la plaquita de G10 fue notable el hecho de que el rozamiento que provocaba esa pieza impedía el libre movimiento de rotación del eje.
- Los avellanados de los tornillos del soporte eran demasiado pequeños.

Como consecuencia de eso hubo que modificar piezas tales como el eje, la pieza de sacrificio, el soporte, la interfaz y la carcasa.

## 10. Planificación

A lo largo del tiempo real estipulado de realización de este proyecto, que se aproxima a 6 meses medio, se ha pasado por varias etapas hasta conseguir el objetivo final, que se identifica con la fabricación de un dispositivo plenamente funcional que cumpla con los requisitos preestablecidos, lo que se logró, en parte, gracias a una buena distribución y coordinación temporal de dichas fases. A continuación se explican las distintas fases en las que puede dividirse este proyecto, previa exposición de un gráfico de Gantt que demuestre la distribución de esas etapas. La consecución de todos los ítems fue crucial para la finalización a tiempo de este proyecto.

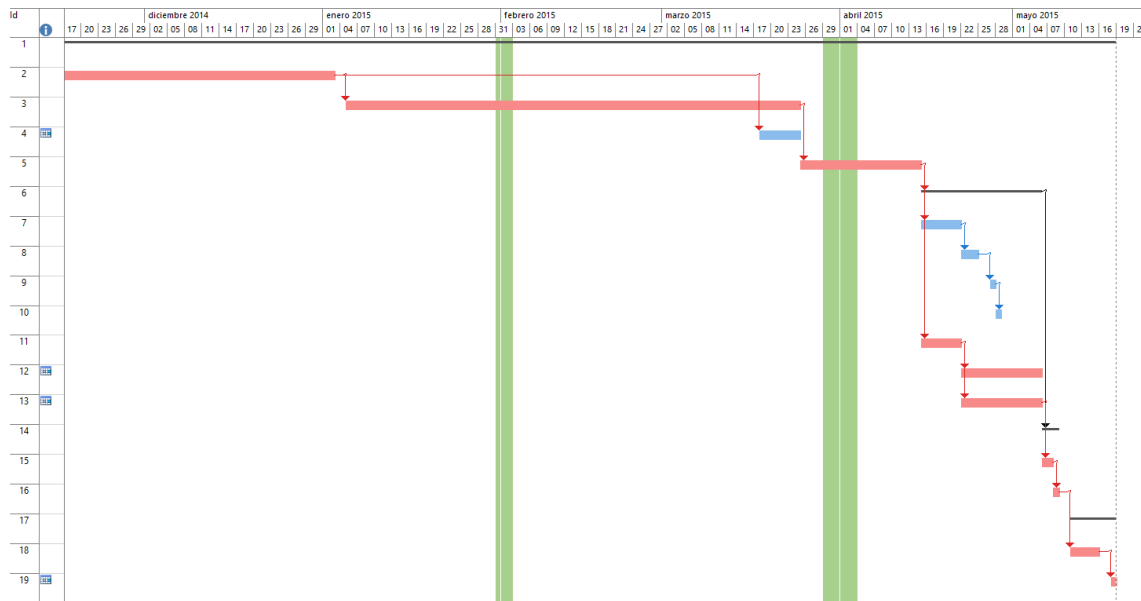
Seguidamente se muestra el resumen de la planificación del proyecto realizado, reflejando los ítems explicados en subapartados siguientes. Se expone primeramente una tabla que refleja el número identificativo de cada tarea, su duración y su relación con otras tareas.

<i>Número Identificativo</i>	<i>Nombre de tarea</i>	<i>Duración (Días Laborales)</i>	<i>Comienzo</i>	<i>Fin</i>	<i>Predecesoras</i>
<b>1</b>	<b>Mecanismo de Pupila Rotante</b>	<b>122 días</b>	<b>lun 17/11/14</b>	<b>lun 18/05/15</b>	
2	Adquisición de Conocimientos	33 días	lun 17/11/14	vie 02/01/15	
3	Diseño Conceptual Mecánico	55 días	lun 05/01/15	mar 24/03/15	2
4	Diseño Electrónico	5 días	mar 17/03/15	mar 24/03/15	2
5	Dealineación	10 días	mié 25/03/15	mar 14/04/15	3
<b>6</b>	<b>Fabricación</b>	<b>15 días</b>	<b>mié 15/04/15</b>	<b>mar 05/05/15</b>	<b>5</b>
7	Máscara	5 días	mié 15/04/15	mar 21/04/15	5

8	Tapa Precarga	3 días	mié 22/04/15	vie 24/04/15	7
9	Soporte	1 día	lun 27/04/15	lun 27/04/15	8
10	Ballesta	1 día	mar 28/04/15	mar 28/04/15	9
11	Eje	5 días	mié 15/04/15	mar 21/04/15	5
12	Carcasa	10 días	mié 22/04/15	mar 05/05/15	11
13	Interfaz	10 días	mié 22/04/15	mar 05/05/15	11
14	<b>Metrología</b>	<b>3 días</b>	<b>mié</b> <b>06/05/15</b>	<b>vie</b> <b>08/05/15</b>	<b>6</b>
15	Comprobación Dimensiones	14 horas	mié 06/05/15	jue 07/05/15	13
16	Evaluación	1 día	vie 08/05/15	vie 08/05/15	15
17	<b>Montaje</b>	<b>6 días</b>	<b>lun</b> <b>11/05/15</b>	<b>lun</b> <b>18/05/15</b>	
18	Reunión y Limpieza	5 días	lun 11/05/15	vie 15/05/15	16
19	Montaje	1 día	lun 18/05/15	lun 18/05/15	18

**Tabla III** Relación de tareas y duraciones

Ahora se expone el diagrama de Gantt, que muestra la distribución temporal de las tareas tenidas en cuenta en la tabla anterior.



**Figura 59** Diagrama de Gantt del proyecto, en rojo se muestra el camino crítico

En subapartados sucesivos se detallan las fases y tareas presentes en el gráfico anterior.

## 10.1. Adquisición de conocimientos

Dado el carácter específico de las aplicaciones de las actividades en las que se enmarca este proyecto, se hizo necesaria una fase de comprensión de los contenidos teóricos que debían aplicarse, en la que también se sitúa la revisión de la documentación previa, el aprendizaje de las herramientas informáticas y la búsqueda de información sobre mecanismos similares. Se estima que esa tarea llevó en torno a un mes y medio.

## 10.2. Diseño conceptual mecánico

Una vez se habían definido plenamente los parámetros y requisitos a tener en cuenta en el mecanismo, se pasó a un diseño conceptual del mismo, lo que duró dos meses y medio a partir de la fecha de finalización de la adquisición de conocimientos.

### **10.3. Diseño electrónico**

En la parte final del diseño mecánico se decidió comenzar con el desarrollo de la incorporación de la electrónica en el diseño, algo que llevó más tiempo para el diseño mecánico, por las modificaciones que hubo que realizar. Una vez decididos los elementos a incluir y su disposición en el diseño se comenzó con el diseño pleno de la electrónica que llevó entorno a cinco días.

### **10.4. Delineación**

Una vez finalizado el diseño completamente, se pasaron las piezas a delineación, con el fin de generar los planos que definieran completamente la forma de las mismas. Esta tarea se demoró 2 semanas, a partir de la finalización del diseño electrónico.

### **10.5. Fabricación**

Cuando se hubo definido completamente el prototipo, se comenzó con la fase de fabricación del conjunto. Esta fase se divide en varias tareas, que engloban a las diferentes piezas a fabricar. Cabe destacar que, dadas las características específicas de fabricación exigidas, la carcasa y la interfaz debieron fabricarse simultáneamente. Seguidamente se detallan brevemente los días empleados para cada pieza (la distribución temporal se apreciará en el diagrama de Gantt).

- Carcasa: 2 semanas.
- Interfaz del Mecanismo: 2 semanas
- Eje: 1 semana
- Máscara: 1 semana
- Soporte: 1 día

- Ballesta: 1 día
- Tapa Precarga: 3 días

La duración de la fabricación de todas estas piezas está íntimamente relacionada con los recursos disponibles, que se corresponden, para el caso de la fabricación, con dos operarios trabajando en sendas máquinas simultáneamente. Esto permite asignar, a cada uno de ellos, un conjunto de piezas a fabricar. El segundo operario debe trabajar simultáneamente en la fabricación de la carcasa y la tapa, ya que ambas piezas deben realizarse simultáneamente por exigencias de tolerancias geométricas, como se ha explicado anteriormente.

Puede deducirse que los recursos máximos que se tenían se correspondían con dos operarios trabajando simultáneamente. El segundo operario debe trabajar simultáneamente en la fabricación de la carcasa y la tapa, ya que ambas piezas deben realizarse simultáneamente por exigencias de tolerancias geométricas, como se ha explicado anteriormente. El primer operario, cuando termine su trabajo asignado, deberá emplearse en ayudar al segundo.

## **10.6. Metrología**

A medida que se iban finalizando las diferentes piezas, se iban comprobando las dimensiones en metrología, lo que llevaba en torno a 2 horas por pieza. Esto era realizado por un operario a la vez, cuya única dedicación diaria se debía al control dimensional. En la parte final de esta fase, se produjo una evaluación de los informes resultantes, que duró una jornada.

## **10.7. Montaje**

Cuando se finalizó la fase de comprobación de las dimensiones de las piezas, se reunieron todos los componentes necesarios y se limpiaron (1 semana), y luego se procedió a montar el mecanismo, lo que se realizó con los máximos recursos disponibles, un operario.



## 11. Orden de prioridad de los documentos

El orden de prioridad de los documentos del proyecto vendrá definido por lo establecido en la norma *UNE 157001* del año 2002, que se denomina “Criterios generales para la redacción de proyectos industriales”, en la medida en que pueda aplicarse a este documento:

1. Planos.
2. Presupuesto.
3. Memoria.

**Fecha:** Junio 2015

**Firma:** Cristian Estévez Díaz







# **Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

## **Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

### **Anexos**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos









**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

## **Anexos 1. Cálculos**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 1.1: Contracciones Diferenciales**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



# Índice

<b>ANEXO 1.1: CONTRACCIONES DIFERENCIALES .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>2</b>
<b>2. Introducción .....</b>	<b>2</b>
<b>3. Propiedades de los Materiales.....</b>	<b>5</b>
<b>4. Proceso de Cálculo .....</b>	<b>5</b>
<b>5. Toma de Datos .....</b>	<b>8</b>
5.1. Diámetro Interno del Rotor .....	8
5.2. Diámetro del Escalón de Alojamiento .....	10
5.2.1. Circunferencia Base .....	11
5.2.2. Circunferencia e incremento .....	13
<b>6. Cálculos de ajustes .....</b>	<b>14</b>
6.1. Sistema eje-rotor .....	15
6.2. Sistema estator-carcasa .....	16
<b>7. Conclusiones .....</b>	<b>17</b>

## 1. Resumen

En este anexo se realizará un estudio de las contracciones entre materiales diferentes en puntos críticos del mecanismo de pupila. Este estudio tratará de aportar luz sobre las medidas óptimas de los elementos a diseñar, con el fin de que se cumplan los requisitos de montaje de los elementos comerciales, cuyas medidas no deben ser modificadas. El estudio se centra en determinar las medidas de las piezas que se encuentran en contacto con el codificador, ya que constituye el único material realmente distinto en el mecanismo. Dado que se disponía de estos elementos comerciales, para determinar sus tolerancias de fabricación se realizó un estudio estadístico de las medidas de estos elementos, y en base a los valores obtenidos se comenzó con el análisis.

## 2. Introducción

Por lo general, la materia se dilata al calentar y se contrae al enfriarla. Se denomina dilatación térmica al aumento de longitud, volumen o alguna otra dimensión métrica que sufre un cuerpo físico debido a la variación de temperatura que se provoca en él por cualquier medio.

En un sólido, por ejemplo, las moléculas inicialmente tienen una posición razonablemente fija dentro de él. Cada átomo de la red cristalina vibra sometido a una fuerza asociada a un potencial. La amplitud del movimiento dentro de dicho átomo dependerá de la energía total de átomo o molécula. Al absorber calor, la energía cinética promedio de las moléculas aumenta y con ella la amplitud media del movimiento vibracional (ya que la energía total será mayor tras la absorción de calor). El efecto combinado de este incremento es lo que da el aumento de volumen del cuerpo.

En los gases el fenómeno es diferente, ya que la absorción de calor aumenta la energía cinética media de las moléculas lo cual hace que la presión sobre las paredes del recipiente aumente. El volumen final por tanto dependerá en mucha mayor medida del comportamiento de las paredes.

La propiedad física que determina para cada material cómo cambian sus dimensiones con la variación de la temperatura se denomina coeficiente de dilatación térmica, y se mide en unidades de temperatura a la inversa.

Para los sólidos, el tipo de coeficiente de dilatación más comúnmente usado es el coeficiente de dilatación lineal  $\alpha_L$ . Para una dimensión lineal cualquiera, se puede medir experimentalmente comparando el valor de dicha magnitud antes y después de cierto cambio de temperatura, como:

$$\alpha_L \approx \frac{1}{l_0} \cdot \frac{\Delta l}{\Delta T}$$

**Ecuación 1** Expresión del Coeficiente de Expansión Térmica Lineal

Donde:

$$\alpha_L \equiv \text{Coeficiente de Expansión Térmica Lineal [K}^{-1}\text{]}$$

$$l_0 \equiv \text{Longitud Inicial [m]}$$

$$\Delta l \equiv \text{Variación de Longitud [m]}$$

$$\Delta T \equiv \text{Variación de Temperatura [K]}$$

A continuación se muestra una tabla con los coeficientes de expansión térmica de algunos materiales. Puede apreciarse claramente la variabilidad de esta propiedad dependiendo del material considerado.

Material	Coefficiente de Expansión Térmica [K <sup>-1</sup> ] x 10 <sup>-6</sup>
Aluminio	25
Acero 1020	12
Acero Inoxidable	17,3
Nylon 6,6	80
Polietileno	100

**Tabla I** Coeficiente de Expansión Térmica para diferentes materiales. Fuente: Donald R. Askeland & Pradeep P. Phulé, 2004, Ciencia y Tecnología de Materiales, pág. 926

Cuando se produce un cambio en la temperatura del ambiente cercano a un material, es posible averiguar cuál va a ser su dimensión final, de acuerdo a la siguiente expresión:

$$\Delta l = l_0 \cdot \alpha_L \cdot \Delta T$$

**Ecuación 2** Variación de la longitud con la temperatura

Donde:

$\Delta l \equiv$  Cambio en la longitud debido a la temperatura [m]

$l_0 \equiv$  Longitud inicial antes del cambio térmico [m]

$\alpha_L \equiv$  Coeficiente de expansión térmica [K<sup>-1</sup>]

$\Delta T \equiv$  Diferencia de temperaturas final e inicial [K]

Las aplicaciones de esta propiedad térmica son enormes, y van desde la construcción de termómetros con barras de aluminio y hierro soldadas hasta la utilización de la temperatura para montar cilindros encamisados o sujetar radialmente ciertos tipos de piezas.

El coeficiente de dilatación térmica determina, pues, cómo van a variar las dimensiones con la temperatura, es decir, cómo se deforma el material en función de esa magnitud. Por lo tanto, resulta sencillo, una vez se conoce como se deforma, traducir dichas deformaciones en tensiones internas en el material.



### 3. Propiedades de los Materiales

En este apartado se comentarán las propiedades de los diferentes materiales empleados en el análisis del sistema. Dichos materiales son acero y el polímero Ultem™, que se corresponde con el material del que está fabricado el codificador. Las propiedades de los mismos van a determinar claramente los resultados del análisis, y es importante conocerlas.

Es destacable el hecho de que el fabricante del encoder absoluto no especifica el tipo de Ultem™ empleado para fabricarlo. Para los cálculos desarrollados en este anexo, se van a suponer las propiedades de la polieterimida (PEI) para este material, ya que está basado en este tipo de polímero amorfo, como se explica en el catálogo Ultem™ adjunto.

	Acero	PEI
<b>Módulo elástico (MPa)</b>	210000	3100
<b>Coefficiente de Poisson</b>	0,28	0,44
<b>Módulo cortante (MPa)</b>	79000	
<b>Densidad (Kg/m<sup>3</sup>)</b>	7700	1270
<b>Límite de tracción (MPa)</b>	723,83	85
<b>Límite de compresión (MPa)</b>		140
<b>Límite elástico (MPa)</b>	620,42	
<b>Coefficiente de expansión térmica (K<sup>-1</sup>)</b>	1,30E-05	5,58E-05
<b>Conductividad térmica (W/m.K)</b>	50	0,22
<b>Calor específico (J/Kg.K)</b>	460	2000
<b>Cociente de amortiguamiento del material</b>		

**Tabla II** Relación de Propiedades del Acero y la Polieterimida. Fuente: Base de Datos de SolidWorks

Como puede apreciarse, el efecto de dilatación con la temperatura es más pronunciado en el caso de la polieterimida, que quintuplica prácticamente el valor del acero.

### 4. Proceso de Cálculo

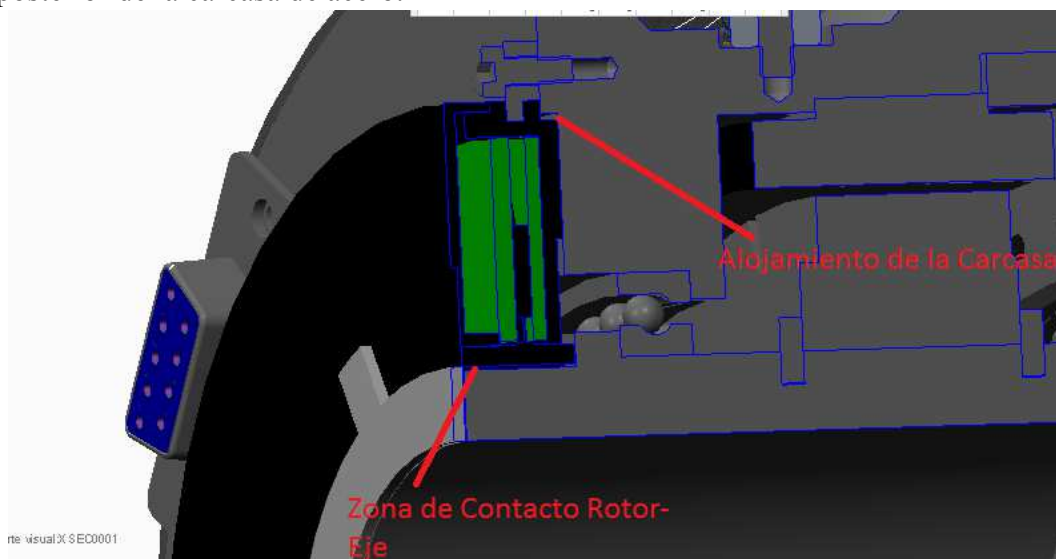
Para hacer efectivo el estudio del impacto de las contracciones diferenciales en el sistema, se deben conocer las dimensiones en caliente de los diferentes elementos presentes, como condición inicial para determinar si puede existir o no interferencia en frío. De esas dimensiones, se conocen las de los elementos comerciales, como puede ser el codificador del

sistema, pero deben definirse las medidas de las piezas a diseñar para que los ajustes de piezas en frío sean aceptables. Esas piezas se corresponden con las zonas de la carcasa del sistema y del eje mecánico que deben soportar o fijar el codificador, ya que es el elemento realmente diferenciado dentro del mecanismo, por ser el único que no es de acero.

En este sentido, el proceso de cálculo consiste, en primer lugar, en una toma de datos de las medidas del codificador y su posterior tratamiento, con el fin de obtener una medida que refleje la media de todos los datos obtenidos, con unas tolerancias de fabricación obtenidas a raíz del tratamiento estadístico.

Posteriormente a esta toma de datos, se procede a realizar cálculos de los tipos de ajustes que se obtendrían en frío y en caliente, dejando como variables las dimensiones nominales de las piezas de acero inoxidable que es necesario diseñar. Concretamente, se deben proponer medidas y tolerancias tentativas sacadas de los datos del fabricante, para ir determinando los ajustes en frío y en caliente de los elementos a medida que se van cambiando los valores nominales iniciales propuestos. El resultado se toma por válido cuando los juegos o aprietes en frío se acercan a lo establecido como válido, teniendo en cuenta lo recomendado por el fabricante.

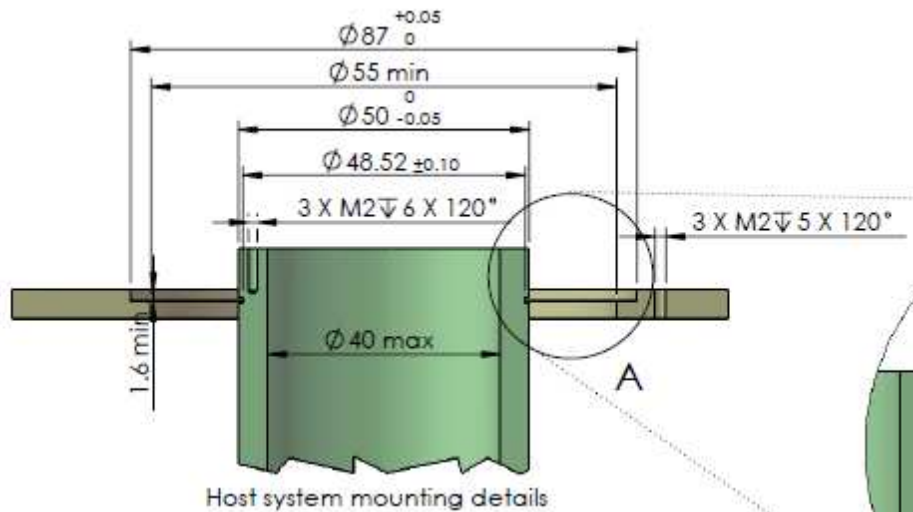
Los valores nominales que es necesario comprobar se corresponden con el diámetro interno del rotor del codificador, que interactúa mecánicamente con el eje mecánico de acero, y el diámetro externo del estator correspondiente al escalón donde debe sujetarse el encoder, en la parte posterior de la carcasa de acero.



**Figura 1** Identificación de las Partes de Estudio en el Sistema

En el primero de los casos, en el catálogo de datos del codificador que se adjunta en este proyecto, se especifica una excentricidad diametral admisible de  $\pm 0,1$  mm. Esto, en la práctica, resulta un valor bastante amplio, debido a que implica un ajuste de juego o interferencia equivalente a este valor, que es grande para un mecanismo de precisión como el que se diseña. Por este motivo, se establecerá como límite una tolerancia del tipo de ajuste  $\pm 0,05$  mm en condiciones de operación, para limitar las posibles holguras o tensiones excesivas debidas a juegos o interferencias. Por otro lado, en el anexo de montaje del encoder se especifica explícitamente un valor dimensional del eje de 50 mm, con una tolerancia superior de 0 mm e inferior de  $-0,05$  mm. Estos valores están establecidos para un montaje a temperatura ambiente, por lo que deben comprobarse a la temperatura de funcionamiento del sistema, que se supone en 80 K.

Haciendo referencia ahora al segundo caso, se dice en el documento de montaje que el diámetro de la pieza que sujete el estator debe ser de 87 mm, con tolerancias de 0,05 mm (superior) y 0 mm (inferior). De nuevo es necesario verificar para estas medidas el tipo de ajuste en frío.



**Figura 2** Especificaciones de Montaje del Anexo de Montaje del Encoder

Debido a las amplitudes de tolerancias válidas según el fabricante para garantizar el funcionamiento del componente y a la diferencia de propiedades mecánicas de los materiales en contacto, se ha establecido preferiblemente que el tipo de ajuste sea juego en los dos casos estudiados, quedando éste más limitado en el caso del eje, por razones funcionales.

## **5. Toma de Datos**

Como en los documentos del codificador no se especifican tolerancias de fabricación, se ha optado por realizar medidas empíricas de las dimensiones que se estudian para tratar de determinar tanto las medidas nominales reales como las tolerancias de fabricación estimadas. En este sentido, y para que las medidas pudieran ser consideradas como valores estadísticos, se obtuvieron 21 datos de cada una de las dimensiones objeto de estudio. Esto permite obtener los valores nominales (considerando la media de todos los datos) y las tolerancias (desviaciones máximas y mínimas con respecto a la media). A continuación se van a exponer los datos estimados para los dos diámetros en estudio.

### **5.1. Diámetro Interno del Rotor**

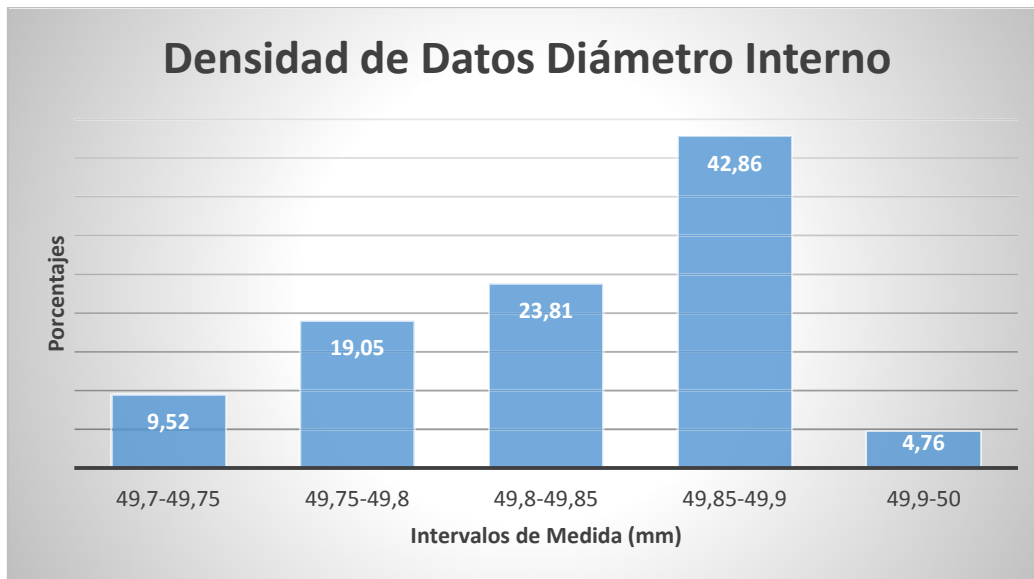
En este caso las medidas se tomaron con la ayuda de un calibre, y se medía el mismo diámetro en múltiples direcciones, con lo que se iban obteniendo datos como los que aparecen a continuación.

Medidas Rotor	Øint (mm)	Desviaciones con Respecto a la Media (mm)
1	49,84	0
2	49,89	0,05
3	49,9	0,06
4	49,84	0
5	49,74	-0,1
6	49,9	0,06
7	49,78	-0,06
8	49,82	-0,02
9	49,88	0,04
10	49,79	-0,05
11	49,78	-0,06
12	49,87	0,03
13	49,87	0,03
14	49,74	-0,1
15	49,87	0,03
16	49,82	-0,02
17	49,89	0,05
18	49,77	-0,07
19	49,87	0,03
20	49,93	0,09
21	49,85	0,01

**Tabla III** Medidas Empíricas Diámetro Interno del Rotor

La media aritmética de este conjunto de valores se establece en 49,84 mm, con lo que se toma ésta como valor nominal del diámetro interno del rotor. En cuanto a las tolerancias superiores e inferiores, éstas se han obtenido evaluando la mayor y la menor desviación del conjunto con respecto a la media. Se tiene que la tolerancia superior es, por tanto, 0,09 mm, y la menor -0,1 mm.

Para tratar de caracterizar la muestra estadística, se construyó un gráfico que reflejara la densidad de datos en referencia a unos conjuntos preestablecidos.

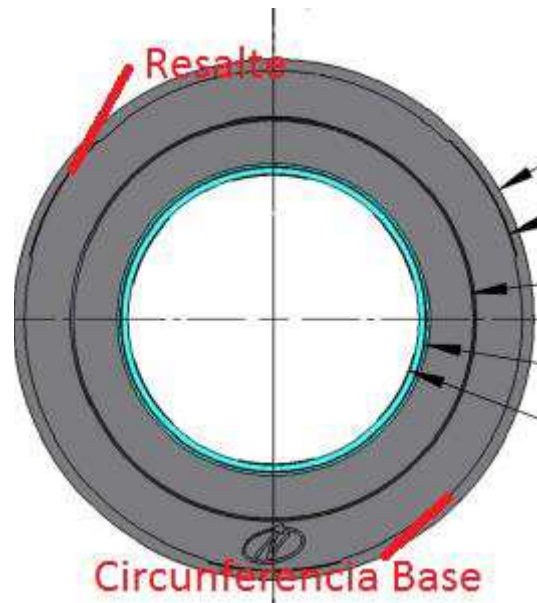


**Figura 3** Densidad de Datos en el Diámetro del Rotor

Se observa un reparto amplio de las medidas, estableciéndose la mayor parte de ellas en la franja correspondiente a la ubicación de la media aritmética, como es lógico.

## 5.2. Diámetro del Escalón de Alojamiento

En este caso, la medida de esta dimensión fue algo más complicada, ya que la forma no era totalmente circular, poseía tres resaltes espaciados  $120^\circ$  a lo largo de una circunferencia base. Para paliar este inconveniente, se tomaron medidas inicialmente de esta circunferencia, y posteriormente de la medida del diámetro de esta circunferencia más el incremento de medida que aportaba uno de los resaltes. Para hallar el diámetro medio correspondientes se hallaron las medias aritméticas de los dos conjuntos de datos y se obtuvo con ellas la diferencia de medida promedio entre ambas. El diámetro nominal es entonces la menor media más este incremento.



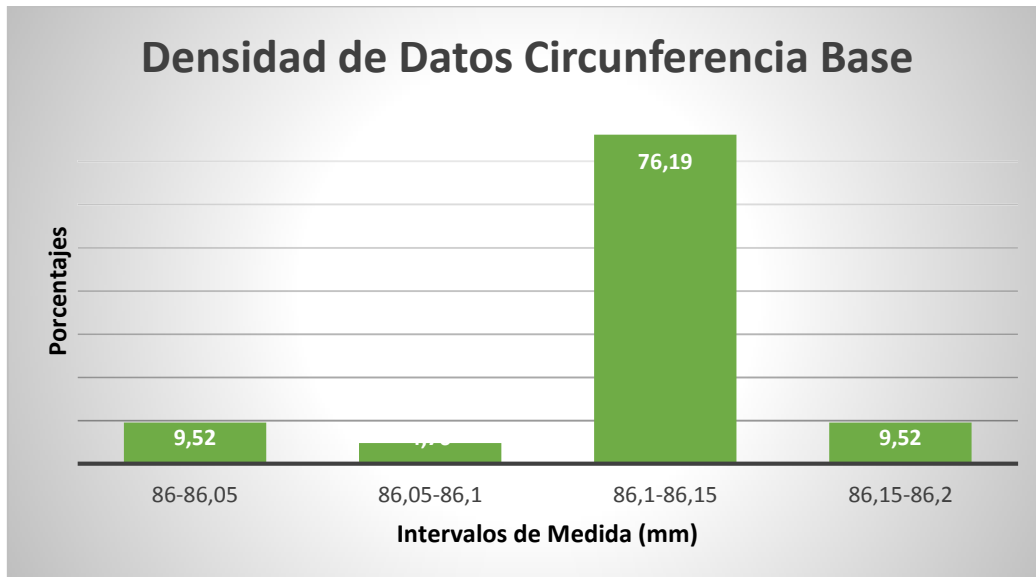
**Figura 4** Identificación de las partes de la Circunferencia del Alojamiento en el Rotor

### 5.2.1. Circunferencia Base

Medidas Carcasa	$\varnothing$ (mm)	Desviaciones con Respecto a la Media (mm)
1	86,14	0,0161
2	86,05	-0,0738
3	86,11	-0,0138
4	86,15	0,0261
5	86,12	-0,0038
6	86,13	0,0061
7	86,15	0,0261
8	86,14	0,0161
9	86,15	0,0261
10	86,12	-0,0038
11	86,16	0,0361
12	86,13	0,0061
13	86,08	-0,0438
14	86,16	0,0361
15	86,13	0,0061
16	86,13	0,0061
17	86,03	-0,0938
18	86,15	0,0261
19	86,13	0,0061
20	86,12	-0,0038
21	86,12	-0,0038

**Tabla IV** Medidas Empíricas de la Circunferencia Base

La media de la circunferencia base es de 86,12 mm. Como complemento estadístico, se realizó un análisis de datos en el que se englobaron los mismos en grupos de medidas, con el fin de localizar la franja de mayor localización de valores. De nuevo es posible determinar que la gran parte de los datos está situada en la franja correspondiente a la media, aunque en este caso está bastante menos repartido que en el caso del diámetro del rotor.



**Figura 5** Densidad de Datos en la Circunferencia Base

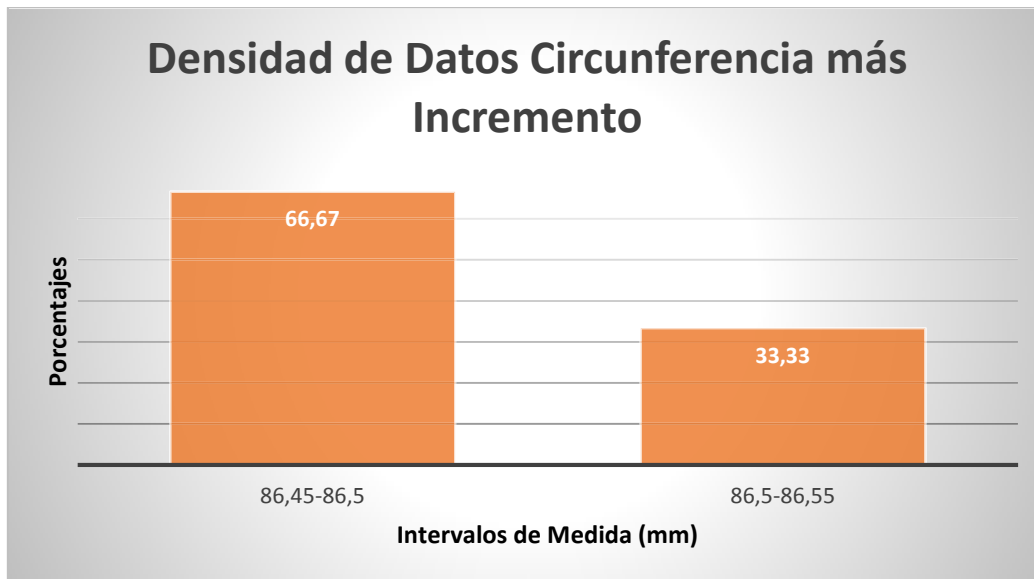


### 5.2.2. Circunferencia e incremento

Medidas $\varnothing+\Delta$ (mm)	$\varnothing$ (mm)	Desviaciones con Respecto a la Media (mm)
1	86,5	0,0057
2	86,49	-0,0042
3	86,53	0,0357
4	86,48	-0,0142
5	86,5	0,0057
6	86,52	0,0257
7	86,47	-0,0242
8	86,52	0,0257
9	86,48	-0,0142
10	86,48	-0,0142
11	86,52	0,0257
12	86,48	-0,0142
13	86,52	0,0257
14	86,49	-0,0042
15	86,5	0,0057
16	86,47	-0,0242
17	86,45	-0,0442
18	86,52	0,0257
19	86,47	-0,0242
20	86,52	0,0257
21	86,47	-0,0242

**Tabla V** Medidas Empíricas de la Circunferencia y el Incremento

La media en esta ocasión es 86,49 mm, y la caracterización de los datos muestra esta vez un reparto poco distribuido, debido a que los datos están más compactados.



**Figura 6** Densidad de Datos en la Circunferencia considerando el aumento de longitud con el resalte

Para determinar el diámetro efectivo del alojamiento, se halló la diferencia entre las medias aritméticas en ambos casos y se sumó a la media menor, con lo que se obtiene:

<b>Incremento Medio</b>	<b>0,3704</b>	<b>mm</b>
<b>∅ final (mm)</b>	<b>86,86</b>	<b>mm</b>
<b>Des. Máx</b>	<b>0,0361</b>	<b>mm</b>
<b>Des. Mín</b>	<b>-0,0938</b>	<b>mm</b>

**Tabla VI** Datos Finales Alojamiento

Las desviaciones máximas y mínimas se evaluaron en el conjunto completo de datos del alojamiento.

## 6. Cálculos de ajustes

Una vez analizados los datos del codificador, se puede proceder a evaluar las dimensiones óptimas de las piezas de acero en los lugares próximos al contacto con éste. El modo de proceder obedece a lo desarrollado en apartados anteriores, se parte del valor

establecido por el fabricante sobre las medidas deseables y se calculan las dimensiones en frío (80K) de dos elementos en contacto, a continuación se hallan los valores de juegos y aprietes en caliente y en frío y se evalúa su viabilidad. Esto se ha hecho para múltiples diámetros, pero siempre respetando las tolerancias de fabricación predefinidas en un principio.

En las tablas que se muestran a continuación se muestran en verde los ajustes correspondientes a juegos y en rojo a los aprietes. En amarillo se resaltan los resultados aceptables.

### 6.1. Sistema eje-rotor

Se inició el cálculo teniendo en cuenta los valores de partida que se muestran a continuación.

<b>Media Arit. Rotor</b>	<b>49,84</b>	<b>mm</b>
<b><math>\alpha</math></b>	0,00005	<b>/K</b>
<b>Tol. Sup</b>	0,09	<b>mm</b>
<b>Tol. Inf</b>	-0,1	<b>mm</b>
<b>Medida Sup</b>	49,93	<b>mm</b>
<b>Medida Inf</b>	49,74	<b>mm</b>

**Tabla VII** Datos de Partida Sistema Eje-Rotor

Se obtuvieron los siguientes valores de ajustes:

Eje	Tol. Sup 0,000 mm				Tol. Inf -0,050 mm											
Material	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316
Al/l (%)	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279
Coef Exp.																
Dext(293,15K)SUP	50,000	49,950	49,900	49,850	49,800	49,750	49,700	49,650	49,600	49,550	49,500	49,450	49,400	49,350	49,300	49,250
Dext(80K) SUP	49,861	49,811	49,761	49,711	49,661	49,611	49,561	49,511	49,462	49,412	49,362	49,312	49,262	49,212	49,162	49,112
Dext(293,15K)INF	49,950	49,900	49,850	49,800	49,750	49,700	49,650	49,600	49,550	49,500	49,450	49,400	49,350	49,300	49,250	49,200
Dext(80K) INF	49,811	49,761	49,711	49,661	49,611	49,561	49,511	49,462	49,412	49,362	49,312	49,262	49,212	49,162	49,112	49,062
<b>Encoder (Agujero)</b>																
Material	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI
Coef Exp.	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005
dext(293,15K)SUP	49,930	49,930	49,930	49,930	49,930	49,930	49,930	49,930	49,930	49,930	49,930	49,930	49,930	49,930	49,930	49,930
dext(80K) SUP	49,398	49,398	49,398	49,398	49,398	49,398	49,398	49,398	49,398	49,398	49,398	49,398	49,398	49,398	49,398	49,398
dext(293,15K)INF	49,740	49,740	49,740	49,740	49,740	49,740	49,740	49,740	49,740	49,740	49,740	49,740	49,740	49,740	49,740	49,740
dext(80K) INF	49,210	49,210	49,210	49,210	49,210	49,210	49,210	49,210	49,210	49,210	49,210	49,210	49,210	49,210	49,210	49,210
<b>90k</b>																
Juego Máximo	-0,413	-0,363	-0,313	-0,263	-0,213	-0,163	-0,114	-0,064	-0,014	0,036	0,086	0,136	0,186	0,236	0,286	0,336
Juego Mínimo	-0,651	-0,601	-0,551	-0,501	-0,451	-0,401	-0,351	-0,302	-0,252	-0,202	-0,152	-0,102	-0,052	0,002	0,052	0,102
<b>993,15k</b>																
Juego Máximo	-0,020	0,030	0,080	0,130	0,180	0,230	0,280	0,330	0,380	0,430	0,480	0,530	0,580	0,630	0,680	0,730
Juego Mínimo	-0,260	-0,210	-0,160	-0,110	-0,060	-0,010	0,040	0,090	0,140	0,190	0,240	0,290	0,340	0,390	0,440	0,490

Figura 7 Estimación de los Cálculos de Ajustes en Frío para el Eje

Se observa que la mejor opción para respetar las tolerancias preestablecidas en funcionamiento es la de un eje del entorno de los 49,5 mm de diámetro, ya que ofrece unos juegos máximos en frío que podrían determinarse como aceptables. El problema principal reside en que van a tener que controlarse mucho las tolerancias dimensionales del eje dado que las del rotor son bastante imprecisas.

## 6.2. Sistema estator-carcasa

Los datos de partida son:

<b>Media Arit.</b>	<b>86,86</b>	<b>mm</b>
<b>Estator</b>		
<b>α</b>	0,00005	/K
<b>Tol. Sup</b>	0,0361	mm
<b>Tol. Inf</b>	-0,0938	mm
<b>Medida Sup</b>	86,9	mm
<b>Medida Inf</b>	86,77	mm

Tabla VIII Datos de Partida Sistema Estator-Carcasa

Para las condiciones de tolerancias establecidas en este caso en el apartado de proceso de cálculo, se obtienen los siguientes valores:

Agujero	0,000 mm				0,050 mm											
	Tol. Inf	AISI 316	AISI 316	AISI 316	Tol. Sup	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316	AISI 316
Material																
Al/I (%)	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279	0,279
Coef Exp.																
Dext(293,15K)SUP	87,050	86,950	86,850	86,750	86,650	86,550	86,450	86,350	86,250	86,150	86,050	85,950	85,850	85,750	85,650	85,550
Dext(80K) SUP	86,807	86,707	86,608	86,508	86,408	86,309	86,209	86,109	86,009	85,910	85,810	85,710	85,610	85,510	85,410	85,310
Dext(293,15K)INF	87,000	86,900	86,800	86,700	86,600	86,500	86,400	86,300	86,200	86,100	86,000	85,900	85,800	85,700	85,600	85,500
Dext(80K) INF	86,757	86,658	86,558	86,458	86,358	86,259	86,159	86,059	85,960	85,860	85,760	85,660	85,561	85,461	85,361	85,261
Encoder (Eje)																
Material	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI	PEI
Coef Exp.	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005	0,00005
dext(293,15K)SUP	86,901	86,901	86,901	86,901	86,901	86,901	86,901	86,901	86,901	86,901	86,901	86,901	86,901	86,901	86,901	86,901
dext(80K) SUP	85,975	85,975	85,975	85,975	85,975	85,975	85,975	85,975	85,975	85,975	85,975	85,975	85,975	85,975	85,975	85,975
dext(293,15K)INF	86,771	86,771	86,771	86,771	86,771	86,771	86,771	86,771	86,771	86,771	86,771	86,771	86,771	86,771	86,771	86,771
dext(80K) INF	85,846	85,846	85,846	85,846	85,846	85,846	85,846	85,846	85,846	85,846	85,846	85,846	85,846	85,846	85,846	85,846
J293-15K																
Juego Máximo	0,911	0,811	0,712	0,612	0,512	0,412	0,313	0,213	0,113	0,014	-0,086	-0,186	-0,286	-0,386	-0,486	-0,586
Juego Mínimo	0,832	0,733	0,633	0,533	0,433	0,334	0,234	0,134	0,035	-0,065	-0,165	-0,265	-0,364	-0,464	-0,564	-0,664
J293-15K																
Juego Máximo	-0,099	0,001	0,101	0,201	0,301	0,401	0,501	0,601	0,701	0,801	0,901	1,001	1,101	1,201	1,301	1,401
Juego Mínimo	-0,279	-0,179	-0,079	0,021	0,121	0,221	0,321	0,421	0,521	0,621	0,721	0,821	0,921	1,021	1,121	1,221

Figura 8 Estimación de los Cálculos de Ajustes en Frío para la Carcasa

En este caso no se han destacado valores óptimos de juego, dado que aquí se tiene una mayor flexibilidad para tomar una decisión. Esta parte no es crítica para el funcionamiento del codificador, ya que realmente el estator va a quedar fijado por medio de las tres pestañas pertinentes, tal y como indica el documento de montaje suministrado por el fabricante. El alojamiento solamente constituye un soporte axial para el estator, por lo que radialmente interesa que el éste último no esté en contacto con la carcasa, para evitar tensiones y deformaciones indeseables.

## 7. Conclusiones

El estudio de los ajustes de los elementos críticos del mecanismo revela que, en el caso del eje, el diámetro del mismo debe ser muy próximo a los 49,5 mm, para obtener un valor de juego deseable, con unas tolerancias extremadamente controladas para contrarrestar la inexactitud de fabricación del encoder. En el caso del estator existe un amplio abanico de posibilidades de decisión, ya que no es una zona de extrema importancia. Por lo tanto, el estudio de las contracciones establece unos criterios a tener en cuenta en la fase de dimensionado de los elementos en contacto con el encoder, sentando una base fundamentada de las decisiones que puedan tomarse a posteriori.

Fecha: Junio 2015 Firma: Cristian Estévez Díaz



**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 1.2: Alternativas de Precarga**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos





# Índice

<b>1. Resumen .....</b>	<b>5</b>
<b>2. Introducción .....</b>	<b>7</b>
<b>3. Pieza de sacrificio. Primera alternativa .....</b>	<b>8</b>
3.1. Descripción .....	8
3.2. Restricciones y condiciones impuestas .....	10
3.3. Control de mallado .....	11
3.4. Resultados obtenidos.....	11
3.4.1. Tensiones (MPa) .....	12
3.4.2. Deformación axial (Eje x, mm).....	13
3.4.3. Deformación axial (Eje y, mm).....	13
3.4.4. Deformación axial (Eje z, mm).....	14
3.5. Conclusiones .....	14
<b>4. Pieza elástica. Segunda alternativa.....</b>	<b>15</b>
4.1. Descripción .....	15
4.2. Restricciones y condiciones impuestas .....	16
4.3. Control de Mallado .....	17
4.4. Resultados obtenidos.....	18
4.4.1. Tensiones (MPa) .....	18
4.4.2. Deformación axial (Eje x, mm).....	19
4.4.3. Deformación axial (Eje y, mm).....	20
4.4.4. Deformación axial (Eje z, mm).....	20
4.5. Conclusiones .....	21
<b>5. Arandelas elásticas onduladas. Tercera alternativa .....</b>	<b>21</b>
5.1. Selección de las Arandelas.....	22
5.2. Conclusiones .....	24
<b>6. Selección final precarga.....</b>	<b>24</b>



## Índice de Figuras

Figura 1 Pieza de Sacrificio .....	8
Figura 2 Sección de la Pieza de Sacrificio .....	9
Figura 3 Restricciones (Azul) y Carga Impuesta (Rojo).....	10
Figura 4 Control de Mallado sobre la Pieza.....	11
Figura 5 Tensiones Equivalentes de Von Mises .....	12
Figura 6 Estimación Factor de Seguridad .....	12
Figura 7 Desplazamientos en el eje “x” .....	13
Figura 8 Desplazamientos en el eje “y” .....	13
Figura 9 Desplazamientos en el eje “z” .....	14
Figura 10 Pieza Elástica .....	15
Figura 11 Sección de la Pieza Elástica.....	16
Figura 12 Restricciones (Azul) y Carga Impuesta (Rojo).....	17
Figura 13 Control de Mallado sobre la Pieza.....	18
Figura 14 Tensiones Equivalentes de Von Mises .....	18
Figura 15 Estimación Factor de Seguridad .....	19
Figura 16 Desplazamientos en el eje “x” .....	19

Figura 17 Desplazamientos en el eje “y”.....	20
Figura 18 Desplazamientos sobre el eje “z” .....	20
Figura 19 Arandelas Elásticas Onduladas .....	22
Figura 20 Medidas nominales Arandela Elástica .....	23

## 1. Resumen

En el presente anexo se van a exponer y analizar por elementos finitos los dos conceptos principales ideados para ofrecer la precarga necesaria a los rodamientos del sistema. Se describirá el funcionamiento de cada uno de ellos y se analizarán los dos modelos con el fin de determinar tanto los desplazamientos como las tensiones que se van a producir como consecuencia de la fuerza aplicada. Los resultados de dichos análisis determinarán la elección de una u otra idea. Por último, se va a exponer una alternativa de precarga, que se empleará en el caso de que, una vez montado el mecanismo, el funcionamiento no se adecúe a las necesidades de los rodamientos.

## 2. Introducción

Dadas las dificultades de introducir en el diseño de este mecanismo una forma tradicional de precarga axial de los rodamientos, se hace necesaria la identificación de formas alternativas de hacer efectivo este esfuerzo sobre las pistas de los rodamientos con el objetivo de mantener las bolas en contacto. Este principalmente requiere que la carga axial que deba aplicarse sea lo más uniforme posible a lo largo de todo el perímetro de la pista del rodamiento que se precarga, lo cual puede resolverse fácilmente con la colocación de arandelas elásticas onduladas, que ofrecen esta posibilidad de manera relativamente sencilla. La complejidad del diseño del sistema en la parte del mismo en la que debe aplicarse la precarga hace que trate de evitarse (en principio) esta posibilidad, ya que la inclusión de estas arandelas podría interferir físicamente con la electrónica que debe incorporarse en ese lugar.

Es necesario destacar que, como norma general a la hora de aplicar la precarga a los rodamientos, se tomará el criterio de emplear la fuerza mínima necesaria para poner en contacto las bolas con las pistas del rodamiento. Esta fuerza mínima se corresponde con 236,63 N, lo que equivale a una interferencia de 13  $\mu\text{m}$  entre el rodamiento y la pieza que efectúa la precarga axial, según lo expuesto en el anexo de precargas para el modelo de rodamientos empleado. Este criterio obedece a la necesidad de que el par resistente en el sistema debido a la oposición de las bolas al movimiento sea mínimo, lo que minimizará la energía necesaria de accionamiento del motor y favorecerá el movimiento real de la máscara, que es extremadamente lento (1600 arcsec/s).

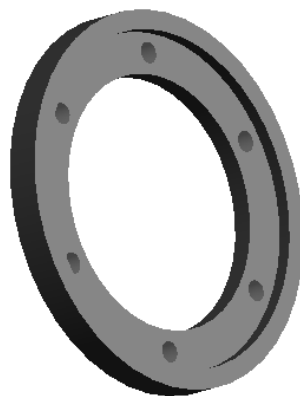
A continuación se muestran las alternativas de diseño tenidas en cuenta durante la fase de concepto del mecanismo.

- **Nota:** Es necesario destacar, tal y como se relata en la memoria, que para evitar problemas por contracciones diferenciales se ha empleado el mismo material en todo el sistema, acero inoxidable, de tal manera que al contraer por el frío todo lo haga de la misma manera.

### 3. Pieza de sacrificio. Primera alternativa

#### 3.1. Descripción

El concepto de pieza de sacrificio implica que la pieza que debe aportar la precarga axial de los rodamientos debe tener las dimensiones correctas para hacer efectiva esa función. Esto quiere decir que si la pista del rodamiento debe precargarse con una interferencia axial de longitud  $13\ \mu\text{m}$  (véase anexo de precargas del rodamiento), las dimensiones de la pieza en cuestión deben poder aportar físicamente esa interferencia. Es por esto que se ideó el concepto de pieza de sacrificio, llamada así porque su forma permite el mecanizado de la misma para adaptar la precarga a esta interferencia. La forma ideada obedece a la que se refleja en la siguiente imagen:



**Figura 1** Pieza de Sacrificio

Como puede verse, se trata de una pieza cuya sección transversal en “L” permite el apoyo sobre la parte frontal del eje del sistema y la pista inferior del rodamiento exterior, que va montado sobre dicho eje. La diferencia entre la longitud de la “aleta” de la pieza y la longitud libre del eje hasta que comienza el rodamiento es la que va a determinar la precarga que se aporta. El material de la pieza debería ser acero AISI 316, para tratar de minimizar las contracciones diferenciales del mecanismo cuando se encuentre en el interior de un criostato.



**Figura 2** Sección de la Pieza de Sacrificio

Una ventaja fundamental de este concepto es que si la precarga resulta ser insuficiente en la práctica, simplemente se mecaniza ligeramente la parte de la pieza que está en contacto inmediato con el frontal del eje, de tal manera que se aumente la longitud de la “aleta” de la pieza de sacrificio.

Como datos adicionales, se indican, entre otros, la masa de la pieza y su volumen.

<b>Volumen (mm<sup>3</sup>)</b>	<b>4983,5</b>
<b>Masa (Kg)</b>	0,03921
<b>Material</b>	AISI 316
<b>Límite Elástico (MPa)</b>	250

**Tabla I** Datos de la Pieza de Sacrificio

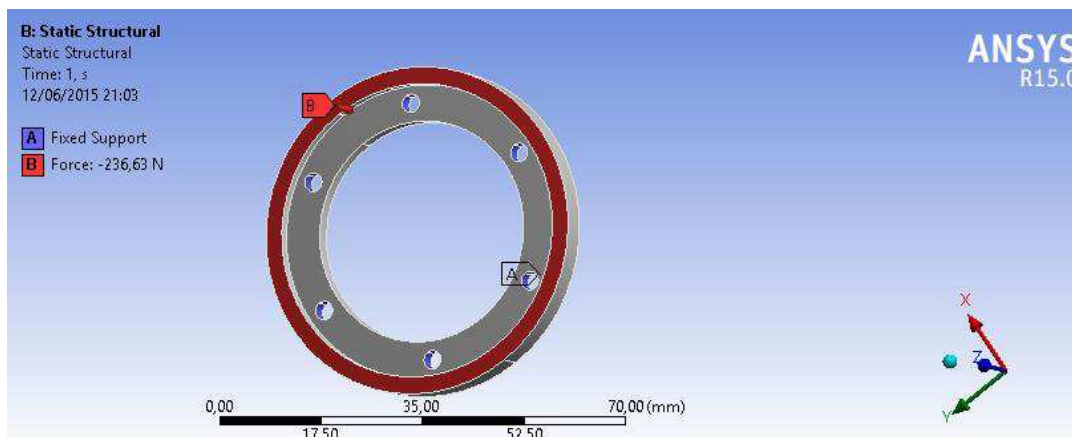
A continuación se va a exponer el análisis por elementos finitos que se realizó a este modelo con el fin de explorar la viabilidad del mismo, evaluando tensiones equivalentes y desplazamientos a lo largo del eje paralelo al eje mecánico del sistema.

### 3.2. Restricciones y condiciones impuestas

Para poder obtener una aproximación real del comportamiento de la pieza en funcionamiento, es preciso simular las condiciones de carga y apoyos. Por este motivo, los taladros, en los que van a ir alojados los tornillos que unen la pieza al eje mecánico del sistema, se pueden identificar con apoyos de geometría fija, lo que quiere decir que en ellos no se permiten ni giros ni desplazamientos. Se establecerá como material de la pieza AISI 316.

Para poder simular las condiciones de carga sobre la pieza se debe observar lo que el fabricante de los rodamientos recomienda para precargar los mismos. Como se mencionó anteriormente, se necesita una interferencia de  $13\ \mu\text{m}$  para aportar una fuerza axial equivalente de  $236,63\ \text{N}$  a las pistas de los rodamientos. En este sentido, de cara al estudio por elementos finitos, se determinarán las tensiones equivalentes y desplazamientos axiales de la pieza para la fuerza que se necesita, con el fin de determinar su posible aptitud para cumplir con la finalidad que le va a ser encomendada. Esta fuerza se aplica axialmente, esto es, en sentido negativo del eje “z” definido en la figura 3.

En esa imagen se muestran también las restricciones impuestas, que se identifican con soportes fijos (no se permiten desplazamientos ni giros sobre los ejes) en los taladros y una carga impuesta de  $236,63\ \text{N}$  en la parte de la pieza que estará en contacto total con la pista inferior del rodamiento exterior del mecanismo, con sentido negativo en el eje “z”.

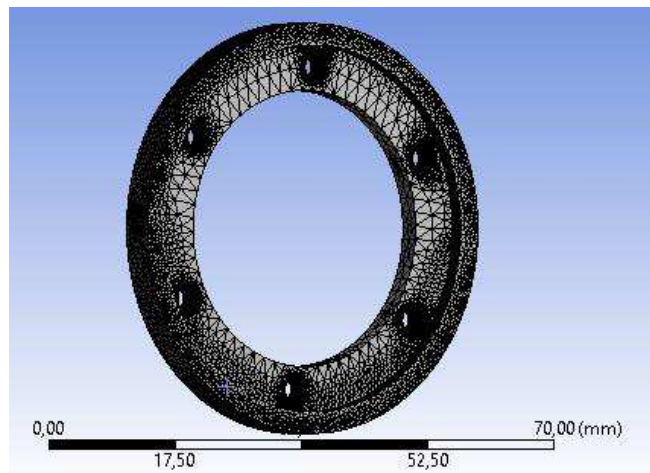


**Figura 3** Restricciones (Azul) y Carga Impuesta (Rojo)



### 3.3. Control de mallado

Con el fin de aumentar la exactitud de resolución por el método de los elementos finitos y a la vez disminuir el número de procesos de cálculo necesarios, se procederá a realizar un control de mallado sobre la pieza en cuestión. Dicha malla contendrá un mayor número de elementos en las zonas próximas a la carga, disminuyendo su cantidad en las zonas más alejadas. Con esto se consigue simular más fielmente el comportamiento en aquellas zonas que son de especial interés, restando importancia a las que no actúan tan directamente. Seguidamente se muestra una imagen que refleja el mallado empleado en el estudio realizado.

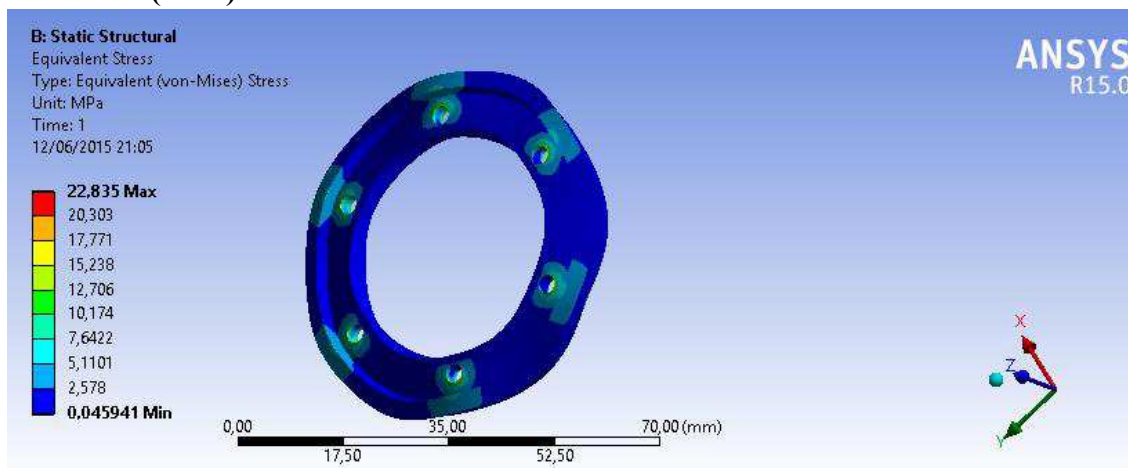


**Figura 4** Control de Mallado sobre la Pieza

### 3.4. Resultados obtenidos

Tras ejecutar el análisis pertinente por elementos finitos en el programa informático *ANSYS*, se han obtenido una serie de resultados de deformaciones axiales y tensiones equivalentes en la pieza en estudio. Esos resultados se exponen a continuación, y serán descritos objetivamente.

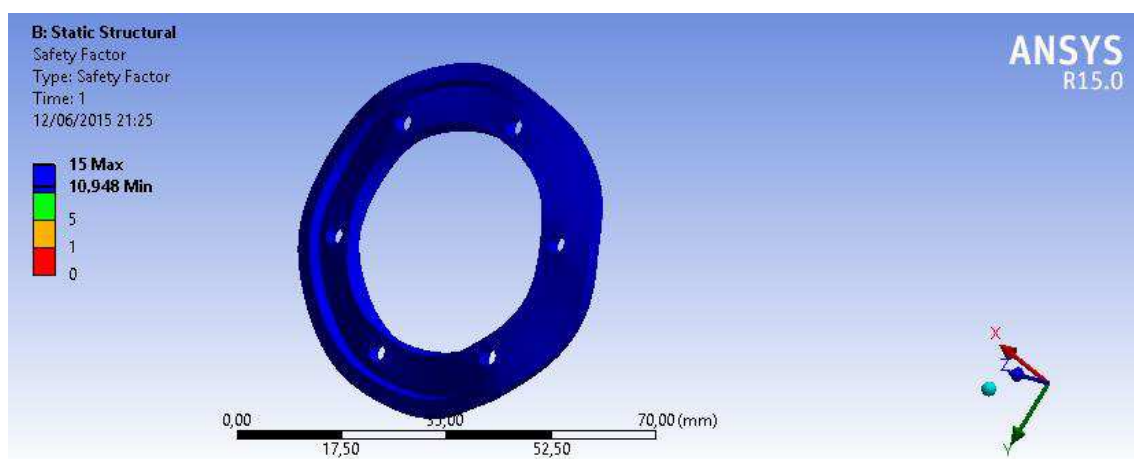
### 3.4.1. Tensiones (MPa)



**Figura 5** Tensiones Equivalentes de Von Mises

Se aprecian tensiones máximas en los bordes de material adyacentes a los taladros donde van alojados los tornillos de fijación. Numéricamente se corresponden con 22,8 MPa. En el resto de la pieza, la tensión es menor, alcanzando un punto mínimo de 2,14 MPa en aquellos puntos del cuerpo que no poseen contacto directo con el rodamiento. Las tensiones son mucho menores del límite elástico del acero inoxidable AISI 316, que es de 250 MPa.

En vista de los datos obtenidos se valorará el coeficiente de seguridad empleado en cada zona de la pieza en función de la tensión existente debida a la carga impuesta.



**Figura 6** Estimación Factor de Seguridad

La imagen anterior muestra una estimación del factor de seguridad de trabajo en función de las condiciones de la pieza estudiadas en la simulación. Es fácil corroborar que la totalidad

de la pieza trabaja con un factor bastante grande, por lo que no hay peligro de que el material plastifique o rompa durante el servicio.

### 3.4.2. Deformación axial (Eje x, mm)

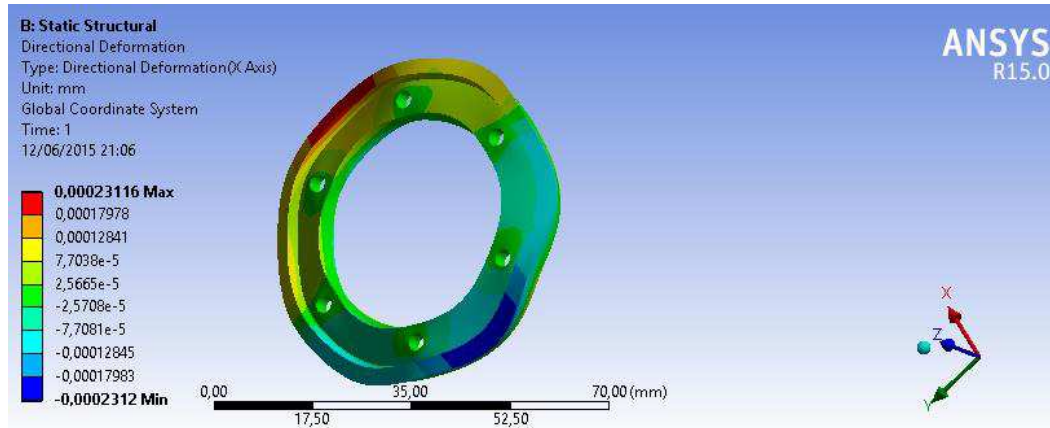


Figura 7 Desplazamientos en el eje “x”

Si se evalúan las deformaciones axiales de la pieza sobre el eje “x” se aprecia que los desplazamientos se sitúan principalmente en los extremos de la aleta, y que se identifican con valores del rango de las 0,2 micras. Estos desplazamientos, aunque mínimos, se producen a raíz de la interferencia impuesta al sistema, que obliga a la parte frontal de la aleta a retraerse y provoca una deformación hacia el exterior de los bordes extremos de la pieza.

### 3.4.3. Deformación axial (Eje y, mm)

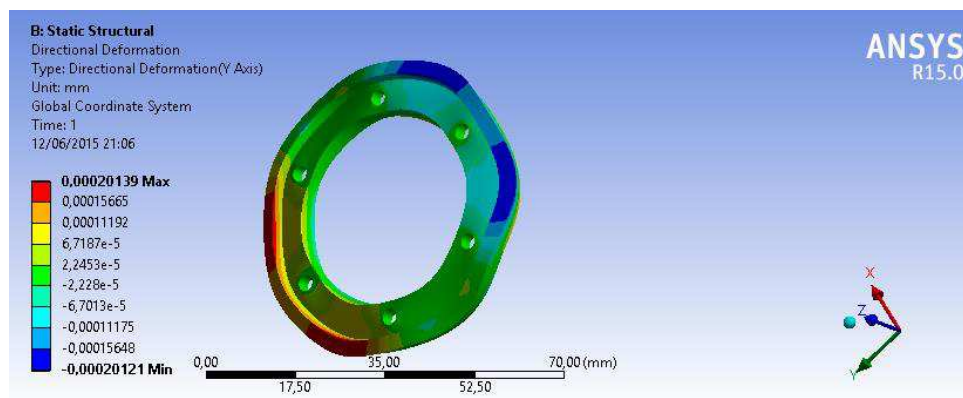
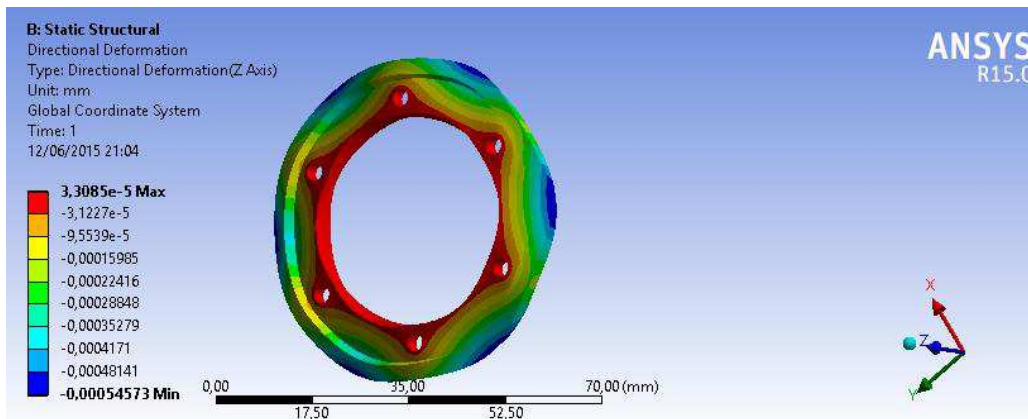


Figura 8 Desplazamientos en el eje “y”

En este caso se puede determinar que los movimientos sobre el eje “y” obedecen a la misma causa que en el caso anterior, ya que debido a la circularidad de la pieza y la carga impuesta los extremos tienden a desplazarse hacia fuera. El valor máximo de deformación es de 0,2  $\mu\text{m}$ , valor que es despreciable.

### 3.4.4. Deformación axial (Eje z, mm)



**Figura 9** Desplazamientos en el eje “z”

Se aprecian desplazamientos muy pequeños en este eje, incluso menores que los evaluados para los dos casos anteriores. La mayor deformación en valor absoluto es de 0,5 micras, por lo que puede considerarse nula.

## 3.5. Conclusiones

Tras haber analizado esta propuesta de precarga y evaluado los resultados de un análisis mediante elementos finitos del sistema, cabe destacar que, ante la mínima carga impuesta al material, las tensiones y los desplazamientos resultantes obedecen a valores muy pequeños, por lo que estructuralmente la pieza no constituye un riesgo a destacar. Dado que se necesita una precarga lo más uniforme posible, no parece que esta alternativa sea la más correcta, pues su forma no le permite entregar una carga constante en toda la longitud externa de la pista del rodamiento. Estructuralmente, el factor de seguridad empleado es bastante grande, lo que aporta fiabilidad en servicio.

Por otro lado, desde el punto de vista de la fabricación, y dejando de lado los resultados de los análisis realizados, la pieza es viable, ya que no es difícil de manufacturar y los posibles errores de tolerancias pueden ser corregidos mediante el mecanizado de la cara interior que va en contacto con el eje (pieza de sacrificio).

En lo referente al comportamiento en criogenia de la pieza no parece que vaya a haber incidencias reseñables, dado que el material empleado es acero inoxidable AISI 316, al igual que el resto de piezas adyacentes.

## 4. Pieza elástica. Segunda alternativa

### 4.1. Descripción

Dado que se necesita una fuerza axial constante a lo largo de todo el recorrido exterior de la pista del rodamiento, se debe aportar una solución que permita una mejor distribución de la carga sobre esa superficie. La idea es emplear una pieza elástica que actúe a modo de un flexure, que es un elemento mecánico que puede ser simplificado como una viga en voladizo. La elasticidad de la pieza va a permitir la distribución constante de la carga sobre el rodamiento.

En este sentido, la pieza ideada es una modificación de la primera alternativa, en la que se han rediseñado los extremos con la intención de introducir el flexure, que parte del diámetro exterior de la pieza para hacer contacto con la pista inferior del rodamiento. El modo de sujeción de la pieza al eje es mediante tornillos, como en el caso anterior, y la diferencia principal es que en lugar de aleta, un elemento flexionado hace efectiva la precarga.



**Figura 10** Pieza Elástica

Como puede apreciarse, ahora la forma de la posible tapa del mecanismo permite también el apoyo de la pieza sobre la cara frontal del eje mecánico y sobre la pista del rodamiento. Sin embargo, en lugar de emplear una sección en forma de “L” que aporte la precarga mediante compresión, se emplea un área transversal en forma de “C” que realiza el esfuerzo mediante flexión. Esto permite una mejor distribución de la carga aplicada al absorber posibles deformaciones desiguales debidas a un apriete no exacto de los tornillos.



**Figura 11** Sección de la Pieza Elástica

Como datos de interés de la pieza, se adjuntan a continuación algunos valores:

<b>Volumen (mm<sup>3</sup>)</b>	<b>5421,3</b>
<b>Masa (Kg)</b>	0,04255
<b>Material</b>	AISI 316
<b>Límite Elástico (MPa)</b>	250

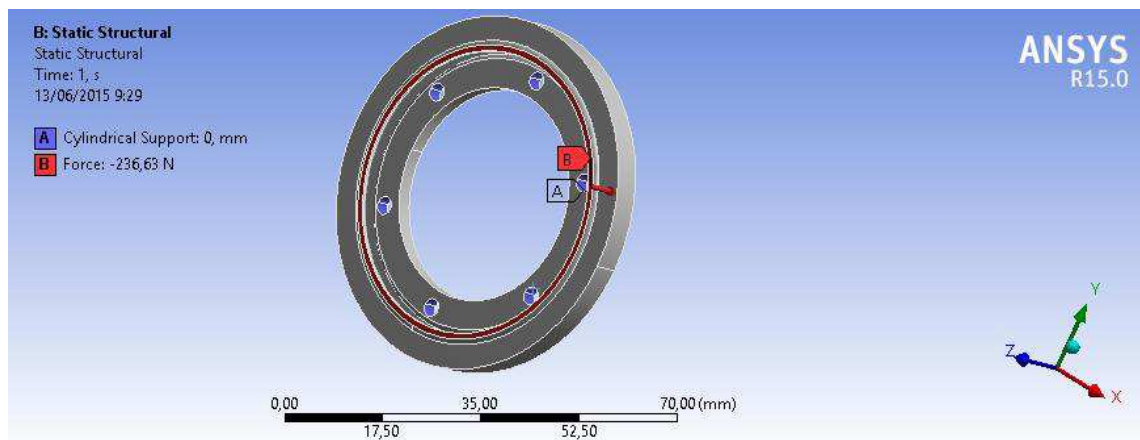
**Tabla II** Datos de la Pieza Elástica

## 4.2. Restricciones y condiciones impuestas

En el análisis de esta alternativa de precarga se han tenido en cuenta básicamente las mismas consideraciones empleadas en el primer caso, esto es, se han definido como soportes fijos los taladros en los que irían colocados los tornillos de fijación, y se ha aplicado una fuerza en sentido negativo del eje “z” de valor igual a 236,63 N. Dicha fuerza esta vez no se ha aplicado

a toda la pared frontal de la pieza, sino a un pequeño resalte que ésta posee en el extremo del flexure, que es el que va a realizar el apoyo efectivo sobre la pista inferior del rodamiento.

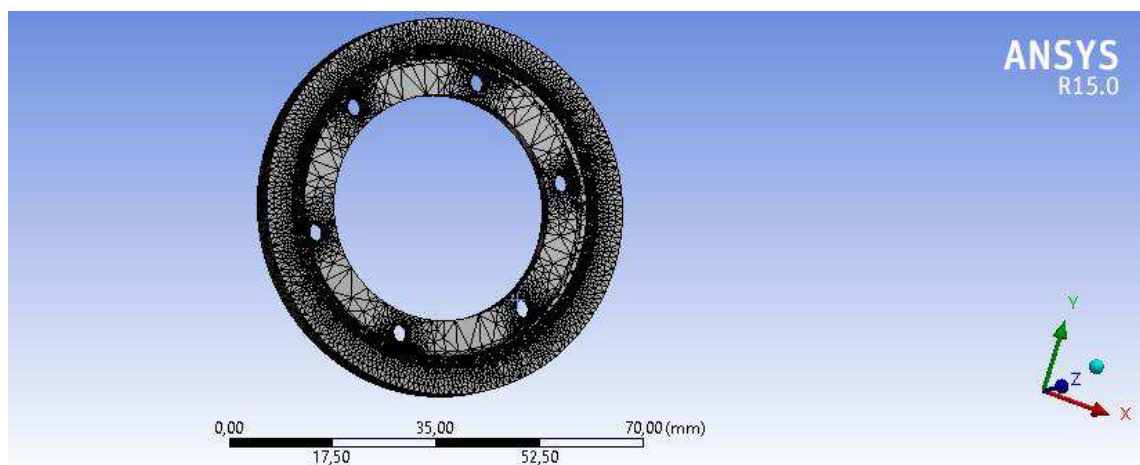
Destacar simplemente que el valor de la fuerza, al igual que en el análisis anterior, se ha extraído del anexo de precargas, en el que se establece que la precarga mínima se corresponde con una interferencia de  $13\ \mu\text{m}$  o una fuerza axial de  $236,63\ \text{N}$ . En base a todo esto se comienza a realizar el cálculo por elementos finitos.



**Figura 12** Restricciones (Azul) y Carga Impuesta (Rojo)

### 4.3. Control de Mallado

De nuevo se ha realizado un refinamiento de la malla para tratar de mejorar la velocidad de cálculo del sistema reduciendo a la vez los recursos necesarios de hardware. Esto se ha conseguido mediante el aumento del número de elementos básicos en las zonas aledañas a la aplicación de la carga y los apoyos, dejando una malla más bruta en aquellas partes que no



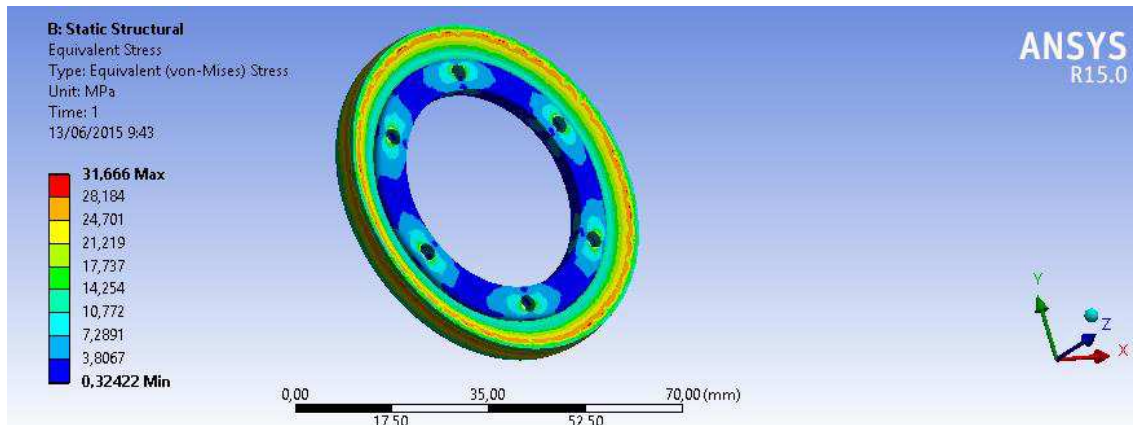
tienen relación directa con las acciones impuestas. Seguidamente se expone una imagen que refleja el refinamiento realizado de la malla.

**Figura 13** Control de Mallado sobre la Pieza

#### 4.4. Resultados obtenidos

Una vez realizado el análisis de la pieza por elementos finitos se procede a obtener las soluciones de tensiones equivalentes y desplazamientos a lo largo de los tres ejes, con el fin de detectar algún posible problema que elimine esta posibilidad de precarga. A continuación se describen de forma objetiva los valores en estudio.

##### 4.4.1. Tensiones (MPa)

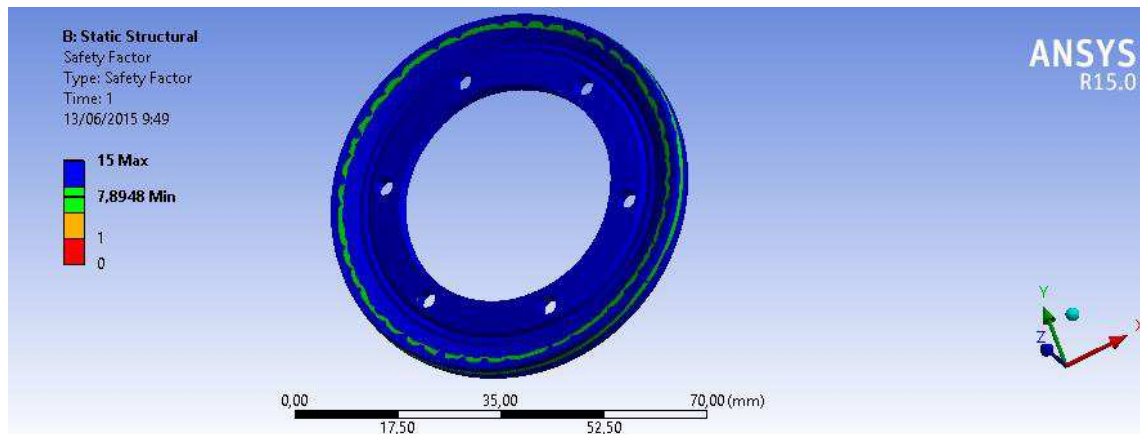


**Figura 14** Tensiones Equivalentes de Von Mises

En este caso las tensiones máximas se sitúan en medio de las paredes que soportan el flexure. Concretamente, se aprecia un valor máximo de 31,66 MPa en el centro de las paredes radiales y axiales que hacen efectivo el soporte de la carga por el flexure. Por otro lado, si se centra la atención en las zonas próximas a los taladros también se aprecian un número mayor de tensiones elevadas, lo cual puede deberse a la geometría de los taladros (concentración de tensiones) y a la geometría fija impuesta. Es destacable el hecho de que las tensiones, por lo general son mayores que en el primer caso.

Para poder corroborar la aptitud de la pieza desde el punto de vista tensional, se adjunta seguidamente una gráfica que muestra el factor de seguridad con que trabaja cada zona en función de la tensión soportada y el límite elástico del material.

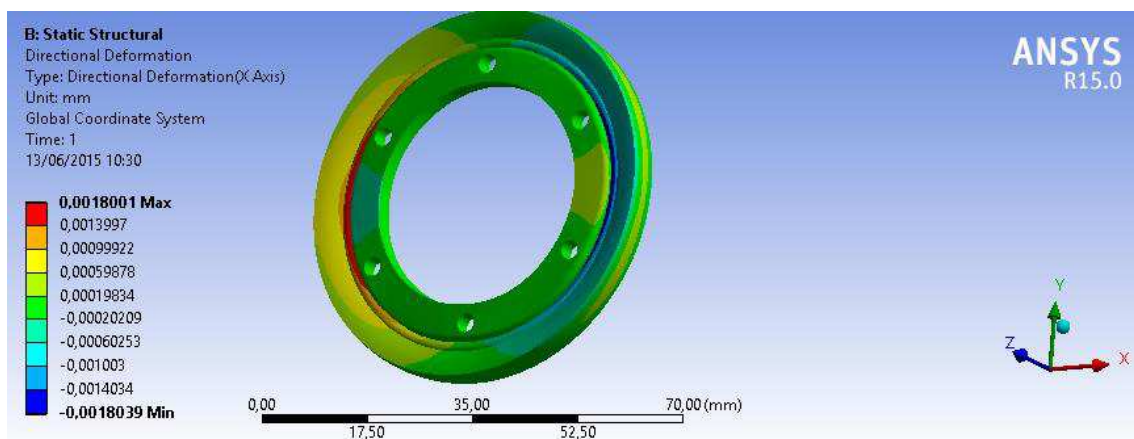




**Figura 15** Estimación Factor de Seguridad

Resulta sencillo corroborar que la mayor parte de la pieza funciona con un valor muy alto de factor de seguridad (15), reduciéndose aproximadamente a la mitad (7,9) este número en las zonas anteriormente descritas que soportan un valor más elevado de tensión. Por lo tanto, puede afirmarse que el diseño va a funcionar en el régimen elástico, con lo que no va a haber posibilidad de plastificación del material o rotura.

#### 4.4.2. Deformación axial (Eje x, mm)



**Figura 16** Desplazamientos en el eje “x”

El desplazamiento de la pieza sobre el eje “x” es máximo en el resalte de apoyo de la pieza, dado que al aplicar la carga éste flexiona, descomponiéndose su movimiento en dos partes, una radial y otra axial. Los desplazamientos máximos no son muy destacados, ya que

los valores máximos se sitúan en torno a  $1,8 \mu\text{m}$ . Sin embargo, son mayores que en el caso de la primera alternativa ya que ésta se correspondía con un concepto más rígido.

#### 4.4.3. Deformación axial (Eje y, mm)

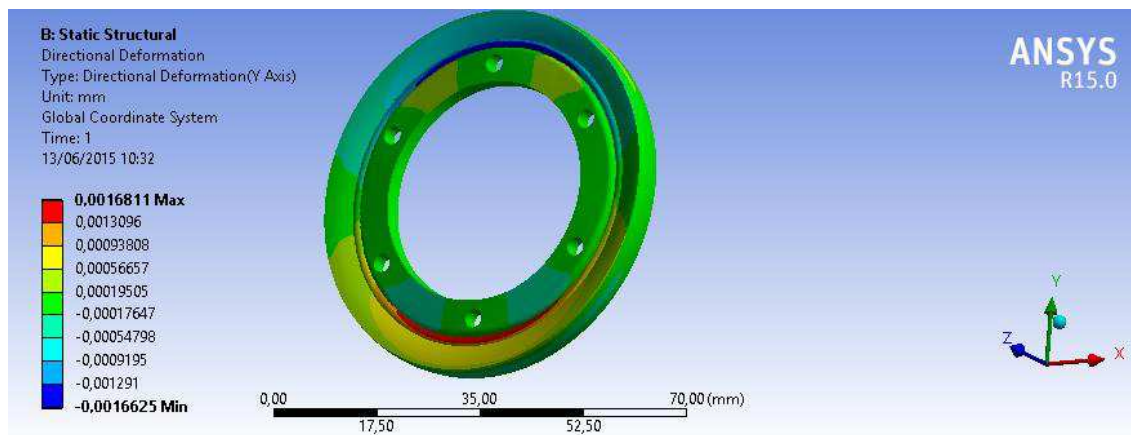


Figura 17 Desplazamientos en el eje “y”

El movimiento a lo largo de este eje obedece a las mismas razones que en el apartado anterior, ya que la carga aplicada sobre el resalte hace que éste se desplace de acuerdo con dos componentes (radial y axial). La deformación se adecúa a un valor bastante próximo también ( $1,6 \mu\text{m}$ ). De igual manera, los desplazamientos son mayores que los que cabe esperar para la primera alternativa.

#### 4.4.4. Deformación axial (Eje z, mm)

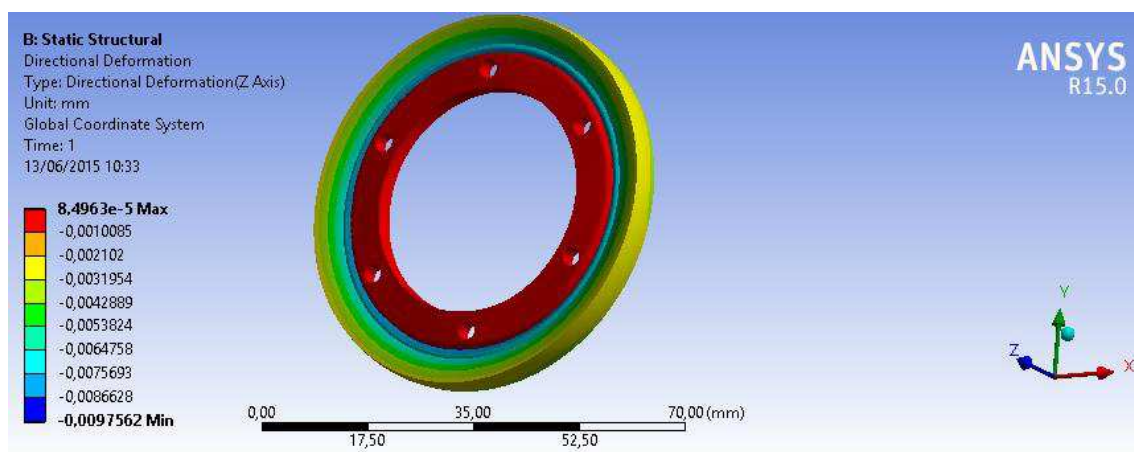


Figura 18 Desplazamientos sobre el eje “z”

Es en este eje donde se sitúan los mayores desplazamientos debidos a la carga impuesta, ya ésta tiene dirección sobre el eje “z”. En este sentido, se observa un valor máximo en valor absoluto de  $9 \mu\text{m}$  en el resalte de la pieza, que hace el contacto efectivo con la pista inferior del

rodamiento. En la zona de los taladros se aprecia un mínimo movimiento, que puede ser considerado nulo. En comparación con los resultados del primer concepto, los desplazamientos son también mucho mayores, ya que ésta pieza es más elástica que la primera.

#### **4.5. Conclusiones**

Este concepto constituye una solución bastante buena al problema del igual reparto de la acción de precarga axial sobre la totalidad de la longitud externa de la pista de los rodamientos. Permite absorber posibles defectos en el apriete de los tornillos de forma que la fuerza aplicada sea perfectamente normal a la superficie expuesta. Es una buena solución para aportar la precarga, combinando desplazamientos aceptables con mínimas tensiones de trabajo del material (AISI 316).

Un impedimento importante a la fabricación de este concepto es la dificultad de entrada de una herramienta de corte que haga el vaciado de material de la zona del flexure. Se ha consultado este problema con personal de taller y se ha llegado a la conclusión de que sería inviable su fabricación tal y como está planteado este diseño, a no ser que se disminuya considerablemente el espesor de pared, lo que haría aumentar tanto las tensiones soportadas como los desplazamientos. Otra alternativa sería la fabricación del concepto en partes, de forma que el flexure se atornillara a una pieza que hiciera de tapa, pero esto podría complicar más el diseño del mecanismo.

Desde el punto de vista de las condiciones criogénicas no hay nada que destacar, pues el elemento es del mismo material que el eje y las piezas aledañas, lo que elimina el problema de las contracciones diferenciales y las posibles variaciones en los resultados obtenidos durante este análisis.

### **5. Arandelas elásticas onduladas. Tercera alternativa**

Dada la dificultad de materializar el segundo concepto, se ha pensado en otra forma de hacer efectiva la precarga axial sobre los rodamientos, mediante la incorporación de arandelas elásticas onduladas que permitan ejercer una fuerza constante sobre los rodamientos. La compresión de estas arandelas se haría realidad mediante la aplicación de una fuerza axial dada

por la pieza de la primera alternativa, de modo que las arandelas, hagan efectiva una precarga constante.

Este tipo de piezas no es necesario que sean fabricadas, ya que son elementos plenamente comerciales que tienen medidas estándar y son de múltiples materiales. Desde el punto de vista del mecanismo en cuestión, es ideal que las arandelas estén fabricadas de un acero inoxidable, al igual que la mayoría de piezas del sistema, para eliminar las posibles contracciones diferenciales entre diferentes materiales.



**Figura 19** Arandelas Elásticas Onduladas

### **5.1. Selección de las Arandelas**

En base a esta consideración se mantuvo contacto con proveedores de arandelas elásticas de acero inoxidable (Barnes Group) [7] y se seleccionó una arandela válida de acuerdo con los criterios siguientes:

- Diámetro interno mayor que el diámetro externo del eje mecánico, pero suficiente como para hacer contacto con la pista inferior de los rodamientos.

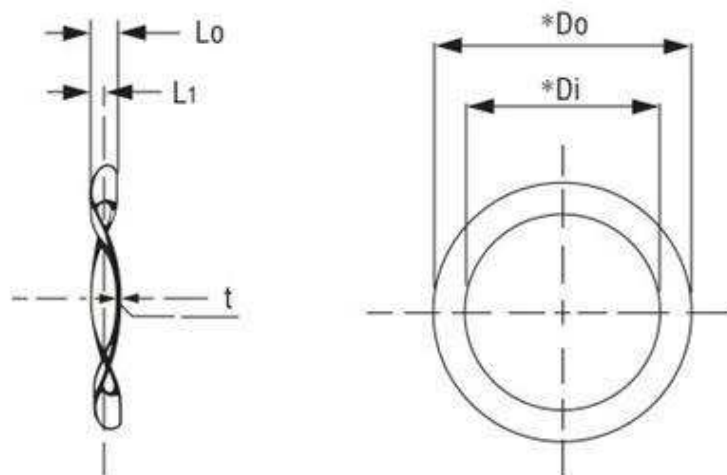
- Diámetro externo no mucho mayor que el externo del rodamiento, ya que si fuera así la arandela podría interferir con la electrónica que va incorporada sobre el rodamiento externo.
- La carga que debe aportar una vez comprimida debe aproximarse a la que se necesita para ofrecer la precarga axial mínima requerida por los rodamientos.

Tras analizar los diferentes modelos, se llegó a la conclusión de que el modelo que mejor se adaptaba a las necesidades era:

Referencia	$D_o$ (mm)	$D_i$ (mm)	$t$ (mm)	$L_o$ (mm)	$L_1$ (mm)	$P_1$ (N)
W2645028	67,18	52,25	0,71	4,67	2,29	209-298

**Tabla III** Características del Modelo de Arandela Elástica Ondulada Elegido

El diámetro externo de la arandela es mayor que el exterior de los rodamientos, sin embargo la fuerza que la arandela puede aportar cuando se encuentra comprimida se acerca bastante a los 236,63 N necesarios, por lo que en principio podría ser válida.



**Figura 20** Medidas nominales Arandela Elástica

El material concreto de la arandela no es exactamente el mismo tipo de acero, ya que en esta ocasión se corresponde con acero inoxidable tipo 302, pero las propiedades térmicas son similares.

## 5.2. Conclusiones

El concepto de la arandela ondulada es, en realidad una modificación de la primera alternativa, en la que la pieza hace un esfuerzo sobre la arandela y ésta, al comprimirse, efectúa la precarga sobre el rodamiento. Combina las ventajas de la pieza de sacrificio con un reparto igual de la carga a lo largo de toda la pista del rodamiento. Sin embargo, tiene la desventaja de que su diámetro externo puede interferir con la laca de circuito impreso que se ubica en la interfaz del mecanismo, justo encima del rodamiento.

Otra consideración importante sobre las arandelas onduladas es que si finalmente la precarga mínima no resulta ser suficiente, se pueden añadir más arandelas en serie.

## 6. Selección final precarga

Una vez analizadas todas las alternativas de diseño, y valoradas sus ventajas y desventajas, se ha procedido a seleccionar una de ellas. Se ha optado por emplear la primera de las alternativas para una caracterización inicial del mecanismo, ya que su facilidad de fabricación y la posibilidad de aumentar la longitud de la aleta hacen que pueda regularse con facilidad la fuerza axial aplicada. Además, la dificultad de fabricación del segundo concepto hace que la balanza se decante de ese lado.

Además, si esta opción resultara, en la práctica, insuficiente, siempre pueden intercalarse entre la pieza y la interfaz del rodamiento una o varias arandelas elásticas onduladas, con el fin de aumentar y homogeneizar la carga inicial sobre los rodamientos.

**Fecha:** Junio 2015

**Firma:** Cristian Estévez Díaz







**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

## **Anexo 1.3: Vida Útil de los Rodamientos**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



# Índice

<b>ANEXO 1.3: VIDA ÚTIL DE LOS RODAMIENTOS.....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen.....</b>	<b>2</b>
<b>2. Rodamientos seleccionados .....</b>	<b>2</b>
<b>3. Cálculo de la vida útil .....</b>	<b>4</b>
<b>4. Conclusiones .....</b>	<b>6</b>

## 1. Resumen

En el presente anexo se va a determinar la vida útil de los rodamientos *Kaydon* lubricados para criogenia con bisulfuro de molibdeno. Esto se hará suponiendo una confiabilidad del 90% en el funcionamiento de los mismos. El resultado se obtendrá a partir de los datos que ofrece el catálogo del fabricante.

## 2. Rodamientos seleccionados

Los rodamientos que se han empleado para el diseño y montaje del prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante han sido seleccionados por la disponibilidad y dimensiones que tenían, más allá de consideraciones de carga a soportar, ya que ésta no va a ser muy elevada, pues solamente debe soportar el peso del eje y de los elementos a los que éste da soporte, lo cuál se identifica con una carga de 9,85 N. La lubricación de los mismos es también un factor decisivo en la selección, ya que para aplicaciones criogénicas se recomienda una lubricación en seco, tal y como el bisulfuro de molibdeno. Los rodamientos de que se disponía tenían este tipo de lubricación. Concretamente, el modelo de éstos, aunque ya está descatalogado, obedece a la siguiente combinación de caracteres:

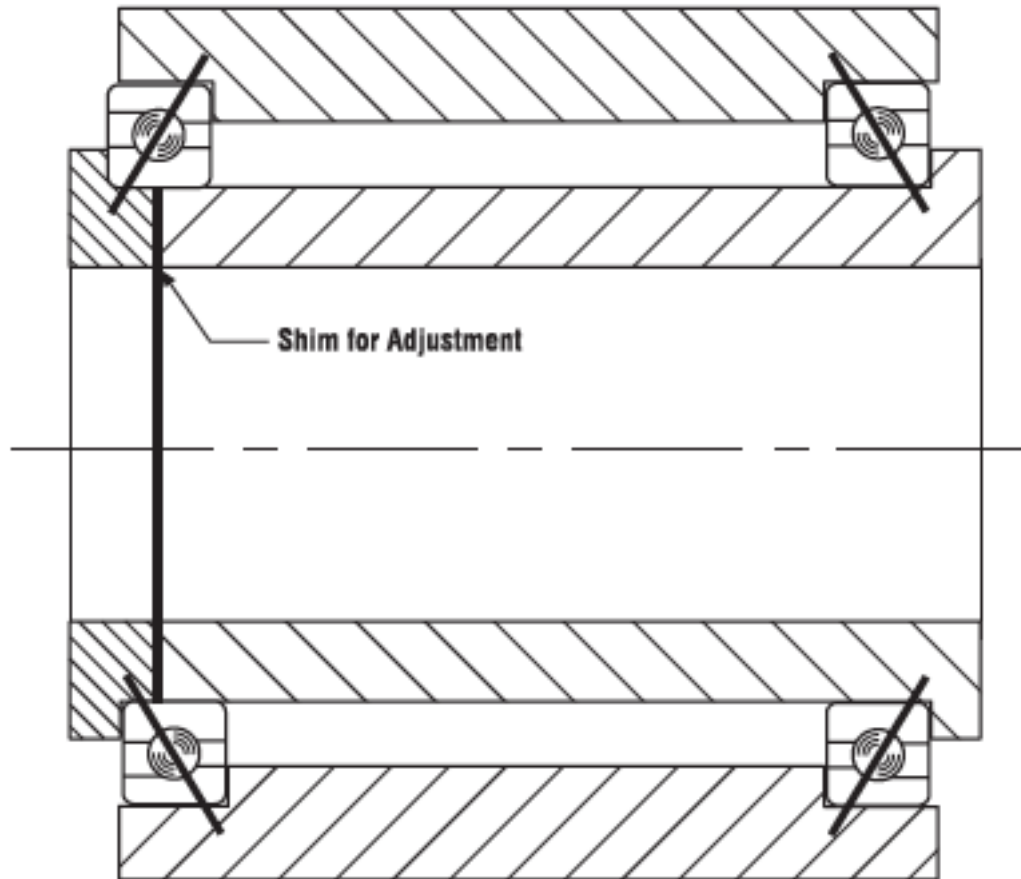
*KA020BR6Z*

Esto se traduce, según el catálogo correspondiente, en que se trata de unos rodamientos de contacto angular de acero al cromo AISI 52100 con diámetro interno de 2 pulgadas (50,8 mm) y una precisión de clase 6. Actualmente, y como se mencionó en el capítulo anterior, estos rodamientos están descatalogados, pero pueden tomarse como valores de referencia los tabulados para los modelos KA020AR0 del catálogo que se adjunta en este proyecto.



**Figura 1** Rodamientos Empleados en el Montaje

Para poder asegurar la precarga axial que se ha decidido dar a los rodamientos, bajo criterio de precarga mínima necesaria (véase anexo correspondiente), se ha decidido montar en el sistema los rodamientos pertinentes en una configuración *back to back* (también llamada configuración en “O”), lo que implica montar en el eje los dos rodamientos manteniendo enfrentadas las partes más anchas de las pistas superiores, tal y como se muestra en la siguiente figura. Esto permite precargar de forma más sencilla los dos rodamientos, ya que bastaría con cargar uno de ellos, transmitiéndose la precarga por la parte exterior hasta llegar al segundo rodamiento.



**Figura 2** Configuración de Montaje Back to Back

### 3. Cálculo de la vida útil

Según el Catálogo del Fabricante, la vida de un rodamiento en número de revoluciones, para una confiabilidad del 90 %, viene determinada por la siguiente expresión:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

**Ecuación 1** Expresión de la vida útil de los rodamientos en millones de revoluciones

Donde:

$L \equiv$  Vida en Millones de Revoluciones

$C \equiv \text{Carga de Diseño en } N$

$P \equiv \text{Carga Efectiva Aplicada en } N$

Se considerarán condiciones estáticas en el funcionamiento de los rodamientos, ya que van a soportar cargas fijas en el tiempo y posición, con una velocidad de rotación extremadamente reducida, del entorno de 1600 arcsec/s.

En base a estas consideraciones, se hallarán las diferentes incógnitas que se tienen en esta ecuación.

Desde catálogo del fabricante, para este tipo de rodamientos, se establece que la carga de diseño que pueden soportar es:

$$C = 790 \text{ lb} = 3514,095 \text{ N}$$

Para conocer la carga aplicada sobre el rodamiento es necesario hacer una reflexión sobre la carga que más va a afectar a cada rodamiento como tal. Se tienen dos tipos de fuerzas por rodamiento, una es la axial de precarga y otra es la radial debida al peso de los elementos sobre el eje. El catálogo de los rodamientos no especifica de forma explícita la forma de obtener la carga aplicada en caso de que se tengan las dos componentes de fuerza. Es por ello que se va a determinar la vida del rodamiento suponiendo como carga aplicada la raíz cuadrada de la suma de las dos componentes al cuadrado, como método de combinación las cargas. Esto se muestra claramente a continuación:

$$F_r = 9,07 \text{ N}$$

$$F_a = 236,63 \text{ N}$$

La fuerza axial se ha obtenido del anexo de precargas, donde se muestra la precarga mínima necesaria para precargar los rodamientos. La fuerza radial se ha obtenido de la suma de los pesos que actúan sobre el eje, tal y como aparece en los resultados del anexo de estimación del centro de gravedad.

La combinación efectiva de las dos componentes de fuerza se realiza a continuación:

$$P = \sqrt{F_r^2 + F_a^2} = \sqrt{9,07^2 + 236,63^2} = 236,803 \text{ N}$$

Como puede apreciarse, el valor de carga equivalente obtenido es muy próximo al valor de carga axial sobre los rodamientos. Esto es debido a bajo valor de fuerza radial que éstos deben soportar, lo que puede deducirse a partir de la relación de la fuerza radial con respecto a la axial, que es:

$$\frac{F_r}{F_a} = 0,0383 = 3,83 \%$$

Por lo tanto, realizando las operaciones pertinentes:

$$L = \left( \frac{3514,095}{236,803} \right)^3 = 3267,944 \text{ millones de revoluciones}$$

## 4. Conclusiones

Como puede apreciarse, las estimaciones de vida útil de los rodamientos del mecanismo aportan una vida útil extremadamente larga de los mismos. Esto es debido a que las cargas que deben soportar son tan pequeñas en comparación a los valores empleados en diseño, que prácticamente no se desgasta el rodamiento como consecuencia del uso, por lo que, en este mecanismo, esto no es un hecho restrictivo a tener en cuenta en el mantenimiento del equipo.

**Fecha:** Junio 2015

**Firma:** Cristian Estévez Díaz







**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 1.4: Cálculo de la Arandela de Ballesta**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



# Índice

<b>ANEXO 1.4: CÁLCULO DE LA ARANDELA DE BALLESTA .....</b>	<b>1</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS.....</b>	<b>4</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>5</b>
<b>2. Introducción .....</b>	<b>5</b>
<b>3. Requerimientos de partida .....</b>	<b>6</b>
3.1. Requerimientos del fabricante.....	6
3.2. Requerimientos experimentales .....	6
<b>4. Consideraciones de cálculo.....</b>	<b>7</b>
<b>5. Procedimiento de cálculo.....</b>	<b>7</b>
<b>6. Cálculos de Diseño .....</b>	<b>10</b>
6.1. Diseño Discoidal .....	13
6.2. Diseño con Pestañas .....	14
<b>7. Análisis del diseño seleccionado.....</b>	<b>15</b>
7.1. Condiciones y restricciones impuestas.....	16
7.2. Control de mallado.....	18
7.3. Resultados .....	19

## Índice de Tablas

Tabla I Datos de interés de los materiales empleados en este cálculo .....	11
Tabla II Dimensiones radiales del eje a temperatura ambiente y criogenia .....	11
Tabla III Estimación de las Dimensiones de la Ballesta en Caliente .....	11
Tabla IV Dimensiones del eje desde el tope mecánico .....	12
Tabla V Dimensiones longitudinales del rotor del codificador .....	12
Tabla VI Datos de Partida Diseño Discoidal.....	13
Tabla VII Inercia de la sección del disco .....	13
Tabla VIII Fuerza a Temperatura Ambiente. Diseño de Disco .....	13
Tabla IX Fuerza en Frío. Diseño de Disco .....	13
Tabla X Datos de Partida del Diseño con Pestañas .....	14
Tabla XI Inercia de la Sección de una Pestaña.....	14
Tabla XII Fuerza a Temperatura Ambiente del Diselo con Pestañas.....	15
Tabla XIII Fuerza en Frío del Diseño con Pestañas .....	15

## 1. Resumen

En el presente documento se tratará de resolver el tipo de arandela adecuada para realizar la sujeción oportuna del codificador ubicado en el prototipo de pupila rotante con motor de eje hueco que se está desarrollando. Se determinarán las dimensiones de la arandela de ballesta, el espesor de material necesario para obtener la fuerza de apriete requerida y, en base a dicha fuerza, se calculará el salto mecánico, debido a contracciones diferenciales, necesario para que la arandela ejerza la presión adecuada sobre el elemento. Por último se realizará un estudio por elementos finitos que

## 2. Introducción

La situación del codificador dentro de este prototipo de mecanismo de pupila rotante, así como el método empleado de fijación del estator, hace que sea necesario establecer un modo de fijación axial del rotor del codificador. El fabricante del mismo, en su catálogo, hace referencia a la utilización de una arandela elástica ondulada para esta finalidad, pero también contempla la posibilidad de emplear una pieza con tres pestañas que empujen ligeramente el rotor contra un tope mecánico.

La sujeción de este rotor no debe influir de manera notable en el movimiento del mecanismo, más bien todo lo contrario, pretende establecer una medida de ese movimiento, sin intentar perturbarlo de ninguna manera. En este sentido, se ha optado por la opción de la pieza elástica, ya que no aportará una fuerza tan notable y permitirá aportar una solución sencilla que constituya menos inercia a mover por el motor, ya que su masa es considerablemente menor, puesto que puede ser de un material plástico.

Como material de fabricación se ha decidido emplear el G10, que es fibra de vidrio embebida en epoxi, y que es fácilmente manejable y compatible con las condiciones que se dan en el interior de un criostato. El cálculo que se expone a continuación consistirá en determinar las dimensiones oportunas del elemento, el espesor necesario y la fuerza en operación que se tiene con dicho espesor.

### **3. Requerimientos de partida**

A continuación se enumerarán las especificaciones que se han tenido en cuenta durante la realización de estos cálculos, lo que implica considerar tanto lo que el fabricante recomienda como los requisitos que se deducen de la experiencia en el diseño de sistemas criogénicos.

#### **3.1. Requerimientos del fabricante**

En los documentos aportados por el fabricante del codificador (véanse los anexos correspondientes al codificador) no se especifica un valor de fuerza axial de sujeción, si bien, las tolerancias de montaje no son tan exigentes. Pese a esto, sí se recomienda que sea del entorno de los 0,3 N en operación.

#### **3.2. Requerimientos experimentales**

La experiencia dicta que, para este tipo de mecanismos, la fuerza de apriete que debe ejercer la arandela sobre el rotor debe ser, como máximo, dos veces el peso del mismo. Asimismo, debe asegurarse que, cuando se produzca el enfriamiento del sistema (con su contracción correspondiente), se mantenga el apriete axial deseado, lo que se corresponde con la carga antes mencionada.

Por otro lado, se reconoce que los espesores de arandela óptimos y necesarios para este tipo de sujeciones deben encontrarse dentro del rango de entre 0,5 y 1,5 mm. Espesores mayores resultan extremadamente inoperables.

El material ideal para este tipo de ballestas, considerando condiciones criogénicas, es el G10, ya que no necesita de tratamientos superficiales y su mecanizado resulta relativamente sencillo.

Por último se establece que el gap óptimo longitudinal entre el rotor y el eje se encuentra dentro del intervalo 0,025-0,05 mm a la temperatura de trabajo. Este gap se corresponderá con la deflexión transversal de la arandela en el punto de contacto con el rotor del codificador.



## 4. Consideraciones de cálculo

A efectos de cálculo del espesor necesario, y dado que la ballesta debe ir atornillada al eje mecánico, se puede considerar que la arandela se comporta como una viga en voladizo empotrada a la que se le aplica una carga en el extremo, y como consecuencia se deforma. La longitud de dicha viga se corresponde con la longitud de la ballesta al punto de contacto con el rotor, contada desde el punto de anclaje al eje mecánico.

Deben tenerse en cuenta las diferentes contracciones diferenciales presentes en las piezas que están en contacto directo con la ballesta, pues debe asegurarse que la deformación de la arandela en criogenia provoque la carga adecuada sobre el rotor del codificador.

## 5. Procedimiento de cálculo

El procedimiento de cálculo consiste en determinar las longitudes axiales del eje y del rotor ambos en criogenia, debiendo determinar la diferencia de longitudes efectiva (gap). Una vez obtenido el gap a partir de las medidas de los dos componentes, considerando la fuerza necesaria de apriete paralelo al eje, se obtendrá el espesor de la placa considerando que el elemento se comporta como una viga empotrada en voladizo.

Concretamente, el proceso de cálculo se ha realizado específicamente siguiendo las pautas establecidas en los siguientes párrafos. En primer lugar, se hallan las longitudes de ambos elementos en criogenia. Para el caso del eje se considera como longitud efectiva aquella en la que va a ir alojado el rotor, esto es, desde el tope mecánico hasta el final del eje en su parte posterior. En esta estimación hay que tener en cuenta el coeficiente de dilatación térmica de los dos materiales para hallar el gap o diferencia de longitudes.

$$\Delta l = l_0 \cdot \alpha \cdot \Delta T$$

**Ecuación 1** Cambio de longitud con la temperatura

Donde:

$\Delta l \equiv$  Cambio en la longitud debido a la temperatura [mm]

$l_0 \equiv$  Longitud inicial antes del cambio térmico [mm]

$\alpha \equiv$  Coeficiente de expansión térmica  $\left[\frac{1}{K}\right]$

$\Delta T \equiv$  Diferencia de temperaturas final e inicial [K]

Entonces se halla el mencionado gap;

$$\delta = l_{rotor} - l_{eje}$$

**Ecuación 2** Diferencia de longitudes entre rotor y eje

Se halla el peso de la ballesta a partir de la densidad del material y el volumen aproximado de la pieza y se obtiene la fuerza de diseño.

$$F_d = 2 \cdot \rho \cdot V \cdot 9,81$$

**Ecuación 3** Expresión de la fuerza de diseño

Donde:

$F_d \equiv$  Fuerza de Diseño [N]

$\rho \equiv$  Densidad  $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$

$V \equiv$  Volumen [ $m^3$ ]

A continuación se hace necesario determinar la longitud equivalente de la viga que simula el comportamiento de la ballesta. Para ello se parte de los diámetros iniciales del eje y se hallan estos valores en criogenia, igualándolos a los de la ballesta en las mismas condiciones. En base a estas medidas se establecen las dimensiones iniciales de la ballesta, considerando la contracción del material.

Una vez se tienen estos datos, se halla la longitud equivalente restando el diámetro interno del rotor cuando está frío (punto de contacto) y el diámetro de anclaje en criogenia, que se corresponde con el punto de fijación al eje (donde se sitúan los tornillos).

Cuando se ha determinado la longitud equivalente de la viga, se estima a partir de la siguiente expresión la carga que se produce teniendo en cuenta un espesor de ballesta predeterminado, que se encuentre dentro del rango usual de espesores de este tipo de elementos. Para ello, debe determinarse la inercia de la sección transversal de la viga.

Para una viga en voladizo sometida a la acción de una carga en su extremo, se cumple que:

$$P = \frac{3 \cdot E \cdot I_y \cdot \delta}{L^3}$$

**Ecuación 4** Expresión del valor de la carga en un extremo de una viga en voladizo

Donde:

$$P \equiv \text{Carga aplicada [N]}$$

$$E \equiv \text{Módulo alástico [MPa]}$$

$$I_y \equiv \text{Inercia de la sección transversal con respecto al eje horizontal [mm}^4\text{]}$$

$$\delta \equiv \text{Deflexión máxima de la viga [mm]}$$

$$L \equiv \text{Longitud de la viga [mm]}$$



**Figura 1** Viga en Voladizo

Cuando se haya determinado el valor de la fuerza que se espera en condiciones de trabajo, se debe comparar con los valores establecidos en los requisitos como ideales, lo que decantará de un lado o de otro la decisión final sobre las dimensiones reales de la ballesta.

## 6. Cálculos de Diseño

Cuando se aplica el proceso de cálculo anteriormente descrito, se puede obtener un diseño de la ballesta aceptable. En el caso en estudio en este anexo, se tuvieron en cuenta dos conceptos de arandela elástica. En primer lugar, se pensó en una arandela totalmente circular en su diámetro externo, que estuviera en contacto permanente con el rotor del codificador a lo largo de toda su longitud de arco. El segundo de los conceptos se parece más al propuesto por el fabricante del encoder, que propone una pieza con tres pestañas equi-espaciadas que ejerzan la fuerza necesaria sobre el rotor. Los dos diseños se evaluaron siguiendo este procedimiento de cálculo, y sus resultados se exponen a continuación en forma de tablas de cálculo.

Cabe destacar que, para estimar las contracciones del G10 se emplearon unos datos tabulados de que dispone el departamento de mecánica del *IAC*, ya que no se encontraba un dato fiable del coeficiente de dilatación térmica del mencionado material.

El material del codificador es definido como *Ultem<sup>TM</sup>*, que es un tipo de polieterimida, del cual se desconocen en profundidad sus propiedades específicas por ser un material escasamente empleado. Tras encontrar un catálogo comercial de este material, y observar sus características, se procedió a realizar las estimaciones de contracciones.

Independientemente del concepto estudiado, se obtuvieron los siguientes datos de partida:

Datos de los Diferentes Materiales		
Material	$\alpha$ (1/K)	E (MPa)
AISI_316	0,000017	200
G-10	Datos tabla	<b>275,790292</b>
Ultem	0,00005	0,14

**Tabla I** Datos de interés de los materiales empleados en este cálculo

Se comenzó determinando las dimensiones en frío del eje:

Dimensiones Radiales Eje			
<b>Dint</b>	38,80 mm	<b>Dintcryo</b>	38,66 mm
<b>Dout</b>	50,00 mm	<b>Doutcryo</b>	49,81 mm
<b>Dancl</b>	44,30 mm	<b>Danclcryo</b>	44,14 mm
AISI_316			

**Tabla II** Dimensiones radiales del eje a temperatura ambiente y criogenia

Igualando las dimensiones en frío del eje a las de la arandela se obtiene:

Dimensiones Radiales Ballesta			
<b>Dint</b>	46,81 mm	<b>Dintcryo</b>	38,66 mm
<b>Dout</b>	60,33 mm	<b>Doutcryo</b>	49,81 mm
<b>Dancl</b>	53,45 mm	<b>Danclcryo</b>	44,14 mm
<b>Lfree</b>	5,63 mm		<b>Lmed</b> 46,98 mm
		G-10	<b>Dcryorotor</b> 49,40 mm
<b>Lcryofree</b>	<b>2,63 mm</b>		<b>Drotor</b> 49,93 mm

**Tabla III** Estimación de las Dimensiones de la Ballesta en Caliente

Donde  $L_{free}$  y  $L_{cryofree}$  son las longitudes efectivas de viga en caliente y en frío respectivamente. El diámetro del rotor se saca del anexo de contracciones diferenciales.

El gap o diferencia axial de longitudes, que coincide también con la deformación máxima de la viga que se está suponiendo se halla a partir de los datos de las siguientes tablas.

<b>Dimensiones</b>	
<b>Axiales Eje</b>	Desde el tope axial
<b>L</b>	9,95 mm
<b>Lcryo</b>	9,94 mm

**Tabla IV** Dimensiones del eje desde el tope mecánico

<b>Dimensiones Longitudinales Rotor</b>	
<b>L</b>	10,00 mm
<b>Lcryo</b>	9,96 mm
<b>Peso</b>	0,00 ton
<b>Peso</b>	0,01 kg

**Tabla V** Dimensiones longitudinales del rotor del codificador

El peso de la pieza se ha determinado a partir de la realización de un pre-modelo en 3D, pudiendo obtenerse el volumen, con lo que a partir de la densidad del material es posible hallarlo. El gap sería:

$$\delta = l_{rotor} - l_{eje} = 0,0235 \text{ mm}$$

Se halla la carga de referencia necesaria según los criterios preestablecidos:

$$F_d = 2 \cdot \rho \cdot V \cdot 9,81 = 0,109 \text{ N} ; F_d = 0,3 \text{ N (Recomendado)}$$

En base a los datos estimados, se puede determinar la carga que aporta cada concepto al rotor.

## 6.1. Diseño Discoidal

Se tienen los siguientes datos de partida:

$\delta$	0,02 mm
Lcryofree	2,63 mm
P	0,11 N

**Tabla VI** Datos de Partida Diseño Discoidal

Debido a condiciones de disponibilidad del material de la ballesta, ha de especificarse un ancho de la misma de 1 mm, con lo que se efectúa el cálculo de la viga suponiendo que la sección transversal se corresponde con un rectángulo de altura el mencionado ancho y ancho la longitud de la circunferencia exterior.

Cálculos para el espesor de G10 disponible	
b	16,90 mm
h	1,00 mm
I <sub>y</sub>	1,41 mm <sup>4</sup>

**Tabla VII** Inercia de la sección del disco

Las fuerzas que ejerce la viga en temperatura ambiente y criogénica son:

Fuerza a T <sup>a</sup> Amb	
I <sub>y</sub>	1,41 mm <sup>4</sup>
Lcryofree	5,63 mm
$\delta$	0,05 mm
E	275,79 N/mm <sup>2</sup>
P	0,33 N

**Tabla VIII** Fuerza a Temperatura Ambiente. Diseño de Disco

Fuerza Ejercida por el	
Gap	Cryo
I <sub>y</sub>	1,41 mm <sup>4</sup>
Lcryofree	2,63 mm
$\delta$	0,02 mm
E	275,79 N/mm <sup>2</sup>
P	1,51 N

**Tabla IX** Fuerza en Frío. Diseño de Disco

Se observan fuerzas aplicadas mayores de lo que se esperan en para las condiciones de operación, con lo que puede determinarse que este concepto no es válido desde el punto de vista físico, ya que puede hacer que el rotor entre en contacto con la circuitería interna del codificador.

## 6.2. Diseño con Pestañas

Una vez eliminada la posibilidad de emplear el primer concepto, se planteó la idea de una pieza con tres pestañas tal y como muestra la información del fabricante. Se decidió establecer que el ancho de las pestañas fuera de 4 mm, con el mismo ancho que en el caso anterior, y un número total de 3 pestañas.

Datos de Partida:

$\delta$	0,02 mm
Lcryofree	2,63 mm
P	0,11 N

**Tabla X** Datos de Partida del Diseño con Pestañas

La viga supuesta, en este caso, se corresponde con un elemento rectangular de ancho 4 mm y una altura de 1 mm.

Cálculos para el espesor de G10 disponible	
<b>b</b>	4,00 mm
<b>h</b>	1,00 mm
<b>I<sub>y</sub></b>	0,33 mm <sup>4</sup>

**Tabla XI** Inercia de la Sección de una Pestaña



Se obtienen las fuerzas ejercidas:

Fuerza a Tª Amb		
<b>I<sub>y</sub></b>	0,33	<b>mm<sup>4</sup></b>
<b>L<sub>cryofree</sub></b>	5,63	<b>mm</b>
<b>δ</b>	0,05	<b>mm</b>
<b>E</b>	275,79	<b>N/mm<sup>2</sup></b>
<b>P</b>	<b>0,08</b>	<b>N</b>

**Tabla XII** Fuerza a Temperatura Ambiente del Diselo con Pestañas

Fuerza Ejercida por el		
<b>Gap</b>		<b>Cryo</b>
<b>I<sub>y</sub></b>	0,33	<b>mm<sup>4</sup></b>
<b>L<sub>cryofree</sub></b>	2,63	<b>mm</b>
<b>δ</b>	0,02	<b>mm</b>
<b>E</b>	275,79	<b>N/mm<sup>2</sup></b>
<b>P</b>	<b>0,36</b>	<b>N</b>

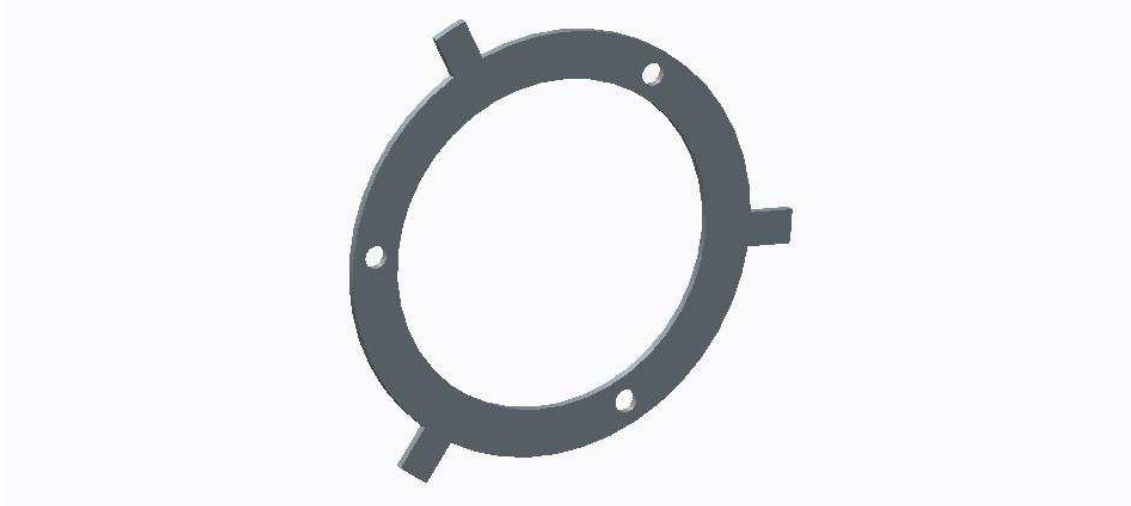
**Tabla XIII** Fuerza en Frío del Diseño con Pestañas

En esta ocasión sí se aprecian unos valores de carga aplicada en funcionamiento que se acercan bastante al valor recomendado por el fabricante del motor, aunque sean mayores que lo que especificaba la experiencia. Por esto, se da como válido el diseño, y se procede a una simulación por elementos finitos para comprobar posibles tensiones fatales en la pieza.

## 7. Análisis del diseño seleccionado

Una vez se ha dimensionado un concepto válido de arandela de ballesta, se procede a analizar el mismo por elementos finitos, a modo de comprobación, para verificar el estado tensional del elemento ante las condiciones impuestas.

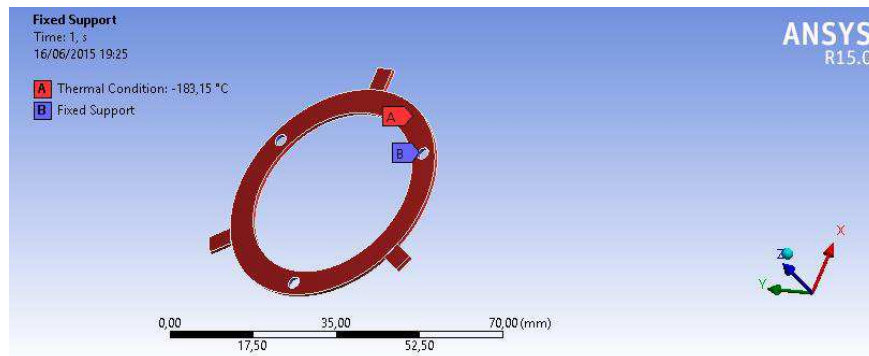
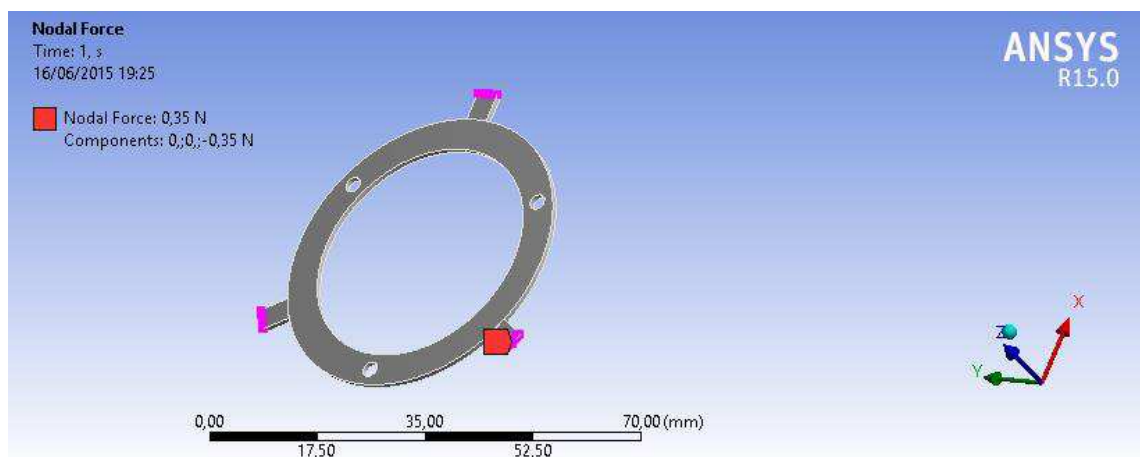
El diseño final se corresponde con una pieza en forma de anillo, con tres pestañas espaciadas 120 grados y que parten del diámetro exterior de dicho anillo. Estas pestañas son las que realmente hacen el esfuerzo efectivo sobre el rotor del codificador. Su comportamiento puede ser simulado mediante la consideración de una viga en voladizo con una carga en su extremo.



**Figura 2** Arandela de Ballesta Diseñada

### **7.1. Condiciones y restricciones impuestas**

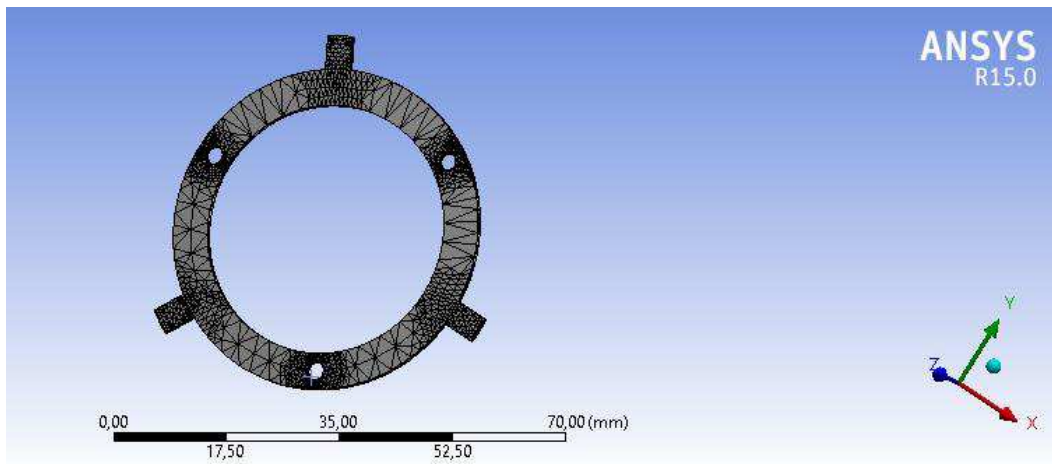
Para simular correctamente las condiciones a las que la pieza va a estar sometida durante el acto de servicio, se ha implantado el modelo en el programa informático ANSYS, debiéndose especificar las cargas y condiciones de fijación impuestas. En este sentido, se han establecido los taladros de la pieza como geometría fija (no se permiten desplazamientos ni giros con respecto a los ejes). También se ha impuesto una fuerza en sentido axial equivalente al valor hallado de fuerza en operación, y una condición de temperatura de 90 K (-183,15 °C), que simula las condiciones térmicas de trabajo en el entorno de un análisis estructural. Como material de simulación, se ha empleado G10.

**Figura 3** Condiciones Impuestas**Figura 4** Carga Impuesta

En las figuras anteriores se muestran las condiciones impuestas, que se identifican con temperatura criogénica (rojo, figura 3), soportes fijos (azul, interior de los taladros en la figura 3) y fuerza aplicada sobre los extremos de las tres pestañas (rojo, figura 4, sentido negativo del eje “z”).

## 7.2. Control de mallado

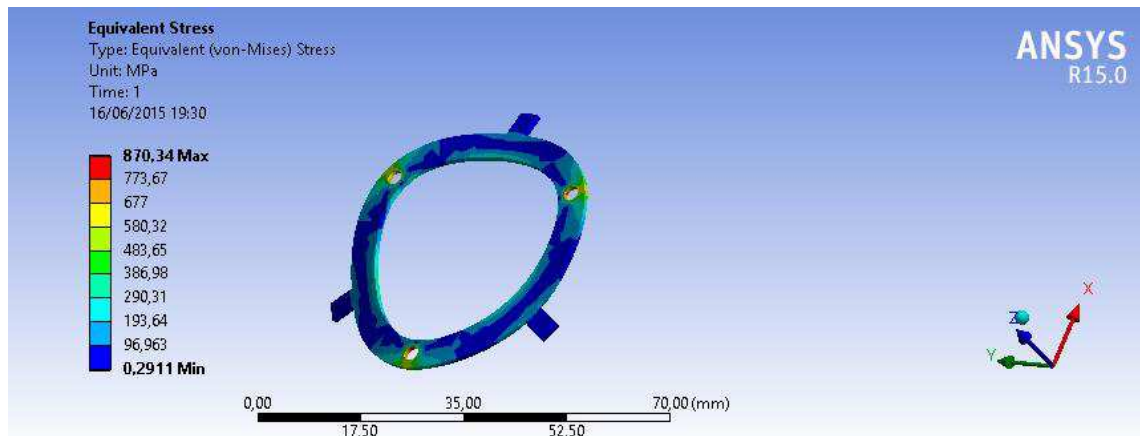
Se ha efectuado un refinamiento del número de elementos de malla en las zonas que se prevén más afectadas desde el punto de vista tensional, como son la zona cercana a los taladros y los puntos de aplicación de la fuerza debida al gap entre el eje mecánico y el rotor del codificador.



**Figura 5** Control de Mallado

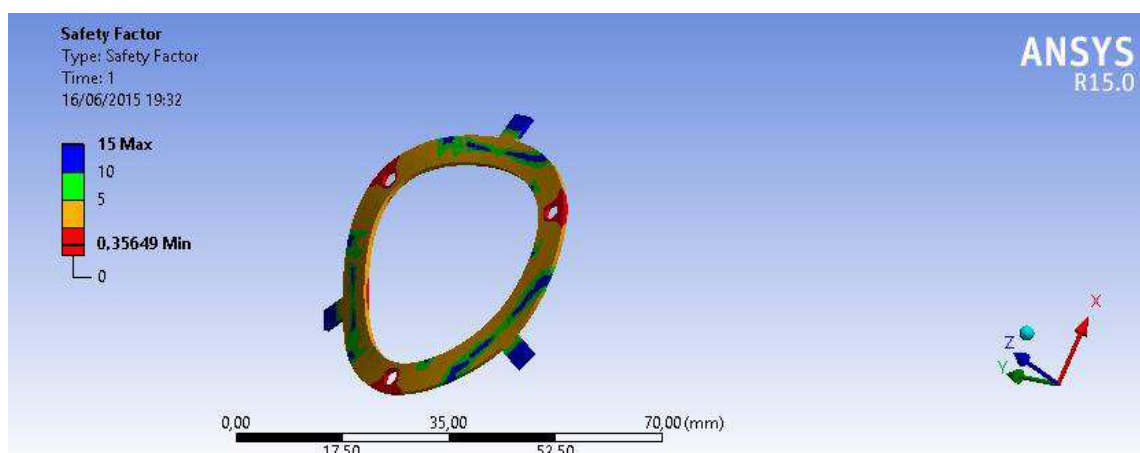
### 7.3. Resultados

Una vez analizado el modelo, se han obtenido los siguientes resultados tensionales en el elemento de estudio.



**Figura 6** Tensión Equivalente de Von Mises en la Ballesta

Se aprecia que la mayor parte de la pieza se encuentra dentro de un rango aceptable de tensión interna, que se corresponde con 0,29 MPa. Esto sitúa a esas piezas en la zona elástica del material, con lo que éste volverá a su forma inicial tras cesar las sollicitaciones. Sin embargo, se aprecia que en el interior de los taladros, definidos como soportes fijos, se producen puntos de tensión muy elevados, que harían que el material plastificara. Esta tensión tan elevada, por la situación específica de su emplazamiento (y las características de las condiciones de fijación impuestas) no deben ser tenidas en cuenta, ya que son puntos de singularidad en los que ANSYS estima tensiones elevadas que realmente no están presentes.



**Figura 7** Factor de Seguridad

En las zonas de tensión elevada se aprecia un mínimo bastante ínfimo del factor de seguridad (0,35), lo que sería inaceptable en condiciones normales. Sin embargo, como la pieza no es de responsabilidad y su rapidez y facilidad de fabricación son altas, podría darse como válido el concepto, sobre todo teniendo en cuenta que el estudio se realizó suponiendo un enfriamiento brusco de la pieza desde temperatura ambiente hasta la temperatura de trabajo en 1 segundo. Además, puede apreciarse que la pieza trabaja, por lo general, con un factor de seguridad aceptable, mayor que uno, exceptuando las zonas anteriormente designadas como puntos de singularidad, que no deben ser tenidos en cuenta. La amplia experiencia del *IAC* en el empleo de estas arandelas de sujeción muestra que el material no sólo no se rompe en criogenia sino que no llega a plastificar.

**Fecha:** Junio 2015

**Firma:** Cristian Estévez Díaz







**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 1.5: Detalles del Diseño Electrónico**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



# Índice

<b>ANEXO 1.5: DETALLES DEL DISEÑO ELECTRÓNICO.....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>3</b>
<b>2. Introducción .....</b>	<b>3</b>
<b>3. Evolución de la electrónica en el diseño .....</b>	<b>4</b>
<b>4. Descripción de la electrónica.....</b>	<b>7</b>
<b>5. Conclusiones .....</b>	<b>9</b>



## 1. Resumen

En el presente anexo se describirán las características particulares del diseño electrónico incorporado en el prototipo de mecanismo de pupila rotante con motor de eje hueco. Se expondrán los requisitos mínimos en lo referente a la electrónica necesaria para cumplir con los objetivos fundamentales, la manera en que se ha añadido esta electrónica en el diseño mecánico del sistema, y las consideraciones especiales que hay que tener en cuenta en este caso específico.

## 2. Introducción

El movimiento efectivo de la máscara del sistema se produce cuando la rotación de la misma se sincroniza con el rotador de campo del propio telescopio, que trata de corregir la imagen obtenida de los astros, que va girando como consecuencia de la rotación del planeta durante el tiempo estipulado de observación. En este sentido, se hace fundamental implementar un elemento de acción sobre las piezas mecánicas que haga efectivo el control y la coordinación con todos los elementos.

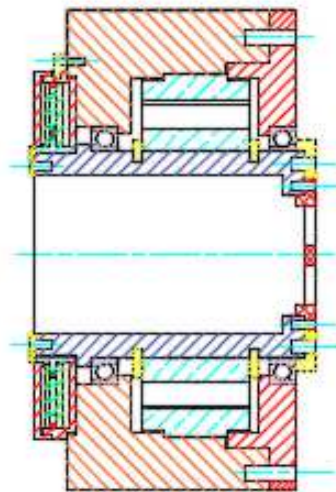
Específicamente, y dentro del mecanismo diseñado, se necesita realizar un control de la potencia que se suministra al motor de eje hueco, debiendo definir qué fase de alimentación conectar en cada momento para proporcionar un par adecuado. También es fundamental obtener información acerca de dónde se encuentra la máscara en cada instante, para tener una referencia sobre la acción a realizar en el motor, y saber la temperatura del sistema en cada momento, con el fin de evitar sobrecargas de funcionamiento.

La incorporación en el diseño mecánico de todos estos elementos no es una tarea fácil, y requiere tener consideraciones especiales en algunas de las piezas, con el fin de facilitar la parametrización y caracterización del funcionamiento en operación del sistema. La realización fundamental de esta implementación se ha realizado en base al concepto fundamental de distribución de los elementos en el eje del sistema, logrando evolucionar el diseño global hasta conseguir una simbiosis aceptable de todos los elementos necesarios.

### 3. Evolución de la electrónica en el diseño

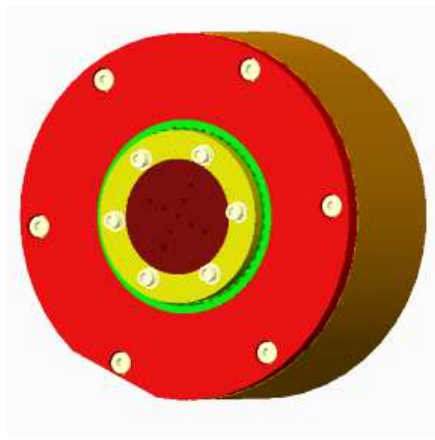
A continuación se mostrará un breve resumen de la evolución del diseño electrónico en el sistema objeto de estudio, con el objetivo de poner en contexto las decisiones tomadas. Un estudio más detallado de las alternativas de diseño será reflejado en la memoria de este proyecto, en el apartado correspondiente.

Una vez se tuvo ideado un concepto válido a primera vista del mecanismo, desde el punto de vista mecánico, se pensó en involucrar la parte electrónica como siguiente paso en el progreso del concepto. Para ello, se definieron los elementos necesarios para realizar las conexiones y los sensores oportunos con el controlador y se determinaron las mejores opciones posibles para poder instalar estos elementos de forma que no modificaran considerablemente el diseño ya realizado.



**Figura 1** Sección Mecanismo de Pupila AutoCad

En la imagen anterior se muestra la sección transversal del diseño del mecanismo antes de realizar las modificaciones correspondientes a la incorporación en el diseño de la electrónica. En base a esta sección se comenzaron a proponer posibles soluciones para las conexiones y el resto de elementos. Se puede apreciar que ya en ese momento se tenía ideada la posición de partes relacionadas con la electrónica, tales como el motor (rayado azul claro) y el encoder, que se ubica en la parte posterior del mecanismo (parte izquierda de la *figura 1*). El problema fundamental era que, pese a haber contemplado la situación mecánica de los elementos fundamentales, no se había contemplado la posibilidad de facilitar espacios que permitieran la introducción de los cables necesarios y otros elementos en el sistema.



**Figura 2** Diseño de Partida Tridimensional

Concretamente, se tenía pensado añadir, además de lo ya contemplado en el diseño de partida; cables para las conexiones con el exterior del criostato, y sensores de efecto *Hall*, como complemento al encoder y para averiguar qué fases activar en cada momento. Éstos últimos se corresponden con unos sensores que ya habían sido probados en criogenia.

En lo referente a los cables necesarios, no había muchas alternativas de actuación, ya que fundamentalmente había que conseguir sacar los cables de accionamiento del motor hacia el exterior para poder hacer las conexiones pertinentes. La solución más práctica era hacer una ranura en la carcasa que conectara la parte exterior con el interior del mecanismo, pero era necesario decidir el lugar correcto, ya que los cables se conectan en un punto determinado del estator del motor y dependiendo de la ubicación éste estaría en una posición relativa con el rotor, una posición que podría influir en las medidas de los sensores.

Aprovechando esta necesidad de realizar una ranura, se decidió reducir masa en la carcasa, lo que iba a reducir el tiempo necesario de enfriamiento, y se optó por hacer una ranura amplia que permitiera girar el estator para calibrar los sensores de efecto *Hall*.

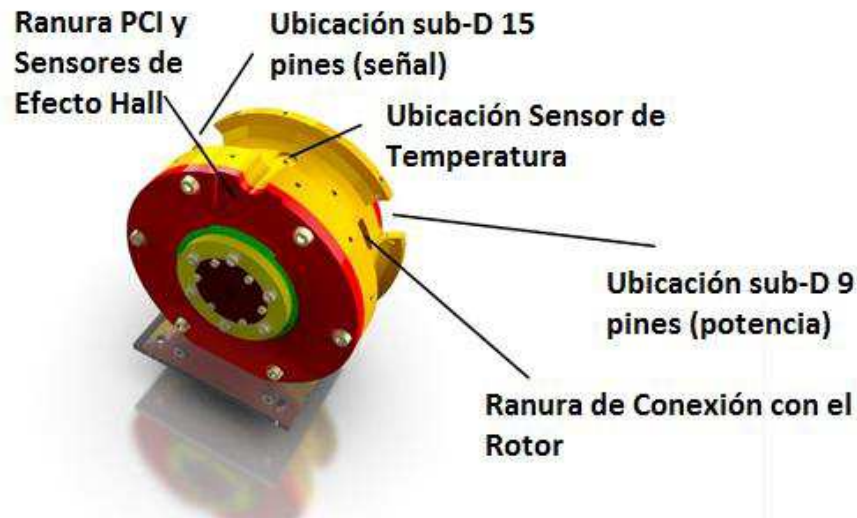
La colocación de los sensores de efecto *Hall* en el mecanismo implicaba, en primer lugar, conocer cuál era el funcionamiento óptimo de los mismos, lo que equivale a determinar en qué posición relativa con respecto al rotor del motor debían colocarse. También era necesario establecer si el hecho de que estuvieran colocados en un lugar en el que estuvieran rodeados de metal hacía variar la medida que los mismos podían aportar al sistema de control. Para averiguar esto, se realizó una pequeña prueba que se refleja en el anexo de pruebas de los sensores de efecto *Hall*.

Tras averiguar la ubicación concreta de los sensores, se procedió a incorporarlos en el sistema mecánico, dentro de la interfaz del sistema, y se pensó en una manera efectiva de conectarlos al exterior. Se propuso soldar los mismos a una placa de circuito impreso que permitiera llevarlos a un conector que facilitara la conexión con el cableado del criostato.

Debido a esto se ideó también una manera de hacer más sencilla también esa conexión en el cableado del resto de elementos del mecanismo, con lo que, además se determinó la inclusión en el sistema de dos conectores sub-D que abarcaran, por un lado, la electrónica de señal, y por otro la electrónica de potencia. Esto ofrece la ventaja de que la potencia no afecte en las mediciones de la señal de regreso, además de favorecer la organización de los diferentes cables presentes. Uno de esos conectores coincide con la ranura que conecta el interior del mecanismo con la parte exterior de la carcasa, de modo que los cables del motor puedan establecer una conexión rápida con el conector de potencia. Se ha pensado también en la manera de hacer pasar los cables desde la placa de circuito impreso hasta la parte trasera, previéndose un semi-taladro en la parte superior del sistema.

Por último, se añadió en la parte superior de la carcasa un pequeño plano con un taladro en el que colocar un sensor de temperatura, aunque no es la mejor opción debido al paso de cables por esa zona. Este sensor iba a permitir monitorizar de forma efectiva la temperatura del sistema en funcionamiento, lo que resulta muy útil, sobre todo cuando se trabaja en valores criogénicos.





**Figura 3** Modificaciones Realizadas para la Electrónica

## 4. Descripción de la electrónica

En este anexo se adjunta un plano en el que se refleja el esquema electrónico del diseño, en él aparecen de forma detallada los elementos fundamentales de la electrónica del mecanismo. Debido al alcance de este proyecto, el plano ha sido realizado por don José Vicente Gigante, ingeniero electrónico del *Instituto de Astrofísica de Canarias*. En este apartado se desarrollará dicho plano.

El motor del sistema se basa en un kit de motor *brushless* de la firma *Applimotion*, cuyo catálogo se adjunta en este proyecto. Este tipo de motores sin escobillas pueden ser controlados mediante diferentes herramientas y, dependiendo del tipo de control que se necesite realizar, necesitan distintos tipos de sensores de *feedback* o retroalimentación: controles de velocidad *sensorless*, sensores de efecto *Hall*, para controles de posición de bajas prestaciones y, adicionalmente, codificadores para control de velocidad o posición precisos.

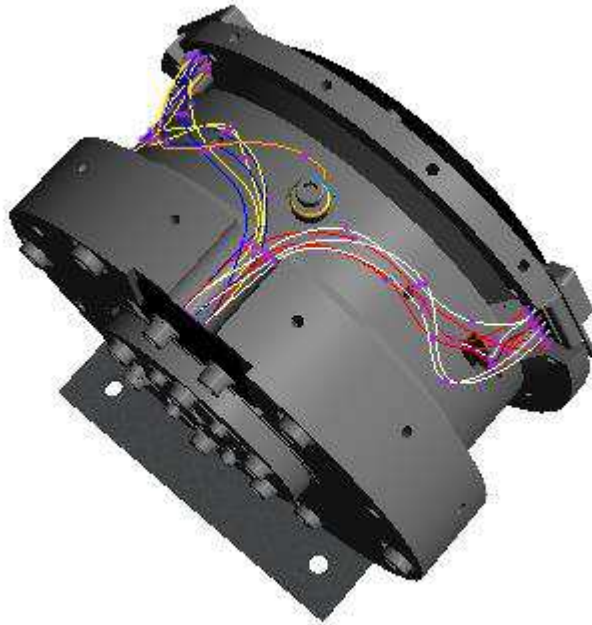
En este caso se ha elegido un esquema completo de sensores de manera que se tenga la flexibilidad necesaria para adaptar el motor a cualquier *driver* del mercado, y obtener además las prestaciones requeridas de control de posición.

En el esquema adjunto puede verse el diagrama interno de conexiones del motor. Una pequeña placa de circuito impreso alberga el circuito acondicionador de señal de los tres sensores de efecto *Hall*. La placa actual es un prototipo utilizado para la prueba de los sensores, y quedará integrada en el perímetro del motor.

Dos conectores sub-D de 9 y 15 pines son la interfase eléctrica del motor con el sistema de control.

- El conector sub-D de 9 pines conecta las señales de potencia de las tres fases del motor, la conexión a tierra del chasis del motor y un sensor que monitoriza la temperatura de funcionamiento del motor. La conexión a tierra del chasis es obligatoria por razones de seguridad eléctrica. En cuanto al sensor de temperatura, aunque la conexión cerca de los hilos de potencia del motor no es lo más recomendable, no se esperan interferencias significativas teniendo en cuenta la baja potencia de operación del motor y la conexión a 4 hilos del propio sensor de temperatura.
- El conector sub-D de 15 pines conecta las señales de 'feedback' del motor: Tres sensores de efecto Hall y un codificador absoluto de 19 bits. Los sensores de efecto Hall detectan la posición del rotor del motor de manera que pueda activarse la fase más adecuada para la producción de par. El codificador absoluto cerrará un lazo de control de posición y es un componente principal de cara a lograr los requerimientos de precisión exigidos. Las señales del codificador se acondicionan por medio de un interpolador (externo) a fin de extraer la información utilizable por el sistema de control de posición.

Para las primeras pruebas del mecanismo, todo el conjunto se controla por medio de un driver de motor *Parker Hannifin*, que proporciona especificaciones aceptables para hacer efectivo el control, aunque antes de decidir el controlador final está previsto evaluar otras alternativas comerciales.



**Figura 4** Simulación del Diseño Electrónico

## 5. Conclusiones

Se ha logrado integrar con éxito el diseño electrónico necesario para el control del sistema, barajándose durante el proceso diferentes opciones, que han sido estudiadas detenidamente. Queda por determinar, puesto que no es el objeto de este proyecto, si los componentes incluidos en el diseño son realmente aptos en su totalidad para lo que se pretende conseguir en la fase de pruebas de este prototipo.

Para complementar lo explicado en este anexo, se puede observar, en el documento de planos de este proyecto, un esquema que representa a la electrónica incorporada en el diseño.

**Fecha:** Junio 2015

**Firma:** Cristian Estévez Díaz



**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 1.6: Estudio del Centro de Gravedad**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



# Índice

<b>ANEXO 1.6: ESTUDIO DEL CENTRO DE GRAVEDAD</b> .....	<b>1</b>
<b>1. Resumen</b> .....	<b>3</b>
<b>2. Introducción</b> .....	<b>3</b>
<b>3. Componentes Considerados</b> .....	<b>4</b>
3.1. Eje Mecánico.....	4
3.2. Rodamientos.....	5
3.3. Rotor del motor de eje hueco .....	6
3.4. Rotor del codificador.....	7
3.5. Tapa Precarga.....	8
3.6. Anillo Seeger.....	8
3.7. Máscara .....	9
3.8. Tapa rotor encoder .....	10
<b>4. Sistema de análisis</b> .....	<b>11</b>
4.1. Resultados del análisis .....	12





## 1. Resumen

En el presente documento se va a realizar una estimación de la situación real del centro de gravedad del conjunto una vez considerados todos los elementos del mecanismo cuyo peso actúa directamente sobre el eje. Esta estimación implicará una mayor o menos estabilidad del sistema, dependiendo de si ese centro de gravedad se sitúa en torno al centro o alejado. Para hacer efectivo el cálculo, se empleará el plugin de mediciones, dentro del apartado de análisis del programa informático *Creo Parametric*. Para ello, se realizará un ensamblaje que abarque todos los elementos que se mueven junto con el eje, y se despreciarán aquellos elementos que van montados sobre la carcasa o sobre la interfaz del sistema.

## 2. Introducción

El centro de gravedad se define como el punto de aplicación ficticio de la resultante de todas las fuerzas gravitatorias actuantes sobre el sistema que se estudia, de tal forma que el momento de esta resultante sobre cualquier punto es el mismo que si se consideran las cargas independientes de todos los elementos sobre dicho punto.

Pese a que coinciden para la mayoría de aplicaciones usuales, no debe confundirse el centro de gravedad con el de masas, que se corresponde con el punto del sistema que se comporta como si la resultante de las fuerzas externas al sistema estuviera aplicada sobre el mismo.

La determinación del centro de gravedad de un cuerpo usualmente viene definida mediante una suposición inicial de la posición de un sistema de referencia, lo que permite determinar la distancia a cada uno de los centros de gravedad independientes de los componentes del sistema en estudio. A continuación, si se sabe el peso de cada uno de ellos, se halla el sumatorio de momentos de todos los elementos con respecto al origen del sistema de referencia y, dividiendo ese sumatorio de momentos por la totalidad de pesos se obtiene la posición del centro de gravedad con respecto al origen anteriormente supuesto. De este modo, aplicando el método a los tres ejes principales, dado que se está considerando una pieza tridimensional, se obtiene una posición definida de este punto.

En este documento se va a obtener el centro de gravedad del conjunto mediante al módulo de análisis y mediciones del programa informático *Creo Parametric*, que evalúa las propiedades físicas y dimensionales del ensamblaje compuesto por todos los elementos que se apoyan directamente sobre el eje del mecanismo, y que se mueven para provocar el movimiento de la máscara.

En apartados sucesivos se explicará el montaje realizado, el número y material de componentes de un mismo tipo que actúan sobre el eje, el resultado del análisis y las conclusiones que pueden deducirse a partir de estos resultados.

### 3. Componentes Considerados

De entre todos los elementos que componen el mecanismo de pupila rotante, para realizar este análisis se han tenido en cuenta solamente aquellos cuyo peso actúa directamente sobre el eje mecánico, y que poseen su mismo movimiento giratorio. Las características de estas piezas individuales se exponen a continuación.

#### 3.1. Eje Mecánico

Esta pieza es la parte fundamental del mecanismo, ya que es la que proporciona el movimiento efectivo a la máscara de la pupila, sobre ella apoyan el resto de componentes con movimiento, y está constituida por acero inoxidable AISI 316 para eliminar en mayor medida las contracciones diferenciales que puedan afectar a las prestaciones en funcionamiento.



**Figura 1** Eje

Se muestran algunas de las características físicas de esta pieza:

Material	AISI 316
Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	7860
Masa (Kg)	0,44435
Volumen (m <sup>3</sup> )	5,653·10 <sup>-5</sup>
Superficie (m <sup>2</sup> )	0,024

**Tabla I** Datos del Eje Mecánico

### 3.2. Rodamientos

Son los encargados de soportar el eje y el resto de elementos y además facilitar su movimiento circular. Para la realización de este estudio se ha considerado que los dos rodamientos empleados solamente están compuestos por las pistas inferiores y las bolas, ya que son las partes que se mueven junto con el eje mecánico, dejando la pista superior como estática.



**Figura 2** Pista Inferior y Bolas del Rodamiento

Datos de interés sobre la pieza:

Material	AISI 316
Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	7860
Masa (Kg)	0,0242
Volumen (m <sup>3</sup> )	3,085·10 <sup>-6</sup>
Superficie (m <sup>2</sup> )	4,58·10 <sup>-3</sup>

**Tabla II** Datos de los Rodamientos

### 3.3. Rotor del motor de eje hueco

Esta pieza está compuesta por un anillo de acero que va alojado sobre el eje mecánico y una parte exterior de imanes hecha a partir de material ferromagnético prensado. Para simplificar el estudio, se va a considerar que la pieza es enteramente de acero.



**Figura 3** Rotor del Motor de Eje Hueco

En este caso, los datos son:

Material	AISI 316
Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	7860
Masa (Kg)	0,3215
Volumen (m <sup>3</sup> )	4,091·10 <sup>-5</sup>
Superficie (m <sup>2</sup> )	0,014

**Tabla III** Datos del Rotor del Motor

### 3.4. Rotor del codificador

Se trata de la parte móvil del encoder que gira en coordinación con el eje mecánico. Está hecha de un polímero muy parecido a la polieterimida (Ultem™).



**Figura 4** Rotor del Codificador

Se adjunta la tabla pertinente con datos de interés:

Material	PEI (Ultem™)
Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	1200
Masa (Kg)	5,6·10 <sup>-3</sup>
Volumen (m <sup>3</sup> )	4,66·10 <sup>-6</sup>
Superficie (m <sup>2</sup> )	0,0089

**Tabla IV** Datos del rotor del codificador

### 3.5. Tapa Precarga

Esta pieza se corresponde con el primer concepto ideado en el anexo de alternativas de precarga. El material de acero, y se mueve también en coordinación sobre el eje, apoyando todo su peso sobre el mismo.



**Figura 5** Tapa de Precarga

Propiedades físicas:

Material	AISI 316
Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	7860
Masa (Kg)	0,039
Volumen (m <sup>3</sup> )	4,98·10 <sup>-6</sup>
Superficie (m <sup>2</sup> )	0,004

**Tabla VI** Datos de la Tapa de Precarga

### 3.6. Anillo Seeger

Este elemento se sitúa en las ranuras practicadas en el eje y permite la fijación axial del rotor del motor, no tiene ninguna función estructural específica. Se consideran dos anillos Seeger en el análisis.



**Figura 6** Anillo Seeger

Los datos adicionales son:

<b>Material</b>	<b>AISI 316</b>
<b>Densidad (Kg/m<sup>3</sup>)</b>	7860
<b>Masa (Kg)</b>	0,0126
<b>Volumen (m<sup>3</sup>)</b>	1,609·10 <sup>-6</sup>
<b>Superficie (m<sup>2</sup>)</b>	0,0022

**Tabla VI** Datos del Anillo Seeger

### 3.7. Máscara

Es la pieza fundamental del mecanismo, la que enmascara la radiación de los brazos del espejo secundario del telescopio. Se coloca en la parte frontal del eje y se ha fabricado de acero.



**Figura 7** Máscara

Se aportan a continuación las propiedades físicas.

Material	AISI 316
Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	7860
Masa (Kg)	0,0094
Volumen (m <sup>3</sup> )	3,469·10 <sup>-6</sup>
Superficie (m <sup>2</sup> )	0,0031

**Tabla VII** Datos de la Máscara

### 3.8. Tapa rotor encoder

Se trata de una pieza de G10 que aporta la fuerza axial necesaria para fijar el rotor del encoder al tope mecánico del eje. Se supondrá por simplicidad que la forma exterior es totalmente circular, sin las pestañas existentes en el diseño final. Dado que en la base de datos de *Creo* no aparece el G10 se empleará como material Nylon.



**Figura 8** Tapa del Encoder empleada en este análisis

Se aportan los datos en función del material supuesto:

Material	Nylon
Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	1200
Masa (Kg)	0,0011
Volumen (m <sup>3</sup> )	9,894·10 <sup>-7</sup>
Superficie (m <sup>2</sup> )	0,0023

**Tabla VIII** Datos de la tapa del rotor



## 4. Sistema de análisis

Para la realización de la estimación del centro de gravedad del conjunto se han unido todos los componentes descritos en el apartado anterior de la misma forma en que irían montados en el diseño final del mecanismo de pupila. Con lo que el análisis se inicia a partir de entonces.



**Figura 9** Componentes Móviles sobre el Eje

Cabe destacar que también se han tenido en cuenta, durante el análisis, los diferentes tornillos de fijación de los elementos l eje mecánico. Estos tornillos también son de acero inoxidable.

A raíz de este ensamblaje se inicia el análisis para tratar de hallar la posición del centro de gravedad. Para ello, el programa informático supone un eje de referencia en el centro de la parte frontal de la máscara.

## 4.1. Resultados del análisis

En base a las piezas y los datos introducidos, se obtiene que el centro de gravedad del conjunto está situado justo en la parte del eje donde está ubicado el rotor del motor, alineado con el eje óptico del mecanismo. Esto significa que los rodamientos soportan la carga total de manera similar, con lo que el comportamiento va a ser muy estable y la carga será transmitida de igual manera a la carcasa por los dos rodamientos existentes en el mecanismo.



**Figura 10** Posición del Centro de Gravedad (eje numerado) con respecto al Sistema de Referencia (xyz)

En la imagen anterior puede apreciarse la posición del centro de gravedad con respecto al sistema de referencia supuesto en un principio, que está situado en el centro de la máscara. Esa posición se corresponde con el centro de la situación del rotor del motor, que está a mitad de la distancia entre los dos rodamientos.

Numéricamente, se corrobora esta posición mediante los siguientes valores, que reflejan la distancia sobre los tres ejes en la que se encuentra el centro de gravedad

**Centro de Gravedad**

<b>X</b>	-0,00331	<b>mm</b>
<b>Y</b>	0,00199	<b>mm</b>
<b>Z</b>	27,76995	<b>mm</b>

**Tabla IX** Posición del Centro de Gravedad

Prácticamente el centro de gravedad permanece fijo entorno al origen de coordenadas en los ejes “x” e “y”, siendo en el eje “z”, paralelo al eje óptico, su mayor desplazamiento.

También se han podido sacar algunos datos relevantes del análisis de masas:

<b>Volumen</b>	<b>0,00012</b>	<b>m<sup>3</sup></b>
<b>Área Superficial</b>	<b>0,074</b>	<b>m<sup>2</sup></b>
<b>Densidad Media</b>	<b>7405,203</b>	<b>Kg/m<sup>3</sup></b>
<b>Masa</b>	<b>0,907</b>	<b>Kg</b>

**Tabla X** Datos de

en Movimiento

Interés sobre el Sistema

**Fecha:** Junio 2015

**Firma:** Cristian Estévez Díaz



**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 1.7: Análisis de Tolerancias Dimensionales**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



# Índice

<b>ANEXO 1.7: ANÁLISIS DE TOLERANCIAS DIMENSIONALES .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>3</b>
<b>2. Introducción .....</b>	<b>3</b>
<b>3. Procedimiento de cálculo .....</b>	<b>6</b>
<b>4. Tolerancias axiales .....</b>	<b>7</b>
4.1. Eje mecánico .....	7
4.2. Carcasa .....	8
4.3. Tapa del eje .....	9
4.4. Interfaz del rodamiento .....	9
<b>5. Tolerancias Radiales .....</b>	<b>10</b>
5.1. Carcasa-Interfaz del rodamiento .....	10
5.2. Eje-Máscara.....	11
5.3. Eje-Pieza de sacrificio.....	12
5.4. Carcasa-Estator .....	13
5.5. Rodamientos-Eje.....	14
5.6. Rodamientos-Alojamientos exteriores.....	15
5.7. Rotor-Eje.....	16
5.8. Conclusión .....	17





## 1. Resumen

En este documento se va a realizar un estudio de las tolerancias dimensionales que han de exigirse en la fabricación de las piezas a diseñar del prototipo de mecanismo de pupila rotante. Estas tolerancias van a influir directamente sobre el funcionamiento correcto del sistema, ya que van a determinar, en muchos casos, posiciones relativas y tipos de ajuste de unos elementos con respecto a otros. Se explicarán razonadamente las decisiones tomadas a este efecto y se harán estimaciones de tipos de ajustes máximos y mínimos para tratar de asegurar tanto el montaje como la funcionalidad del mecanismo.

## 2. Introducción

La fabricación de piezas, debido a las diferentes circunstancias a las que están sometidas máquinas y procesos, no puede asegurar que se cumplan de manera exacta las medidas que se establecen en la fase de diseño. Por esta razón, deben establecerse límites de divergencia respecto a las dimensiones previstas.

Las tolerancias dimensionales son las variaciones máximas aceptables en las medidas de una pieza para que ésta pueda ser montada en el conjunto del mecanismo sin que el funcionamiento del mismo se vea perjudicado, esto es, limitan las irregularidades en las dimensiones de las piezas. El control dimensional al que someten a las piezas hace que se aumente la intercambiabilidad de las mismas, lo que ha posibilitado un gigantesco avance en la producción de infinidad de artículos y en el abaratamiento de costes de fabricación.

Mediante la especificación explícita de las tolerancias dimensionales se fija un rango de valores permitido para las cotas funcionales de una pieza, existiendo una relación inversamente proporcional entre la tolerancia dimensional y el coste de fabricación de la pieza, lo que implica un aumento del valor a medida que se disminuyen esas tolerancias.

En un sentido estricto, la tolerancia es el margen de medidas límites que una pieza puede tener, lo que equivale a decir que es la diferencia entre su límite dimensional superior y el inferior, considerando la cota nominal teórica de partida. Sin embargo, la definición del intervalo aceptable de medidas no es suficiente para especificar estas dimensiones, ya que se

requiere determinar también la posición de las tolerancias, con el fin de limitar los errores de las máquinas por exceso, por defecto o ambos. En este sentido, y para establecer un precedente a seguir, se han normalizado tanto los tipos de tolerancias como sus posibles posiciones. La estandarización más usualmente empleada en tolerancias dimensionales viene preestablecida por la norma ISO. Generalmente, la normalización de tolerancias se emplea con frecuencia para estudiar el comportamiento relativo entre ejes y agujeros.

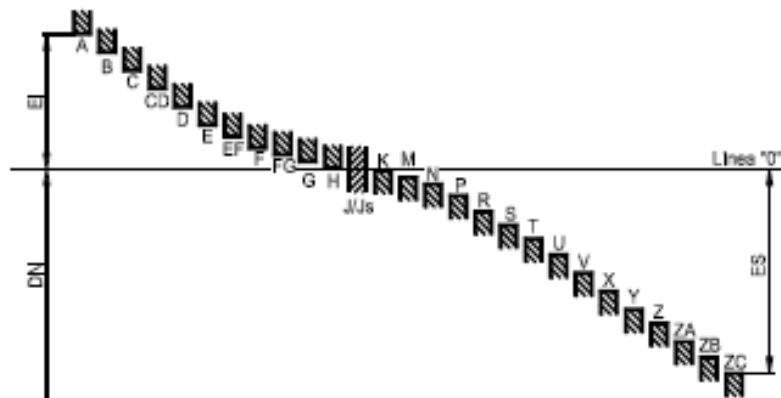
VALORES NUMERICOS DE LAS TOLERANCIAS FUNDAMENTALES  
(valores en  $\mu\text{m}$ )

Grupos de dimensiones nominales (mm)	GRADOS DE TOLERANCIAS NORMALIZADAS																			
	IT 01	IT 0	IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14	IT 15	IT 16	IT 17	IT 18
Hasta 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000	1400
>3 a 6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200	1800
>6 a 10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500	2200
>10 a 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800	2700
>18 a 30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100	3300
>30 a 50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500	3900
>50 a 80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000	4600
>80 a 120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500	5400
>120 a 180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	6300
>180 a 250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600	7200
>250 a 315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200	8100
>315 a 400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700	8900
>400 a 500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300	9700
>500 a 630			9	11	16	22	32	44	70	110	175	280	440	700	1100	1750	2800	4400	7000	11000
>630 a 800			10	13	18	25	36	50	80	125	200	320	500	800	1250	2000	3200	5000	8000	12500
>800 a 1000			11	15	21	28	40	56	90	140	230	360	560	900	1400	2300	3600	5600	9000	14000
>1000 a 1250			13	18	24	33	47	66	105	165	260	420	660	1050	1650	2600	4200	6600	10500	16500
>1250 a 1600			15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1250	1950	3100	5000	7800	12500	19500
>1600 a 2000			18	25	35	46	65	92	150	230	370	600	920	1500	2300	3700	6000	9200	15000	23000
>2000 a 2500			22	30	41	55	78	110	175	280	440	700	1100	1750	2800	4400	7000	11000	17500	28000
>2500 a 3150			26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1350	2100	3300	5400	8600	13500	21000	33000

\*Los grados de tolerancia IT14 a IT18 no deben utilizarse para las medidas nominales inferiores o iguales a 1 mm.

Figura 1 Tabla de calidades ISO de tolerancias en función de la medida nominal

En la normalización ISO se debe especificar tanto la calidad de la tolerancia en función del valor nominal de medida, amplitud dimensional entre el límite superior y el inferior, como la posición de la misma con respecto a la dimensión nominal, según un conjunto de letras y de la consideración de eje o agujero. Esas posiciones definidas simplemente establecen un valor de partida para alguno de los límites inferior o superior, con lo que puede hallarse el otro límite mediante la aplicación de la calidad definida. La combinación efectiva de estos dos ítems define de manera contundente el margen aceptable de error.



**Figura 2** Posiciones de tolerancias para agujeros. EI es la desviación inferior, ES la desviación superior.

Las posiciones de tolerancias normalmente se definen por letras, que son mayúsculas para hacer referencia a ejes y minúsculas para los agujeros. En la figura 2 aparecen reflejadas las posiciones estandarizadas en el caso de los ejes, donde las líneas horizontales de cada cuadrado se corresponden con las posiciones gráficas de las desviaciones inferiores y superiores con respecto a la línea “0” u origen de cota [4].

Una vez se tienen definidas las tolerancias para dos elementos que interactúan entre sí, por lo general eje y agujero, se debe estudiar cómo interfieren en montaje, es decir si va a existir una cierta holgura entre ambas (juego) o si por el contrario se va a producir una interferencia de medidas (apriete). La determinación de tipo de ajuste que se produce se obtiene restando entre valores máximos y mínimos de las medidas límite de las dos piezas. El juego implica restar a las dimensiones del mismo las del eje, y el apriete viceversa.

En diseño de piezas de mecanismos, por lo general, es posible hallar las tolerancias necesarias para una pieza concreta mediante la selección previa del tipo de ajuste necesario y las tolerancias dimensionales de la otra pieza. Para ello existen dos métodos normalizados, eje base y agujero base. El método de eje base consiste en establecer una posición “h” para el mismo, que se identifica con límite superior igual al nominal, pudiendo especificarse las tolerancias del agujero según el tipo de ajuste que se requiera. En el caso del agujero base se hace lo propio mediante la definición de la posición “H”, que es igual a decir que la cota inferior permitida coincide con la nominal de diseño.

### 3. Procedimiento de cálculo

En apartados sucesivos se procederá al análisis de tolerancias y cálculo de los tipos de ajustes que van a ser necesarios para el correcto funcionamiento del mecanismo de pupila. Dicho análisis incluirá una explicación razonada de por qué se elige cada tolerancia, especificando también los tipos de ajustes necesarios en el caso de contactos entre piezas. Cabe destacar que estos tipos de ajustes se estimarán para las tolerancias radiales, ya que aquellas que afectan a dimensiones longitudinales obedecen a razones ajenas a los tipos de ajustes, tal y como se explica en apartados siguientes.

En el caso de los análisis radiales de las dimensiones, se han tenido en cuenta las necesidades específicas de cada conjunto de piezas, de tal forma que se consiga facilitar en todos los puntos el movimiento circular del eje. Concretamente el proceso seguido para determinar las tolerancias obedece a la determinación previa del tipo de ajuste que sería necesario. Posteriormente se determinan las calidades de ambas piezas, siguiendo normalmente recomendaciones bibliográficas y se identifican las desviaciones de las piezas, pudiendo realizarse entonces el análisis del tipo de ajuste. Esto permite tomar decisiones satisfactorias sobre si conviene o no exigir ese tipo de tolerancias en el sistema.

Un problema fundamental que aparece en este análisis de tolerancias es el de ofrecer los ajustes adecuados en aquellas zonas en las que se produce intersección entre elementos diseñados y comerciales, ya que no es posible hacer efectivo un control sobre las dimensiones de los elementos ya fabricados, lo que se traduce muchas veces en tolerancias poco precisas. Esto lleva a tener que aumentar la calidad de los elementos a diseñar y, por consiguiente, a reducir el límite aceptable de error en la fabricación hasta valores que son muy difíciles de conseguir.

En lo referente al análisis axial de las tolerancias no se han realizado estimaciones de ajustes, dado que este tipo de dimensiones no obedece a piezas que encajan unas dentro de otras. Sin embargo, se han exigido razonadamente tolerancias principalmente de interferencia entre elementos, con el fin de garantizar la precarga de los rodamientos según el concepto elegido (véanse los anexos de precargas de los rodamientos y de los diseños alternativos de la tapa del eje).

Especial atención merecen las capacidades del taller, que se identifican con un error mínimo de 5  $\mu\text{m}$  en condiciones normales, por lo que los límites establecidos de amplitudes de tolerancias no deben ser inferiores a este valor, salvo en lugares especialmente sensibles. Además, es destacable el hecho de que el cálculo no involucra el cambio de dimensión de los materiales con la temperatura, ya que se van a analizar interacciones entre piezas del mismo material, acero.

## 4. Tolerancias axiales

La especificación de tolerancias axiales en el mecanismo se centra fundamentalmente en aquellas partes del eje, la carcasa, la tapa y la interfaz que tienen contacto directo con los rodamientos del sistema. El objetivo principal de la definición de estos límites radica en la necesidad imperiosa de precargar los rodamientos, aunque sea mínimamente. La precarga de los rodamientos es elemental para garantizar que las bolas de los mismos estén siempre en contacto con las pistas exteriores, lo que favorece un movimiento constante del eje.

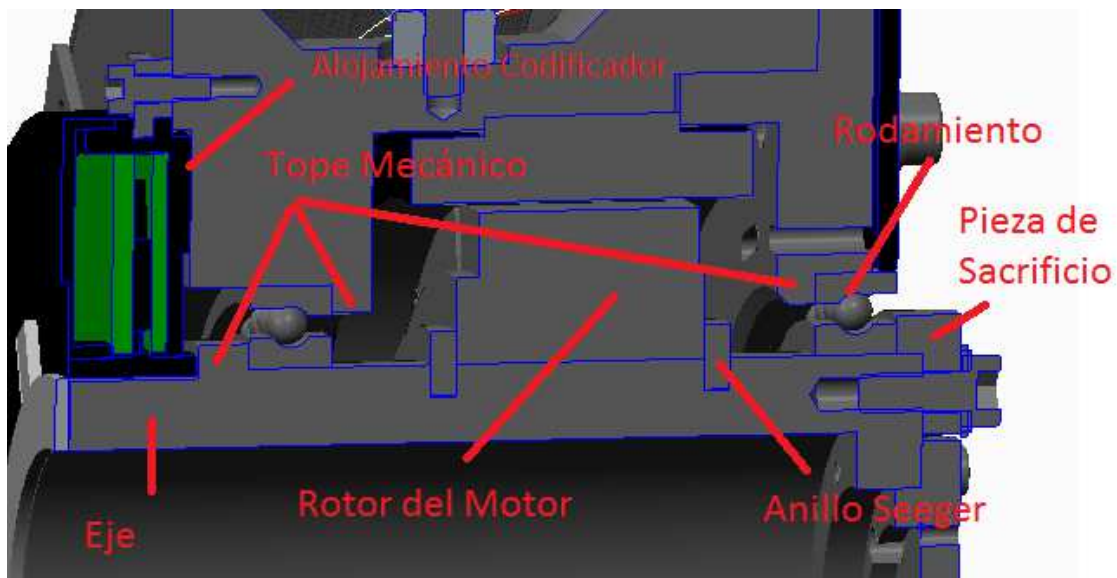
Seguidamente se expondrán y analizarán las tolerancias axiales pieza por pieza, de forma que se constituya una base teórica que fundamente las decisiones tomadas.

### 4.1. Eje mecánico

Esta pieza, dado que soporta tanto a los rodamientos como al sistema de precarga, debe tener una exigencia bastante controlada en las dimensiones axiales, pues en gran medida, la precarga de los rodamientos depende de muchas de las distancias longitudinales limitadas por el eje.

En este sentido, el hecho de controlar la distancia desde el tope mecánico tallado en el eje hasta la cara frontal, donde se sitúa la pieza de sacrificio, es fundamental para asegurar la precarga. Por este motivo, se establece una tolerancia para esta distancia de  $52,2^{0}_{-0,005}$  mm, para que en todo caso la dimensión sea menor que el valor nominal de diseño y se aumente ligeramente la presión sobre la pista inferior del rodamiento que apoya en ese tope mecánico. Los posibles errores cometidos en esta dimensión pueden ser corregidos mediante el mecanizado de la pieza de sacrificio.

Otra consideración importante en lo referente a las dimensiones longitudinales, a parte de la precarga de los rodamientos, es el ancho de la zona habilitada para la colocación del rotor del motor, que viene fijado por dos anillos *Seeger*. Estos anillos no ejercen ningún tipo de presión sobre el rotor, simplemente se colocan para asegurar su posición axial. En la primera de las ranuras, desde el punto de vista de la cara frontal donde se ubica la pieza de sacrificio, se establece una tolerancia mínima de  $-0,004$  mm (0 como límite superior) en la distancia hasta la pared de la ranura que coincidiría con la superficie del rotor del motor. En la cara de la segunda ranura correspondiente al plano donde teóricamente coincide con el otro extremo del motor también se ha establecido esta tolerancia a la inversa, es decir, 0 y  $+0,004$  mm. Esto obedece a que las brutas tolerancias de fabricación del rotor hacen que su medida axial sea difícil de predecir (en metrología se ha estimado una variación de dimensiones del entorno de 0 y  $+0,004$  mm por lado), por lo que se trata de establecer un control de la distancia del eje en contacto con esta pieza. Ese control permitiría, en el peor de los casos, que esta distancia medida sobre el eje fuera igual que la del rotor, por lo que éste quedaría fijado directamente por los anillos. Sin embargo, esto no es realmente así, ya que en el catálogo de los mencionados anillos se dice que la dimensión real del ancho de los mismos es  $70\ \mu\text{m}$  menor que los 2 mm estipulados para el ancho de las ranuras.



**Figura 3** Identificación de las partes sensibles en lo referente a tolerancias axiales

## 4.2. Carcasa

En este caso se ha tenido especial cuidado en el ancho del tope mecánico incorporado en la carcasa, ya que se ocupa también de mantener la precarga sobre el segundo rodamiento.

Por todo esto, se han establecido unos límites dimensionales de 0,005 y 0 como límites superior e inferior respectivamente. Esto permite que el posible error cometido se traduzca de nuevo en un ligero aumento de la precarga de los rodamientos, lo que en cualquier instante puede corregirse con el mecanizado de la pieza de sacrificio dispuesta a tal efecto.

La distancia existente en la carcasa a causa del ancho del grosor del escalón de alojamiento del codificador también se ha tolerado, llegando a permitir solamente un aumento máximo de profundidad de ese alojamiento de 100  $\mu\text{m}$ , con el objetivo de aumentar distancias y evitar el contacto con el material del codificador en frío.

### **4.3. Tapa del eje**

Esta pieza se corresponde con el concepto desarrollado en el análisis de alternativas de precargas. Se trata de una pieza de sacrificio que permite aumentar la longitud de su aleta para aportar la precarga necesaria. Si se consulta el anexo de precarga de los rodamientos, se especifica que se necesita una interferencia de 0,013 mm para aportar la precarga mínima. En ese mismo documento se aprecia que, para una interferencia de 0,026 mm, el momento resistente ofrecido es todavía muy pequeño. Es por esto que se ha tomado la decisión de establecer unos límites en la longitud axial de la aleta de la pieza que se corresponden con +0,026 y +0,013 mm como límites superior e inferior respectivamente, para asegurar que sí se aporta un mínimo de precarga.

### **4.4. Interfaz del rodamiento**

En esta ocasión, solamente centrado la atención en la distancia que refleja la profundidad del alojamiento del rodamiento exterior del sistema, de tal manera que se asegure siempre la precarga sobre los rodamientos. Por este motivo se ha propuesto nuevamente unos límites superiores e inferiores de 0,005 y 0 respectivamente. Esto se hace para que el error cometido en los topes mecánicos de la parte posterior no se traduzca en una fuerza axial excesiva sobre la pista del rodamiento en contacto directo.

## 5. Tolerancias Radiales

La cantidad de elementos ubicados a lo largo del eje y el propio diseño circular del mecanismo en general hacen que haya que introducir o guiar elementos cilíndricos en piezas que son también cilíndricas. Esto lleva a estudiar y analizar el tipo de tolerancias que se deben especificar para cada caso en específico, en función del grado de responsabilidad inherente a cada parte. En este sentido, se han desarrollado el proceso de cálculo mencionado en apartados anteriores con el fin de establecer ajustes que faciliten tanto el montaje como el desempeño de las funciones para las que se diseña este mecanismo.

A continuación se van a desarrollar los casos en que deben especificarse los tipos de ajustes, analizando en profundidad cada una de las necesidades específicas de los mismos.

### 5.1. Carcasa-Interfaz del rodamiento

El diseño conceptual de la interfaz hace que ésta encaje de gorma guiada en el interior de la carcasa, con el objetivo de, una vez atornillada, ejercer presión sobre el estator del motor y asegurar el centrado del rodamiento exterior. Se ha decidido establecer un ajuste fino deslizante para esa zona de interferencia, de forma que exista un juego limitado que permita la introducción de la interfaz en el sistema. La limitación de ese juego se establece en aproximadamente 20  $\mu\text{m}$ , según la experiencia de montaje de este tipo de mecanismos que se tiene en el taller.

Cuando se ha decidido el tipo de ajuste se hace necesario establecer las calidades oportunas para las tolerancias de ambos elementos, en las que la interfaz se puede considerar como eje y la carcasa como agujero. Normalmente el agujero suele tener una calidad menor que el eje en este tipo de ajustes deslizantes, que según la bibliografía consultada, es el mejor ajuste para piezas de suma importancia en maquinaria.

A continuación se exponen los cálculos realizados en formato tabla:



<b>D Nom</b>	94,9 mm		
<b>Agujero</b>			
<b>Posición Tol.</b>	H	<b>Calidad (IT)</b>	5
<b>Eje</b>			
<b>Posición Tol.</b>	h	<b>Calidad (IT)</b>	4
<b>Agujero</b>			
<b>EI</b>	0 mm	<b>DM</b>	94,915 mm
<b>T</b>	0,015 mm	<b>Dm</b>	94,9 mm
<b>ES</b>	0,015 mm		
<b>Eje</b>			
<b>EI</b>	-0,01 mm	<b>dM</b>	94,9 mm
<b>t</b>	0,01 mm	<b>dm</b>	94,89 mm
<b>ES</b>	0 mm		
<b>Jmin</b>	0		
<b>Jmáx</b>	0,025		<b>Juego</b>
<b>Tol Ajuste</b>	0,025	0,025	

**Tabla I** Ajuste Carcasa e Interfaz

Como puede observarse, con valores más o menos exigentes de calidades ha logrado obtenerse un juego máximo que se acerca a lo establecido previamente (20  $\mu\text{m}$ ), por lo que pueden darse por válidas estas tolerancias. Dado que las tolerancias están normalizadas, se hace complicado obtener justamente el valor de juego máximo deseado, por lo que se aproxima lo más posible.

## 5.2. Eje-Máscara

La máscara del sistema también se inserta guiada en el agujero del eje habilitado a tal efecto, por lo que puede establecerse el mismo tipo de ajuste que en el caso anterior. De nuevo se determina un valor máximo de juego del entorno a los 20  $\mu\text{m}$ , lo que permite que no haya una gran excentricidad de la máscara del prototipo con respecto al eje óptico. El eje mecánico es en este caso el agujero y la máscara el eje a efectos de cálculo.

<b>D Nom</b>	30 mm				
<b>Agujero</b>					
<b>Posición Tol.</b>	H	<b>Calidad (IT)</b>	6	<b>T</b>	0,013 mm
<b>Eje</b>					
<b>Posición Tol.</b>	h	<b>Calidad (IT)</b>	5	<b>t</b>	0,009 mm
<b>Agujero</b>					
<b>EI</b>	0 mm	<b>DM</b>	30,013 mm		
<b>T</b>	0,013 mm	<b>Dm</b>	30 mm		
<b>ES</b>	0,013 mm				
<b>Eje</b>					
<b>EI</b>	-0,009 mm	<b>dM</b>	30 mm		
<b>t</b>	0,009 mm	<b>dm</b>	29,991 mm		
<b>ES</b>	0 mm				
<b>Jmin</b>	0				
<b>Jmáx</b>	0,022		<b>Juego</b>		
<b>Tol Ajuste</b>	0,022	0,022			

**Tabla II** Ajuste Eje y Máscara

De nuevo se ha conseguido establecer un ajuste óptimo con tolerancias que aportan calidades medias, sin excesiva exigencia de las capacidades efectivas del taller.

### 5.3. Eje-Pieza de sacrificio

La pieza de sacrificio solamente debe asegurar la precarga axial de los rodamientos, por lo que toda interacción radial con el mismo debería ser minimizada. En este sentido, se puede definir un ajuste fino deslizante que permita esta vez un mayor valor de juego máximo entre las piezas, lo que permite relajar las calidades o amplitudes de tolerancias necesarias. La pieza de sacrificio sería el agujero.

<b>D Nom</b>	50,8 mm		
<b>Agujero</b>			
<b>Posición Tol.</b>	H	<b>Calidad (IT)</b>	7
<b>Eje</b>			
<b>Posición Tol.</b>	h	<b>Calidad (IT)</b>	6
<b>Agujero</b>			
<b>EI</b>	0 mm	<b>DM</b>	50,83 mm
<b>T</b>	0,03 mm	<b>Dm</b>	50,8 mm
<b>ES</b>	0,03 mm		
<b>Eje</b>			
<b>EI</b>	-0,019 mm	<b>dM</b>	50,8 mm
<b>t</b>	0,019 mm	<b>dm</b>	50,781 mm
<b>ES</b>	0 mm		
<b>Jmin</b>	0		
<b>Jmáx</b>	0,049	<b>Juego</b>	
<b>Tol Ajuste</b>	0,049	0,049	

**Tabla III** Ajuste Eje y Pieza de Sacrificio

El juego es mucho mayor que en los análisis anteriores, y las calidades se han disminuido al no necesitarse una precisión tan grande. Cabe destacar que las tolerancias del eje en lo referente a su interacción con la pieza de sacrificio solamente se aplican a la zona donde se hace efectivo esta interacción, con lo que el resto del eje puede tener tolerancias diferentes.

#### 5.4. Carcasa-Estator

Las tolerancias del estator, dado que se corresponde con un elemento comercial, no pueden ser controladas, por lo que debe tratarse de ajustar las dimensiones de la carcasa en esta parte. Para averiguar las tolerancias del estator se midió esta pieza en una máquina de medición por coordenadas y se determinó que los límites de tolerancias del diámetro externo son  $\pm 0,004$  mm. En base a este dato se realizó la estimación del ajuste, que debe ser deslizante, debido a que el estator debe poder ser introducido en el agujero pertinente de la carcasa, para posteriormente ser fijado por la interfaz. Se establece un juego máximo de 20  $\mu\text{m}$  como límite práctico para facilitar el montaje.

<b>D Nom</b>	88,9 mm		
<b>Agujero</b>			
<b>Posición Tol.</b>	H	<b>Calidad (IT)</b>	5
<b>Eje</b>			
<b>Posición Tol.</b>		<b>Calidad (IT)</b>	4
<b>Agujero</b>			
<b>EI</b>	0 mm	<b>DM</b>	88,915 mm
<b>T</b>	0,015 mm	<b>Dm</b>	88,9 mm
<b>ES</b>	0,015 mm		
<b>Eje</b>			
<b>EI</b>	-0,004 mm	<b>dM</b>	88,904 mm
<b>t</b>	0,008 mm	<b>dm</b>	88,896 mm
<b>ES</b>	0,004 mm		
<b>Jmin</b>	-0,004	<b>Apriete</b>	
<b>Jmáx</b>	0,019	<b>Juego</b>	
<b>Tol Ajuste</b>	0,023	0,023	

**Tabla IV** Ajuste Carcasa y Estator

Con las dimensiones prácticas del estator no es posible obtener un ajuste en el que solamente exista juego, pero sí puede conseguirse un ajuste en el que el apriete sea muy pequeño de manera que no cueste demasiado introducir la pieza en su posición correcta.

## 5.5. Rodamientos-Eje

Las interacciones de las pistas de los rodamientos con los alojamientos deben controlarse para que exista una mayor interferencia en una pista, para asegurar el giro perfecto del sistema. En este sentido, se ha decidido establecer que las pistas inferiores, las que están en contacto directo con el eje mecánico, sean las que más interferencia tengan. En concreto, un valor de 10  $\mu\text{m}$  de interferencia es lo ideal para estos elementos.

Las tolerancias de las medidas radiales de los rodamientos, según lo que se expone en el correspondiente catálogo, son 0 y -0,01, lo que se corresponde con una posición de tolerancia de la pista inferior de “K” (agujero). El procedimiento seguido en este caso ha consistido en ajustar la posición y calidad de las tolerancias de las partes del eje en contacto con los rodamientos, de tal forma que se consiga la interferencia deseada.

<b>D Nom</b>	50,8 mm		
<b>Agujero</b>			
<b>Posición Tol.</b>	K	<b>Calidad (IT)</b>	5
<b>Eje</b>			
<b>Posición Tol.</b>	k	<b>Calidad (IT)</b>	4
<b>Agujero</b>			
<b>EI</b>	-0,01 mm	<b>DM</b>	50,8 mm
<b>T</b>	0,01 mm	<b>Dm</b>	50,79 mm
<b>ES</b>	0 mm		
<b>Eje</b>			
<b>EI</b>	0 mm	<b>dM</b>	50,808 mm
<b>t</b>	0,008 mm	<b>dm</b>	50,8 mm
<b>ES</b>	0,008 mm		
<b>Jmín</b>	-0,018	<b>Apriete</b>	
<b>Jmáx</b>	0		
<b>Tol Ajuste</b>	0,018	0,018	

**Tabla V** Ajuste Rodamientos y Eje

Se ha conseguido aproximar lo máximo posible la interferencia mediante la suposición de la posición “k” para el eje, con lo que puede darse por válido. El valor de apriete máximo es un poco superior al definido como válido, pero el aumento de calidades que requiere llegar a esos valores hace que éstas sean las tolerancias que pueden obtenerse en la práctica. Puede que sea necesario enfriar el eje o calentar los rodamientos para poder montarlos.

## 5.6. Rodamientos-Alojamientos exteriores

En este caso, la interacción de las pistas exteriores con los alojamientos debe ser menor. Concretamente, para este caso, y dada la importante interferencia del caso anterior, se prefiere que exista un cierto juego entre las piezas. De cara a estas estimaciones, la pista exterior del rodamiento actúa como eje y el alojamiento como agujero.

Las tolerancias de la pista del rodamiento son las mismas que en el caso anterior.

<b>D Nom</b>	63,5 mm		
<b>Agujero</b>			
<b>Posición Tol.</b>	H	<b>Calidad (IT)</b>	4
<b>Eje</b>			
<b>Posición Tol.</b>	h	<b>Calidad (IT)</b>	4
<b>Agujero</b>			
<b>EI</b>	0 mm	<b>DM</b>	63,508 mm
<b>T</b>	0,008 mm	<b>Dm</b>	63,5 mm
<b>ES</b>	0,008 mm		
<b>Eje</b>			
<b>EI</b>	-0,01 mm	<b>dM</b>	63,5 mm
<b>t</b>	0,01 mm	<b>dm</b>	63,49 mm
<b>ES</b>	0 mm		
<b>Jmin</b>	0	<b>Apriete</b>	
<b>Jmáx</b>	0,018	<b>Juego</b>	
<b>Tol Ajuste</b>	0,018	0,018	

**Tabla VI** Ajuste Rodamientos y Alojamiento Exteriores

Se ha optado por dejar el mismo juego máximo que apriete se obtuvo en el caso anterior. De este modo, la pista inferior siempre tendrá más interferencia que la exterior, que directamente no tiene interferencia. El valor de posición y calidad del agujero se ha obtenido pensando en la calidad de tolerancias que puede obtenerse del taller, de forma que lo que se especifique sea realmente practicable.

## 5.7. Rotor-Eje

En el caso del rotor del sistema, se necesitaba una interferencia que permitiera la transmisión del movimiento al eje y resto de elementos móviles. La interferencia necesaria ideal se corresponde con la misma que se propuso para los rodamientos, 10  $\mu\text{m}$ . En este caso, sí hubo que medir el rotor con la máquina de medición por coordenadas, y se obtuvieron límites de medida de 0 y +0,008 mm. En este caso el rotor se corresponde con el agujero.

<b>D Nom</b>	50,8 mm		
<b>Agujero</b>			
<b>Posición Tol.</b>	J	<b>Calidad (IT)</b>	4
<b>Eje</b>			
<b>Posición Tol.</b>	m	<b>Calidad (IT)</b>	3
<b>Agujero</b>			
<b>EI</b>	0 mm	<b>DM</b>	50,808 mm
<b>T</b>	0,008 mm	<b>Dm</b>	50,8 mm
<b>ES</b>	0,008 mm		
<b>Eje</b>			
<b>EI</b>	0,011 mm	<b>dM</b>	50,816 mm
<b>t</b>	0,005 mm	<b>dm</b>	50,811 mm
<b>ES</b>	0,016 mm		
<b>Jmin</b>	-0,016	<b>Apriete</b>	
<b>Jmáx</b>	-0,003	<b>Apriete</b>	
<b>Tol Ajuste</b>	0,013	0,013	

Tabla VII Ajuste Rotor y Eje

Se consiguió establecer un apriete máximo de 16  $\mu\text{m}$ , lo cual resulta suficiente para el movimiento que va a tener el mecanismo en fase de operación.

## 5.8. Conclusión

En cuanto a las tolerancias radiales, alguno de los valores de interferencia obtenidos son ligeramente mayores de lo que se considera ideal. Esto es debido a que se ha tratado de normalizar las tolerancias de elementos cercanos a componentes comerciales que no son muy precisos en su fabricación. Si en la práctica alguno de los elementos no puede montarse con facilidad, lo más conveniente es enfriar o calentar las piezas para contraerlas o dilatarlas y hacerlas entrar en la posición correcta.

**Fecha:** Junio 2015

**Firma:** Cristian Estévez Díaz





**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 1.8: Análisis de Tolerancias Geométricas**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



# Índice

<b>ANEXO 1.8: ANÁLISIS DE TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS.....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen.....</b>	<b>2</b>
<b>2. Introducción .....</b>	<b>2</b>
<b>3. Análisis de tolerancias geométricas .....</b>	<b>3</b>
3.1. Carcasa del sistema .....	3
3.2. Interfaz del sistema .....	5
3.3. Máscara .....	5
3.4. Tapa del eje .....	6
3.5. Eje mecánico .....	7
3.6. Soporte del sistema .....	8
3.7. Componentes comerciales.....	8
<b>4. Estados Superficiales .....</b>	<b>9</b>
<b>5. Tolerancias geométricas. Conclusiones generales.....</b>	<b>9</b>

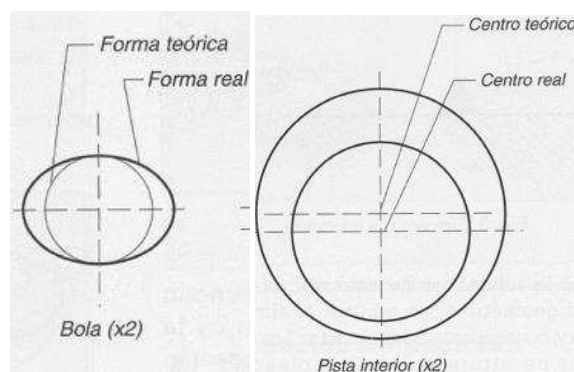
## 1. Resumen

En el presente anexo se va a desarrollar un análisis exhaustivo de los límites geométricos y las rugosidades superficiales que el prototipo de mecanismo debería tener, con el fin de garantizar un funcionamiento correcto del mismo en las condiciones de operación. Este estudio constituye una base analítica y cualitativa a partir de la cual tomar las decisiones finales sobre el mecanismo, con lo que no se corresponde con un análisis definitivo. Finalmente, se van exponer las decisiones tomadas en base al análisis realizado, fundamentándolas debidamente y estableciendo valores óptimos para las mismas. También se incluye una breve explicación de los estados superficiales de las superficies más importantes del mecanismo.

## 2. Introducción

En ocasiones puede darse el caso de que una pieza fabricada cumpla los límites dimensionales establecidos y, sin embargo, no proporcione el funcionamiento correcto para el que ha sido diseñada. Esto puede ser debido a errores en la forma y posición de la pieza, por lo que se hace necesario establecer valores límites que definan márgenes aceptables en estas desviaciones.

Fundamentalmente, las tolerancias geométricas se aplican a aquellas partes de las piezas que son críticas, y donde es necesario asegurar que la pieza cumple aquellas pautas para las que fue diseñada, donde los límites dimensionales no tienen capacidad de control.



**Figura 1** Errores de Forma (izquierda) y de Posición (derecha) de una Pieza

La forma de representar estas tolerancias obedece a un rectángulo en el que se establece el tipo de tolerancia geométrica exigible, el valor nominal de amplitud límite dentro del cual debe situarse la pieza, y una letra que identifica la referencia que se debe tomar para comprobar la validez de la pieza.

Otra de las condiciones importantes a determinar en mecanismos de precisión es la rugosidad superficial, que se identifica con la forma de las superficies a raíz de los mecanizados practicados en ellas y de los posibles desajustes en las máquinas empleadas para su fabricación. Por lo general, en lo referente a superficies de responsabilidad, se prefieren acabados más pulidos, lo que se identifica con irregularidades menores de la superficie con respecto al perfil geométrico ideal establecido en los planos.

### **3. Análisis de tolerancias geométricas**

En el ámbito concreto del estudio del mecanismo que se diseña en este proyecto, se ha realizado un análisis cualitativo de los límites de forma que sería conveniente establecer en las diferentes piezas que componen el mecanismo. Las piezas analizadas se corresponden con aquellas que no son comerciales, ya que no puede actuarse sobre aquellas piezas que ya están fabricadas sin modificar sus prestaciones.

A continuación se desarrolla el análisis realizado previamente a la toma de decisiones sobre este tipo de tolerancias, por lo que se establecen simplemente los tipos de tolerancias ideales que se requieren. Se analizará parte por parte cada pieza, exponiendo razonadamente esos tipos de tolerancias necesarios.

Se comenzará describiendo las necesidades de cada pieza para luego concluir con un análisis exhaustivo del conjunto global, que permitirá determinar los límites aceptables de fabricación del conjunto.

#### **3.1. Carcasa del sistema**

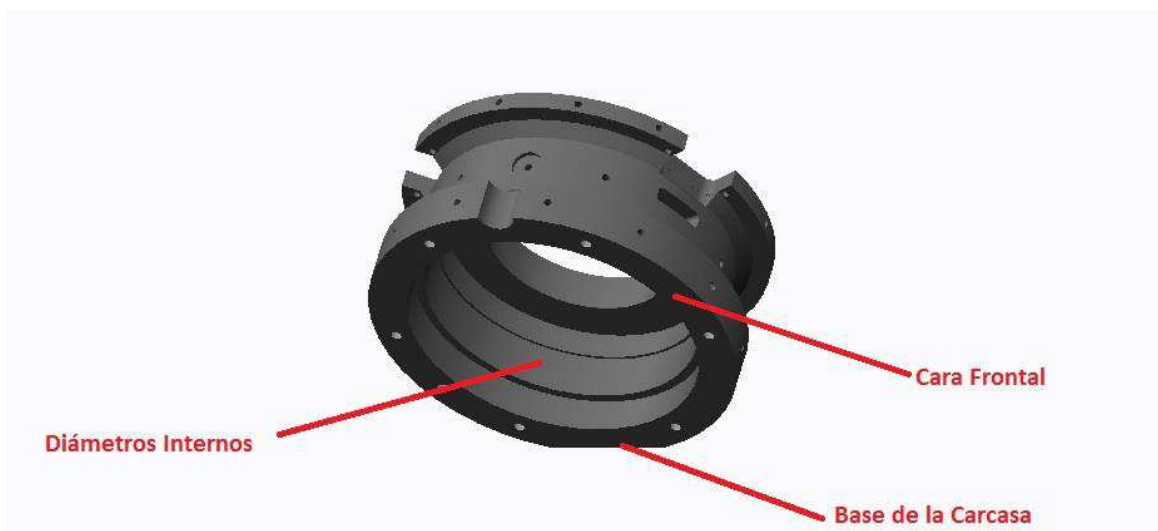
Esta pieza constituye el cuerpo principal del mecanismo, y resulta tremendamente importante, ya que determina la posición relativa de muchos de los elementos restantes que

componen el mecanismo, así como la posición de la máscara con respecto al eje óptico del elemento, posicionado de gran importancia para que el dispositivo pueda cumplir con el objetivo para el que ha sido diseñado. La unión de los elementos restantes con la carcasa se va a realizar mediante ajuste fino, con lo que las tolerancias deberán estar extremadamente limitadas, dado que las temperaturas de trabajo serán extremadamente bajas. Debido a todas estas razones va ser fundamental controlar las tolerancias de fabricación.

Resulta especialmente destacable la planicidad que debe poseer la base de la carcasa, ya que es la que determina la posición del conjunto con respecto al eje óptico. El hueco central, así como sus diferentes grados de apertura deben ser perfectamente cilíndricos y concéntricos con respecto al eje óptico, y deben controlarse de forma precisa sus respectivas posiciones. Todas estas superficies interiores de la pieza deben tener un buen acabado superficial, ya que son superficies funcionales para el mecanismo y determinan de forma crítica el funcionamiento del mismo.

Las partes frontales de la pieza, donde se ajustan la tapa y el codificador, deben ser perfectamente planas y perpendiculares al eje óptico, y con un buen acabado superficial.

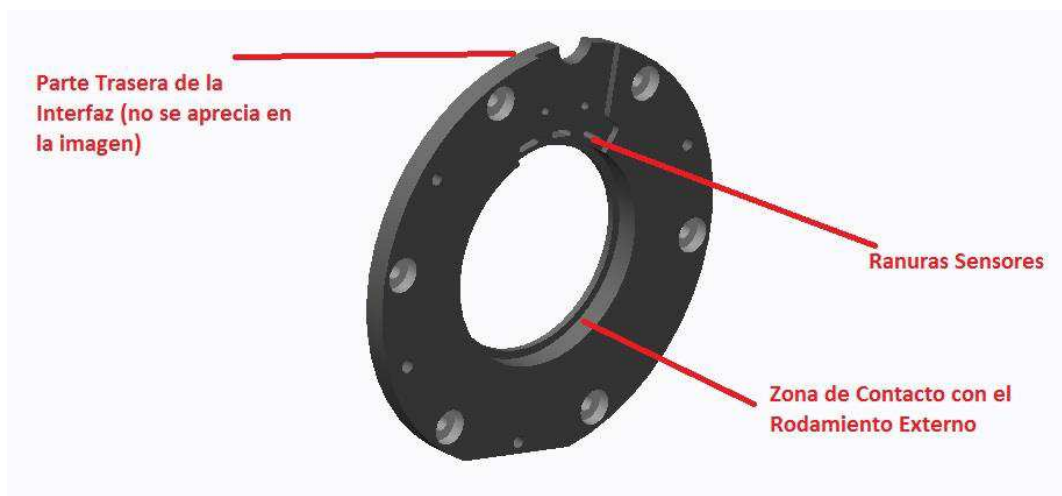
El resto de superficies de la pieza son superficies libres, por lo que las tolerancias (tanto geométricas como dimensionales) no deben ser tan estrictas como en el resto del mecanismo.



**Figura 2** Identificación de las partes críticas de la carcasa del sistema

### 3.2. Interfaz del sistema

Este componente también se encuentra en una situación comprometida, ya que debe asegurar el rodamiento externo del eje, fijar el motor de eje hueco a su asiento, asegurar el centrado del eje y soportar con precisión de posición a los sensores de efecto Hall. Debido a todas estas funciones, es necesario que la tapa, en su parte de contacto con la parte frontal de la carcasa sea perfectamente plana y perpendicular al eje óptico, y su forma debe acoplarse perfectamente a ésta última.



**Figura 3** Identificación de las partes comprometidas de la interfaz

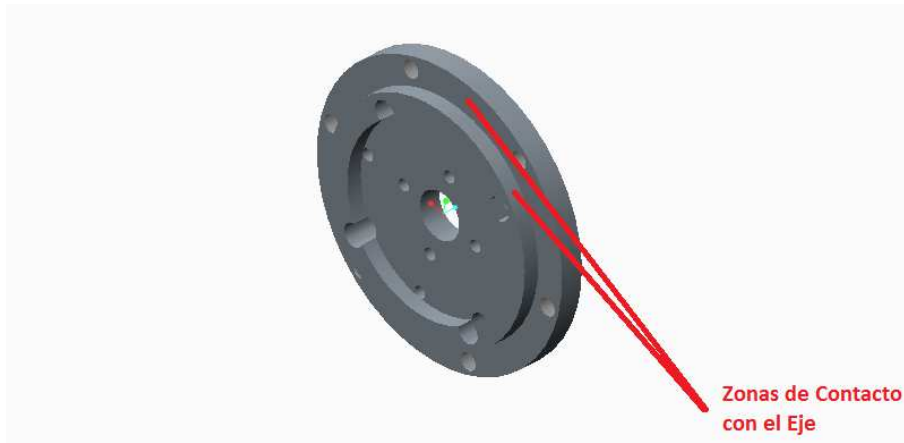
Todos los taladros que lleva practicados deben estar precisamente posicionados, con un eje paralelo al eje óptico del sistema. La parte interior de la tapa, donde se realiza el ajuste con el rodamiento debe tener un buen acabado superficial, y las tolerancias dimensionales deben ser muy pequeñas. Tanto la pista exterior del rodamiento como la parte interior de la tapa deben ser concéntricas, ya que es una de las partes más delicadas del mecanismo desde el punto de vista de la precisión mecánica. Todas las partes que estén en contacto con otros componentes deben tener un buen acabado superficial.

### 3.3. Máscara

La máscara es la pieza más importante de todo el conjunto, ya que se encarga de ocultar la radiación emitida por los brazos que soportan el espejo secundario del telescopio. Su alineación con el eje óptico debe ser muy precisa, para que pueda realizar esta función

correctamente. A su vez, su parte posterior (la que está en contacto con el eje mecánico) debe ser perfectamente plana y perpendicular al eje óptico del sistema.

Dado que se ha decidido emplear una máscara que no posea la forma final necesaria, el alineado con el eje óptico debe ser preciso, pero no es necesario un control tan extremo sobre el mismo.

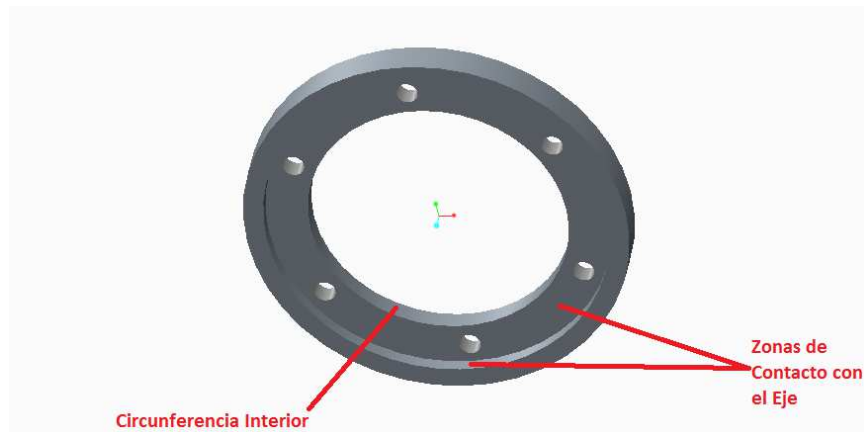


**Figura 4** Identificación de las partes críticas de la máscara

### 3.4. Tapa del eje

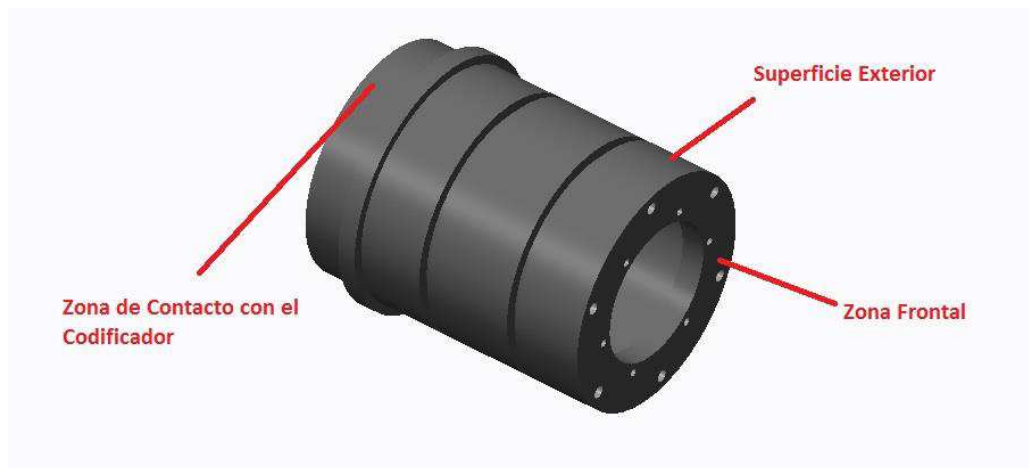
Este elemento, en cuanto a las tolerancias de sus medidas, es el componente más crítico del sistema, ya que va a determinar la precarga que se le aplica a los rodamientos. La idea es que actúe como pieza de sacrificio para que, en el caso de que se necesite aumentar la carga se pueda volver a mecanizar. La parte de contacto con el eje debe ser plana y perpendicular al eje óptico. Su circunferencia interior debe estar controlada para que no interfiera con la parte exterior de la máscara (no interesa que contacten).





**Figura 5** Identificación de las partes comprometidas de la tapa del eje

### 3.5. Eje mecánico



**Figura 6** Identificación de las partes críticas del eje

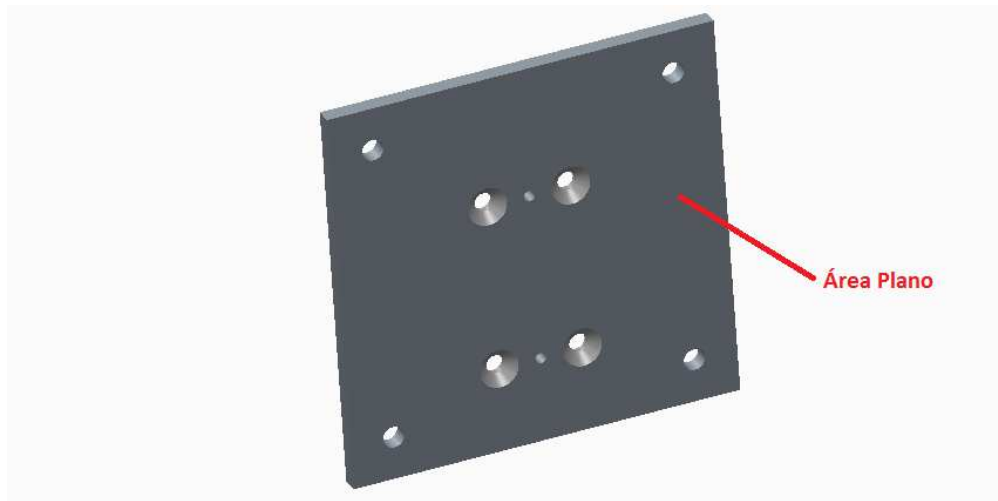
Esta pieza es fundamental en el diseño, ya que constituye el soporte fundamental para la máscara y el resto de componentes del mecanismo. Debe ser perfectamente cilíndrico y todas sus partes circulares deben ser o bien paralelas al eje óptico (taladros) o bien concéntricas con el haz de luz. Las tolerancias dimensionales deben ser muy variadas en las diferentes zonas del eje, pues los distintos elementos que están en contacto directo con él requieren esa variedad de medidas (por sus características de fabricación, ya que varios de ellos son comerciales).

La parte frontal del eje, donde iría colocada la máscara, debe ser profundamente controlada en cuanto a su forma, ya que ésta debe ser perfectamente plana, para favorecer el contacto con dicho componente.

Mención especial requiere la zona del eje donde se sitúa el encoder, que debe tener unas medidas muy cuidadas, debido al fuerte efecto de la contracción diferencial.

### 3.6. Soporte del sistema

El espesor de esta pieza, que se corresponde con la interfaz del mecanismo con la base fría del criostato, debe tener una tolerancia muy ajustada en lo referente a su grosor, ya que esta medida va a afectar a la posición del mecanismo con respecto al eje óptico en el criostato de pruebas. En su área de contacto con la carcasa se necesita un acabado superficial medio, y los taladros practicados en ella deben ser perpendiculares al área de contacto. La planitud es un elemento importante en esta pieza, ya que esto garantiza el paralelismo con el eje óptico.



**Figura 7** Identificación de las partes críticas del soporte del mecanismo

### 3.7. Componentes comerciales

En este apartado se engloban todos los componentes no mencionados anteriormente, ya que éstos tienen la característica común de que son elementos comerciales (adaptados en mayor o menor medida para temperaturas criogénicas). Las tolerancias de estos elementos, dimensionales y geométricas, no pueden ser controladas, por lo que determinarán las de las piezas en relación directa con éstas, pues deben adaptarse para poder obtener los ajustes necesarios en el diseño.



**Figura 8** Codificador Netzer

## **4. Estados Superficiales**

La experiencia del *IAC* en el diseño y fabricación de mecanismos de gran precisión sometidos a condiciones criogénicas dicta que, en aquellas superficies vitales para el diseño, en las que se ponen en contacto diferentes piezas entre sí o se requieren movimientos relativos entre las mismas, se establezca una rugosidad superficial del mecanismo de valor N6 de rugosidad media de la superficie, lo que se identifica con acabado sin huellas apreciables de mecanizado en esas superficies. Este tipo de calidad superficial suele aplicarse, en la industria general, a ejes mecánicos en los que se van a ubicar rodamientos, como también es el caso que se desarrolla en este proyecto. Es por esto que se propone este tipo de rugosidad en todas las superficies del sistema que van a estar en contacto con otras superficies. Es destacable el hecho de que todas las piezas a fabricar se realizan empleando métodos de arranque de viruta.

## **5. Tolerancias geométricas. Conclusiones generales**

En vista del análisis realizado a las piezas de más importancia en el funcionamiento del mecanismo, se procede a tomar una decisión eficaz y efectiva sobre los límites geométricos

que van a ser exigidos en la fase de fabricación del mecanismo. Dado que este mecanismo que se diseña consiste en un primer prototipo, y está previsiblemente lejos de la versión que finalmente se empleará, no se hace tan necesario el cumplimiento estricto de todos los aspectos analizados en apartados anteriores. Es por esto que se ha decidido colocar solamente aquellas tolerancias geométricas que sí afectan de una manera notable al funcionamiento del sistema.

A continuación se hará un breve desarrollo de las tolerancias geométricas empleadas finalmente para cada una de las piezas analizadas, incluyendo también las superficies sometida a la calidad superficial estipulada en el apartado anterior. En cuanto a los valores de las tolerancias geométricas, se ha optado por establecer valores de 0,01 mm para la amplitud de las tolerancias de planitud, y 0,08 mm para las concentricidades de elementos fundamentales. Estas referencias obedecen a los márgenes exigidos en la mayoría de mecanismos de precisión, como éste.

- Carcasa del Sistema: Debido a las especiales consideraciones que debe tenerse para con esta pieza, se ha optado por establecer concentricidad en todos los agujeros interiores de la pieza con respecto al eje del agujero frontal, donde va a ir alojada la pieza que fija el rodamiento exterior (interfaz). Esta tolerancia podrá asegurar un alineamiento perfecto con el otro rodamiento, si se establece también un control sobre la interfaz del sistema. Se define planicidad en las superficies de apoyo planas de la carcasa, para asegurar la perfecta unión y posición de la carcasa con el soporte (interfaz con la base fría). En cuanto a los acabados superficiales, se establece acabado N6 por arranque de viruta en todos los agujeros interiores de la pieza, ya que van a estar en contacto con las piezas que se montan sobre el eje. También se ha indicado este acabado en las partes planas de la carcasa.
- Interfaz del Sistema: En este caso también se especificó un control sobre la concentricidad del alojamiento del rodamiento con respecto al eje de la circunferencia formada por las patas de la pieza. De nuevo se indicó la planicidad necesaria de la superficie plana inferior, que va a estar en contacto con el soporte plano. La calidad superficial exigida se remite, en este caso, a la superficie de contacto con la pista superior del rodamiento.

- Máscara: En esta pieza solamente se precisa un acabado superficial N6 en la superficie exterior de las patas que contactan con el eje mecánico.
- Tapa del Eje: De nuevo se determinan acabados superficiales en las zonas de contacto con otras piezas, que se corresponden con la parte frontal de contacto con el primer rodamiento, y la superficie interior de la aleta, que se sitúa axialmente sobre el eje.
- Eje Mecánico: Es un elemento de gran responsabilidad en el mecanismo, con lo que opta por determinar restricciones de concentricidad de la superficie exterior cilíndrica con respecto al eje del diámetro interno, donde se introduce la máscara. Los acabados superficiales exigidos se colocan en esta ocasión en toda la superficie externa, donde se sitúan todos los elementos de giro con contacto con esta pieza.
- Soporte del Sistema: Se pone especial atención en la planicidad de la parte del soporte con contacto con el resto de elementos del mecanismo, con buen acabado superficial (N6) en esta misma superficie.

**Fecha:** Junio 2015

**Firma:** Cristian Estévez Díaz



**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 1.9: Verificación de Tolerancias**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos





# Índice

<b>ANEXO 1.9: VERIFICACIÓN DE TOLERANCIAS.....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen.....</b>	<b>2</b>
<b>2. Introducción .....</b>	<b>2</b>
<b>3. Interpretación de resultados .....</b>	<b>3</b>
<b>4. Resultados del análisis .....</b>	<b>3</b>
4.1. Eje mecánico .....	4
4.2. Conjunto Carcasa-Interfaz del rodamiento .....	6
4.3. Tapa precarga.....	7
4.4. Máscara .....	8
<b>5. Conclusiones .....</b>	<b>10</b>

## 1. Resumen

En este documento se van a exponer los resultados dimensionales obtenidos a raíz del análisis realizado posteriormente a la fabricación de las piezas del mecanismo objeto de este proyecto. Esos resultados han sido obtenidos mediante una máquina de medición por coordenadas, que posee una sensibilidad de aproximadamente 1  $\mu\text{m}$ . Se expondrán estos resultados y se decidirá sobre la posible validez de las piezas obtenidas, de cara al proceso de montaje del sistema.

## 2. Introducción

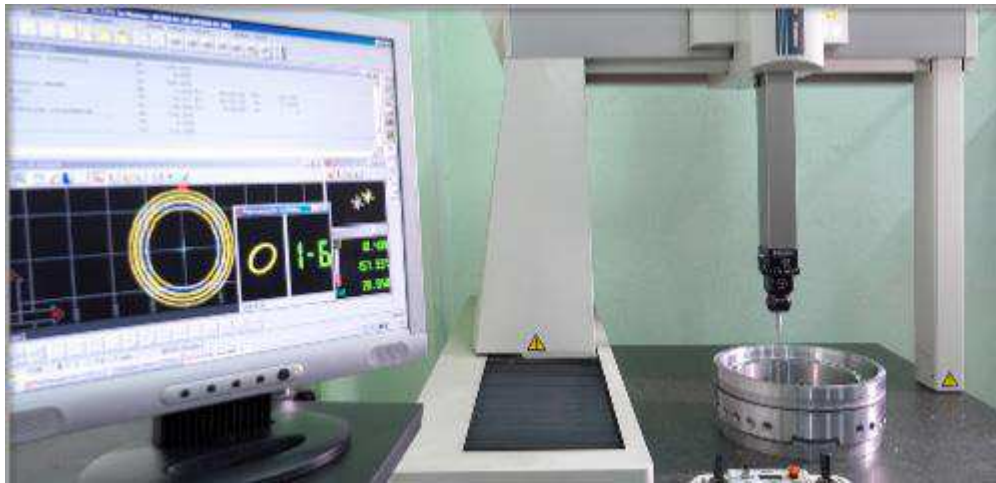
La verificación de los errores cometidos en la fase de fabricación de una pieza es un hito fundamental a realizar en el proceso de diseño de un elemento. Esto permite corroborar si esos errores están o no dentro de los intervalos aceptables especificados en los planos de fabricación lo que determina en mayor o menor medida la aptitud de la pieza para el cometido para el que ha sido ideada. En este sentido, tener la capacidad de medir con precisión las dimensiones de un objeto es esencial, ya que implica una mayor rapidez en el análisis y la toma posterior de decisiones.

Los resultados dimensionales que se exponen en este anexo han sido obtenidos mediante una máquina de medición por coordenadas (MMC), que emplea componentes móviles que se trasladan a lo largo de guías con recorridos ortogonales con el fin de medir una pieza por determinación de las coordenadas X,Y,Z de los puntos de la misma.

Las coordenadas de los puntos se determinan con un palpador de contacto (en este caso) y un sistema de medición del desplazamiento que se encuentra en cada uno de los ejes. Esto permite no sólo realizar mediciones dimensionales, sino también regularidad geométrica de objetos con forma simple o compleja. En este tipo de máquinas resulta primordial establecer un origen de coordenadas que permita obtener una referencia del movimiento de la máquina.

La medición de los diferentes puntos en el espacio se suele efectuar mediante la ejecución de programas e control numérico (CNC), que disminuyen la influencia del operador e el resultado final y mejoran la repetibilidad y la reproducibilidad. Además, este tipo de

máquinas pueden ser complementadas con sistemas CAD, de tal forma que se reconozca automáticamente la pieza a medir y se automatice completamente el proceso de medición.



**Figura 1** Máquina de Medición por Coordenadas. Fuente: Google

### **3. Interpretación de resultados**

A continuación se muestran los informes de medidas que arroja la máquina tal y como han sido tomados. En ellos se muestra, de izquierda a derecha, la medida nominal de cada cota, seguida por los límites de tolerancias preestablecidos, para terminar con la medida real de dicha cota y la desviación pertinente de esa medida con respecto al valor nominal de diseño.

Cada una de las cotas previstas en los planos de fabricación se divide en posiciones que la máquina va comprobando. Para identificar correctamente cada posición solamente hay que visualizar los planos y comprobar el tipo de cota y su valor.

Las mediciones se han realizado tanto las tolerancias dimensionales como las geométricas, con lo que puede corroborarse de forma sencilla y rápida el cumplimiento de los requisitos exigidos en las diferentes piezas.

### **4. Resultados del análisis**

Los resultados que se exponen seguidamente representan un estudio de las piezas críticas del mecanismo, que son las que deben cumplir estrictamente las especificaciones

requeridas. Se comentarán en este apartado aquellas medidas que en cada caso estén fuera de tolerancias, exponiendo razonadamente las decisiones tomadas de cara al montaje.

#### 4.1. Eje mecánico

```

INSTITUTO DE ASTROFISICA DE CA: 10/04/2015
LAB. METROLOGIA DIMENSIONAL   :
MMC - MITUTOYO FJ805           :
PROYECTO - CODIGO              : HARMONI
ORDEN N°                       : 22584
DENOMINACION                   : EJE
PLANO N°                       : 83V-M92-201
TEMPERATURA DE MEDICION       :
OBSERVACIONES                 :
**POSICION 1
  1 N0013 Diameter             30.000    0.013    30.003    0.003  --
****-----
                                0.000

**POSICION 2
  2 N0018 Diameter             50.800    0.000    50.802    0.002  ----
-+---->>
                                -0.019
  2 N0019 Concentr 1           0.000    0.008    0.003    0.002
*****-
                                0.000
                                -0.001

**POSICION 3
  3 N0024 Diameter             50.800    0.010    50.815    0.015  ----
-+---->>
                                -0.002
  3 N0025 Concentr 1           0.000    0.008    0.002    0.005
*****-
                                0.000
                                -0.002

**POSICION 4
  4 N0037 Diameter             50.800    0.016    50.814    0.014  ----
-**-----
                                0.011
  4 N0038 Concentr 1           0.000    0.008    -0.003    0.007
*****-
                                0.000
                                -0.002

**POSICION 5
  5 N0051 Diameter             50.800    0.010    50.779    -0.021 <<--
-+-----
                                -0.002
  5 N0052 Concentr 1           0.000    0.008    0.000    -0.019
*****-
                                0.000
                                -0.004

**POSICION 6
  6 N0063 Diameter             49.500    0.011    49.527    0.027  ----
-+---->>
                                -0.005
                                0.016

```

6 N0074 Concentr	1	0.000	0.008	0.003	0.013
---->>					
		0.000		-0.006	0.005
**POSICION 7					
7 N0075 Diameter		54.700	0.050	54.709	0.009 ----
-**-----					
			-0.050		
7 N0076 Concentr	1	0.000	0.008	0.002	0.014
---->>					
		0.000		-0.006	0.006
**POSICION 8					
1 N0081 Pos. Z		66.100	0.100	66.073	-0.027 ----
**-----					
			-0.100		
**POSICION 9					
2 N0086 Pos. Z		56.200	0.100	56.173	-0.027 ----
**-----					
			-0.100		
**POSICION 10					
3 N0091 Pos. Z		52.200	0.000	52.207	0.007 ----
-+---->>					
			-0.005		0.007
**POSICION 11					
4 N0096 Pos. Z		36.160	0.000	36.138	-0.022 ----
-+---->>					
			-0.004		-0.018
**POSICION 12					
5 N0101 Pos. Z		15.960	0.004	15.976	0.016 ----
-+---->>					
			0.000		0.012

Hay que matizar que las tres medidas correspondientes a 50,8 mm se corresponden con las tres zonas de tolerancias establecidas para el eje en la zona donde su diámetro nominal se corresponde con este valor.

Si se analiza detenidamente este informe de metrología, se puede llegar a la conclusión de que el eje está fuera de tolerancias en muchas de las medidas elementales, en las zonas en las que existe el contacto con piezas como el rotor y los rodamientos. Concretamente se corresponde con las posiciones 2 y 3, lugar donde se necesita un ajuste con interferencia con el rodamiento exterior y el rotor del motor respectivamente. Las medidas son superiores a lo permitido.

En el lugar del eje en el que se ubica el rodamiento posterior las dimensiones diametrales son también inaceptables, ya que están muy por debajo de las medidas límites, por lo que no se puede asegurar la interferencia prevista.

La posición 6, que se corresponde a la con donde se ubica el rotor del codificador está por encima de medida lo que puede provocar tensiones en el rotor debidas a la contracción por criogenia. También se aprecia una concentricidad fuera de lo exigido en esta zona.

La posición 10, que rige la distancia entre el tope mecánico y la cara frontal del eje está fuera de medida, con lo que pelagra la recarga sobre los rodamientos. Esto, sin embargo, puede ser corregido con la pieza de sacrificio.

Las posiciones 11 y 12 de nuevo están fuera de los límites establecidos.

Como puede apreciarse, el eje mecánico fabricado no cumple con las especificaciones. Esto hace necesaria la fabricación de un nuevo eje, pero dadas la cantidad de trabajo del taller y el tiempo requerido para fabricarlo de nuevo, se ha decidido emplearlo en el montaje del mecanismo, para tratar de verificar este procedimiento (véase el anexo de montaje del mecanismo).

## 4.2. Conjunto Carcasa-Interfaz del rodamiento

Como el alineamiento de los rodamientos es una condición fundamental para asegurar el funcionamiento del mecanismo, se indicó en los planos de fabricación la imperiosa necesidad de realizar conjuntamente los alojamientos exteriores para los rodamientos. De esta forma, se puede asegurar la concentricidad adecuada de los mismos, con lo que el eje puede quedar coincidente con el eje óptico. La medida de estas piezas también se realizó de forma conjunta.

```

INSTITUTO DE ASTROFISICA DE CA: 08-05/2015
LAB. METROLOGIA DIMENSIONAL   :
MMC - MITUTOYO FJ805           :
PROYECTO - CODIGO              : HARMONI
ORDEN N°                       : 22584
DENOMINACION                   :
PLANO N°                       : 83V-M92-202
TEMPERATURA DE MEDICION        :
OBSERVACIONES                  : CONJUNTO
**POSICION 1
  1 N0029 Diameter             63.500      0.008      63.505      0.005 ----
-**-
                                0.000
**POSICION 2
  2 N0031 CIRCLE                4      -0.001     -0.003      0.000      88.905
0.002

```

```

  2 N0040 Diameter      88.900      0.015      88.905      0.005 ---
***-----
                                0.000
  2 N0041 Concentr     1      0.000      0.008      -0.001      0.005
***--
                                0.000                                -0.003
**POSICION 3
  3 N0042 CIRCLE       4      -0.001     -0.002      0.000      63.522
0.003
  3 N0052 Diameter     63.500      0.008      63.522      0.022 ----
-+--->>
                                0.000                                0.014
  3 N0053 Concentr     1      0.000      0.008      -0.001      0.004
***--
                                0.000                                -0.002
**ALTURAS DESDE EL ASIEN TO DE LA TAPA (AJUSTE 63.5 H4)
**POSICION 4
  2 N0055 PLANE        4      0.000      0.000      -3.003      3.003
0.002
                                90:00:25      89:59:50      179:59:33
  4 N0065 PLANE        4      0.004      -0.006      -34.409      -34.409
0.003
                                90:00:22      89:59:25      0:00:41
**POSICION 5
  5 N0076 PLANE        4      0.002      -0.007      -37.491      37.491
0.004
                                89:59:48      90:00:38      179:59:20
**POSICION 6
  6 N0086 PLANE        4      0.001      -0.002      -48.483      48.483
0.000
                                89:59:55      90:00:10      179:59:49
**FIN

```

En este caso se cumplen de forma estricta las tolerancias establecidas, que se identifican con las más críticas del mecanismo en cuestiones de alineamiento del eje.

### 4.3. Tapa precarga

La pieza de sacrificio también fue verificada, para corroborar fundamentalmente el diámetro interno de la aleta, que definirá la clase de ajuste entre el eje esta pieza.

```

INSTITUTO DE ASTROFISICA DE CA: 28/04/2015
LAB. METROLOGIA DIMENSIONAL      :
MMC - MITUTOYO FJ805              :
PROYECTO - CODIGO                  : HARMONI
ORDEN N°                           :
DENOMINACION                       :
PLANO N°                            : 83V-M92-204
TEMPERATURA DE MEDICION            :
OBSERVACIONES                      : TAPA PRECARGA

```

1	N0012	Diameter		50.800	0.030	50.819	0.019	----
-**-----								
					0.000			
2	N0013	PLANE	8	-0.008	0.000	19.979	19.979	
0.018								
				90.024	90.001	0.024		
3	N0017	PLANE	8	0.000	0.000	-1.988	-1.988	
0.009								
				90.002	90.000	0.002		
2	N0020	CIRCLE	8	-140.276	33.500	0.000	88.899	
0.019								
3	N0023	CIRCLE	8	-141.261	33.715	0.000	88.901	
0.027								

Puede apreciarse que el diámetro está dentro de lo que cabe esperar para esta pieza, por lo que no hay mayor problema.

#### 4.4. Máscara

La máscara del mecanismo fue también estudiada. La idea era comprobar que las pestañas que encajan con la parte frontal del eje se ajustaban a las exigencias pedidas en los planos.

INSTITUTO DE ASTROFISICA DE CA: 28/04/2015								
LAB. METROLOGIA DIMENSIONAL :								
MMC - MITUTOYO FJ805 :								
PROYECTO - CODIGO : HARMONI								
ORDEN N° : 22584								
DENOMINACION :								
PLANO N° : 83V-M92-207								
TEMPERATURA DE MEDICION :								
OBSERVACIONES : MÁSCARA PRUEBA I								
1	N0015	Diameter		30.000	0.000	30.006	0.006	----
-+---->>								
					-0.009		0.006	
2	N0016	CIRCLE	4	0.000	-0.003	0.000	23.968	
0.006								
3	N0019	CIRCLE	4	0.002	0.002	0.000	37.394	
0.001								
4	N0022	CIRCLE	4	0.081	0.036	0.000	6.017	
0.017								
5	N0025	CIRCLE	4	16.968	0.008	0.000	2.202	
0.002								
6	N0028	CIRCLE	4	8.508	-14.722	0.000	2.195	
0.008								
7	N0031	CIRCLE	4	-8.497	-14.739	0.000	2.208	
0.006								
8	N0034	CIRCLE	4	-17.005	0.005	0.000	2.206	
0.002								



9	N0037	CIRCLE	4	-8.526	14.733	0.000	2.202
0.006							
10	N0040	CIRCLE	4	8.491	14.730	0.000	2.201
0.005							
11	N0043	CIRCLE	4	9.010	8.990	0.000	3.242
0.009							
12	N0046	CIRCLE	4	8.957	-8.989	0.000	3.236
0.066							
13	N0049	CIRCLE	4	-9.002	-8.998	0.000	3.266
0.011							
14	N0052	CIRCLE	4	-9.002	8.958	0.000	3.257
0.003							
15	N0055	CIRCLE	4	-0.016	11.261	0.000	1.469
0.039							
16	N0058	CIRCLE	4	11.272	0.017	0.000	1.516
0.003							
17	N0061	CIRCLE	4	0.039	-11.229	0.000	1.468
0.046							
18	N0064	CIRCLE	4	-11.302	-0.057	0.000	1.460
0.032							
19	N0067	CIRCLE	4	-5.652	-0.009	0.000	1.553
0.016							
20	N0070	CIRCLE	4	-0.029	-5.604	0.000	1.558
0.001							
21	N0073	CIRCLE	4	5.626	0.044	0.000	1.556
0.028							
22	N0076	CIRCLE	4	-0.003	5.648	0.000	1.585
0.000							
**POSICION 23							
2	N0080	PLANE	4	-0.001	0.001	-1.995	-1.995
0.006							
				89:57:59	90:01:21	0:02:25	
1	N0083	PT_COMP.	1	-15.739	-3.338	-2.007	
2	N0086	PT_COMP.	1	-0.681	0.214	-5.073	

Las dimensiones del diámetro correspondiente a estas pestañas están por encima de medidas, lo que dificultará la introducción de la máscara en la parte del eje habilitada a tal efecto.

## 5. Conclusiones

El estrecho margen dimensional exigido a las piezas diseñadas, impuesto en parte por la escasa precisión de fabricación de los elementos comerciales, hace que, en muchos de los casos, no se hayan podido conseguir errores aceptables en la fabricación de las piezas. Para corregir esto, durante el proceso de montaje los errores dimensionales se fueron midiendo y rectificando, dando como resultado posterior valores aceptables de medidas.

**Fecha:** Junio 2015

**Firma:** Cristian Estévez Díaz





# **Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

## **Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

### **Anexo 1.10: Cumplimiento de Especificaciones**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



# Índice

<b>ANEXO 1.10: CUMPLIMIENTO DE ESPECIFICACIONES .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>5</b>
<b>2. Introducción .....</b>	<b>5</b>
<b>3. Requerimientos de diseño.....</b>	<b>5</b>
3.1. Enmascarado del fondo térmico.....	6
3.2. Cambio de máscaras.....	6
3.3. Alineación .....	7
3.4. Forma .....	8
3.5. Tamaño.....	8
3.6. Área de la Máscara.....	9
3.7. Espesor .....	9
3.8. Ángulo de rotación.....	9
3.9. Rangos de operación de velocidad y aceleración.....	10
3.10. Volumen.....	10
<b>4. Conclusiones .....</b>	<b>10</b>





## **1. Resumen**

En el presente anexo se especificarán las soluciones adoptadas para suplir de forma correcta las especificaciones iniciales de diseño que requiere el prototipo de pupila rotante, en el pleno desempeño de sus funciones específicas. Se expondrán, para cada especificación, las soluciones empleadas o las alternativas propuestas, en el caso de que se hayan preferido otras especificaciones. El desarrollo detallado de las decisiones que han llevado a la toma de decisiones que se explica en este documento viene más claramente expresado en la memoria del proyecto y los anexos pertinentes.

## **2. Introducción**

El propio proceso de diseño de una pieza o un mecanismo hace imprescindible la necesidad de tomar un punto de referencia que permita verificar la funcionalidad del concepto desarrollado. Esto se traduce en definir una serie de parámetros, de manera previa al diseño propiamente dicho, que deben ser cumplidos por la pieza o mecanismo en condiciones nominales de operación. Los parámetros pueden hacer referencia a múltiples propiedades o capacidades de todo tipo en el marco de un diseño concreto, y es por ello que se hace necesario especificarlos claramente, de forma que no den lugar a diferentes interpretaciones.

En el entorno concreto del prototipo que se desarrolla en este proyecto, los requerimientos iniciales no han sido escogidos al azar, o por conveniencia del propio mecanismo, sino que vienen determinados por el entorno en el que va a estar ubicado el mismo presumiblemente, es decir, por las características inherentes de la instrumentación que modifica y/o analiza el eje óptico proveniente de la observación del telescopio, lo que incluye también la propia estructura del mismo.

## **3. Requerimientos de diseño**

En este apartado se exponen algunos de los requerimientos iniciales y la forma en que se han considerado para poder incluir su cumplimiento en el funcionamiento previsto del

mecanismo de pupila. Se barajarán también posibles alternativas a estas especificaciones, en algunos casos, que obedecen a circunstancias específicas del prototipo que se diseña.

### **3.1. Enmascarado del fondo térmico**

Consiste en evitar el acceso de fondo térmico al instrumento. El diseño final debe ser un acuerdo entre el rendimiento y el minimizado del fondo térmico.

Este requerimiento se identifica con el motivo principal de realización de este proyecto, que trata de aportar un nuevo concepto de diseño con la finalidad de hacer efectivo el filtrado de la radiación final que se va a analizar, de manera que se pueda minimizar la “contaminación” propia del telescopio en el haz óptico debida a la propia radiación emitida. El enmascarado propiamente dicho se hace efectivo mediante la rotación oportuna de la máscara que se sitúa en la parte frontal del mecanismo de pupila.

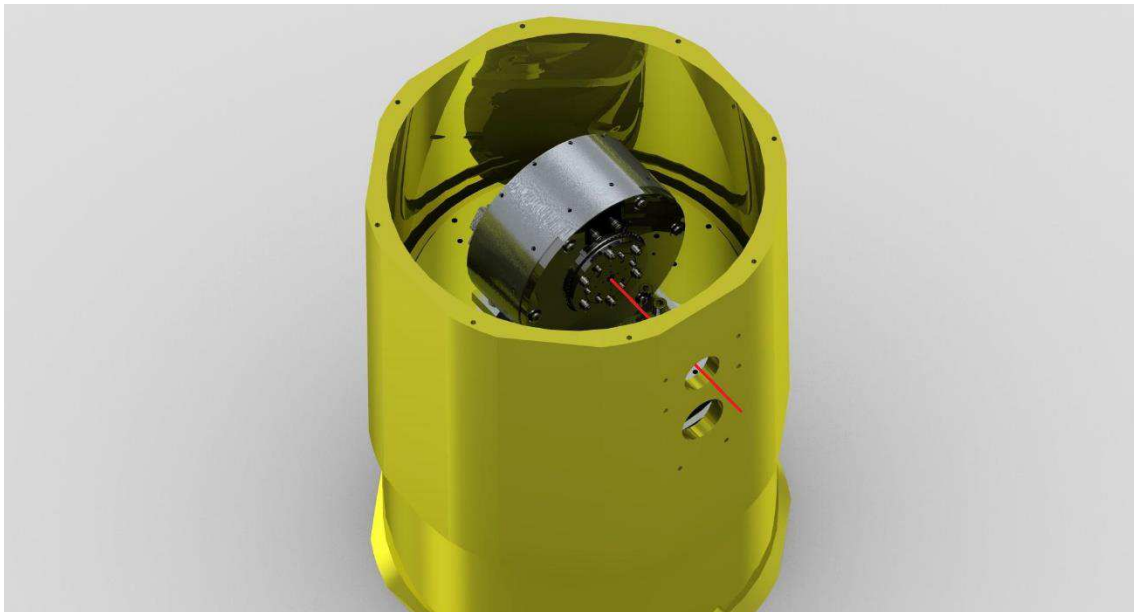
### **3.2. Cambio de máscaras**

El mecanismo debe permitir cambios fáciles de máscara, pudiendo analizar el rendimiento de diferentes diseños y/o tamaños de diferentes máscaras. El cambio de máscaras debe realizarse en caliente.

Esta especificación se cumple, ya que la máscara está dispuesta de tal forma que sea totalmente accesible, en la parte frontal del eje del mecanismo, siendo relativamente sencillo su montaje/desmontaje, ya que solamente es necesaria la colocación o desmontaje de 6 tornillos. Esos tornillos determinan también la posición relativa de la máscara con respecto al eje, en lo relativo al giro sobre el eje óptico, con lo que se facilita la colocación rápida y sencilla de otras posibles máscaras en la posición óptima. Es de destacar el hecho de que solamente es posible asegurar la intercambiabilidad de las máscaras si éstas obedecen al mismo parón de fijación al eje, es decir, si poseen un mecanismo de centrado que se amolde al diseño que se tiene para el eje, esto es, pueden colocarse en el sistema diferentes máscaras, siempre que tengan unas pestañas que encajen dentro del diámetro más pequeño de eje mecánico.

### 3.3. Alineación

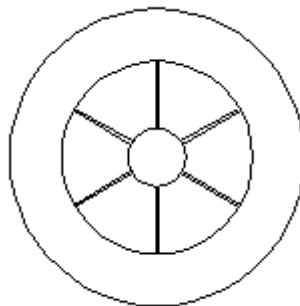
Se requiere alguna función para el alineado inicial del mecanismo con el eje óptico. Esto se ha conseguido por medio del soporte del mecanismo, cuyo grosor está optimizado para que se produzca una perfecta alineación del eje óptico del haz de luz con el centro radial del eje mecánico del mecanismo. Este grosor está pensado para que el mecanismo sea probado en un criostato específico, con unas dimensiones determinadas, pero puede fabricarse otro soporte más o menos grueso que permite la alineación perfecta en el caso de que se instale y pruebe en otros lugares.



**Figura 1** Simulación del alineamiento del mecanismo en el criostato

### 3.4. Forma

La máscara deberá tener seis “brazos de araña”. Cada uno de ellos debe cubrir el radio entero de la pupila. La separación entre ellos debe ser de 60 grados entre brazos. El cumplimiento estricto de esta consideración no se ha efectuado, ya que la forma final que se ha decidido emplear para este diseño es la adecuada para posibilitar una caracterización del mecanismo tanto mecánicamente como ópticamente. Dado que se trata de un prototipo no se hace necesario disponer de la forma final de la máscara, basta con poder comprobar su funcionamiento y su alineación con el eje óptico que entra en el criostato. Además, los taladros practicados en la máscara de pruebas sirven para poder realizar el test de Ronchi, lo que permitirá caracterizar ópticamente el mecanismo de una manera más sencilla.



**Figura 2** Forma ideal de la máscara

### 3.5. Tamaño

La realización de cálculos que escapan a los objetivos de este proyecto indica que el haz óptico proporciona una imagen en su llegada al mecanismo de diámetro nominal  $25 \pm 5$  mm.

Para que se permita el paso de la imagen del haz óptico, la parte frontal del mecanismo contiene un alojamiento en el que se sitúa la máscara de diámetro nominal de 30 mm, ese diámetro, al ser mayor de lo necesario, dejará pasar el haz en toda su longitud diametral, cuando se coloque la máscara definitiva en el sistema.

### 3.6. Área de la Máscara

La máscara fría transmitirá, como mínimo, toda el área del cristal del espejo del telescopio. Debe bloquear, como mínimo el diámetro interno y el externo del mismo. Las áreas parcialmente cubiertas entre estos extremos deberían ser enmascaradas si resultase práctico. Los brazos deberán ser enmascarados, ya que así se asegura que la óptica de gran tamaño aguas debajo de la pupila fría deja de ver siempre el área de la máscara fría.

Esta especificación no ha podido ser corroborada en este mecanismo, debido, nuevamente, a que se ha optado por emplear una forma de máscara que no se corresponde con el diseño que realmente se necesita para enmascarar la radiación molesta.

### 3.7. Espesor

A lo largo del eje óptico la máscara debe tener un espesor de menos de 1 mm, minimizando las posibles fugas de radiación, con un valor máximo del 0,01%

La especificación del espesor no se cumple porque la máscara no está diseñada en su forma ideal.

### 3.8. Ángulo de rotación

- Como mínimo  $\pm 270$  grados
- Preferible rotación continua ilimitada.

En lo referente al giro de la máscara, cabe destacar que el diseño permite un giro continuo de la máscara, con plena libertad en el ángulo de giro, por lo que no hay limitación de ángulo y puede moverse en los 360 grados, tanto en un sentido como en el otro.

### 3.9. Rangos de operación de velocidad y aceleración

La velocidad a la que debe moverse la pupila en condiciones normales de operación se corresponde con  $\pm 1600$  arcsec/s, lo cual equivale a 0,074 rpm. La aceleración se corresponde con  $\pm 7,8$  arcsec/s siendo un valor extremadamente ínfimo.

Las características del motor empleado en el diseño del mecanismo hacen que pueda proveerse el movimiento requerido sin problemas, ya que el motor empleado es lo suficientemente potente como para mover el sistema a esa velocidad con la variación estipulada de aceleración.

### 3.10. Volumen

Debe permitir a otros mecanismos el acceso al haz óptico a 25 mm de la pupila axialmente.

El hecho de que el diseño sea tan compacto en relación con otros instrumentos hace que exista más espacio alrededor de la máscara, con lo que es posible cumplir esta especificación sin mayores problemas.

## 4. Conclusiones

Las especificaciones más importantes que debe cumplir el mecanismo se han implementado con efectividad en el diseño del mismo. Sin embargo, el hecho de que se haya tomado la decisión de cambiar la forma de la máscara por cuestiones de prototipado ha hecho que algunos de los requerimientos necesarios se hayan obviado, al menos momentáneamente, en vías de ofrecer una caracterización adecuada este primer prototipo de mecanismo de pupila rotante con motor de eje hueco.

**Fecha:** Junio 2015

**Firma:** Cristian Estévez Díaz







**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 1.11: Solicitaciones del Mecanismo**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



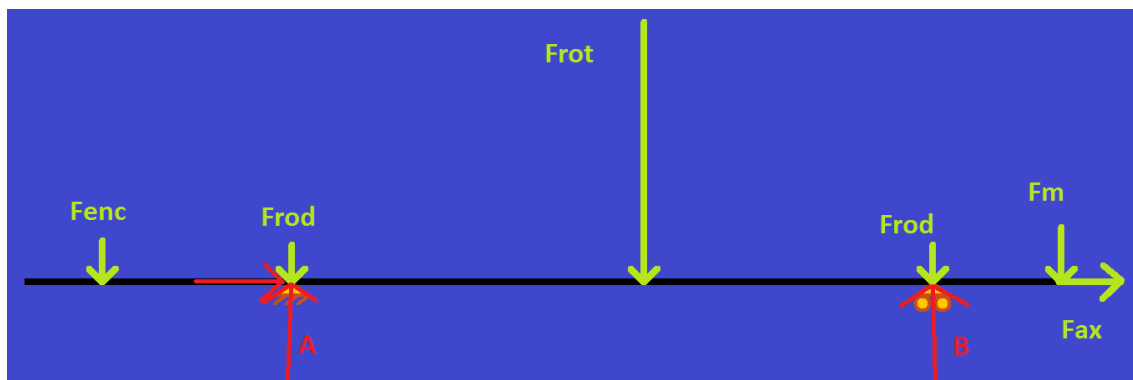
# Índice

<b>ANEXO 1.11: SOLICITACIONES DEL MECANISMO .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>2</b>
<b>2. Cargas sobre el eje .....</b>	<b>2</b>
<b>3. Flexión .....</b>	<b>4</b>
3.1. Momento flector .....	4
3.2. Esfuerzo cortante .....	5
3.3. Esfuerzo normal .....	5
<b>4. Torsión .....</b>	<b>5</b>
<b>5. Dimensionado del eje .....</b>	<b>6</b>

## 1. Resumen

En este anexo se pretende ofrecer una justificación adecuada a la ausencia de cálculos de dimensionado para los diferentes elementos diseñados. Esta justificación se debe a la ausencia, en la práctica, de acciones sobre el mecanismo y a su casi imperceptible movimiento en condiciones de funcionamiento. Este movimiento tan lento viene determinado por la rotación del planeta durante las horas de observación en el telescopio, que hace que la imagen que se está tomando se vea rotada con respecto a su posición inicial. A continuación se harán cálculos que demostrarán la no necesidad de comprobar el eje desde el punto de vista de los esfuerzos. Este componente es, dentro de todos los elementos del mecanismo, el más solicitado, debido a que soporta muchos elementos y transmite el giro a la máscara.

## 2. Cargas sobre el eje



**Figura 1** Esquema de las cargas actuantes sobre el eje mecánico

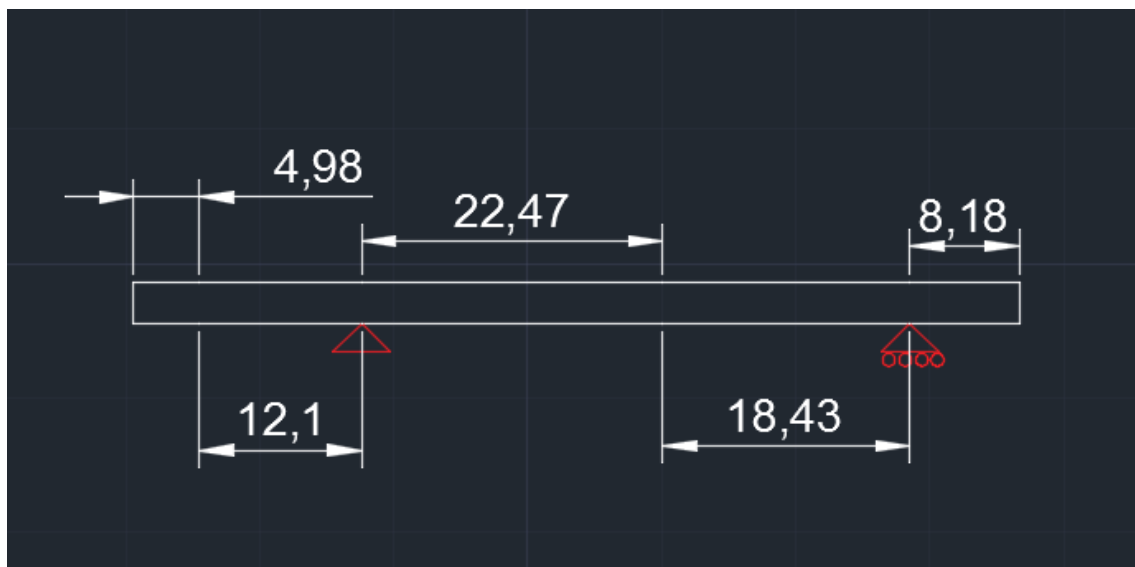
En la imagen anterior se muestra una estimación de las cargas actuantes sobre el eje del sistema. Se han considerado los pesos aproximados de los elementos que se sitúan a lo largo del eje. Por otro lado, se ha supuesto un sistema isostático con dos apoyos, uno fijo (A) y otro que permite el desplazamiento en el eje "x".

El sistema de precarga ideado hace que prácticamente en el extremo del eje aparezca una fuerza de tracción sobre el mismo. Los valores de todas las cargas se han obtenido de los catálogos correspondientes de los elementos o bien de análisis de masas realizados mediante el programa *Creo Parametric*.

A continuación se muestran tanto las longitudes entre cargas, en milímetros, como los valores de esas cargas:

NOMBRE	FUERZA APLICADA (N)
$F_{ENC}$ (PESO CODIFICADOR)	0,4905
$F_{ROD}$ (PESO RODAMIENTO)	0,4449
$F_{ROT}$ (PESO ROTOR DEL MOTOR)	3,1153
$F_{ROD}$ (PESO RODAMIENTO)	0,4449
$F_M$ (SUMA PIEZA DE SACRIFICIO Y MÁSCARA)	0,6517
$F_{AX}$	236,63

**Tabla I** Fuerzas Actuantes sobre el Eje



**Figura 2** Distancias de aplicación de las cargas en mm

Una vez se tienen todos estos datos, se hace necesario hallar las correspondientes reacciones en los apoyos. Esto se hace aplicando sumatorios de momentos y esfuerzos nulos, ya que debe estar en equilibrio. Se obtiene:

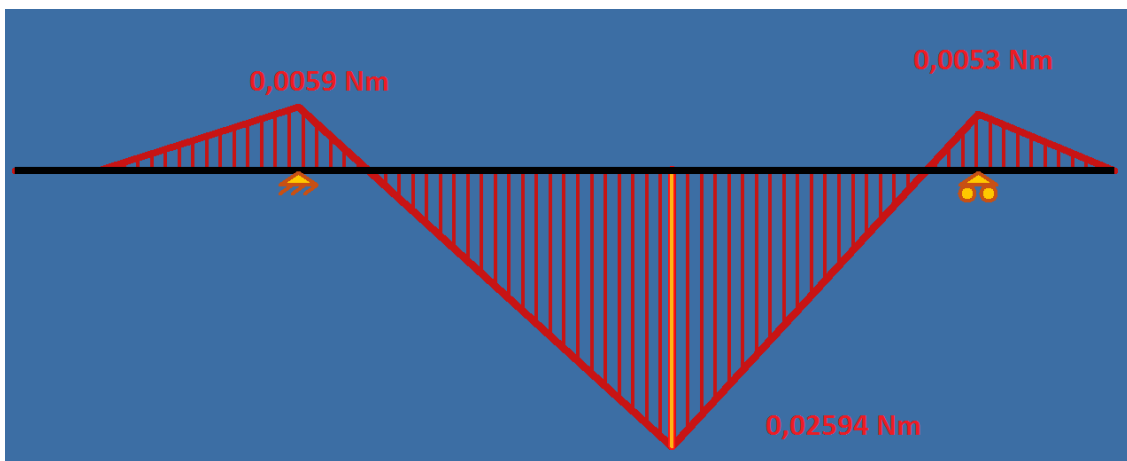
$$R^A_x = 236,63 \text{ N}$$

$$R^A_y = 2,354 \text{ N} ; R^B_y = 2,793 \text{ N}$$

### 3. Flexión

En primer lugar, para estimar las dimensiones óptimas del eje bajo las condiciones impuestas, se debe realizar un análisis de flexión, con el fin de hallar el peor momento de sollicitación.

#### 3.1. Momento flector



**Figura 3** Momento Flector Eje

Los cálculos aportan un valor máximo de momento flector en la zona donde se sitúa el rotor del motor de 0,025 Nm.

### 3.2. Esfuerzo cortante

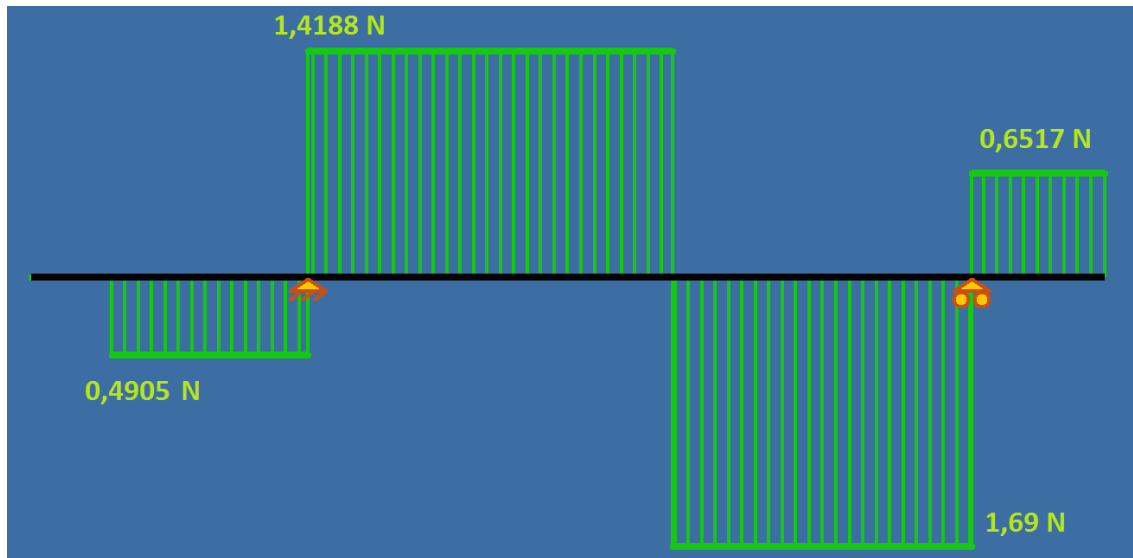


Figura 4 Diagrama de esfuerzo cortante

El esfuerzo cortante máximo se identifica con 1,69 N.

### 3.3. Esfuerzo Normal

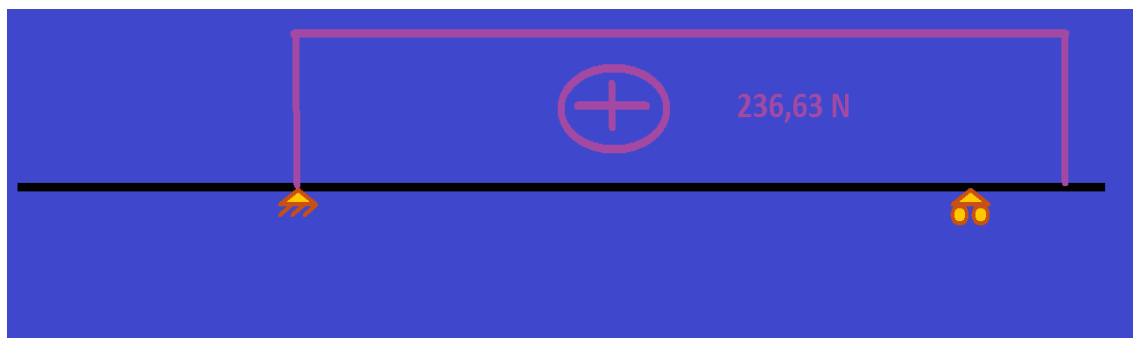


Figura 5 Diagrama de esfuerzo normal

El esfuerzo normal se identifica con un valor de 236,63 N que obedece a la tracción impuesta en el mismo.

## 4. Torsión

El eje no solamente va a estar sometido a la acción del peso de los elementos que se ubican encima del mismo, también debe transmitir el movimiento circular que el motor aplica

sobre el mismo. Es por ello que se hace indispensable hallar el par torsional aplicado sobre el sistema en estudio.

Según las especificaciones de diseño del mecanismo, la pupila debe poder moverse a una velocidad de funcionamiento de  $\pm 1600$  arcsec/s, lo que quiere decir que:

$$1600 \frac{\text{arcsec}}{s} = 26,67 \frac{\text{grados}}{\text{min}} = 0,074 \text{ rpm}$$

La velocidad nominal de movimiento es extremadamente lenta, casi imperceptible. En la página web del fabricante del motor se puede apreciar que el motor puede aportar un par máximo de 259,6 oz-in, lo que equivale a 1,83 Nm. Para ir del lado de la seguridad, se supondrá que, para las condiciones de velocidad que se necesitan, se va a aportar ese par máximo.

## 5. Dimensionado del eje

En base a las consideraciones realizadas en los apartados anteriores se procede ahora a dimensionar un eje hueco que cumpla con las características necesarias. Esto se hará considerando un acero con una tensión de fluencia de  $3750 \text{ kgf/cm}^2$ , o lo que es lo mismo  $367,875 \text{ MPa}$ .

El procedimiento consiste en emplear la expresión que permite hallar la tensión equivalente de Von Mises para determinar las dimensiones requeridas del eje, mediante la comparación con la tensión admisible, que será la de fluencia entre un factor de seguridad. Se supondrá un factor de seguridad de 2.

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{2 \cdot \left( \frac{N}{A} + \frac{M_f}{W_z} \right)^2 + 6 \cdot \left( \frac{M_T}{W_p} \right)^2} \leq \sigma_{adm} = 183874687,5 \frac{N}{m^2}$$

Los módulos resistentes a flexión y a torsión son, respectivamente:



$$W_z = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4) \cdot \frac{2}{D} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{D}$$

$$W_p = \frac{\pi}{32} \cdot (D^4 - d^4) \cdot \frac{2}{D} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{D}$$

Sustituyendo en la primera expresión:

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{2 \cdot \left( \frac{236,63}{\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)} + \frac{0,02594}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{D}} \right)^2 + 6 \cdot \left( \frac{1,83}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{D}} \right)^2}$$

$$\leq 183874687,5 \frac{N}{m^2}$$

Se supone, para poder hallar los dos valores, que  $d=0,75D$

Se obtiene que:

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{2 \cdot \left( \frac{236,63}{\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)} + \frac{0,02594}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{D}} \right)^2 + 6 \cdot \left( \frac{1,83}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{D}} \right)^2}$$

$$\leq 183874687,5 \frac{N}{m^2}$$

Dando valores al diámetro externo del eje se obtiene que:

$$D \geq 0,006 \text{ m} = 6 \text{ mm}$$

$$d \geq 0,0045 \text{ m} = 4,5 \text{ mm}$$

Como puede apreciarse, los valores mínimos son extremadamente pequeños, con lo que cualquier valor mayor cumplirá soportando las sollicitaciones.

Para comprobar definitivamente que el eje cumplirá, hallaremos el coeficiente de seguridad correspondiente a las dimensiones que realmente tiene el eje:

$$D = 0,0508 \text{ m} ; d = 0,0388 \text{ m}$$

Sustituyendo estos datos:

$$\sigma_{eq} = 339239,44 = \frac{367749375 \text{ N}}{n} \frac{1}{m^2}$$

$$n = 1084,04$$

El factor de seguridad es tan grande que se justifica la no realización de cálculos de pre dimensionado de los elementos mecánicos. Esto es debido al bajo valor de las solicitaciones y al gran diámetro establecido para para el eje.

**Fecha:** Junio 2015    **Firma:** Cristian Estévez Díaz





**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexos 2: Pruebas Empíricas**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos









**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 2.1: Pruebas Motor de Eje Hueco**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



# Índice

<b>ANEXO 2.1: PRUEBAS MOTOR DE EJE HUECO .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Razón de la realización de las pruebas.....</b>	<b>5</b>
<b>2. Descripción .....</b>	<b>5</b>
2.1. Primer ciclado .....	5
2.2. Segundo ciclado .....	7
<b>3. Resultados obtenidos.....</b>	<b>7</b>
3.1. Primer ciclado .....	7
3.2. Segundo ciclado .....	8
3.2.1. Enfriamiento .....	8
3.2.2. Calentamiento.....	10
<b>4. Incidencias .....</b>	<b>12</b>
<b>5. Conclusiones .....</b>	<b>13</b>



## 1. Razón de la realización de las pruebas

Todo sistema de diseño debe cumplir una serie de requerimientos mínimos que garanticen que es capaz de cumplir con los objetivos para los que ha sido ideado. Esto implica que los diferentes subsistemas que lo componen deben ser capaces de realizar su función correctamente, de acuerdo con los parámetros preestablecidos para cada uno de ellos. En este sentido, se hace vital determinar si los componentes seleccionados para esos subsistemas en la fase de diseño son realmente apropiados para las condiciones de trabajo a las que van a estar sometidos, con lo que resulta extremadamente práctico determinar empíricamente su validez.

Las pruebas que se describen a continuación tienen como objetivo tantear esa validez del motor seleccionado para trabajar en condiciones criogénicas, evaluando sus parámetros electromagnéticos a temperatura de trabajo y determinando su supervivencia. Desde el punto de vista mecánico, como el motor está compuesto por diferentes materiales, se hace necesario comprobar si a bajas temperaturas la contracción diferencial producida puede provocar tensiones de rotura en alguno de los componentes.

## 2. Descripción

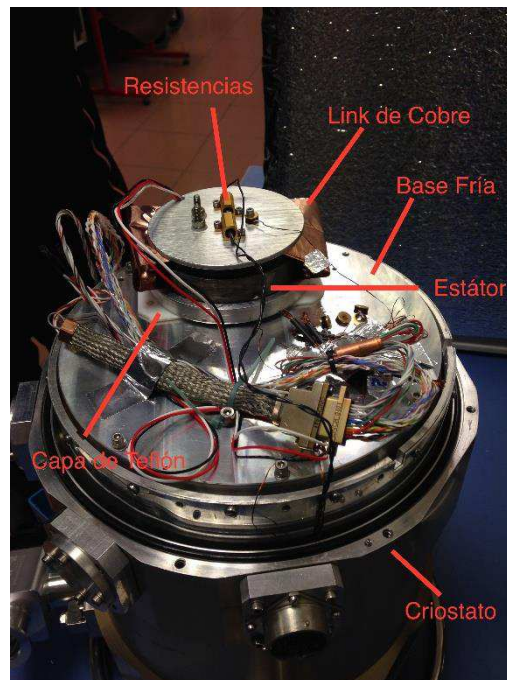
Para determinar si este motor trifásico era o no apto para las condiciones criogénicas, se realizaron dos ciclados al mismo motor, sometiendo al mismo a temperaturas criogénicas (previa realización de vacío en el interior del criostato) y tomando medidas de la inductancia y la resistencia cada media hora. En dichas pruebas se llevó térmicamente al límite a este motor, y los resultados de las mismas, que se expondrán a continuación, son las que determinarán la validez del motor para el sistema que se pretende diseñar.

### 2.1. Primer ciclado

La primera de las pruebas realizadas consistió en colocar el estator, debidamente atornillado a la base fría, en el criostato de pruebas de *HARMONI*, que enfría mediante nitrógeno líquido. Entre el estator y la base propiamente dicha se colocó una pequeña capa de teflón, como aislante, para tratar de controlar el calentamiento/enfriamiento uniforme del estator en cada momento.

Para verificar efectivamente ese calentamiento/enfriamiento uniforme de la pieza en todo momento se colocaron tanto en la base como en la tapa del conjunto sendos sensores de temperatura, lo que permitiría establecer cuán alejada estaría la temperatura de la base (más fría) de la de la tapa (más caliente). Además, en la tapa del conjunto se colocaron también dos resistencias en serie que permitían controlar estos cambios en la temperatura del sistema, ofreciendo también la posibilidad de calentar las piezas una vez finalizadas las pruebas pertinentes.

En cuanto al montaje, como puede observarse en la siguiente imagen, éste no se realizó en el centro de la base propiamente dicha, sino muy cerca de la pared del criostato, lo que condicionó, en gran medida el resultado de la prueba, que no fue tan satisfactorio como se hubiera deseado, tal y como se expondrá en apartados sucesivos.



**Figura 1** Montaje realizado en el criostato para las pruebas

Cabe destacar el empleo de links de cobre que conectan la base fría con la tapa superior, con el fin de homogeneizar la temperatura y limitar la pendiente de variación térmica con el tiempo.

## 2.2. Segundo ciclado

En esta etapa se optó por colocar en el interior del criostato el rotor junto con el estator, y en vista de los resultados del primer ciclado, se decidió eliminar la capa de teflón aislante para lograr bajar al máximo la temperatura del sistema. El sensor de temperatura de la base inferior pasó a montarse directamente sobre la base fría, así como uno de los lados del estator y del rotor.

Como el hecho de que el sistema estuviera montado muy cerca a la pared del criostato afectó seriamente a la temperatura de enfriamiento del sistema, se improvisó un *Shield* de *Maylard* que sirve de escudo térmico, evitando que el calor ambiente se adentre en el sistema por radiación a través de las paredes del criostato.

## 3. Resultados obtenidos

Durante ambos ciclados se emplearon instrumentos para la medición de características del motor tales como la inductancia y la resistencia. Estas medidas se realizaron con el fin de detectar cómo varían estas propiedades del sistema con la temperatura, ya que el proyecto va a estar en condiciones de vacío y de temperaturas criogénicas. Los datos empleados para el estudio de esas relaciones con la temperatura se corresponden con los obtenidos durante el segundo ciclado, ya que en el primer ciclado no se pudo obtener una temperatura excesivamente baja, tal y como se describe brevemente a continuación. Cabe destacar finalmente que las variaciones de propiedades que se van a aportar están en función de la temperatura media entre la base fría y la tapa superior del sistema.

### 3.1. Primer ciclado

En la primera de las pruebas criogénicas realizadas al estator no se consiguió hacer descender la temperatura del sistema hasta los 77K. Eso fue debido a que el montaje del mismo se realizó muy cerca de la pared del criostato y el calor del ambiente afectaba seriamente al desarrollo termodinámico del sistema. Concretamente, en el enfriamiento se consiguió una temperatura de 147K. Pese a no tener capturas de pantalla de esta prueba, la observación de los aparatos de medida concluyó que la inductancia había descendido durante el enfriamiento en

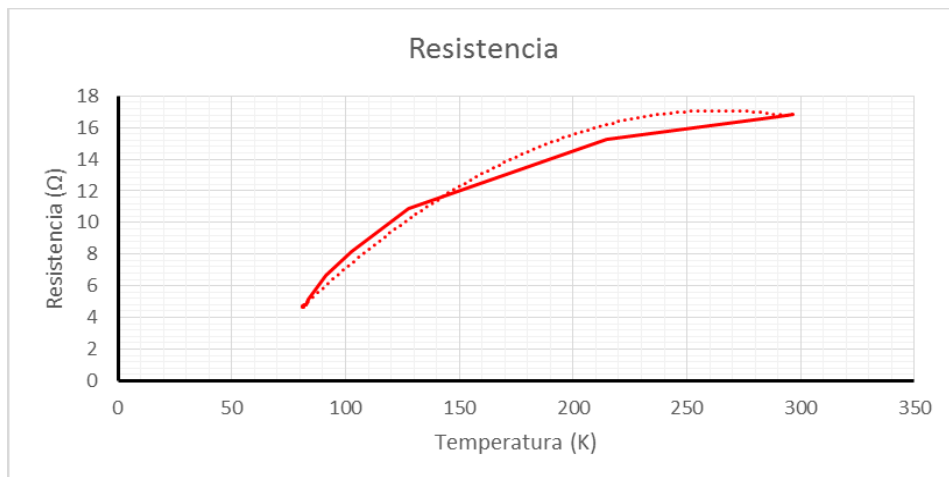
algo más de  $50\mu\text{H}$ , y la resistencia bajó desde los  $17\Omega$  a  $300\text{K}$  a  $7.9\Omega$  a  $147\text{K}$ , un descenso bastante apreciable.

### 3.2. Segundo ciclado

En este caso, debido a las modificaciones realizadas en el sistema, se consiguió hacer descender la temperatura hasta cerca de los  $77\text{K}$ . Cabe destacar que en este caso el enfriamiento fue extremadamente rápido, pasando de los  $300\text{K}$  hasta los  $85\text{K}$  en pocos minutos, ya que no se encendió el heater durante ese proceso. Este tipo de enfriamiento es bastante interesante de cara a probar el motor, ya que si es capaz de sobrevivir a este gradiente brusco va a ser capaz de soportar enfriamientos más lentos. Los resultados empíricos tomados en este proceso se van a dividir en dos apartados: calentamiento y enfriamiento. En cada uno de esos casos se valorará la evolución de las propiedades del sistema con la temperatura, así como los máximos y mínimos de las mismas.

#### 3.2.1. Enfriamiento

Gráficamente se obtuvieron los siguientes resultados de la resistencia del motor en función de la temperatura:

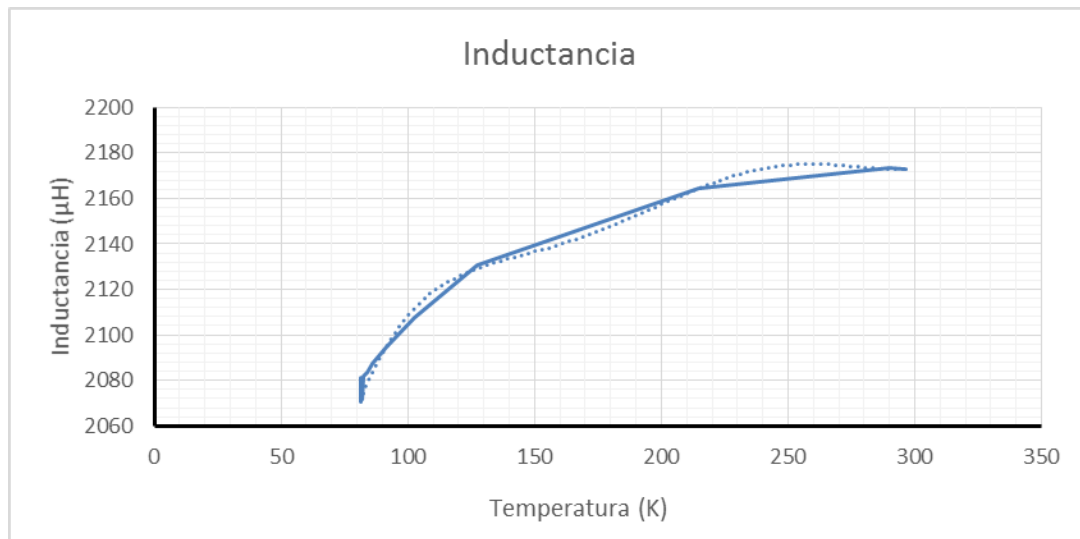


**Figura 2** Variación de la resistencia con la temperatura en el enfriamiento



Se aprecia claramente que la resistencia disminuye de forma polinómica con la temperatura. La resistencia máxima se corresponde con  $16,83 \Omega$ , y la mínima con  $4,65 \Omega$ , con lo que se produjo un descenso de  $12,18 \Omega$ , lo que constituye un valor considerable.

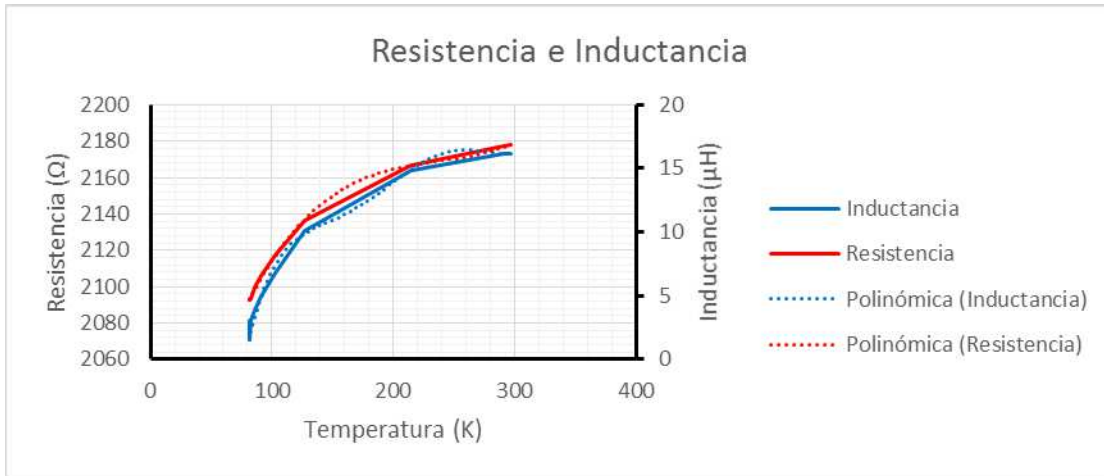
Por otra parte, la evolución de la inductancia con la temperatura se refleja en el siguiente gráfico:



**Figura 3** Variación de la inductancia con la temperatura en el enfriamiento

En este caso también se aprecia un descenso de la propiedad con el tiempo, sin embargo este descenso puede considerarse un poco más abrupto, ya que entorno a los 80K los valores caen verticalmente, como puede observarse. El valor máximo de la inductancia fue de  $2173,23 \mu\text{H}$ , y el mínimo de  $2070,61 \mu\text{H}$ , lo que se corresponde con un descenso de  $102,62 \mu\text{H}$ . Los datos empíricos pueden aproximarse por un polinomio de quinto grado.

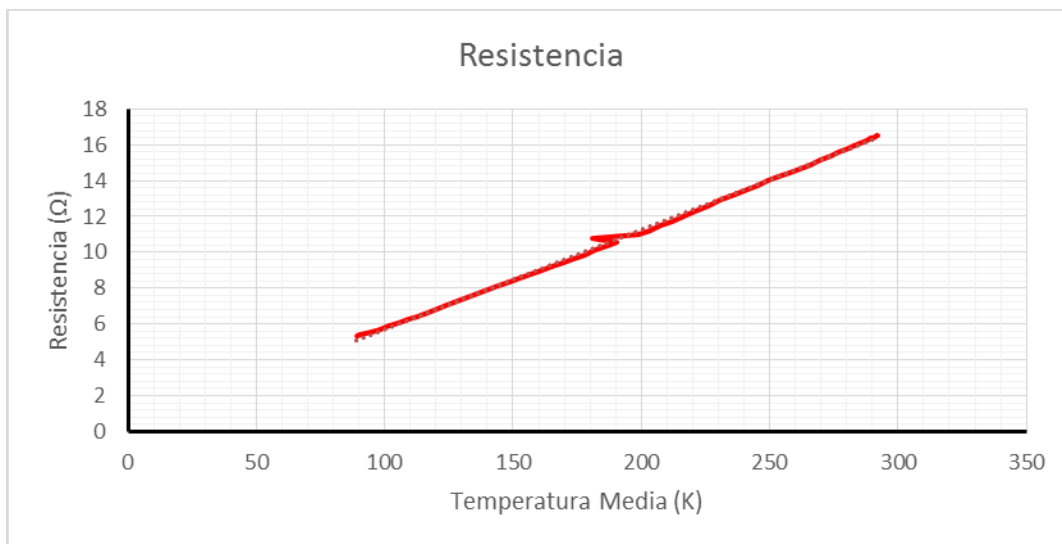
Es interesante observar también ambas propiedades en la misma gráfica, para ver cómo varía una con respecto a la otra y a la temperatura.



**Figura 4** Variación de la resistencia y la inductancia con la temperatura en el enfriamiento

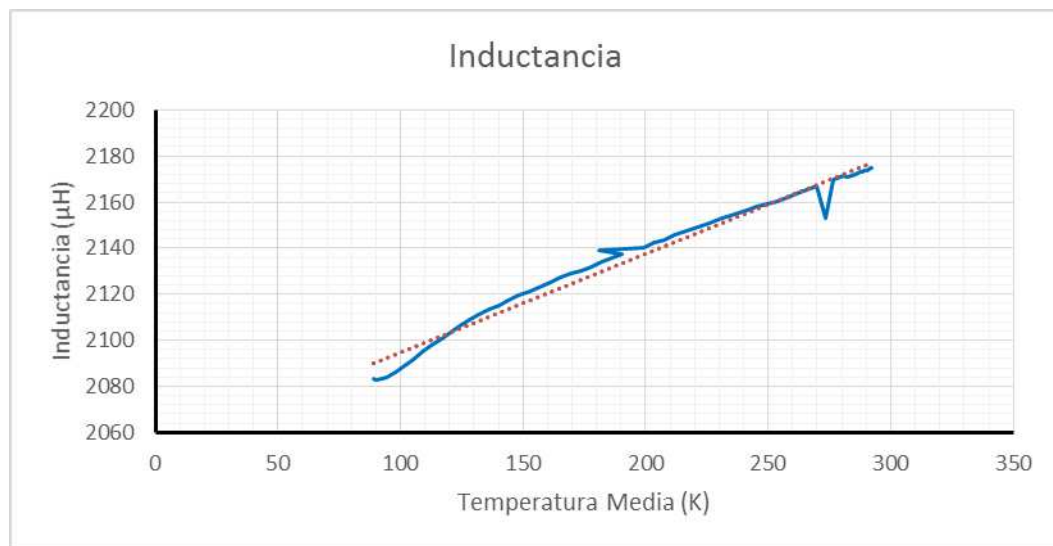
### 3.2.2. Calentamiento

Si bien el enfriamiento se realizó de manera brusca, el calentamiento posterior, por el contrario, se programó con una rampa de 1K/min en el heater, para que el calentamiento sí fuera uniforme. En este sentido, las conclusiones empíricas que se deducen de los datos tomados difieren notablemente de las obtenidas en el proceso de enfriamiento, tal y como se muestra a continuación.



**Figura 5** Variación de la resistencia con la temperatura en el calentamiento

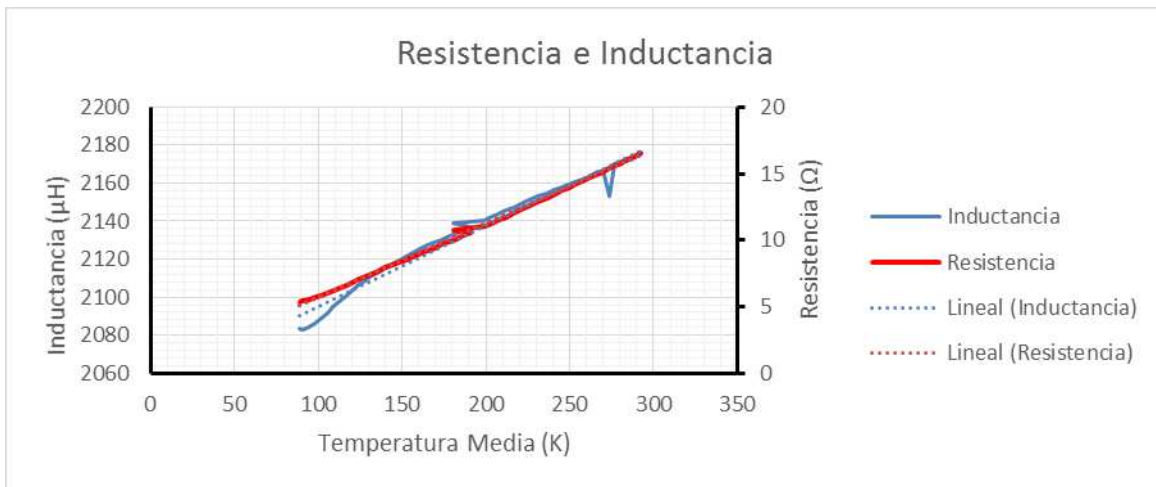
La variación de la resistencia con la temperatura, en este caso, muestra una evolución claramente lineal, con un valor mínimo de  $5,32035 \Omega$  y un valor máximo de  $16,5353 \Omega$ , lo que implica un aumento de resistencia en  $11,21495 \Omega$ . En el intervalo de temperaturas que va desde los  $180\text{K}$  hasta los  $190\text{K}$  se aprecia una variación inusual de la resistencia con respecto al patrón normal de los datos de partida.



**Figura 6** Variación de la inductancia con la temperatura en el calentamiento

En cuanto a la inductancia durante el calentamiento, se observa un aumento que podría considerarse lineal, al menos en comparación con la variación de esta propiedad durante el enfriamiento del sistema. También se producen variaciones inusuales de la inductancia con respecto a la tendencia general de los datos, lo que ocurre en los rangos de temperatura  $180\text{-}190\text{K}$  (coincidente con el caso de la resistencia) y  $270\text{-}280\text{K}$  (se observa una disminución brusca). El valor máximo fue de  $2174,68 \mu\text{H}$ , y el mínimo de  $2082,87 \mu\text{H}$ , con un aumento de  $91,81 \mu\text{H}$ .

Se muestra a continuación la gráfica conjunta de ambas propiedades en función de la temperatura:



**Figura 7** Variación de la resistencia y la inductancia con la temperatura en el calentamiento

## 4. Incidencias

Durante las pruebas se produjeron principalmente dos incidencias reseñables. La primera de ellas fue que el hecho de que en el primer ciclado no se consiguió hacer descender la temperatura tanto como se esperaba porque el estator estaba montado muy cerca de la pared del criostato, sin ningún tipo de aislamiento que evitara que el calor ambiente traspasara la pared del criostato e influyera por radiación sobre el mismo. Cabe destacar que esta incidencia se solventó, como se mencionó anteriormente, por medio de un improvisado *Shield* de Maylar.

La segunda incidencia destacable fue que, en el segundo ciclado, cuando se extrajo el conjunto rotor-estator, se apreciaron una serie de virutas en el rotor, lo cual resulta preferiblemente atribuible al método de conformado empleado para la fabricación de los imanes del mismo, pues una observación al microscopio parece indicar que dicho método pudo haber sido el sinterizado. Parece posible que, a temperaturas criogénicas, parte de esas partículas compactadas se hayan desprendido. Desde el departamento de mecánica se ha propuesto cromar el rotor para solventar el problema, lo que no afectaría al comportamiento del mismo y evitaría el problema de las virutas.

## 5. Conclusiones

Las conclusiones principales que se pueden sacar de estas pruebas son principalmente las correspondientes al segundo ciclado, ya que se pudieron alcanzar temperaturas que pueden ser consideradas criogénicas.

De la observación de los procesos de enfriamiento y calentamiento por separado se concluye que la variación brusca de la temperatura del sistema provoca variaciones de propiedades alejadas de la linealidad, y por lo tanto menos predecibles. Por lo tanto, la variación en las propiedades del sistema es función claramente de la velocidad de variación de la temperatura con respecto al tiempo.

En todos los gráficos se observa que la variación de la inductancia es mayor que la de la resistencia, con lo que la primera es una propiedad más sensible al valor de la temperatura del sistema en cada instante.

Cuando las variaciones de temperatura se realizan de forma moderada existen rangos en que las propiedades varían inusualmente, con respecto a la tendencia global de la mayoría de los datos. Las causas de estas variaciones están por determinar, aunque podrían deberse a los propios aparatos de medida, ya que los propios fabricantes recomiendan una serie de horas de funcionamiento continuo, que si se sobrepasan podrían afectar a la sensibilidad de los mismos.

Desde el punto de vista mecánico, el sistema ha sobrevivido perfectamente a temperaturas criogénicas, lo cual resulta extremadamente inusual, ya que se trata de un motor comercial no pensado para trabajar a tan bajas temperaturas. La mayor preocupación residía en que las contracciones diferenciales a temperatura criogénica produjeran tensiones entre los diferentes materiales que pudieran romper el rotor, ya que los imanes estaban pegados a un anillo de acero con una sustancia desconocida. Se comprobó no sólo que esto no ocurrió, sino que el rotor está en perfectas condiciones, salvo por la aparición de virutas.

**Fecha:** Junio 2015    **Firma:** Cristian Estévez Díaz



**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 2.2: Pruebas Codificador Absoluto**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos





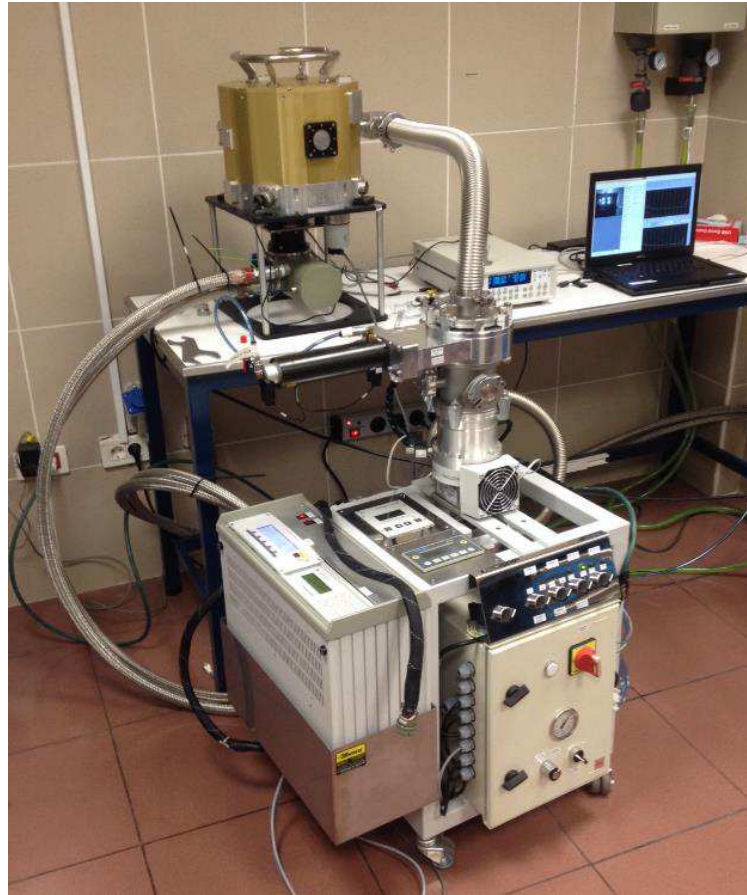
# Índice

<b>ANEXO 2.2: PRUEBAS CODIFICADOR ABSOLUTO.....</b>	<b>1</b>
<b>1. Descripción de la operación.....</b>	<b>3</b>
<b>2. Resultados obtenidos.....</b>	<b>5</b>
2.1. Encoder .....	5
2.2. Webcam.....	6
<b>3. Incidencias .....</b>	<b>7</b>
<b>4. Conclusiones .....</b>	<b>7</b>



## 1. Descripción de la operación

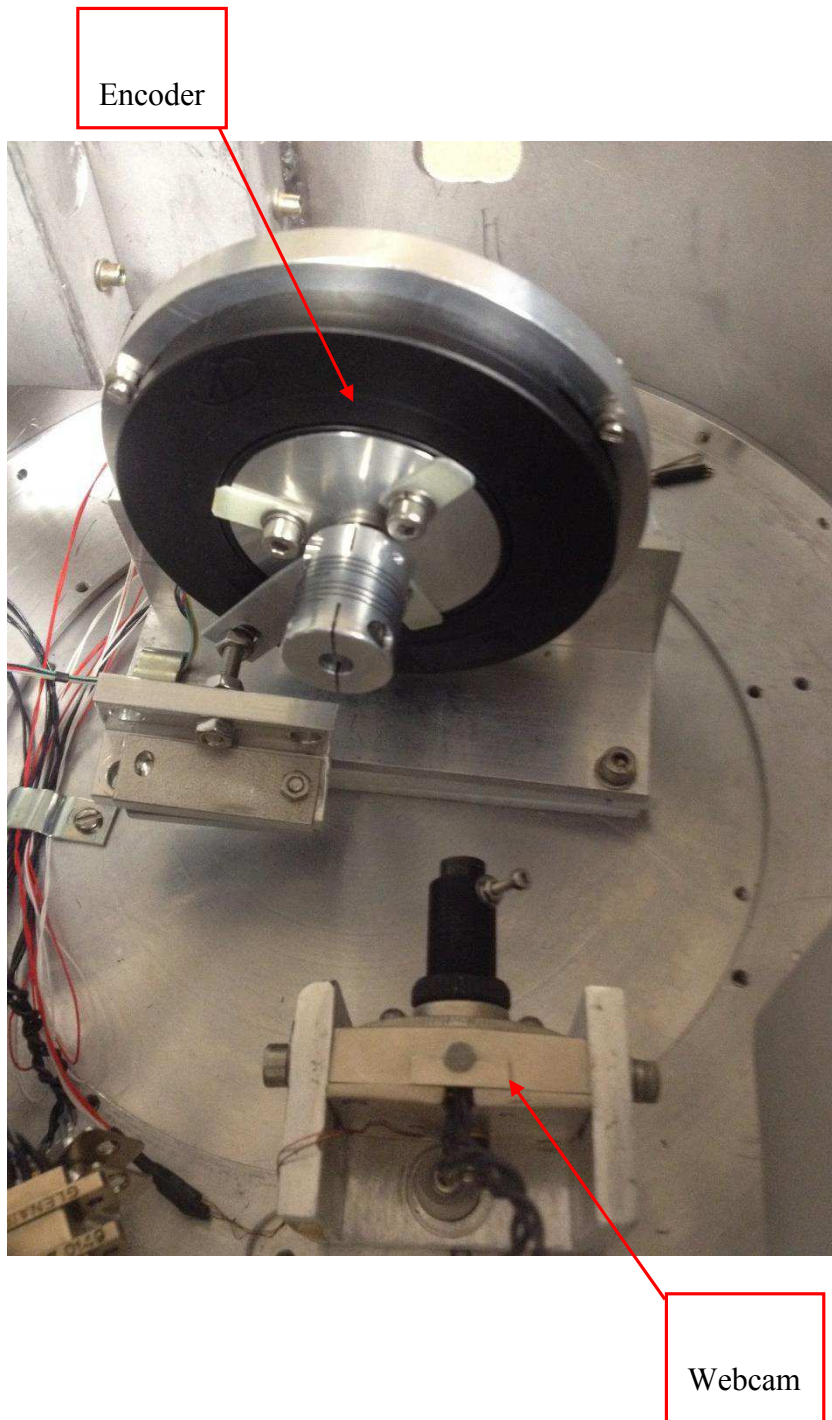
Segundo ciclado segundo encoder de Netzer. Se ciclará en el criostato de pruebas con ciclo cerrado CTI del proyecto HARMONI.



**Figura 60** Criostato pruebas HARMONI con bomba turbomolecular

Se quiere comprobar si la electrónica del encoder admite el arranque de la electrónica en frío, ya que hasta ahora se ha mantenido encendida durante el enfriamiento. No se conecta mecánicamente con el exterior (mediante el pasamuros) en esta ocasión por necesidades de la pruebas de la webcam. No obstante se monta una masa excéntrica al rotor para poder girar unos pocos grados, moviendo todo el criostato, una vez frío.

Por otro lado se monta la webcam, mejorada con un soporte para las lentes metálico, y enfocando a una zona del borde del encoder con la idea de poder medir la contracción del plástico de la carcasa. Con tal fin se hacen unas marcas en una zona plana de la carcasa y se saca una imagen en caliente con un retículo graduado, para tener una referencia.

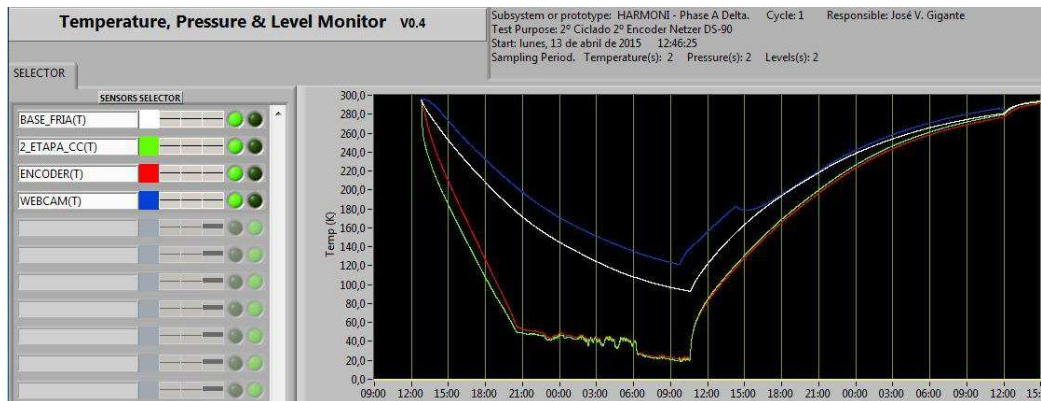


**Figura 2** Interior del Criostato

## 2. Resultados obtenidos

Etapa	Tiempo	Herramienta	Vacío (mbar)		Temperaturas (K)	
<i>Bajo Vacío</i>	2 días (fin de semana)	Bomba rotatoria	Xto	$2 \times 10^{-3}$		
			Turbo			
<i>Alto vacío</i>	2 horas	Turbo bomba	Xto	$3 \times 10^{-4}$		
			Turbo			
<i>Enfriado</i>	20 horas	Ciclo cerrado CTI M22	Xto	$1.8 \times 10^{-7}$	Base fría (1° etapa)	95.641
			Turbo	$1.4 \times 10^{-7}$	Segunda etapa CCC	19.631
					Encoder	21.582
					Webcam	121.69
<i>Calentamiento</i>	30 horas	No resist+ cámara ON+ N <sub>2</sub> al llegar a 280K	Xto	$9.6 \times 10^{-5}$		
			Turbo	$1.8 \times 10^{-6}$		

**Tabla I** Resumen de la prueba



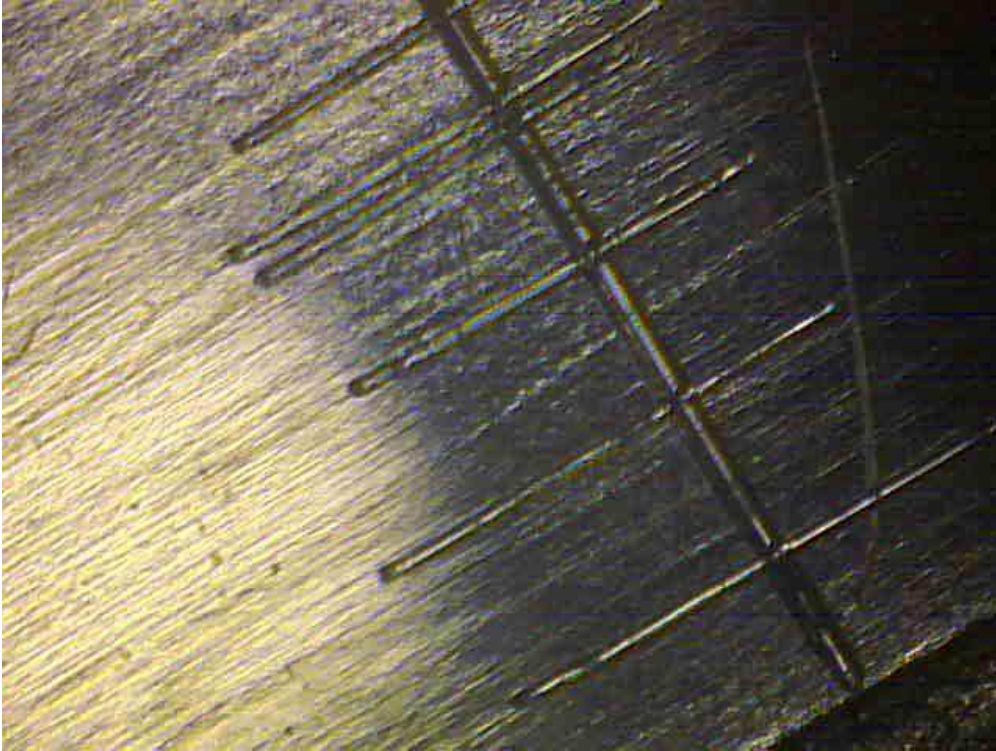
**Figura 61** Registro temperatura

### 2.1. Encoder

El encoder se arrancó a 21.5K y fue capaz de tomar lectura. Se movió el criostato y se comprobó que se cambiaba el valor de lectura.

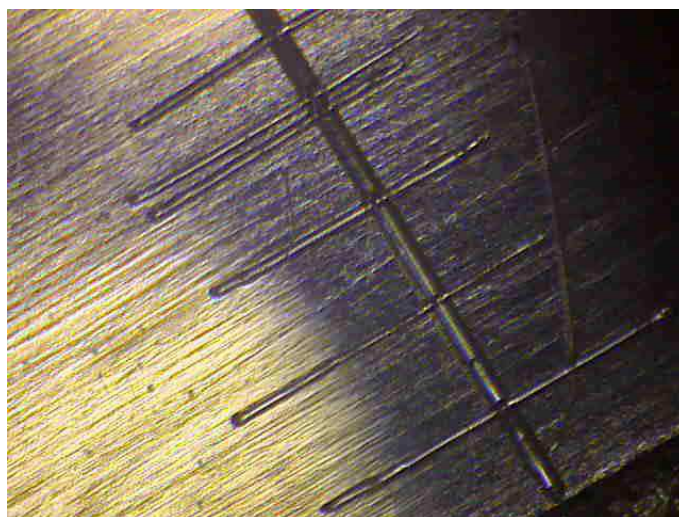
## 2.2. Webcam

La webcam se encendió en frío y se comprobó que el enfoque había variado muy poco, pudiéndose obtener una imagen nítida.



**Figura 62** Imagen de la webcam en frío

La cámara tardó unos 15 minutos en funcionar correctamente, y tras una hora de funcionamiento se elevaron las temperaturas del interior del criostato en 1.5K.



**Figura 63** Imagen de la webcam en caliente

### 3. Incidencias

Al intentar arrancar la webcam, daba un error de conexión. Se solucionó cerrando el programa, desconectando/conectando el cable USB del PC y volviendo a arrancar el programa

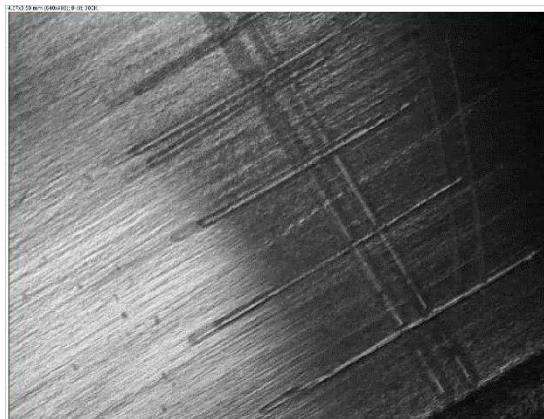
### 4. Conclusiones

Es factible el arranque en frío del encoder

La modificación del soporte de las lentes, cambiándolo por un tubo metálico y mejorando su fijación, ha sido exitosa, ya que el desenfoque en frío casi no es apreciable. En cuanto a las medidas no se han podido realizar con éxito debido a dos motivos principales:

1. La contracción del material ha sido aparentemente menor a la resolución de la cámara ( $\cong 7\mu\text{m}/\text{píxel}$ ).
2. El método elegido no ha sido el adecuado.

Además se ha observado que se ha producido un desplazamiento de la cámara o del encoder en el proceso de enfriado que puede ser debido a contracciones en los materiales.



**Figura 64** Imágenes en frío y en caliente superpuestas

**Fecha:** Junio 2015

**Firma:** Cristian Estévez Díaz





**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 2.3: Pruebas de los Sensores de Efecto *Hall***

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



# Índice

<b>ANEXO 2.3: PRUEBAS DE LOS SENSORES DE EFECTO <i>HALL</i> .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>3</b>
<b>2. Descripción de las pruebas .....</b>	<b>3</b>
<b>3. Conclusiones .....</b>	<b>5</b>

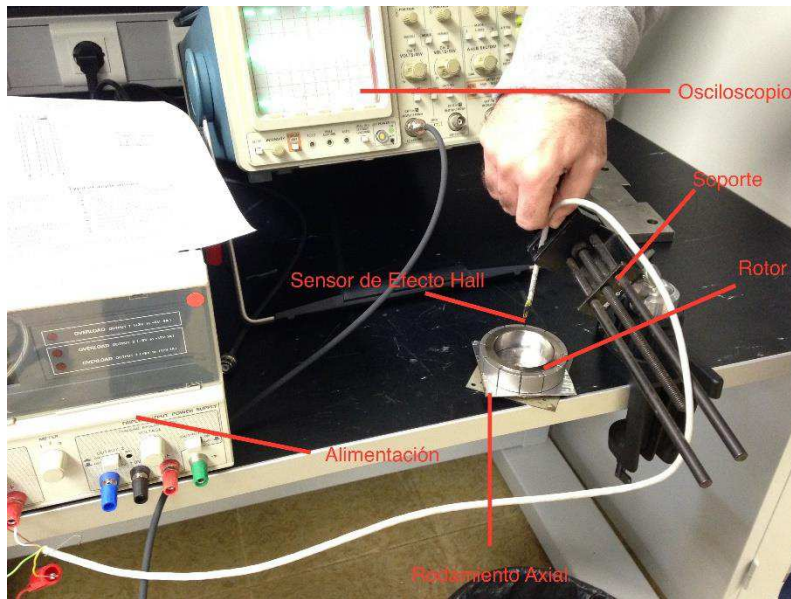


## 1. Resumen

El diseño de sistemas precisos que incluyen rotación de componentes requiere, en la inmensa mayoría de los casos, de sistemas que permitan conocer en cada instante la posición, lo que se puede conseguir de diferentes maneras, dependiendo de las características del propio sistema. Cuando lo que se desea controlar es, esencialmente, un componente magnético cuya variación de campo es comparativamente lenta, se suelen emplear sensores de efecto *Hall*, lo cual no es incompatible con el empleo de otro tipo de sensores en el sistema. En el presente documento se expondrán los resultados obtenidos al comprobar la mejor ubicación posible de un sensor de efecto *Hall* para el control de un motor eléctrico de eje hueco.

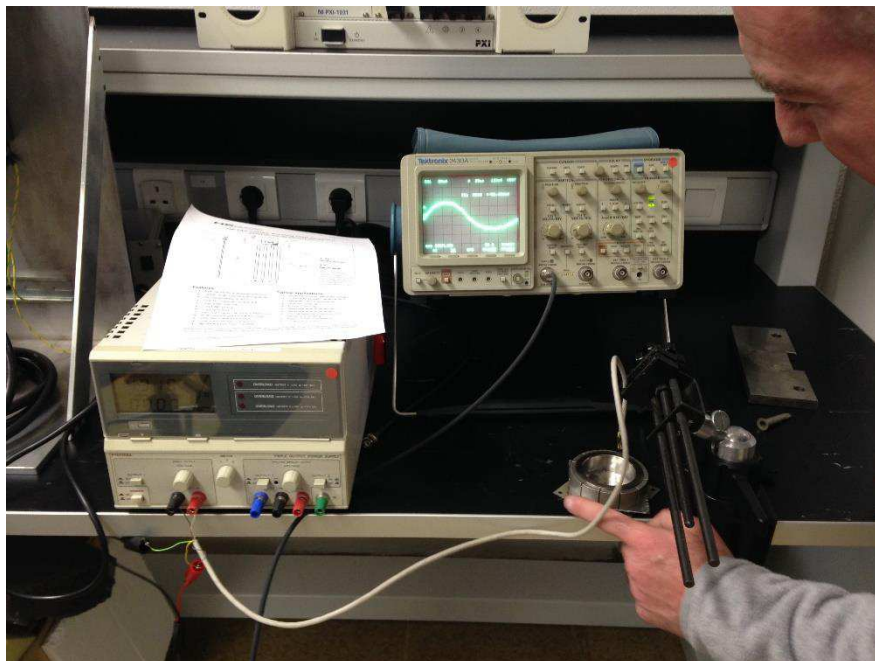
## 2. Descripción de las pruebas

Para determinar la posición óptima del sensor de efecto *Hall* en el Mecanismo de Pupila Rotante, se desarrolló un sencillo experimento empírico que consistió en situar el rotor del motor de eje hueco sobre un rodamiento axial que permitiera su giro manual. En la parte superior de este conjunto se iba situando un sensor de efecto *Hall*, en distintas posiciones y configuraciones, alimentado externamente y conectado a un osciloscopio, que permitía apreciar las variaciones de potencial que se producían en el sensor cuando se movía el rotor manualmente. La mejor posición del sensor era aquella que permitía visualizar en el osciloscopio una mayor amplitud de onda en el voltaje. En la imagen siguiente se muestra la distribución de los diferentes elementos descritos anteriormente:



**Figura 1** Distribución de los elementos durante la prueba

Tanto el movimiento del rotor sobre el rodamiento como el cambio en la posición relativa del sensor con respecto al rotor se han realizado de forma manual. Concretamente, las diferentes posiciones se comprobaron tanto radialmente como axialmente, para diferentes posiciones de la cabeza del sensor. Para determinar las distancias óptimas de medición para el sensor se empleó una simple regla, que permitía obtener una idea aproximada de la longitud del espacio existente entre los imanes y el sensor.



**Figura 2** Registro del movimiento del rotor en el osciloscopio

Debido a que en el diseño que se va a realizar los sensores de efecto Hall se deben colocar en pequeñas aperturas practicadas en piezas de acero, resulta útil comprobar en qué medida afecta la distribución del campo magnético dentro del acero en lo que a variación de potencial en el sensor se refiere. Esto se ha reflejado en las pruebas, introduciendo manualmente el sensor en una pieza de acero inoxidable con un taladro practicado. El taladro tenía un diámetro de entre 7 y 8 mm aproximadamente.



**Figura 3** Prueba con acero inoxidable

### 3. Conclusiones

Dado que durante la prueba no se registraron mediciones empíricas, los resultados que se exponen a continuación serán expresados en base a las observaciones realizadas in situ. Se describirán primeramente las conclusiones obtenidas durante las pruebas realizadas al sensor sin ser incrustado en la pieza metálica, para luego ofrecer las consideraciones a tener en cuenta cuando se introduce en el sistema un componente de acero inoxidable.

Inicialmente se apreció que la variación del voltaje dentro del sensor de efecto Hall, medida desde el osciloscopio, era mayor si el sensor se situaba con la parte frontal de su cabeza de forma radial sobre los imanes del rotor. Esta posición, en la práctica, es inviable, ya que sobre los imanes es necesario que se ubique el estator del rotor, y no se puede colocar el sensor sobre éste último porque su propio campo magnético podría afectar a las mediciones.

Pese a este inconveniente, se optó por buscar otra posición más ventajosa desde el punto de vista del diseño, siempre optimizando esta posición con una mayor sensibilidad del detector. Lo primero que se pudo ver fue que el sensor colocado perpendicularmente al plano radial del rotor provocaba mediciones aceptables en el osciloscopio. Sin embargo, esto no era así cualquiera que fuese la posición relativa con respecto a los imanes.

Se observó que si se colocaba el sensor con el lado más largo de la cabeza tangente al anillo que soporta los imanes las mediciones que se obtenían eran más sensibles a las variaciones de potencial. En el osciloscopio se apreciaban picos de onda más altos que en el caso del lado menor de la cabeza tangente al anillo.

No obstante, todavía quedaba por determinar la posición radial del sensor, puesto que no se obtenían ondas de potencial de la misma amplitud cualquiera que fuese la situación con respecto al centro. Pudo determinarse que lo más óptimo era que la cabeza del sensor se situara justo en la circunferencia imaginaria que pasa por el centro de los imanes.

En cuanto a la distancia con respecto a los imanes se determinó que las medidas más satisfactorias de la variación de potencial se obtenían cuando el detector se situaba a una longitud de entre 3 y 5 mm de los imanes. La onda de potencial se iba atenuando a medida que aumentaba la distancia.

**Fecha:** Junio 2015

**Firma:** Cristian Estévez Díaz







**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 2.4: Montaje del Mecanismo**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



## Índice

<b>ANEXO 2.4: MONTAJE DEL MECANISMO .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>3</b>
<b>2. Identificación de componentes .....</b>	<b>4</b>
<b>3. Procedimiento de montaje .....</b>	<b>5</b>



## 1. Resumen

En el presente documento se van a desarrollar, en orden cronológico, los pasos a seguir para realizar de forma adecuada el montaje del mecanismo, de tal forma que se asegure un comportamiento óptimo del mismo y se minimicen los posibles problemas que puedan presentarse en la fase de montaje. Para ello, se identificarán todas las piezas necesarias y se expondrá secuencialmente el orden de montaje de los diferentes componentes del sistema.



**Figura 1** Fotografía del Mecanismo

## 2. Identificación de componentes

A continuación se mostrará una tabla donde se identifican todos los elementos que componen el mecanismo (ordenados alfabéticamente), con el fin de identificarlos y simplificar las tareas de montaje.

Nombre	Código de Plano/ Identificación	Nº de Unidades
<i>Abrazaderas Netzer</i>	Stator Clamps	3
<i>Analog Hall sensors</i>	HE-144 Series	3
<i>Anillo Seeger (Acero Inox.)</i>	DIN 471-40	2
<i>Ballesta</i>	G10	1
<i>Carcasa</i>	83vm92202	1
<i>Codificador Netzer</i>	DS-90	1
<i>Conector D-sub9</i>	DB9 Female	1
<i>Conector D-sub15 HD</i>	DB15 Female	1
<i>DIN125-1</i>	A3	9
<i>DIN127</i>	B3	9
<i>DIN125-1</i>	A4	6
<i>DIN127</i>	B4	6
<i>DIN125-1</i>	A2	6
<i>DIN127</i>	B2	6
<i>DIN125-1</i>	A2.5	6
<i>DIN127</i>	B2.5	6
<i>DIN912-8.8</i>	M2x6	9
<i>DIN912-8.8</i>	M2.5x8	3
<i>DIN912-8.8</i>	M3x8	9
<i>DIN912-8.8</i>	M4x10	6
<i>DIN7991-8.8</i>	M4x8	4
<i>Eje</i>	83vm92201	1
<i>Interfaz Rodamiento</i>	83vm92203	1
<i>ISO2338-m6-st</i>	2.5x6	2
<i>Kaydon Bearing</i>	KA020BR6Z	2
<i>Máscara Prueba I</i>	83vm92207	1
<i>Motor Aplimotion</i>	UTS89A25AN000	1
<i>Placa Aluminio</i>	PA	1
<i>Placa de Circuito Impreso</i>	PCI	1
<i>Sensor de Temperatura</i>		1
<i>SopORTE Mecanismo</i>	83vm92206	1
<i>Tapa Precarga</i>	83vm92204	1

**Tabla I** Identificación de los Componentes Necesarios para Montar el Mecanismo



Si bien no forman parte del mecanismo, es necesario mencionar también las diferentes herramientas y útiles que van a ser necesarios durante el proceso de montaje del mecanismo de pupila, como son:

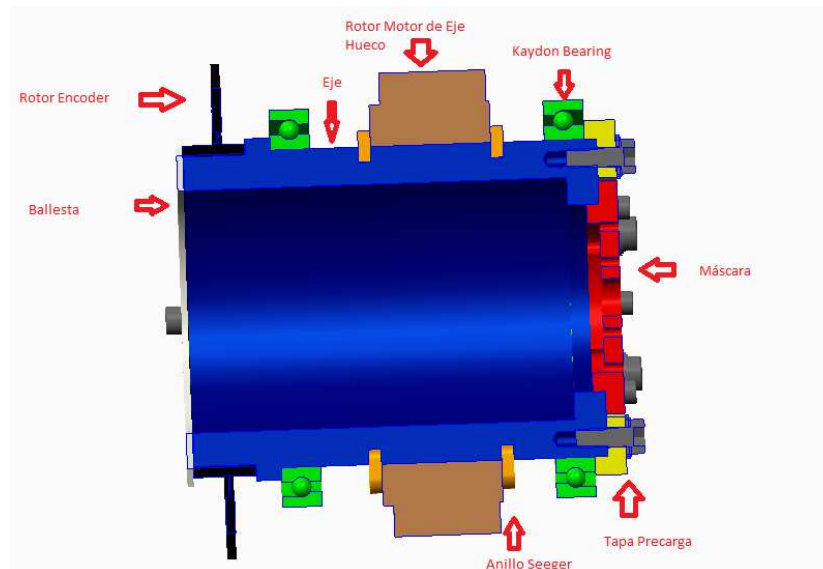
- Pinza para Aros *Seeger*
- Juego de Llaves Allen
- Micrómetro y calibre
- Mazo de Goma
- Útil Cilíndrico con diámetro interno mayor que el del eje
- Equipo Soldador
- Llave del 4 ½

### **3. Procedimiento de montaje**

Si bien la forma de las diferentes piezas que componen el mecanismo no facilita las tareas de montaje, éste está diseñado para que el funcionamiento del sistema sea óptimo en las condiciones de trabajo. En este sentido, se hace necesario especificar el orden temporal de montaje de los diferentes elementos para asegurar que ese diseño sea funcional. A continuación se describe la secuencia de montaje del mecanismo de pupila rotante con motor de eje hueco:

1. Se monta el rodamiento (KA020BR6Z) sobre el eje mecánico (83vm92201), de tal forma que su pista inferior coincida con el tope mecánico de dicho eje, quedando éste a la izquierda del rodamiento y en contacto directo con él.
2. Al otro lado de ese alojamiento se situará el primero de los dos anillos *Seeger* (DIN 471-40), en la ranura practicada en el eje más cercana a dicho alojamiento.

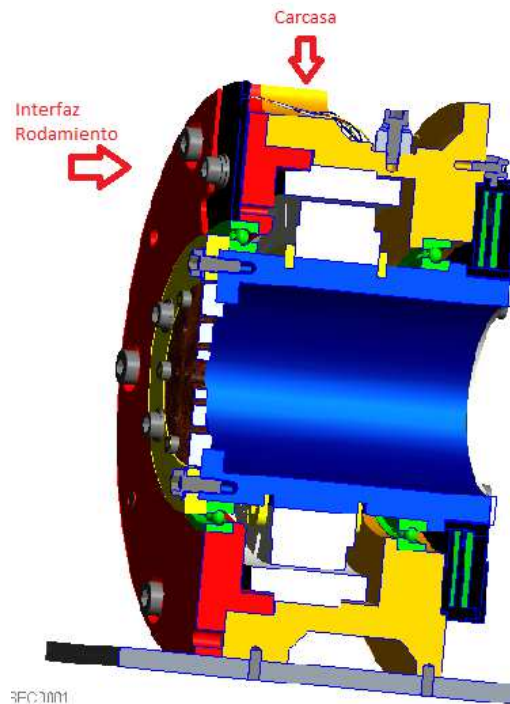
3. El conjunto anterior se inserta en la carcasa (83vm92202) de tal manera que la pista exterior del rodamiento quede perfectamente ubicada en el alojamiento posterior de la carcasa. Cabe destacar que el lado más ancho de la pista superior del rodamiento debe coincidir con el tope del alojamiento, para que se pueda garantizar la precarga.
4. Se monta el rotor del motor (UTS89A25AN000) sobre el eje mecánico y se delimita axialmente con la colocación del segundo anillo *Seeger*, en la ranura libre habilitada a tal efecto. Es previsible que sea necesario enfriar el eje para que pueda realizarse el montaje, ya que las tolerancias dimensionales en esa parte del eje están bastante ajustadas.
5. Se introduce en la carcasa el estator del motor de eje hueco, el rotor debe quedar centrado con respecto al estator, tanto radialmente como axialmente. La superficie interna de la carcasa debería fijar el estator en la posición correcta. Los cables del estator deben pasarse por la ranura practicada en la carcasa, hasta llegar al exterior del mecanismo.
6. Se fija axialmente la interfaz del rodamiento o tapa (83vm92203), atornillándola a la carcasa, cuyas formas exteriores deberían coincidir. Para que se consiga un perfecto alineamiento hay practicados sendos taladros en la carcasa y la interfaz con el fin de que se aloje un polín que delimite la colocación de ambas piezas. Esto permite fijar axialmente el estator del motor previamente montado a la carcasa. En los tornillos (DIN912 M4x10) debe colocarse, primero, una arandela tipo *Grower* (DIN127 B3) y posteriormente una arandela plana (DIN125-1-A3), considerando desde la cabeza del tornillo hacia la pieza.
7. Se realiza el acoplamiento del segundo rodamiento. De nuevo el lado más ancho de la pista superior del rodamiento debe coincidir con el tope del alojamiento de la tapa.



**Figura 2** Distribución de Componentes sobre el Eje

8. Ahora se debe atornillar la pieza de sacrificio (83vm92204) al eje mediante los tornillos DIN 912 M3x8, con las correspondientes arandelas ya mencionadas anteriormente. Como alternativa al sistema de precarga se podrán intercalar una o varias arandelas onduladas entre el rodamiento exterior y la pieza de sacrificio, rectificando esta última si fuera necesario.
9. Se monta la máscara (83vm92207) en la parte frontal del eje mecánico, es decir, en la parte del mismo con menor diámetro interior. Para asegurar el centrado de la misma se atornilla al eje mediante seis tornillos (DIN912 M2x6), con las correspondientes arandelas, en el mismo orden indicado anteriormente.
10. A continuación se ensambla el codificador *Netzer* (DS-90), acoplando el rotor del mismo sobre el eje, y fijando su estator a la carcasa por medio de tres tornillos (DIN912 M2x6) que fijan ese estator por medio de tres piezas de ajuste o abrazaderas (stator clamps, incluidas junto con el codificador), separadas 120 grados. Los cables del codificador se pasarán por la ranura semicircular practicada en la parte posterior de la carcasa del mecanismo.

11. Para fijar axialmente el rotor del codificador se empleará la ballesta (83vm92205), que irá atornillada al eje mecánico por medio de tres tornillos DIN912 M2.5x6 , con las correspondientes arandelas.
12. Se colocan los conectores db-9 y db-15 HD en las ranuras posteriores de la izquierda y de la derecha, respectivamente, desde el punto de vista trasero y siempre que se hayan soldado los cables en primer lugar, se atornillan debidamente a la pared posterior de la carcasa.
13. Se coloca el sensor de temperatura en el plano circular superior de la carcasa y se fija a la misma mediante un tornillo DIN912-8.8 M3x8, con las correspondientes arandelas, en el mismo orden descrito anteriormente.
14. Se realiza la inserción de los tres sensores de efecto *Hall* (HE-144, testados para criogenia) en la interfaz frontal del mecanismo, ubicándolos en las ranuras practicadas en la parte superior. Su posición debe ser tal que los sensores estén separados físicamente una distancia angular de 20 grados. Estos sensores irán soldados a una placa de circuito impreso, hecha a medida para que se amolde a la gran ranura frontal del sistema, que permite enlazar los mismos con cables que irían conectados en los conectores traseros colocados anteriormente, por lo que los mencionados cables deben poder llegar hasta esa zona. Para esto se ha realizado en la tapa un taladro semicircular en la parte superior de la ranura de la placa, con lo que se consigue aunar todas las conexiones, lo que claramente facilita las tareas en este campo. La unión de la placa a la interfaz del rodamiento se realiza por medio de dos tornillos DIN 912 M3x8, con sus correspondientes arandelas.



**Figura 3** Corte Transversal del Mecanismo

15. Se realiza el cableado del sistema para conectar todos los elementos electrónicos con los dos conectores anteriormente descritos. Este cableado debe situarse de tal forma que se separen los conductores dedicados a suministrar potencia (db-9) de los que muestran señal (db-15 HD).
16. Se monta la placa de aluminio (PA) de tal manera que cubra todo el cableado y los taladros practicados en la misma coincidan con los existentes en la carcasa.
17. Se atornilla el conjunto al soporte del mecanismo (83vm92206), delimitando el centrado del mismo mediante dos pasadores ISO2338-st D2.5x6. Los dos tornillos que se deben emplear para esta unión desmontable obedecen a la norma DIN 7991-8.8 M4x8.
18. Se fijan todos los elementos anteriores a la base fría del criostato, mediante atornillado del soporte a la misma, unión que se realiza mediante cuatro tornillos ISO de métrica 5. Tanto el espesor del soporte como las dimensiones del sistema están pensadas para que, una vez montado el mecanismo en el criostato, el eje óptico del mismo quede alineado con el eje óptico de la apertura superior del criostato.

**Fecha:** Junio 2015    **Firma:** Cristian Estévez Díaz









**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 2.5: Incidencias de Montaje**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



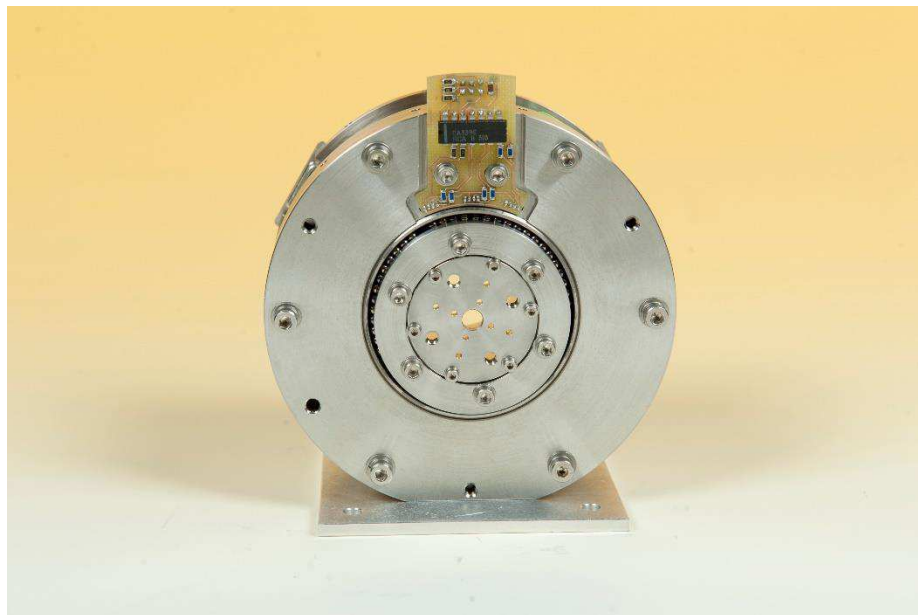
# Índice

<b>ANEXO 2.5: INCIDENCIAS DE MONTAJE .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>3</b>
<b>2. Modificaciones realizadas.....</b>	<b>3</b>
<b>3. Incidencias .....</b>	<b>4</b>
<b>4. Conclusiones .....</b>	<b>6</b>



## 1. Resumen

En el presente documento se va a exponer el resultado del proceso de montaje del prototipo de mecanismo de pupila rotante con motor de eje hueco (véase el documento correspondiente). Se explicarán las incidencias que se han producido, así como las diferentes modificaciones que han debido realizarse para hacer efectivo el montaje del mismo.



**Figura 1** Fotografía del Mecanismo

## 2. Modificaciones realizadas

Como consecuencia de los problemas señalados en el apartado anterior y de algunos defectos de fabricación, hubo que modificar algunas piezas en el diseño para que se hiciera posible el montaje del mismo. Concretamente, se modificaron:

- *Eje:* Debido a un error de fabricación, las medidas de la parte posterior del eje, en la que iba a ubicarse uno de los rodamientos estaban por debajo de tolerancias. Se estudió el informe de metrología y se consultó el catálogo del fabricante de los rodamientos, para averiguar si, pese a ese defecto, podría instalarse efectivamente el rodamiento. La respuesta fue positiva, por lo que se decidió bajar la medida de la otra parte del eje donde se situaba el otro rodamiento para igualarla a la parte posterior.

- *Tapa Precarga Rodamientos*: En esta ocasión hubo que agrandar los taladros practicados para que coincidieran con los practicados en el eje mecánico.
- *Soporte Mecanismo*: Se modificó la profundidad del avellanado por cuestiones de fabricación.
- *Interfaz Rodamiento*: Por un problema con las dimensiones del motor del sistema, se rectificó la parte de esta pieza que hacía presión sobre el estator del motor, viéndose reducidas sus dimensiones en 150 micras.
- *Anillo Seeger*: Se limó uno de los extremos del primer anillo para que pudiera introducirse el eje en la carcasa.
- *Carcasa*: La forma exterior de la carcasa se modificó para hacer su parte inferior más cilíndrica, de forma que se pudiera fabricar fácilmente en torno.

### 3. Incidencias

Al llevar a la práctica lo que inicialmente sólo se había concebido de manera ideal, han ido surgiendo una serie de problemas que, en mayor o menor medida, han contribuido a dificultar la adecuada finalización de dicho proceso. Estas incidencias, en orden cronológico son:

- Las tolerancias de fabricación del motor de eje hueco eran, al parecer, bastante amplias, con lo que las medidas finales de este elemento comercial no se correspondían con las nominales. Esto hizo que la introducción del estator del mismo en el alojamiento pertinente fuera complicada, llegando incluso a tener que aprisionar con la tapa del mecanismo en una prensa.
- Una vez prensado el conjunto tapa-soporte-estator, nos dimos cuenta de que, debido también a las tolerancias del estator, la tapa sobresalía unas 150 micras de su posición,

por lo que optamos por rectificar la parte de la misma que tenía contacto mecánico con el estator.

- El siguiente problema que ocurrió fue el hecho de introducir el primer rodamiento en su posición sobre el eje, ya que éste debía pasar por la zona axial central del eje, que tenía unas medidas ligeramente superiores. Se trató de calentar el rodamiento (100°C) con el fin de dilatarlo, pero esa dilatación no fue suficiente, y el rodamiento quedó atascado en la zona intermedia del eje. Entonces se pensó en enfriar el eje con Nitrógeno mientras se calentaba de nuevo el rodamiento, pero se dio el caso de que no quedaba nitrógeno. Finalmente, el método con el que se consiguió colocar el rodamiento en la posición correcta fue mediante la aplicación de pequeños golpes repetitivos sobre el rodamiento, con la ayuda de un martillo y un útil de bronce que calentábamos con aire.
- A continuación se colocó el primero de los anillos Seeger con cierta dificultad, ya que la ranura correspondiente estaba fabricada con tolerancias muy apretadas en ese caso.
- Posteriormente se procedió a introducir el conjunto anterior en la carcasa del eje, dentro del alojamiento posterior del rodamiento, lo que provocó otro importante problema, ya que el anillo Seeger no pasaba por el taladro interior del soporte. Como solución a esto, se limó la parte más saliente de dicho anillo, con lo que pudo hacerse efectiva esta parte del montaje.
- Cuando se estaba introduciendo la tapa frontal del eje, la pieza de sacrificio que precarga axialmente los rodamientos, se apreció que los taladros practicados en la misma no coincidían del todo con los del eje mecánico, presumiblemente por un problema en la fabricación. Se procedió a agrandar estos taladros y se montó la pieza.
- Al introducir la plaquita de G10 que delimitaba axialmente el rotor del motor fue notable el hecho de que el rozamiento que provocaba esa pieza impedía el libre movimiento de rotación del eje. Un estudio detallado del problema determinó que la fuerza ejercida sobre el rotor del codificador hacía que éste rozara internamente con la circuitería interna 6 y con el estator del mismo. Por el momento, este problema no se ha solucionado completamente.

- Al montar el soporte del sistema hubo otra incidencia, los avellanados de los tornillos eran demasiado pequeños y éstos sobresalían, con lo que fue necesario modificar la profundidad de los mismos.

En cuanto al resto de pasos en el montaje, cabe destacar que se realizaron dentro de lo esperado, por lo que no hay que lamentar incidencias a este respecto.

## 4. Conclusiones

Pese a que el montaje finalmente ha podido realizarse de forma satisfactoria, es necesario tener en cuenta las incidencias acaecidas en el montaje de cara a futuros diseños, con el fin de mejorar el método de montaje y minimizar el tiempo de mecanizado en las modificaciones posteriores.

**Fecha:** Junio 2015

**Firma:** Cristian Estévez Díaz







# **Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

## **Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

### **Anexos 3: Contexto y Normas**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 3.1: Entorno Social y Teórico**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



# Índice

<b>ANEXO 3.1: ENTORNO SOCIAL Y TEÓRICO</b> .....	<b>1</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b> .....	<b>3</b>
<b>1. Introducción</b> .....	<b>5</b>
<b>2. Contexto del proyecto</b> .....	<b>5</b>
2.1. Instituto de Astrofísica de Canarias .....	5
2.2. Observatorio Europeo Austral.....	7
2.2.1. Telescopio Europeo Extremadamente Grande (E-ELT).....	9
2.3. <i>HARMONI</i> .....	11
<b>3. Marco teórico</b> .....	<b>13</b>
3.1. Evolución de la astronomía infrarroja.....	13
3.2. Justificación de la astronomía infrarroja .....	14
3.3. Detectores de infrarrojos .....	15
3.4. Cámaras espectrógrafo de infrarrojos .....	17
3.5. Telescopio óptico reflector.....	18
3.6. Rotación de campo.....	23
3.7. Sistemas criogénicos .....	24
3.7.1. Sistemas criogénicos abiertos .....	25
3.7.2. Sistemas criogénicos cerrados .....	26
3.8. Aplicación de vacío.....	27
3.8.1. Bombas usuales para vacío .....	28
3.8.2. Consideraciones especiales en vacío.....	31





## Índice de Figuras

Figura 1 Observatorio del Teide, Tenerife, España. Fuente: IAC .....	6
Figura 2 Concepto del E-ELT. Fuente: ESO .....	9
Figura 3 Cerro Armazones, lugar de Ubicación del E-ELT. Fuente: ESO .....	9
Figura 4 Tamaño relativo del E-ELT con respecto al Arco del Triunfo, Francia .	11
Figura 5 Esquema del instrumento HARMONI y su tamaño relativo. ....	12
Figura 6 Mapa de fuentes puntuales de todo el Universo obtenido por IRAS.....	14
Figura 7 Comparativa entre imágenes en el visible y en el infrarrojo .....	15
Figura 8 Detector 2048x2048 Rockwell Hawaii-2 .....	17
Figura 9 El Gran Telescopio de Canarias (GTC).....	19
Figura 10 Esquema general de los espejos.....	21
Figura 11 Estructura de soporte de los espejos del GTC. Fuente: IAC .....	22
Figura 12 Movimientos de la estructura del telescopio .....	22
Figura 13 Representación del giro que se produce en la imagen real.....	23
Figura 14 Tipos de bombas según la clase de vacío. ....	29
Figura 15 Funcionamiento simplificado de una bomba rotatoria de pistón.....	30
Figura 16 Esquema de una bomba turbomolecular.....	31



## 1. Introducción

La enorme complejidad de diseño de sistemas para instrumentación astronómica hace necesario aportar una visión concreta del contexto social y teórico en el que se enmarca este Trabajo Fin de Grado. Con el presente anexo se pretende fundamentar de forma específica el proyecto, haciendo hincapié en aquellos aspectos que son verdaderamente importantes para la plena comprensión y justificación del prototipo que se detalla.

Seguidamente se comenzará por describir el marco social en el que se diseña el prototipo, para finalizar con una explicación sencilla de aquellos aspectos teóricos en los que se fundamenta el mecanismo.

## 2. Contexto del proyecto

### 2.1. Instituto de Astrofísica de Canarias

El *Instituto Astrofísico de Canarias (IAC)* es un centro de investigación astronómica español internacionalizado y seleccionado por el Gobierno español como *Centro de Excelencia Severo Ochoa*. Cuenta con dos sedes y dos observatorios (el *Observatorio del Teide*, en la isla de Tenerife, y el *Observatorio del Roque de los Muchachos*, en la isla de La Palma) en un entorno excelente de calidad astronómica. En su conjunto, constituye el *Observatorio Norte Europeo (ENO)*. [12]

La ubicación de los Observatorios del IAC obedece a una búsqueda de cielos puros y poco contaminados. En este sentido, la privilegiada situación geográfica y las condiciones ambientales y climatológicas hacen de las Islas Canarias un lugar idóneo para el estudio del universo.

El recorrido astronómico en las islas Canarias comienza en el año 1959, con la creación del *Observatorio del Teide* y la instalación, años más tarde, del primer telescopio en la zona gracias a un acuerdo con la *Universidad de Burdeos*. La gestión de este observatorio llevó a la necesidad de crear, en 1975 el *Instituto de Astrofísica de Canarias (IAC)*, que venía anteriormente precedido por el Instituto Universitario de Astrofísica de Canarias, órgano dependiente de la Universidad de La Laguna.



**Figura 1** Observatorio del Teide, Tenerife, España. Fuente: IAC

Con el paso de los años, la necesidad de cooperación internacional en materia astronómica lleva a España, en 1979, a firmar junto con Dinamarca, Suecia y Reino Unido el *Acuerdo y Protocolo de Cooperación Astrofísica*, gracias al cual llegarían modernos telescopios a los observatorios ya existentes. Este acuerdo consistía básicamente en la cesión del cielo por parte del *IAC* a cambio de un porcentaje de tiempo de observación de los telescopios instalados.

En 1982, el parlamento español permite al *IAC* configurarse como un consorcio público integrado en la *Administración del Estado*, la *Comunidad Autónoma de Canarias*, la *Universidad de La Laguna* y el *Consejo Superior de Investigaciones Científicas*. El *Observatorio del Roque de los Muchachos* se va dotando entonces de las primeras instalaciones y telescopios y se van consiguiendo colaboraciones con un mayor número de países e instituciones.

Posteriormente, en el año 1985, se produce la inauguración oficial de las instalaciones actuales del *IAC*, y se sientan las bases de lo que posteriormente sería el primer telescopio desarrollado y construido enteramente en España, el *IAC-80* (principios de los noventa).

Desde entonces, y hasta la actualidad, la trayectoria de esta institución ha sido meteórica, destacándose un acuerdo llevado a cabo en 1994 con la *Agencia Espacial Europea (ESA)* para la instalación de un telescopio en el *Observatorio del Teide*. En ese mismo año se sientan también las bases del *Gran Telescopio de Canarias*, uno de los mayores y más avanzados del mundo.

Recientemente, en el año 2007, el *IAC* pasa a ser uno de los nodos de la *Red Española de Supercomputación*, llegando a instalarse uno de los supercomputadores de la red en la isla de La Palma.

La excelente calidad astronómica del cielo de Canarias, perfectamente caracterizada y protegida por Ley, hace de los Observatorios del *Instituto de Astrofísica de Canarias (IAC)* una auténtica "reserva astronómica". Actualmente hay telescopios y otros instrumentos astronómicos, de unas 60 instituciones científicas de 17 países, emplazados en el *Observatorio del Teide* y el *Observatorio del Roque de los Muchachos*.

El *IAC* tiene su sede central en La Laguna, lugar de trabajo habitual de la mayor parte de su personal. En él se llevan a cabo proyectos de investigación astrofísica y desarrollo tecnológico, una escuela de post-grado y divulgación científica. La otra sede del *IAC* está en el *Centro de Astrofísica de La Palma (CALP)*, donde también tienen sus oficinas el *Gran Telescopio de Canarias* y la *Colaboración Magic*, ubicándose además el superordenador *La Palma*.

En lo referente a *HARMONI*, el Instituto de Astrofísica de Canarias ha participado activamente en su fase de diseño conceptual, como parte de un consorcio internacional también formado por la *Universidad de Oxford*, el *UKATC-Edimburgo*, el *CRAL-Lyon* y el *CSIC-CAB-Madrid*. Específicamente, el *IAC* es responsable de la pre-óptica en el proyecto *HARMONI* (diseño óptico y mecánico) y de la interfaz eléctrica/electrónica.

## 2.2. Observatorio Europeo Austral

El *Observatorio Europeo Austral (European Southern Observatory, ESO)* es una organización intergubernamental de ciencia y tecnología de gran importancia en astronomía.

Sus funciones principales se enmarcan dentro del diseño, construcción y operación de potentes instalaciones de observación astronómica, proporcionando así las herramientas necesarias con el fin de lograr importantes descubrimientos científicos. También cumple un importante papel en la difusión y organización de la cooperación en investigación científica. [11]

La Sede Central del *Observatorio Europeo Austral* es un centro científico, técnico y administrativo ubicado en Garching, cerca de Munich (Alemania), y en él se llevan a cabo programas de desarrollo tecnológico para proporcionar a los observatorios la instrumentación científica más avanzada. Entre sus logros se encuentra el desarrollo del primer telescopio en el mundo en tener un espejo primario controlado por ordenador

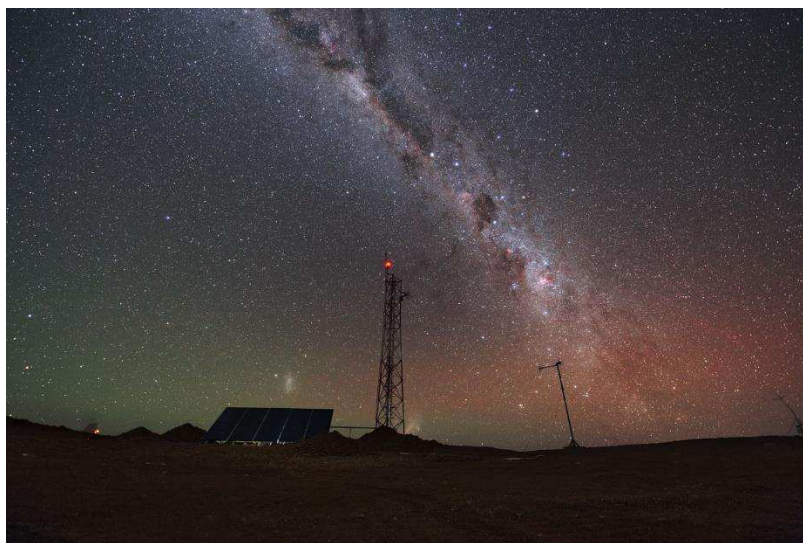
El *ESO*, que se puede definir como el observatorio científicamente más productivo del mundo, opera en tres sitios únicos por su calidad para la observación, ubicados en el Desierto de Atacama chileno: La Silla, Paranal y Chajnantor. Esto ha dado como resultado numerosos artículos de investigación basados en datos obtenidos en este Observatorio, lo que, unido a la gran eficiencia de los instrumentos que se encuentran en sus instalaciones genera una gran cantidad de datos a un ritmo muy alto. Actualmente el *European Southern Observatory* se encuentra inmerso en el diseño del *Telescopio Europeo Óptico/Infrarrojo Extremadamente Grande* (*European Extremely Large optical/infrared Telescope, E-ELT*), con un espejo primario de 39 metros y que estará ubicado en el Cerro de Armazones, en el Desierto de Atacama. El *E-ELT* será el mayor telescopio del mundo, y trabajará en los rangos óptico e infrarrojo cercano. Permitirá afrontar varios de los mayores misterios que la astronomía aún no es capaz de resolver, y se espera que su construcción comience a finales del año 2014 con el objetivo de comenzar las operaciones a principios de la próxima década.



**Figura 2** Concepto del E-ELT. Fuente: ESO

### 2.2.1. Telescopio Europeo Extremadamente Grande (E-ELT)

En los últimos tiempos, la comunidad astronómica se ha planteado la necesidad de construir telescopios de gran tamaño, con el fin de ampliar los conocimientos en temas trascendentales tales como planetas alrededor de otras estrellas, los primeros objetos nacidos en el Universo, agujeros negros súper masivos y la naturaleza y distribución de la materia oscura. [10]



**Figura 3** Cerro Armazones, lugar de Ubicación del E-ELT. Fuente: ESO

El *Telescopio Europeo Extremadamente Grande* (*European Extremely Large Telescope, E-ELT*) constituye un nuevo concepto de telescopio con un espejo primario de 39 metros, con lo que se constituye como el telescopio más grande del mundo en lo referente a espectro óptico-infrarrojo cercano, en el que operará. El ESO ha estado trabajando desde el año 2005 junto con su comunidad usuaria de astrónomos y astrofísicos europeos para desarrollarlo, teniendo en cuenta tanto rendimiento como costes y riesgos. [14]

En el interior de este telescopio, un elevado número de instrumentos científicos aportarán al mismo las características que le permitirán cumplir con los objetivos y especificaciones que para él se han establecido. La instrumentación fundamental que incorpora el *E-ELT* obedece a las siguientes denominaciones:

- CODEX: un espectrógrafo de muy alta resolución en luz visible.
- EAGLE: un espectrógrafo de campo amplio, con varias unidades de campo integral en el infrarrojo cercano, con óptica adaptativa para varios objetos.
- EPICS: una cámara óptica/infrarroja para sacar imágenes de planetas y espectrógrafo con óptica adaptativa.
- HARMONI: espectrógrafo de banda ancha de un solo campo.
- METIS: un espectrógrafo de imágenes en el infrarrojo medio.
- MICADO: una cámara de infrarrojo cercano limitada por la difracción.
- OPTIMOS: un espectrógrafo de gran campo visual.
- SIMPLE: un espectrógrafo de alta resolución espectral en el infrarrojo.

También se está actualmente realizando el estudio de la incorporación de dos módulos post-focal con óptica adaptativa:



- ATLAS: un módulo de tomografía láser.
- MAORY: un módulo de multi-conjugados.



**Figura 4** Tamaño relativo del E-ELT con respecto al Arco del Triunfo, Francia. Fuente: ESO

Con el inicio de las operaciones programadas para la próxima década, el E-ELT abordará los mayores desafíos científicos contemporáneos, y se espera que consiga notables primicias, incluyendo el seguimiento de planetas similares a la Tierra que están alrededor de otras estrellas, en las denominadas "zonas habitables" donde podría existir vida. Realizará "arqueología estelar" en galaxias cercanas, así como contribuciones fundamentales a la cosmología a través de la medición de las propiedades de las primeras estrellas y galaxias, investigando la naturaleza de la materia y energía oscuras. Específicamente, los objetivos generales propuestos para este telescopio serán las galaxias con alto desplazamiento al rojo, formación estelar, exoplanetas y sistemas protoplanetarios.

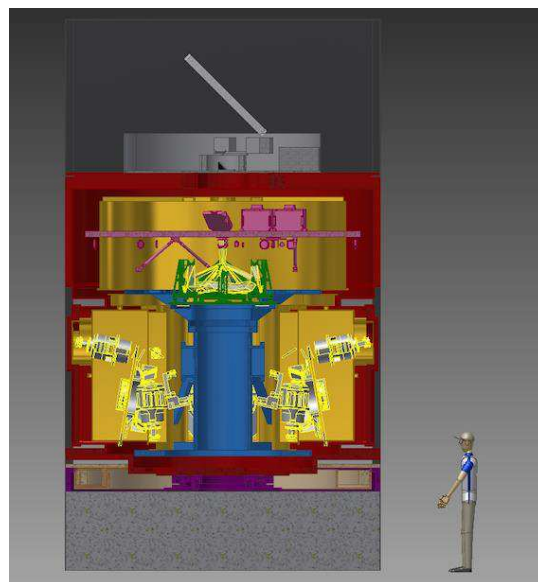
### ***2.3. HARMONI***

Dentro de la instrumentación incorporada en el *E-ELT*, el *Instituto de Astrofísica de Canarias* se encarga de diseñar y fabricar parte del instrumento *HARMONI*, que es un espectrógrafo de campo integral de alta resolución angular con una amplia resolución espectral, en el marco de un consorcio internacional también formado por la *Universidad de Oxford*, el *UKATC-Edimburgo*, el *CRAL-Lyon* y el *CSIC-CAB-Madrid*. Concretamente, el *IAC* tiene

asignado el diseño óptico y mecánico de la pre-óptica del instrumento, debiendo también idear la electrónica.

En astronomía, la capacidad de combinar imágenes visibles con la información ofrecida por la espectrografía convencional ofrece innumerables ventajas de cara a la generación de conocimiento en lo referente a la Astrofísica. Un espectrógrafo integral de campo, o espectrógrafo 3D, ofrece esta posibilidad, mediante el registro simultáneo de estas dos informaciones en un detector 2D, lo que se identifica con la obtención de los espectros de radiaciones de los diferentes elementos del astro que se estudia mediante su distribución en imágenes extendidas.

De manera específica, el instrumento proporcionará información espectral en el rango óptico-infrarrojo cercano de posiciones espaciales (spaxels) dispuestas en un campo rectangular. HARMONI podrá operar al límite de difracción del telescopio en el infrarrojo cercano, con una escala espacial de cuatro milisegundos de arco. Dispondrá de otras tres escalas espaciales, que permiten al usuario configurar óptimamente el instrumento para su mayor aprovechamiento científico. De esta forma, se consigue una gran versatilidad para abordar diferentes tipos de observaciones (por resolución angular, por sensibilidad de fuentes puntuales, por campo de visión, etc) en función de los requisitos científicos. [13] [20]



**Figura 5** Esquema del instrumento HARMONI y su tamaño relativo.

### **3. Marco teórico**

#### **3.1. Evolución de la astronomía infrarroja**

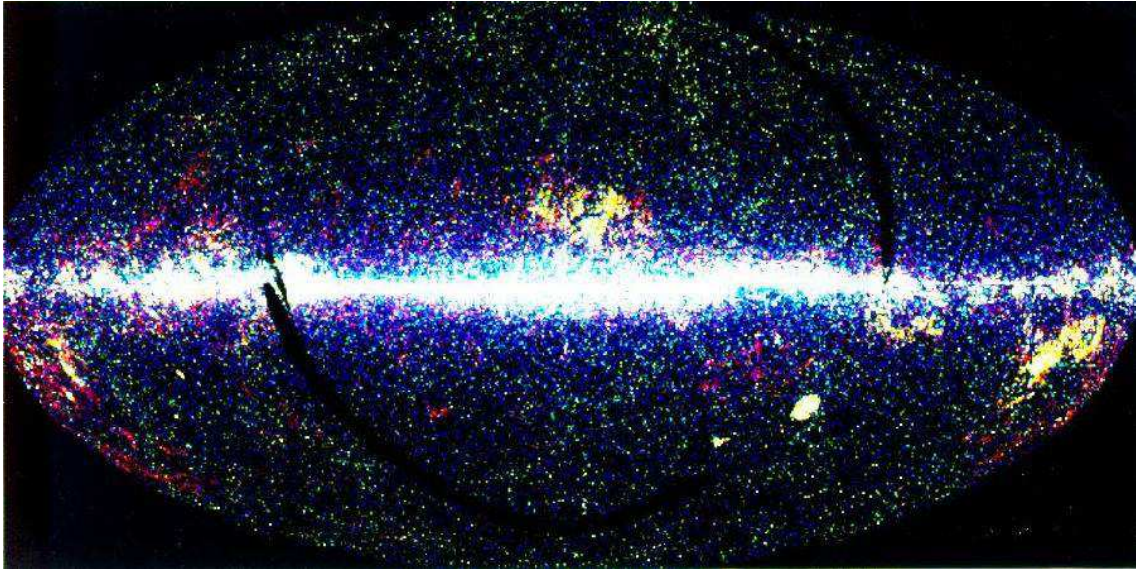
El universo envía una enorme cantidad de información en forma de radiación electromagnética (luz). Gran parte de ella se encuentra en forma de ondas infrarrojas, invisibles a nuestros ojos y a los telescopios ópticos. Tan sólo una ínfima cantidad de las ondas infrarrojas alcanzan la superficie de la tierra; sin embargo, el estudio de las longitudes de onda infrarrojas ha permitido a los astrónomos descubrir una extraordinaria cantidad de información. [1]

La astronomía infrarroja es la detección y el estudio de la radiación infrarroja (energía térmica) emitida por todos los objetos del universo. Todo cuerpo que tiene una temperatura por encima del cero absoluto irradia ondas en la banda infrarroja. Por eso, la astronomía infrarroja significa el estudio de casi todas las cosas del universo, en una gama de longitudes de onda de 1 a 300 micrones (millonésima parte de un metro). El ojo humano no puede ver este tipo de longitudes de onda, a menos que la fuente de luz sea extremadamente brillante.

La astronomía de infrarrojos nace en 1800 cuando el astrónomo inglés Sir William Herschel advirtió que un termómetro situado detrás del extremo rojo del espectro óptico del Sol, registraba un aumento de temperatura debido a la presencia de una radiación invisible que llamó "rayos caloríficos". Demostró que estos rayos eran reflejados y refractados de la misma forma que la luz visible. Este descubrimiento tuvo lugar 65 años antes de que James Clerk Maxwell enunciara su teoría de la existencia del espectro de radiación electromagnética.

A pesar de este comienzo tan precoz y de las posteriores aportaciones de Thomas Edison a la tecnología de detectores de infrarrojos, no hubo mayores avances en el campo de la astronomía hasta que en la década de los 50 surge la era del transistor. Se construyeron detectores fotoeléctricos sencillos a partir de cristales semiconductores, como el sulfuro de plomo. En los años 70 aparecieron los fotodiodos de antimonio de indio, de sensibilidad mucho mayor, y gracias a esos avances en 1979 entraban en operación toda una serie de grandes telescopios exclusivamente dedicados al infrarrojo.

Con el lanzamiento del *Infrared Astronomical Satellite* (IRAS) por los Estados Unidos, Reino Unido y Holanda en 1983, la ciencia de la astronomía de infrarrojos dio otro salto adelante: la misión hizo mapas de todo el cielo en longitudes de onda de 12, 25, 60 y 100  $\mu\text{m}$ , hasta que la reserva de helio líquido abordo se extinguió y el telescopio y los detectores se calentaron, perdiendo su sensibilidad.

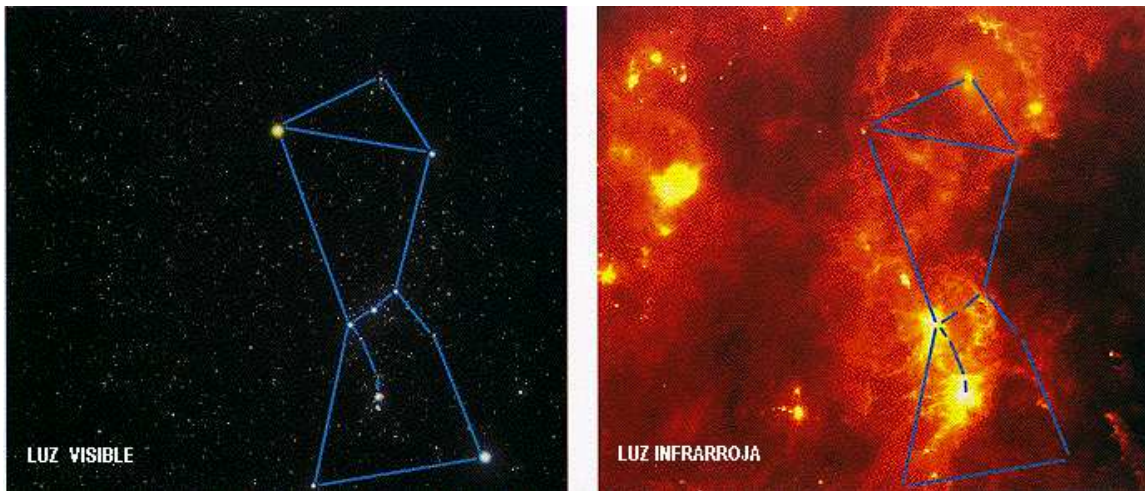


**Figura 6** Mapa de fuentes puntuales de todo el Universo obtenido por IRAS. Las fuentes tienen colores que corresponden a las distintas bandas infrarrojas. Fuente: Caltech [8]

En los últimos 15 años ha habido un tremendo avance en el campo de la astronomía de infrarrojos. Este avance ha sido estimulado en parte por la construcción de telescopios de infrarrojos y por misiones espaciales de gran éxito, pero el acontecimiento más importante ha sido el desarrollo de dispositivos captadores de alta sensibilidad conocidos como detectores de infrarrojos.

### 3.2. Justificación de la astronomía infrarroja

Tres son las razones que explican la importancia del estudio de la radiación infrarroja en Astronomía: la radiación infrarroja de onda larga penetra a través del polvo interestelar, opaco a las longitudes de onda de la luz visible. Además, objetos a temperaturas inferiores que las de las estrellas normales, por ejemplo planetas, pueden ser detectados porque emiten infrarrojos. Finalmente, la expansión del Universo desplaza hacia el infrarrojo los espectros de las galaxias más lejanas (efecto Doppler).



**Figura 7** Comparativa entre imágenes en el visible (izquierda) y en el infrarrojo (derecha). En estas imágenes se refleja la constelación de Orión. Como puede apreciarse, el infrarrojo aporta mucha más información de color. Fuente: Caltech

Existen dos problemas fundamentales en el estudio de la radiación infrarroja celeste. En primer lugar, nuestra atmósfera no es uniformemente transparente a dicha radiación: el vapor de agua y el dióxido de carbono la apantallan y la distorsionan. Se necesita construir observatorios en lugares altos donde la atmósfera es menos húmeda, y que están poco contaminados.

Cualquier cuerpo cuya temperatura sea superior al cero absoluto (0 K) emite radiación, y en particular a bajas temperaturas la radiación predominante es el infrarrojo. En tierra todo está caliente, incluido el aire y el telescopio, y todo ello está mucho más cerca que las estrellas que se quiere observar. Debido a esto se crea un fondo de radiación muy intenso que dificulta la detección directa de fuentes cósmicas. Existen múltiples técnicas para filtrar la señal de fondo y aislar fuentes puntuales, por lo que debe limitarse al máximo la radiación térmica que emiten las superficies ópticas.

### 3.3. Detectores de infrarrojos

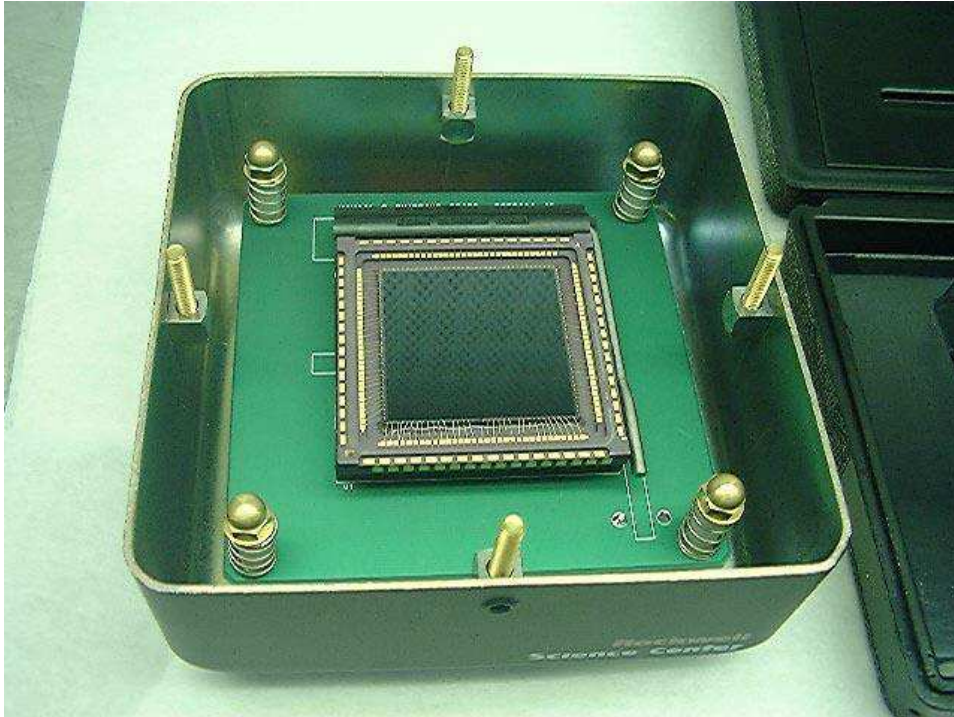
Los detectores basan su funcionamiento en el uso de materiales que son sensibles a la energía electromagnética radiante que reciben. Cuando los fotones individuales inciden en la superficie del material de un detector, interaccionan con los electrones de dicho material y dicha interacción puede medirse por medio de sistemas electrónicos.

Los tipos de detector de infrarrojos disponibles para uso en astronomía hasta casi 1983, aunque eran sensibles, no eran realmente apropiados para hacer imágenes del cielo con una calidad de detalle comparable a la de las imágenes en el rango visible. No existían placas fotográficas para infrarrojos o tubos de televisión para infrarrojos con sensibilidades comparables a los detectores de un único elemento usados por los astrónomos hasta entonces. Las imágenes en el infrarrojo de objetos celestes que habían sido publicadas hasta la fecha eran realmente mapas hechos a base rastrear el cielo en patrones de barrido usando un solo detector con un campo de visión pequeño; como valor típico, el campo era un círculo de dos o tres segundos de arco en diámetro.

En el rango del visible se empleaban los CCD's ("charge coupled devices") que consistían en matrices de 500 x 500 píxeles. El término píxel es la abreviatura de "picture element" y se refiere a la celda unidad básica fotosensible en un detector bidimensional.

Cuando los primeros detectores de infrarrojos semejantes a los CCD's para visible empezaron a producirse (fundamentalmente con fines militares), la comunidad astrofísica vio en ellos un enorme potencial de cara a mejorar sus observaciones, y los detectores rápidamente pasaron a ser usados con fines científicos.

El momento más destacado en esta evolución tuvo lugar en Marzo de 1987 en Hawaii en la primera conferencia en la que se trataron en profundidad las aplicaciones de estos nuevos detectores matriciales de infrarrojos para astronomía a nivel de telescopio. Los resultados presentados en dicha conferencia pese a estar desde el punto de vista de la astrofísica anticuados, demostraron a los presentes que la astronomía de infrarrojos se había entrado en una nueva etapa.



**Figura 8** Detector 2048x2048 Rockwell Hawaii-2

Durante los últimos doce años el ritmo de desarrollo de detectores ha sido muy rápido. Hoy en día, hay diversos modelos de detectores de nueva generación en uso con formatos de 256 x 256, de 1024 x 1024 y 2048 x 2048 píxeles.

La imagen en la figura 8 corresponde a un detector de 2048 x 2048 píxeles de HgCdTe de Rockwell Scientific Company, y es de los mayores del mundo. El tamaño de los píxeles es de 18  $\mu\text{m}$ . El detector es la silueta cuadrada negra, las dimensiones son de 40 x 40mm; el borde brillante son las patillas de conexión a la placa, y el borde negro que lo rodea es el retén.

### **3.4. Cámaras espectrógrafo de infrarrojos**

La función de una cámara es "generar una imagen de un determinado campo así como una medida cuantitativa de la energía radiante recibida". En las cámaras, la imagen de una zona del espacio se enfoca sobre el detector por medio de un sistema óptico más o menos complejo. En principio la configuración más sencilla es aquella que simplemente enfoca el haz sobre el detector. No obstante, las cámaras incorporan sistemas para reenfocar la imagen de forma que se vean nítidos los objetos a las distancias deseadas; elementos que permiten limitar la zona

observada aislando zonas de interés de otras adyacentes; y opcionalmente sistemas para espectrografía o análisis detallado de determinadas longitudes de onda.

Las cámaras de infrarrojos deben ser enfriadas a temperaturas criogénicas y ello es debido a dos razones fundamentales. En primer lugar, debido a su propia temperatura los detectores generan "corrientes oscuras" que son ruidos cuyo nivel debe ser reducido hasta valores no significativos en comparación con la radiación celeste que se pretende medir. En segundo lugar, la emisión térmica de los objetos que rodean al detector (la óptica y sus soportes) debe reducirse por debajo del nivel de la "corriente oscura". Ello es debido a que la radiación emitida fluctúa de manera impredecible (incluso para cuerpos a temperatura constante) y por tanto es ruido que debe ser eliminado.

La óptica debe enfriarse a temperaturas cercanas a los 80 K, puesto que así el nivel de radiación que emite (1 foto-electrón por segundo por hemisferio de campo de visión) no es significativo. Un detector de InSb debe enfriarse a alrededor de 35 K, puesto que a dicha temperatura la corriente oscura o ruido propio es menor de un electrón por segundo. Estos valores de fondo son significativamente inferiores (representan aproximadamente un 1%) a los niveles de radiación celeste que se pretenden captar, y por tanto con ellos es posible la observación.

Para alcanzar y mantener las temperaturas criogénicas es necesario someter los componentes que van a ser enfriados a alto vacío, para de esta manera desacoplarlos térmicamente del ambiente a temperaturas mucho más elevadas eliminando la transmisión por convección. Además, parte de los gases que constituyen el aire son sólidos a temperaturas criogénicas (por ejemplo, el vapor de agua) y por tanto hay que eliminarlos para evitar que se forme escarcha sobre las superficies del sistema. Los instrumentos para infrarrojos se introducen en cámaras de vacío que normalmente incorporan sistemas de refrigeración criogénicos en su interior, y que se denominan criostatos.

### **3.5. Telescopio óptico reflector**

Un telescopio se puede definir como un instrumento óptico que permite ver objetos lejanos con más detalle de lo que permite una observación a primera vista. Desde que Galileo



Galilei lo empleara para realizar observaciones en La Luna, Júpiter y las estrellas, en 1610, se han logrado incalculables descubrimientos en relación a los cuerpos celestes que nos rodean, con el significado que ello implica para el ser humano. Tradicionalmente se atribuye su invención al científico, astrónomo y fabricante de lentes Hans Lippershey, en 1608.

Desde esa época hasta la actualidad, como cabe esperar, la evolución de los telescopios ópticos en el campo de la astronomía ha sido exponencial, facilitando enormemente el trabajo científico en este campo. El fin del telescopio, como ya se ha dicho, es aumentar los objetos lejanos o, más precisamente, conseguir una imagen de un objeto lejano mayor de la que se obtendría con el ojo desnudo. Para hacer esto, los telescopios emplean una combinación de lentes y/o espejos que alteran el frente de onda luminoso procedente del objeto de tal forma que el tamaño angular del objeto aumenta. [9]

Dado que los detalles intrínsecos del funcionamiento real de un telescopio no son de aplicación para comprender el marco en el que se sitúa este proyecto, no se va a describir ese funcionamiento. Sin embargo, sí cabe destacar algunos datos sobre su funcionamiento elemental, con el fin de aportar los conocimientos necesarios para comprender totalmente el por qué de este diseño.



**Figura 9** El Gran Telescopio de Canarias (GTC), ubicado a unos 2.400 metros de altitud en el Observatorio del Roque de los Muchachos, en la isla de La Palma. Fuente: Banco de Imágenes Astronómicas

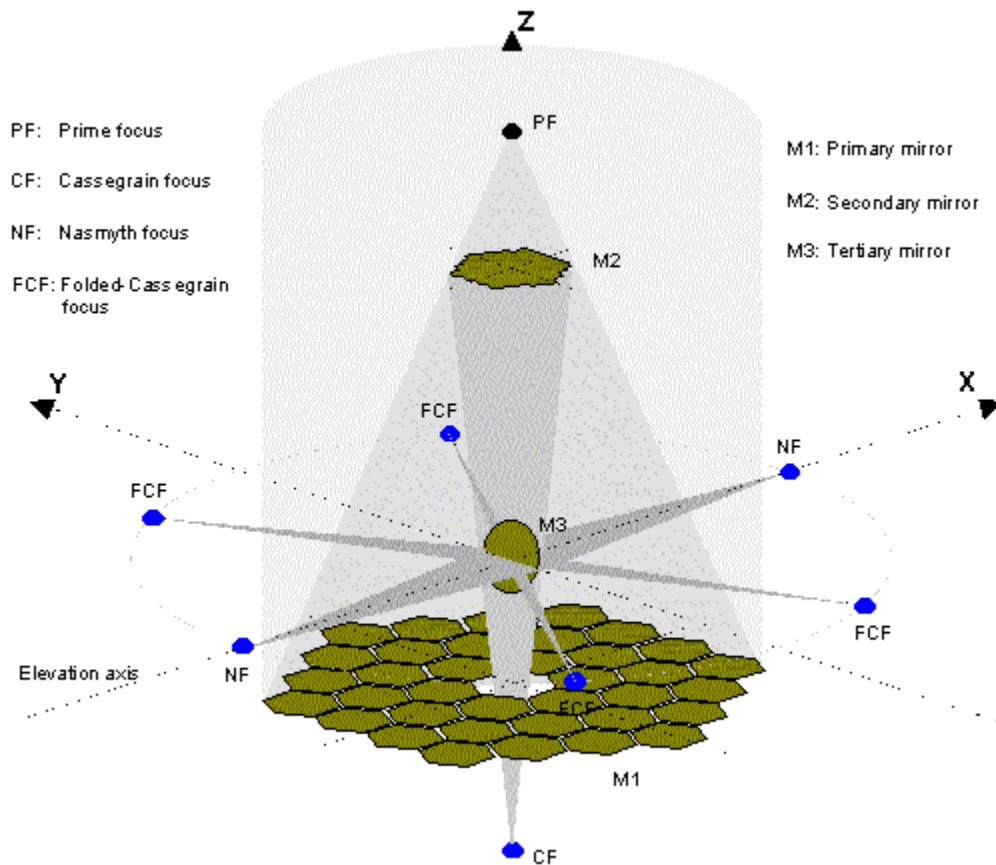
Existen dos clasificaciones elementales de los telescopios en el ámbito de la astronomía: refractores y reflectores. Los primeros están constituidos por una lente convergente, denominada objetivo, que desvía los rayos procedentes del objeto que se estudia y los enfoca en un plano. El segundo tipo, en el que pueden enmarcarse la mayoría de los telescopios

dedicados al pleno desarrollo de la investigación astronómica, emplea espejos en lugar de lentes para enfocar la luz y formar imágenes. [17]

La ventaja principal de un telescopio reflector es la sujeción de los diferentes espejos, lo que permite una fijación estable que no deforma el área de exposición a la luz. Esto no puede asegurarse, por ejemplo, en una lente que se sostiene únicamente por sus bordes.

Los principales inconvenientes de los telescopios reflectores implican asumir ciertos tipos de aberraciones en la calidad de la imagen obtenida, algunas de ellas vienen determinadas por la forma del espejo primario, que es el que refleja directamente la radiación proveniente del objeto en estudio. En la actualidad, los problemas derivados de la forma geométrica del espejo primario se han solucionado con el empleo de espejos con forma de paraboloide, que tienen la capacidad de enfocar en un punto todos los rayos paralelos.

El funcionamiento elemental de este tipo de telescopios se basa en la reflexión de los rayos cósmicos en tres espejos principales, que permiten dirigir la radiación hasta el punto de observación. Esta radiación procedente del espacio se refleja en el espejo primario, y es conducida hasta el espejo secundario, que la refleja al terciario, dirigiéndose finalmente al foco de observación, en función de la disposición de los diferentes espejos. Cabe destacar que la inclusión de un espejo terciario depende del tipo de foco de observación que se tiene.



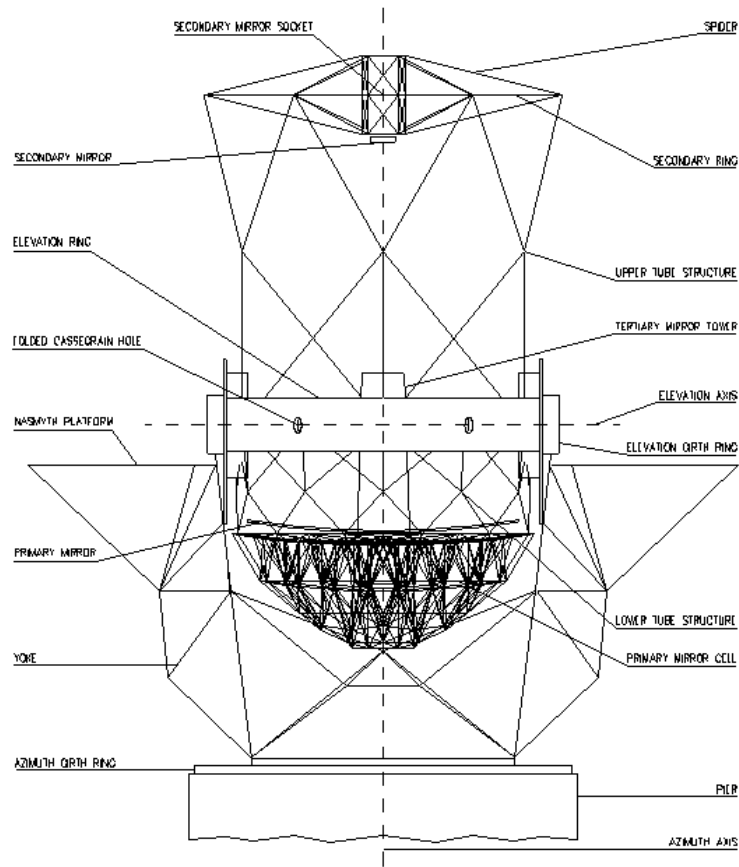
**Figura 10** Esquema general de los espejos del Gran Telescopio de Canarias (telescopio reflector)

La sujeción de todos estos espejos en un telescopio conlleva una gran estructura que de soporte a los mismos, al mismo tiempo que permite los movimientos propios de la óptica durante la observación.

Los movimientos habituales de un telescopio en observación se corresponden con los dos grados de libertad permitidos en esta estructura, que se corresponden con:

- Altura: Ángulo que forma el eje óptico con el plano horizontal.
- Acimut: Ángulo que forma la proyección sobre el plano horizontal del eje óptico del telescopio con el Norte.

Por lo tanto, para buscar un punto en el cielo, el astrónomo debe dar las coordenadas horizontales del punto de observación en el cielo. Las coordenadas horizontales de un objeto celeste dependen, en definitiva, de las coordenadas geográficas (longitud y latitud).



**Figura 11** Estructura de soporte de los espejos del GTC. Fuente: IAC

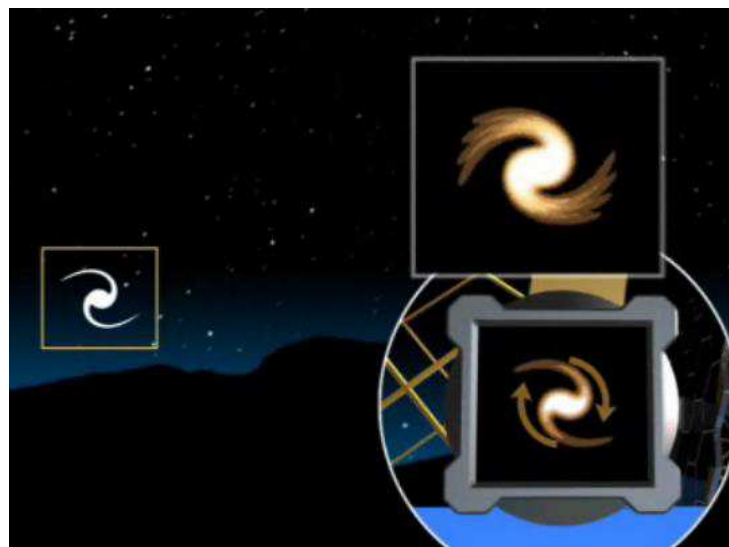


**Figura 12** Movimientos de la estructura del telescopio en la operación de apuntado

### 3.6. Rotación de campo

Durante las observaciones de astros, que pueden prolongarse durante muchas horas, la imagen que se obtiene de los mismos se aprecia girada con respecto a la inicial. Esto es debido a la rotación propia del planeta Tierra con respecto a su eje, lo que implica que un punto determinado del cielo parezca moverse conforme pasa el tiempo. Esto se denomina comúnmente como rotación de campo.

Los grados de libertad de la estructura de la óptica del telescopio permiten que éste pueda apuntar en todo momento al astro en cuestión, pero no son capaces de corregir el giro de la imagen. Para solucionar este problema, se introduce un tercer movimiento mediante rotadores mecánicos en los instrumentos que se integran en el telescopio, lo que permite corregir la rotación de campo que se ha producido.



**Figura 13** Representación del giro (esquina superior derecha) que se produce en la imagen real (izquierda) como consecuencia de la rotación terrestre [15]

El fenómeno de la rotación de campo involucra el diseño de elementos mecánicos que corrijan ese giro, de tal manera que se observe siempre la imagen de la misma manera. Sin embargo, el hecho de que se corrija este giro se traduce por lo general en una rotación de la totalidad de los elementos que se reflejan en el espejo primario, por lo que efectivamente se consigue ver el astro en la misma posición, pero sí se aprecia, por ejemplo la estructura del telescopio girada. En este hecho se basa este Trabajo de Fin de Grado, que pretende ofrecer una solución que permita enmascarar los brazos que soportan el espejo secundario en todo instante.

### 3.7. Sistemas criogénicos

Una manera muy efectiva de minimizar el fondo térmico emitido por las superficies calientes del telescopio y su instrumentación es el empleo de sistemas que permitan enfriar estas superficies, disminuyendo su temperatura y consiguiendo que emitan menos radiación infrarroja, de tal manera que se pueda estudiar más claramente el cosmos. El enfriamiento efectivo de estas superficies se consigue, por lo general, mediante sistemas criogénicos, que consiguen temperaturas extremas bajo cero. [2]

Un buen sistema criogénico, por lo tanto, debe ser capaz de proporcionar:

1. Un **foco frío a la temperatura adecuada**, que puede ser bien la superficie de un tanque relleno de un líquido (por ejemplo helio o nitrógeno líquido) o un sólido (nitrógeno sólido) a temperaturas criogénicas, basado en un cambio de fase de la sustancia criogénica; o bien una máquina térmica que en virtud de aplicar un determinado ciclo termodinámico a un fluido criogénico proporcione una superficie de intercambio a una temperatura adecuada.
2. Un **aislamiento térmico adecuado** del entorno caliente: diferencias de temperaturas de varios cientos de grados son frecuentes entre el foco frío y los alrededores, generándose, si no se evitan, flujos de calor radiactivo y conductivo no tolerables.
3. Una **conexión térmica adecuada** entre los componentes del instrumento a enfriar y el foco frío: los elementos ópticos deben mantenerse por lo común a temperaturas estables dentro de ciertos límites y uniformemente distribuidas. Esto evita que se produzcan distorsiones por efecto de la no uniformidad de ciertas propiedades dependientes de la temperatura.
4. **Buena integridad mecánica** del sistema, que a menudo está en conflicto directo con el aspecto térmico. Los componentes enfriados deben ser posicionados con precisión y soportados de una manera firme. Desde el punto de vista mecánico, la estructura soporte debe ser lo más maciza posible de cara a proporcionar rigidez. Desde el punto de vista térmico, la estructura soporte ha de ser ligera, para reducir el tiempo necesario de

enfriamiento (menos masa). Además, en la mayoría de los diseños existen limitaciones de peso, ya que la rigidez conseguida a base de hacer demasiado maciza una estructura puede suponer deformaciones excesivas en la interfase que la soporta. Por lo tanto, se hace extremadamente necesario lograr un equilibrio que permita solventar todos estos problemas.

5. Desde el punto de vista eléctrico, los **cables** que parten de los alrededores a temperatura ambiente y acaban en componentes fríos dentro del instrumento deben tener la máxima conductividad, el máximo diámetro y la mínima longitud y deben estar bien apantallados para minimizar las caídas de voltaje y la distorsión en las señales. Desde el punto de vista térmico, los cables son rutas de entrada de calor al entorno frío del criostato y deben tener la mínima conductividad, el mínimo diámetro y la máxima longitud. De nuevo existe aquí un conflicto directo entre los objetivos y es necesario un compromiso.

Tal y como se comentó al inicio de este apartado, los sistemas criogénicos pueden estar basados en el cambio de fase de la sustancia que proporciona refrigeración (abiertos) o en la aplicación de un ciclo termodinámico a un fluido criogénico (cerrados). A continuación se exponen las características de ambos.

### **3.7.1. Sistemas criogénicos abiertos**

Los sistemas criogénicos abiertos son aquellos que están basados en el cambio de fase del fluido que proporciona el foco frío. Se fundamentan en el empleo de sustancias denominadas fluidos criogénicos, que normalmente se encuentran en estado gaseoso a temperatura y a presión ambiente. El efecto de foco frío se produce al hacer que estas sustancias cambien de estado gaseoso a líquido o sólido y que se introduzcan en el interior de un criostato.

Todas las sustancias (excepto el helio) tienen un denominado punto triple en el que los tres estados de esa materia pueden coexistir en equilibrio a las mismas condiciones de presión y temperatura. En este sentido, para que una sustancia de esta naturaleza pueda permanecer en estado líquido, sus condiciones de temperatura y presión deben encontrarse entre los valores de los puntos triple y crítico. Jugando con estas dos condiciones, por lo tanto, puede conseguirse un fluido criogénico aporte frío en condiciones óptimas.

Los fluidos criogénicos más ampliamente utilizados para proporcionar refrigeración en criostatos son el nitrógeno y el helio líquidos. El primero de ellos tiene unos calores latentes de sublimación y evaporación muy elevados, de manera que se puede extraer gran cantidad de calor del sistema con relativamente poco gasto de refrigerante, llegando a alcanzar temperaturas de 77 K cuando se emplea nitrógeno líquido y de 45 K cuando se emplea en estado sólido. La ventaja principal del nitrógeno líquido es el menor coste que representa frente al helio.

En lo referente al helio líquido, cabe destacar que se pueden conseguir temperaturas de trabajo de 4,2 K (su temperatura crítica). El calor necesario para cambiar de líquido a gas esta sustancia no es muy elevado, y posee la característica de ser conductor en estado gaseoso, desde el punto de vista de la transferencia de calor. Esto lleva a tener que diseñar con especial cuidado los conductos de salida de los criostatos que emplean helio como fluido criogénico, para aprovechar esa capacidad de extracción de calor en estado gaseoso. El helio líquido representa un coste mayor que en el caso del nitrógeno anteriormente descrito.

Los sistemas criogénicos abiertos tienen una serie de inconvenientes que es necesario tener en cuenta de cara a su posible utilización. Uno de ellos es que hay que reponer el refrigerante a medida que se va gastando, lo que se traduce en un coste de operación elevado.

Por otro lado, los depósitos que contienen el refrigerante en los criostatos tienen salida a la atmósfera, para evitar que los vapores aumenten considerablemente la presión, por lo que la presión en el interior de ellos es la atmosférica. Los depósitos normalmente se instalan en el interior de los criostatos, en los cuales se practica vacío para eliminar la transmisión de calor por convección. Esto permite, entre otras cosas, aislar el interior del criostato del calor procedente del exterior.

### **3.7.2. Sistemas criogénicos cerrados**

Son aquellos en los que se aplica un ciclo termodinámico adecuado al fluido criogénico para conseguir el efecto de refrigeración sobre el sistema que se pretende enfriar. Esto se hace normalmente mediante la utilización de un sistema de refrigeración criogénico, que permite obtener un efecto de refrigeración constante con un mantenimiento mínimo.



Los sistemas de refrigeración empleados en aplicaciones criogénicas para laboratorio constan de tres componentes principales: el compresor, una o dos cabezas frías, y un par de conductos flexibles que transportan el refrigerante entre el primer y el segundo componente. El sistema es similar al de un refrigerador comercial casero o un sistema de aire acondicionado con la excepción de que los sistemas criogénicos utilizan helio gas de alta pureza.

Debido a las bajas temperaturas de funcionamiento, la vida útil de los compresores que trabajan con helio es bastante reducida, estableciéndose una vida útil nominal de unas 40.000 horas, y pudiendo ser de tipo refrigerado por agua o refrigerados por aire.

Una de las ventajas que proporciona este tipo de sistemas es que las cabezas frías pueden operar en cualquier dirección, lo cual es favorable, debido a que normalmente los diferentes instrumentos de los telescopios deben girar para adaptarse al movimiento propio de la imagen que se observa.

Como inconveniente cabe señalar que el movimiento del émbolo del compresor proporciona vibraciones indeseables para la óptica de los instrumentos, lo que debe tenerse en cuenta para su posible utilización.

### **3.8. Aplicación de vacío**

Los criostatos son elementos que contienen a los aparatos de la instrumentación, de manera que se consigue minimizar la radiación que estos emiten como consecuencia de la temperatura (radiación de fondo). Esto se consigue mediante la aportación de un foco frío a estos aparatos. En este sentido, y para asegurar la consecución de ese objetivo principal, se hace necesario practicar vacío en el interior de los criostatos. El vacío se define como un espacio o volumen en el que la presión es menor que la presión atmosférica. [19]

<i>Rango de Vacío</i>	Presión (mbar)	Densidad de Moléculas /cm <sup>3</sup>
<i>Vacío Grueso</i>	1013-1	10 <sup>19</sup> -10 <sup>16</sup>
<i>Vacío Medio</i>	1-10 <sup>-3</sup>	10 <sup>16</sup> -10 <sup>13</sup>
<i>Alto Vacío</i>	10 <sup>-3</sup> -10 <sup>-7</sup>	10 <sup>13</sup> -10 <sup>9</sup>
<i>Ultra Alto Vacío</i>	< 10 <sup>-7</sup>	<10 <sup>9</sup>

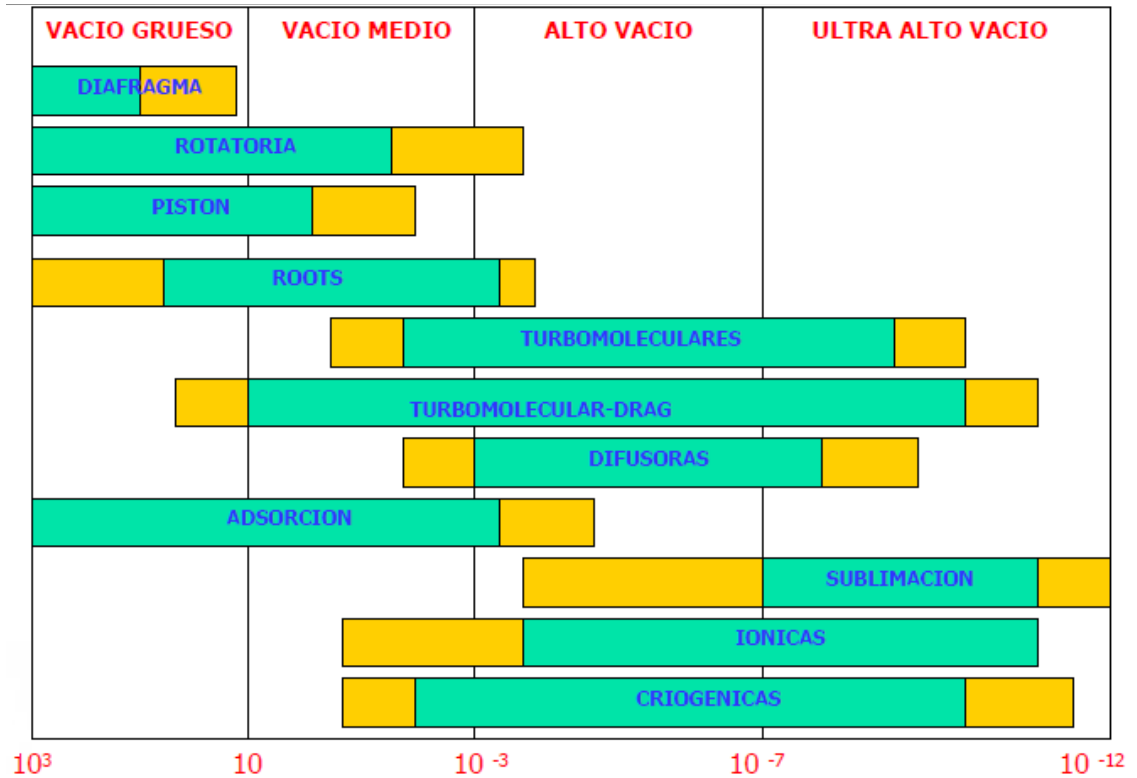
**Tabla I** Tipos de vacío según la presión y densidad de moléculas. Fuente: Tecnovac

Existen distintos tipos de vacío, tal y como se refleja en la tabla anterior, y es necesario destacar que en criogenia se suele trabajar en el rango bajo de alto vacío, pudiendo alcanzarse el ultra alto vacío para aplicaciones muy específicas. El rango de trabajo también viene determinado por el tipo de bomba que se emplea para hacer efectiva la disminución de presión.

La aplicación de vacío al sistema obedece a dos razones principales: eliminar la transmisión de calor por convección entre el criostato y los componentes fríos en su interior, y minimizar la existencia de aire en el interior, puesto que a temperaturas criogénicas ciertos componentes del mismo licúan o solidifican.

### 3.8.1. Bombas usuales para vacío

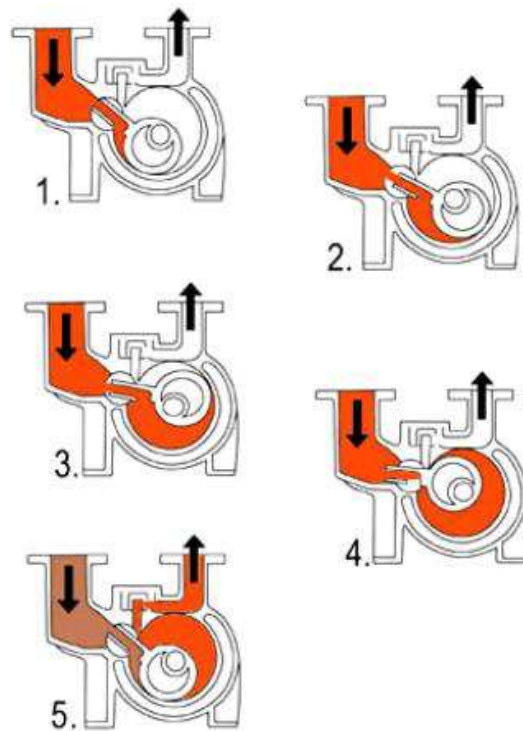
La consecución de los niveles necesarios de presión en el interior de un criostato no se realiza con cualquier bomba convencional, y existen numerosos tipos que son aplicables a rangos de presión limitados. En aplicaciones de alto vacío, o incluso ultra alto vacío, se hace necesario emplear varias bombas que trabajen secuencialmente en sus respectivos rangos habituales, con el fin de llegar a los niveles deseados de presión final en el interior del recinto del criostato.



**Figura 14** Tipos de bombas según la clase de vacío. Se reflejan los rangos habituales de operación (verde) y los márgenes de expansión posible en el rango de trabajo. En el eje de abscisas de representan valores tipo de las presiones en mbar.

De entre todos los tipos de bombas preparadas para crear vacío, las más comúnmente empleadas, en el conjunto de sus características son: bomba rotatoria y turbomolecular.

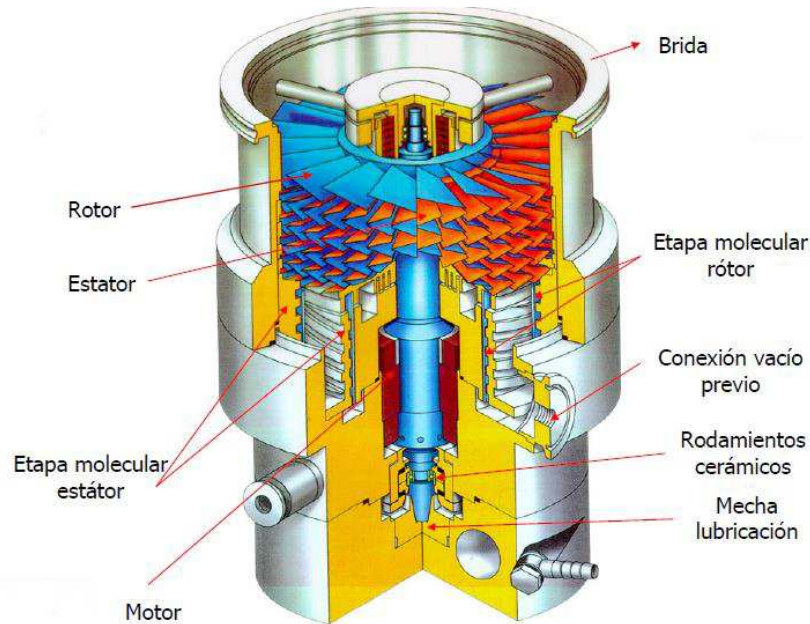
- Bombas Rotativas de Pistón: Se definen como un subtipo de las denominadas bombas de rotativas, que imparten un movimiento cinético a las moléculas de gas de manera que éste se transfiera continuamente desde la entrada hacia la salida de la bomba. Son capaces de alcanzar un vacío medio, por lo que se suelen emplear para hacer descender la presión atmosférica inicial del criostato hasta algo menos de 1 mbar. Entre sus principales ventajas destacan el poco mantenimiento necesario y el nulo arrastre de aceite y/o partículas en funcionamiento. Por contra, este tipo de bombas son muy ruidosas.



**Figura 15** Funcionamiento simplificado de una bomba rotatoria de pistón. Fuente: Tecnovac

- Bomba Turbomolecular: Una vez se ha alcanzado una presión aceptable con la bomba rotatoria de pistones, se desconecta ésta y se coloca usualmente una bomba turbomolecular, se basa en la dirección y velocidad que adquieren las moléculas de gas al chocar con una superficie móvil a gran velocidad. Normalmente, este tipo de bombas están compuestas por unos álabes en movimiento (rotor) y otros en estado estacionario (estator), con las aspas orientadas de forma inversa, de manera que cada conjunto rotor-estator supone una etapa de bombeo. Suelen requerir mantenimiento, pero a cambio ofrecen una gran eficiencia de bombeo en tiempo corto, con un vacío limpio y fácil

manejo. Como inconveniente, destacar que no admite golpes ni flujos grandes de entrada de gas.



**Figura 16** Esquema de una bomba turbomolecular

### 3.8.2. Consideraciones especiales en vacío

Cuando se consiguen los rangos de presiones deseados en el interior de un criostato y se desconecta la bomba, se suele notar un ligero aumento de la fuerza que ejerce el gas restante sobre la unidad de área. Esto puede ser debido a múltiples mecanismos, y es un fenómeno que se conoce como desorción.

Generalmente, la desorción consiste en la liberación de moléculas atrapadas en la superficie de una cámara de vacío. Dicha liberación puede ser espontánea (gasificación) o acelerada a través de algún proceso físico, como el calentamiento de las paredes del criostato (desgasificación). También existen otros mecanismos que contribuyen en mayor o menor medida a este fenómeno. A continuación se enumeran algunos de ellos:

- La permeabilidad de los diferentes materiales al paso de los gases a través de ellos.

- La posibilidad de que los materiales atrapen moléculas de gas en su superficie que son liberadas cuando la presión diferencial aumenta. Generalmente esto se debe a las fuerzas de atracción intermoleculares.
- Bolsas de gas atrapadas.
- Posibles cambios de fase de los sólidos.
- Un sellado no uniforme, favoreciendo la aparición de fugas en el sistema.
- Errores de conexión en el cambio de bomba.

Si bien este fenómeno es indeseable, puede ser paliado tomando algunas consideraciones previas a la aplicación de vacío. Tales consideraciones pueden pasar por la elección correcta de materiales y sellados, pero también por una previsión en fase de diseño que prevea posibles salidas para los gases atrapados (taladros pasantes, ranuras auxiliares de ventilación...).

**Fecha:** Junio 2015

**Firma:** Cristian Estévez Díaz







# **Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

## **Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

### **Anexo 3.2: Seguridad y Salud**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



# Índice

<b>ANEXO 3.2: SEGURIDAD Y SALUD .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Objeto del Documento .....</b>	<b>3</b>
<b>2. Entorno del proyecto .....</b>	<b>3</b>
<b>3. Zonas de trabajo.....</b>	<b>5</b>
<b>4. Funcionamiento de la sala .....</b>	<b>6</b>
<b>5. Uso de los materiales.....</b>	<b>7</b>
<b>6. Limpieza.....</b>	<b>8</b>
<b>7. Normas generales de seguridad .....</b>	<b>8</b>
<b>8. Trabajo con fuentes de luz .....</b>	<b>11</b>
<b>9. Instrucciones generales en caso de incendio .....</b>	<b>12</b>
<b>10. Evaluación de riesgos.....</b>	<b>13</b>



## 1. Objeto del Documento

El presente documento tiene por finalidad generar pautas generales de Seguridad y Salud del proyecto denominado como “Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para el proyecto *HARMONI*” el cual establece las previsiones con respecto a los posibles riesgos de accidentes y enfermedades profesionales dentro del lugar donde se realiza su diseño y fabricación, aplicando para ello las normas de seguridad y salud pertinentes. A tal efecto, contempla la identificación de los riesgos laborales que puedan ser evitados, detallándose los procedimientos, equipos técnicos y medios auxiliares que hayan de utilizarse o que se prevea su utilización, estableciéndose las medidas preventivas necesarias en los trabajos que se requieran.

En el presente anexo se contemplarán también las previsiones y las informaciones útiles para efectuar en su día, en las debidas condiciones de seguridad y salud, los previsibles trabajos posteriores, siempre dentro del marco de la Ley 31/1995 de prevención de Riesgos Laborables.

En definitiva, servirá para marcar las directrices básicas para llevar a cabo las obligaciones pertinentes en materia de prevención de riesgos profesionales. Se deberá de formar a todo el personal que trabaje en este proyecto sobre las medidas de seguridad contenidas en el presente estudio.

Cabe destacar que el tipo de proyecto que se ha desarrollado en este Trabajo Fin de Grado no requiere un estudio sobre Seguridad y Salud, pero se ha tenido en cuenta la normativa al respecto.

## 2. Entorno del proyecto

El pleno desarrollo del diseño, fabricación y montaje de los elementos que integran este mecanismo se realiza en el Departamento de Ingeniería Mecánica del Instituto de Astrofísica de Canarias, con sede en La Laguna, y que se sitúa en la calle Vía Láctea, s/n.

Los aspectos que se desarrollan en este documento tienen que ver con las actividades que se suelen realizar en estas instalaciones, que también son de aplicación para el proyecto que se ha redactado. Esas actividades son:

- Diseño, montaje verificación e integración a nivel mecánico (mecanismos con partes móviles para temperatura ambiente o en condiciones de vacío y muy bajas temperaturas)
- Diseño por ordenador
- Uso de puentes-grúa para el montaje de estructuras
- Trabajos en altura (escaleras manuales o sobre la propia estructura)
- Desplazamientos hacia los observatorios
- Coordinación de la fabricación de las piezas en el taller de mecánica
- Trabajos con nitrógeno líquido en laboratorios

Para la realización de estas actividades se emplean los siguientes EPIs:

- Careta
- Guantes
- Petos para Criogenia
- Calzado de Seguridad
- Casco

Se valen de herramientas tales como:

- Destornillador eléctrico
- Llaves
- Cutter
- Grúas hidráulicas
- Equipos de metrología
- Taladros

### 3. Zonas de trabajo

El laboratorio cuenta con dos puertas de acceso, una de 90 cm de ancho, que comunica con el pasillo de ingeniería, y otra de 180 cm. que comunica directamente con el taller de mecánica. Está dividido en 4 zonas, tal y como se muestra en la **Figura 1**.



**Figura 1** Distribución de zonas dentro del Laboratorio de Mecánica

- Una zona de recepción y almacenamiento de componentes, equipada con una estantería y emplazada entre las dos puertas de acceso.
- Una zona de trabajo equipada con tres bancos de trabajo, y emplazada junto a la pared que linda al pasillo de ingeniería.
- Una zona de equipos situada al fondo de la sala, donde se almacenan los útiles y equipos auxiliares para la verificación y montaje de los componentes.
- Una zona de infraestructura informática donde se encuentra el ordenador del laboratorio. Esta zona sirve también para el almacenaje de grandes piezas o equipos.

La asignación del lugar de trabajo dentro del laboratorio la realiza el Gestor del Laboratorio en función de las necesidades de los usuarios y la disponibilidad de los equipos.

## 4. Funcionamiento de la sala

Para su utilización, se genera el siguiente método de funcionamiento:

Una vez el proyecto comience a recibir elementos mecánicos se le asignará un *banco de trabajo*, un carro auxiliar porta componentes y un área dentro de la zona de recepción. La asignación de estos elementos la realiza el Gestor del Laboratorio en función de las necesidades de los usuarios y la disponibilidad de los equipos. No se puede ocupar más lugar del asignado sin consultar previamente.

En la *zona de recepción* se recogen todos aquellos componentes que vayan entrando en la sala: ya sean los fabricados por el taller de mecánica, ya sean los de nueva adquisición.

En cuanto los elementos sean recibidos y verificados podrán pasar al carro auxiliar o directamente al banco de trabajo, y si son muy voluminosos podrán permanecer en la zona de recepción, donde tendrán un área reservada.



Tanto el ensamblaje como la posterior verificación de funcionamiento se realizará sobre el banco de trabajo, y para ello el laboratorio cuenta con un carro de herramientas y diferentes útiles y equipos de medida.

Una vez finalizado el trabajo, el Proyecto se hará cargo de buscar una nueva ubicación para el conjunto.

A partir de este momento las zonas reservadas al proyecto retornarán al Departamento de Mecánica, quedando limpias y dispuestas para poder ser utilizadas por un nuevo proyecto.

El Proyecto se hará cargo de los elementos que hayan podido sobrar. En el supuesto de que un proyecto esté durante un periodo de tiempo sin utilizar un banco de trabajo, y este sea requerido por un nuevo proyecto, deberá abandonarlo y guardar todos sus componentes en el área destinada para tal fin en la zona de almacenamiento.

Existe un módulo SP 1000H situado en la *zona de equipos* donde también se podrán almacenar componentes de pequeño tamaño.

## 5. Uso de los materiales

Los materiales del laboratorio, equipos, componentes mecánicos y herramientas son de gran precisión y requieren un uso muy cuidadoso.

- El Gestor del Laboratorio o en su ausencia el Jefe del Departamento de Mecánica se encargará de explicar cómo deben usarse los equipos y cómo se encuentran clasificados los elementos y las herramientas, de forma que el usuario pueda localizar los elementos que necesite para su montaje.
- Cualquier persona del Departamento de Mecánica puede asesorar, en caso de necesidad o duda, sobre el uso de los materiales o sobre cómo realizar algún determinado montaje.
- Nunca se debe coger material de otra mesa o montaje.

- Hay que leer los manuales de los equipos que se utilicen, las instrucciones de uso y especialmente los aspectos relativos a la seguridad.
- Si durante el trabajo algún equipo o material se estropea o rompe es necesario comentarlo al Gestor del Laboratorio para que sea repuesto o reparado.
- Algunos equipos también tienen un cuaderno de notas donde se refleja su uso y las incidencias ocurridas. Es obligatorio realizar las correspondientes anotaciones cuando se utilicen estos equipos.
- El usuario se responsabiliza del buen uso y cuidado del material y, al terminar de usar un equipo o material, devolverlo a su sitio.
- La herramienta está contenida en el carro de herramienta.
- Si por necesidad hubiese que sacar algún equipo o herramienta del Laboratorio, este se hará por el tiempo indispensable. El elemento retirado será anotado en el libro de inventario que existe para ello y que guarda el Gestor del Laboratorio.

## **6. Limpieza**

- Es primordial mantener limpio y ordenado el lugar de trabajo.
- Se debe procurar no introducir objetos sucios o que desprendan hilos, polvo o cualquier otro elemento que perjudique las condiciones de limpieza del laboratorio. Si no hay más remedio, se deben limpiar lo mejor posible antes de meterlos en el laboratorio.
- Se evitar el almacenaje de cajas de cartón y el material de embalaje no deben almacenarse en el laboratorio, y nunca dejarlos en los lugares de paso.

## **7. Normas generales de seguridad**

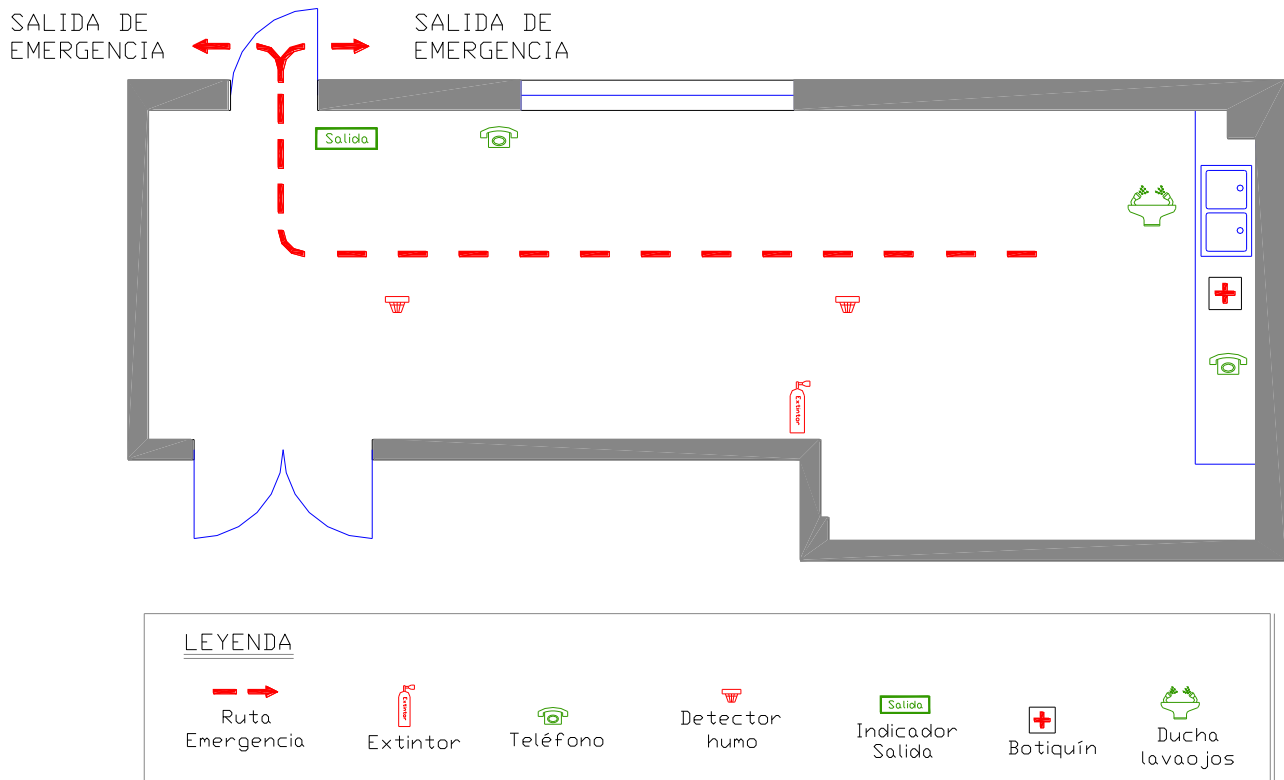
El laboratorio es un recinto de acceso restringido, donde suelen trabajar pocas personas simultáneamente y que carece de ventanas al exterior. Debido a los equipos y elementos con

los que se trabaja así como a las condiciones de aislamiento se hace necesario seguir rigurosamente todas las normas y recomendaciones que se dan a continuación.

La principal infraestructura de seguridad consiste en:

- Dos *detectores* de humos colocados en el techo.
- Un sistema de *apertura* automático de la puerta exterior que deja liberada la puerta al cortarse el suministro eléctrico.
- Un *teléfono* y listín telefónico de las dependencias del IAC.
- Un *extintor* de 5 Kg adecuado para fuegos de tipo A, B, C y E, ubicado según se muestra en el plano N°2.
- Una Red de *iluminación de emergencia*, compuesta por una unidad punto de luz y luminaria de emergencia, con batería autónoma de al menos 1 hora, ubicada sobre la puerta de entrada y conteniendo indicada la palabra SALIDA. Y una unidad de punto de luz y bajo consumo, de color rojo, colocada en la contrahuella del escalón de salida.
- Un *botiquín de primeros auxilios* emplazado en la pared del fondo tal y como se indica en la figura 2.

- Una *ducha lavaojos* de emergencia situada en la pared del fondo tal y como se indica en el la figura 2.



**Figura 2** Plano de seguridad del laboratorio. Se señalan los elementos de seguridad y las vías de salida.

Las normas generales de seguridad en este aspecto son:

- Al trabajar con cualquier equipo o producto químico hay que poner especial atención a los aspectos de seguridad, leer las instrucciones y preguntar al personal del Departamento de Mecánica para resolver cualquier duda relacionada con su funcionamiento. A continuación se enumera algunas normas y direcciones de interés relativas al uso de productos químicos, manipulación de cargas y prevención de riesgos.
- Durante el uso de nitrógeno líquido se debe mantener abiertas las puertas del laboratorio y hacer uso del sensor de nivel de O<sub>2</sub>.

- Instrucciones sobre la gestión de productos químicos se pueden consultar en la página interna del IAC.
- Instrucciones sobre la manipulación de cargas se pueden consultar en la página interna del IAC.
- Instrucciones generales de seguridad y Guías técnicas para la evaluación y prevención de los riesgos, se pueden consultar en la página interna del IAC.
- En los montajes que se realicen, se debe poner especial atención en mantener un buen orden y no entorpecer las vías de salida ni pasillos con ningún tipo de objeto, cajas, cables, sillas, ordenadores, osciloscopios, etc.
- Si se detecta alguna anomalía en algún aspecto de seguridad, como un mal funcionamiento de un equipo, una vía de paso entorpecida, o cualquier otra situación potencialmente peligrosa, se debe comunicar inmediatamente al Gestor del Laboratorio o al Jefe de Departamento.
- En el laboratorio está prohibido fumar.

## **8. Trabajo con fuentes de luz**

En el laboratorio se puede trabajar con láseres y fuentes de luz potencialmente peligrosas. El peligro proviene por su intensidad, o porque no se ven (luz infrarroja o ultravioleta) o porque pueden generar ozono. Los daños más graves son los que se pueden producir en los ojos, quemaduras en la retina y ceguera (caso de los láseres). La radiación ultravioleta también puede producir cataratas y conjuntivitis, y en la piel también puede causar daños. Por lo tanto, es especialmente importante seguir las siguientes normas y recomendaciones:

- Si no se está acostumbrado a trabajar con fuentes de luz o se tiene alguna duda sobre su utilización hay que ponerse en contacto con el personal del Departamento de Mecánica antes de hacer uso de ninguna de ellas.
- No hay que mirar nunca un láser de frente directamente a los ojos, ni a través de oculares ni otros dispositivos.

- Hay que evitar la exposición prolongada de la piel a las fuentes de luz y láseres de los montajes.
- El trabajo con estos elementos debe ser especialmente cuidadoso. Antes de encender un láser o una lámpara, hay que conocer su nivel de peligrosidad y preparar el montaje que se esté haciendo de forma que se tenga una total seguridad sobre la trayectoria que va a seguir la luz y dónde va a incidir.
- Hay que poner especial cuidado para evitar reflejos involuntarios especialmente cuando se usen espejos o superficies reflectantes planas, incluso vidrios transmisores.
- No hay que poner los ojos a la misma altura que el montaje.
- Si el experimento lo permite, hay que trabajar con la sala bien iluminada para tener las pupilas más cerradas.
- Siempre que se trabaje con láseres es importante avisar a otras personas que puedan estar presentes para que sean conscientes del peligro.

Siempre que el tipo de trabajo lo permita, hay que utilizar las gafas protectoras adecuadas disponibles en el laboratorio cuando se trabaje con láseres

## **9. Instrucciones generales en caso de incendio**

1. No perder la calma, evitar el pánico, no gritar ni correr.
2. Si el humo invade la zona de evacuación, salir gateando.
3. Si arden las ropas, hay que tirarse al suelo y rodar sobre sí mismo.
4. Avisar de la situación del fuego al
  - a. Jefe de Emergencia 5213
  - b. Recepción 5200
  - c. Vigilante 5279
5. Informar sobre: Quién eres, Dónde estás y Qué pasa

6. Si el fuego es de escasa intensidad usar el extintor siguiendo las instrucciones del aparato

## 10. Evaluación de riesgos

En páginas sucesivas se muestra la evaluación de riesgos inherentes a los puestos de trabajo del Área de Ingeniería del Departamento de Mecánica, realizado por una empresa externa al IAC.

### 1. Lugares de Trabajo del Área de Ingeniería

- Para el acceso a estanterías, cristales y partes altas se utilizan escaleras de mano en estado correcto.
- Se transita por zonas ocupadas con cables, conductores, herramientas...
- La actividad se desarrolla total o parcialmente en centros de terceros.
- Se realizan desplazamientos en vehículos fuera del lugar de trabajo.

RIESGOS	VALORACIÓN
Caidas a distinto nivel	Probabilidad = M Consecuencias = D Valoración = Moderado
Accidentes de tráfico	Probabilidad = B Consecuencias = D Valoración = Tolerable
Caidas al mismo nivel	Probabilidad = B Consecuencias = D Valoración = Tolerable
Choques contra objetos inmóviles	Probabilidad = B Consecuencias = D Valoración = Tolerable

**Figura 3** Tabla de riesgos en el área de ingeniería

## 2. Energía Eléctrica

- Con la energía eléctrica solamente se realizan las operaciones elementales sin riesgo como conexión y desconexión de equipos.

RIESGOS	VALORACIÓN
Contactos eléctricos	Probabilidad = B Consecuencias = D Valoración = Tolerable

**Figura 4** Tabla de riesgos de la electricidad

## 3. Equipos de Trabajo

- Se utilizan equipos y herramientas de ofimática.
- Se utilizan archivadores y estanterías.
- Se utilizan vehículos.

RIESGOS	VALORACIÓN
Cortes	Probabilidad = B Consecuencias = D Valoración = Tolerable
Accidentes de tráfico	Probabilidad = B Consecuencias = D Valoración = Tolerable
Golpes con objetos o herramientas	Probabilidad = B Consecuencias = D Valoración = Tolerable
Proyección de partículas	Probabilidad = B Consecuencias = D Valoración = Tolerable

**Figura 5** Tabla de riesgos debidos a los equipos de trabajo



#### 4. Productos Químicos Utilizados

- Se utilizan productos químicos por parte de los trabajadores.

RIESGOS	VALORACIÓN
Contacto con productos químicos.	No valorable

**Figura 6** Tabla de riesgos debidos a productos químicos

Debido al empleo de productos químicos, se recomienda disponer de las fichas de seguridad en lugares accesibles y conocidos por los trabajadores que manipulen productos.

#### 5. Frío

- Se realizan trabajos a temperaturas inferiores a 10°C.
- Existe un procedimiento para la aclimatación de los trabajadores al frío.
- Existen medidas organizativas que reducen la exposición de los trabajadores al frío.
- Se realizan pausas en lugares que reducen la exposición al frío.
- Se dispone de ropa de protección contra el frío con marcado CE categoría I,II y III.

RIESGOS	VALORACIÓN
Exposición a Agentes Físicos (Estrés Térmico por Frío)	Probabilidad = B Consecuencias = D Valoración = Tolerable

**Figura 7** Tabla de riesgos debidos al frío

## 6. Manipulación de Objetos

- Se manipulan cargas que pueden suponer riesgo de corte o pinchazo en las manos.
- Se manipulan cargas que pueden suponer riesgo de corte, pinchazo o aplastamiento de los pies.

Como consecuencia de esto, se emplean los siguientes EPIs:

- Calzado de Seguridad (UNE-EN 345, 20345).
- Guantes de protección frente a riesgos mecánicos, según norma UNE-EN 388, categoría II.

## 7. Ultrasonidos

- Existe algún tipo de trabajo para el que se haya detectado riesgo de generación de niveles elevados de ultrasonidos transmitidos por vía aérea.
- La fuente de generación de ultrasonidos se encuentra aislada con respecto a la transmisión del ruido.
- La fuente de ultrasonidos está alejada de los trabajadores.
- Se realiza un mantenimiento preventivo de estos equipos.

## 8. Trabajos en Altura

- Se realizan trabajos en altura con riesgo de caída superior a 2 metros.
- Se realizan trabajos sobre equipos que se están montando.
- Se utilizan escaleras de mano.

- Se utilizan andamios o plataformas.

RIESGOS	VALORACIÓN
Caídas a distinto nivel (> 2 metros)	Probabilidad = M Consecuencias = D Valoración = Moderado

**Figura 8** Tabla de riesgos referentes a trabajos en altura

Se emplean los siguientes EPIs:

- Sistema anti caídas de categoría III, según norma UNE-EN 363.

## 9. Utilización de Equipos de Trabajo

- Se utilizan herramientas manuales y/o eléctricas.
- Se utilizan equipos para el manejo mecánico de cargas.
- Se utilizan equipos propios de oficinas.

RIESGOS	VALORACIÓN
Contactos eléctricos	Probabilidad = B Consecuencias = D Valoración = Tolerable
Golpes con objetos o herramientas	Probabilidad = M Consecuencias = D Valoración = Moderado
Cortes	Probabilidad = B Consecuencias = D Valoración = Tolerable
Proyección de partículas	Probabilidad = B Consecuencias = D Valoración = Tolerable

**Figura 9** Tabla de riesgos inherentes al uso de los equipos de trabajo

**Fecha:** Junio 2015

**Firma:**



# **Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

## **Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

### **Anexos 4: Catálogos Comerciales**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



# Índice

<b>ANEXOS 4: CATÁLOGOS COMERCIALES.....</b>	<b>1</b>
<b>ANEXO 4.1: CATÁLOGO KAYDON.....</b>	<b>2</b>
<b>ANEXO 4.2: PRECARGAS DE LOS RODAMIENTOS.....</b>	<b>3</b>
<b>ANEXO 4.3: CATÁLOGO NETZER.....</b>	<b>4</b>
<b>ANEXO 4.4: CATÁLOGO APPLIMOTION.....</b>	<b>5</b>
<b>ANEXO 4.5: HALL EFFECT SENSOR.....</b>	<b>6</b>
<b>ANEXO 4.6: CATÁLOGO ULTEM.....</b>	<b>7</b>





**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 4.1: Catálogo Kaydon**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



# Identification of REALI-SLIM® Bearings

REALI-SLIM® bearings are marked for complete identification with an (8) or (9) digit part number.

Positions 1-8 identify materials, size, type, and precision. Position 9 (optional) identifies non-standard internal fit.

## Part Number Code Example

Position	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10-13
Nomenclature	Material	Series	Size			Type	Separator	Precision	Internal Fit	DFAR Compliance
Example	K	G	1	2	0	X	P	0	L	-USA

### Position 1 – Material

	Races/Balls	Seals, Shields
A	AISI 52100 Steel	with One seal—PTFE
B	AISI 52100 Steel	with Two seals—PTFE
D	AISI 52100 Steel	with One shield
E	AISI 52100 Steel	with Two shields
F	AISI 52100 Steel	with One seal—Nitrile rubber LAMI-SEAL®
G	AISI 52100 Steel	with Two seals—Nitrile rubber LAMI-SEAL®
H	AISI 52100 Steel	with One seal—Nitrile rubber
J	AISI 52100 Steel	with Two seals—Nitrile rubber
K	AISI 52100 Steel	with No seals or shields
L	AISI 52100 Steel	with Two seals and ENDURAKOTE® plating
M	M-50 Steel	with No seals or shields
N	AISI 52100 Steel	with No seals and ENDURAKOTE® plating
P	AISI 17-4PH Steel	with Ceramic Balls (see Section 6)
Q	AISI 52100 Steel	with No shields or seals (see section 6)
S	AISI 440C Stainless Steel	with No seals or shields
T	AISI 440C Stainless Steel	with One seal—PTFE
U	AISI 440C Stainless Steel	with Two seals—PTFE
V	AISI 440C Stainless Steel	with Two shields
W	AISI 440C Stainless Steel	with Two seals—Nitrile rubber
X	AISI 52100 Steel	with Ceramic Balls
Y	AISI 440C Stainless Steel	with Ceramic Balls (see Section 6)
Z	Other	

### Position 2 – Series Cross Section

	Radial Thickness	Width	
Standard Cross-Sections	A	*.187 x .187	
	or	.250 x .250	
	B	.312 x .312	
	C	.375 x .375	
	D	.500 x .500	
	E	.625 x .625	
	F	.750 x .750	
	G	1.000 x 1.000	
	Extended Width	H	*.187 x .250
		or	.250 x .312
I		.312 x .375	
J		.375 x .437	
K		.500 x .578	
L		.625 x .727	
M		.750 x .875	
N		1.000 x 1.187	
Extra-Extended Width		S	*.187 x .312
		or	.250 x .375
	T	.312 x .437	
	U	.375 x .500	
	V	.500 x .656	
	W	.625 x .828	
	X	.750 x 1.000	
	Y	1.000 x 1.375	

\*Smaller section applies when position 3 is alphabetic—see following explanations of positions 3, 4, and 5.

**IDENTIFICATION OF REALI-SLIM® BEARINGS (continued)**

**Position 3, 4 and 5—Size (Bearing Bore)**

**Numeric Characters**

Nominal bearing bore in inches multiplied by ten

**Alphabetic Characters**

"A" In Position 3 in combination with "A" in Position 2 denotes .187 x .187 Series

"A" In Position 3 in combination with "H" in Position 2 denotes .187 x .250 Series

"A" In Position 3 in combination with "S" in Position 2 denotes .187 x .312 Series

**Examples**

040 = 4.0" Bore

120 = 12.0" Bore

400 = 40.0" Bore

"10" following "AA" in Positions 2 & 3 = .187 x .187 Series with 1.0" Bore

"15" following "HA" in Positions 2 & 3 = .187 x .250 Series with 1.5" Bore

**Position 6—Bearing Type (see Section 3)**

- A Angular contact single bearing (not ground for universal duplexing)
- B Angular contact pair—duplexed back to back
- C Radial contact
- F Angular contact pair—duplexed face to face
- T Angular contact pair—duplexed tandem
- U Angular contact single bearing—ground for universal duplexing
- X Four-point contact
- Z Other

**Position 7—Separator (see Section 4)**

- C Non-metallic composite, segmental, "snap-over" type
- D Phenolic laminate, one-piece ring "snap-over" type
- E Brass, segmental "snap-over" type
- F Full complement bearing—no separator
- G Nylon one-piece ring, circular pocket
- H Phenolic laminate, one-piece ring with circular pockets
- J Nylon strip separator, circular pockets
- K Phenolic laminate, riveted two-piece ring
- L Nylon, one-piece ring "snap-over" type
- M Formed wire, strip or segmental, "snap-over" type, ball in every pocket
- N Nylon, "snap-over" type
- P Standard formed ring "snap-over" type (material—brass or non-metallic composite)
- Q PEEK, one-piece ring, circular pocket
- R Standard formed ring, circular pocket (material—brass or non-metallic composite)
- S Helical coil springs
- T Stainless steel, formed ring "snap-over" type
- U Stainless steel, formed ring circular pockets

- V Brass, formed ring, "snap-over" type
- W Formed wire, strip or segmental, "snap-over" type
- X PEEK, one-piece, "snap-over" pocket
- Y Brass, formed ring, circular pockets
- Z Other (toroids, slugs, spacer balls or others available)

**Position 8—Precision (see Section 3)**

(ABEC Specifications are per ABMA Standard 26.2)

- 0 KAYDON Precision Class 1 per ABEC 1F
- 1 KAYDON Precision Class 1 with Class 4 Runouts
- 2 KAYDON Precision Class 1 with Class 6 Runouts
- 3 KAYDON Precision Class 3 per ABEC 3F
- 4 KAYDON Precision Class 4 per ABEC 5F
- 6 KAYDON Precision Class 6 per ABEC 7F
- 8 Other

**Position 9—Bearing Internal Fit**

- A .0000 to .0005 Clearance
- B .0000 to .0010 Clearance
- C .0005 to .0010 Clearance
- D .0005 to .0015 Clearance
- E .0010 to .0020 Clearance
- F .0015 to .0025 Clearance
- G .0020 to .0030 Clearance
- H .0030 to .0040 Clearance
- I .0040 to .0050 Clearance
- J .0050 to .0060 Clearance
- K .0000 to .0005 Preload
- L .0000 to .0010 Preload
- M .0005 to .0010 Preload
- N .0005 to .0015 Preload
- P .0010 to .0020 Preload
- Q .0010 to .0015 Preload
- R .0015 to .0025 Preload
- S .0020 to .0030 Preload
- Z Other clearance or preload not specified above

- Type X or C = Diametral Preload or Clearance
- Duplexed Type A = Axial Preload or Clearance

**Note:** Above internal bearing fits apply to unmounted bearings only. Mounting fits can greatly affect final internal bearing fit.

**Position 10-13—DFAR Compliance**

All REALI-SLIM® bearings requiring compliance with Defense Federal Acquisition Regulations (DFAR) "Specialty Metals" and "the Restrictions on Acquisition of Ball and Roller Bearings" clauses will contain '-USA' in positions 10-13. If internal fit is not called out in position 9, it will also contain a dash.

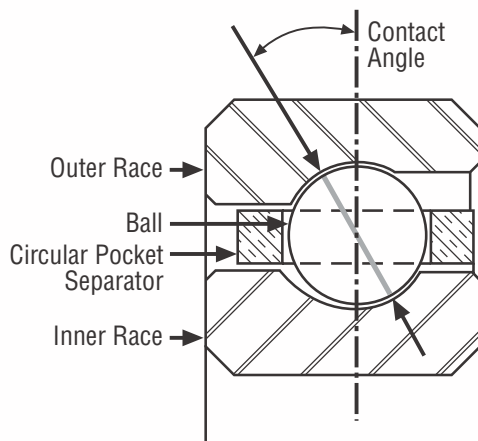
Example #1: KG120XP0L-USA

Example #2: KG120XP0--USA

**REALI-SLIM® BEARING TYPES SUPPORT ALL LOAD SCENARIOS (continued)****Angular Contact Bearing (Type A)**

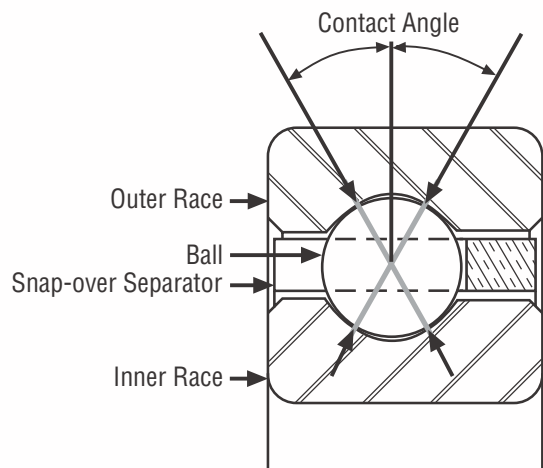
The Type A Bearing is also a conventional design. It features a circular pocket separator and a 30° contact angle (see Figure 1-9) along with approximately 67% of a full complement of balls.

The chief benefit of the Type A bearing is that it provides greater thrust capacity than a Type C or Type X bearing. Because of its counterbored outer race, Type A bearings have unidirectional thrust capacity. Thus, this bearing should be mounted opposed to another bearing to establish and maintain the contact angle, and to support reversing thrust loads.

**REALI-SLIM® TYPE A****Figure 1-9****Four-Point Contact Bearing (Type X)**

Standard bearing lines are most often designed to handle either radial or axial load conditions. The unique feature about the KAYDON REALI-SLIM® Type X four-point contact bearing line (see Figure 1-10) is that the gothic arch geometry of the inner and outer races enables a single bearing to carry three types of loading (radial, axial and moment) simultaneously. This makes it the bearing of choice for many applications since a single four-point contact bearing can often replace two bearings, providing a simplified design.

Type X bearings may also be furnished with an internal diametral preload for those applications requiring greater stiffness or zero free play. This is accomplished by using balls that are larger than the space provided between the raceways. The balls and raceways, therefore, have some elastic deformation in the absence of an external load.

**REALI-SLIM® TYPE X****Figure 1-10**

**NOTE:** KAYDON does not recommend the use of two Type X bearings on a common shaft, as it could result in objectionable friction torque.

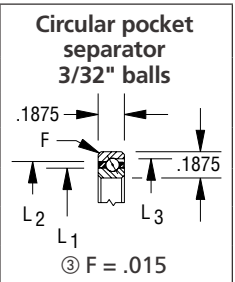
# Open REALI-SLIM® Bearing Selections

## Type A Angular Contact

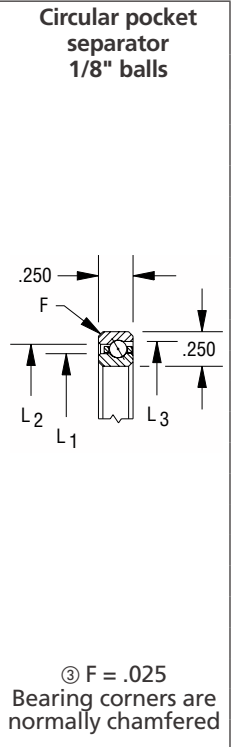
A deep groove bearing with reduced shoulder on one side of inner or outer race ball path. Snapover assembly permits use of a one-piece circular pocket ring separator and greater ball complement. These bearings will accept radial load and single direction thrust load and are normally used in conjunction with another bearing of similar construction. Type A bearings require the

application of thrust to establish contact angle. Stock bearings are individual units and when purchased as such must be adjusted at installation to desired running clearance or preload. If preferred, matched sets are available. KAYDON also offers matched spacers for applications requiring extra precision. KAYDON® can provide this service direct from the factory.

KAA SERIES										
KAYDON Bearing Number	Dimensions in Inches					Capacities in Pounds <sup>①</sup>				Approx. Weight in Pounds
	Bore	Outside Dia.	Land Dia. L <sub>1</sub>	Land Dia. L <sub>2</sub>	C'Bore Dia. L <sub>3</sub>	Radial		Thrust		
						Static <sup>②</sup>	Dyn.	Static <sup>②</sup>	Dyn.	
KAA10AG0	1.000	1.375	1.140	1.235	1.274	340	194	970	450	.025
KAA15AG0	1.500	1.875	1.640	1.735	1.774	480	238	1,380	560	.038
KAA17AG0	1.750	2.125	1.890	1.985	2.024	530	251	1,520	600	.045



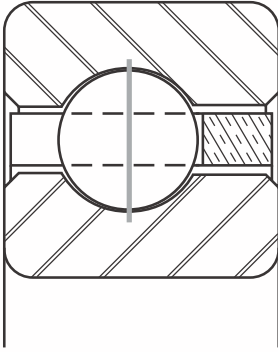
KA SERIES										
KAYDON Bearing Number	Dimensions in Inches					Capacities in Pounds <sup>①</sup>				Approx. Weight in Pounds
	Bore	Outside Dia.	Land Dia. L <sub>1</sub>	Land Dia. L <sub>2</sub>	C'Bore Dia. L <sub>3</sub>	Radial		Thrust		
						Static <sup>②</sup>	Dyn.	Static <sup>②</sup>	Dyn.	
<b>KA020AR0</b>	<b>2.000</b>	<b>2.500</b>	<b>2.186</b>	<b>2.314</b>	<b>2.369</b>	<b>790</b>	<b>405</b>	<b>2,280</b>	<b>960</b>	<b>.10</b>
KA025AR0	2.500	3.000	2.686	2.814	2.869	960	459	2,780	1,100	.12
KA030AR0	3.000	3.500	3.186	3.314	3.367	1,140	507	3,290	1,230	.14
KA035AR0	3.500	4.000	3.686	3.814	3.867	1,310	552	3,790	1,350	.17
KA040AR0	4.000	4.500	4.186	4.314	4.367	1,490	595	4,300	1,470	.19
KA042AR0	4.250	4.750	4.436	4.564	4.615	1,580	616	4,550	1,530	.20
KA045AR0	4.500	5.000	4.686	4.814	4.865	1,660	637	4,810	1,580	.21
KA047AR0	4.750	5.250	4.936	5.064	5.115	1,750	657	5,060	1,640	.22
KA050AR0	5.000	5.500	5.186	5.314	5.365	1,840	676	5,310	1,690	.23
KA055AR0	5.500	6.000	5.686	5.814	5.863	2,020	715	5,820	1,800	.25
KA060AR0	6.000	6.500	6.186	6.314	6.363	2,190	752	6,320	1,900	.28
KA065AR0	6.500	7.000	6.686	6.814	6.861	2,370	788	6,830	2,000	.30
KA070AR0	7.000	7.500	7.186	7.314	7.361	2,540	823	7,340	2,100	.32
KA075AR0	7.500	8.000	7.686	7.814	7.861	2,720	857	7,840	2,190	.34
KA080AR0	8.000	8.500	8.186	8.314	8.359	2,890	890	8,350	2,280	.36
*KA090AR0	9.000	9.500	9.186	9.314	9.357	3,240	954	9,360	2,470	.41
KA100AR0	10.000	10.500	10.186	10.314	10.355	3,590	1,014	10,370	2,640	.45
*KA110AR0	11.000	11.500	11.186	11.314	11.353	3,940	1,072	11,380	2,810	.50
*KA120AR0	12.000	12.500	12.186	12.314	12.349	4,290	1,128	12,390	2,970	.54



① Capacities listed are not simultaneous. For combined loading see discussion of Bearing Selection and Load Analysis. Dynamic capacities are based upon 1 million revolutions of L10 life. Published capacities do not apply to hybrid series bearings P, X, and Y - contact KAYDON product engineering for values.  
 ② Static capacities are non-brinell limits based on rigid support from the shaft and housing.  
 ③ "F" is the maximum shaft or housing fillet radius the bearing corners will clear.  
 \* Contact KAYDON for lead time and minimum purchase requirement.

# Bearing Selection

## Type C—Radial Contact



The Type C Radial Contact ball bearing is a single-row radial ball bearing with extra deep ball grooves in both rings (groove depth = 25% of ball diameter). Normally this bearing is assembled by eccentric displacement of the inner race within the outer race which permits insertion of about half of a full complement of balls. After insertion of the balls, the races are positioned concentrically and the balls are spaced about the entire circumference for assembly of the separator. This method of assembly is commonly termed "Conrad Assembly."

An alternate method of assembly is to insert balls through a "filling slot" made by notching the raceway shoulder of one or both races. This method permits assembly with up to a full complement of balls for additional load capacity, however, there are limitations on the operating conditions and these are discussed under Separator Types.

Type C bearings perform best with a small amount of clearance between the balls and races (diametral clearance). Standard bearings are supplied with clearances for:

Interference fitting between bearing races and mounting members;

Differential thermal expansion or contraction of steel races;

Misalignment between shaft and housing and other factors may require the clearance to be adjusted accordingly.

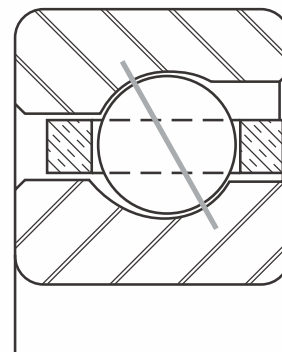
The Type C radial contact bearing is designed to have ball to race contact in the plane of the ball centers

when pure radial load is applied and thrust forces are absent. Necessary diametral clearance may be increased or decreased to meet operating conditions.

While designed primarily for radial load application, the Type C bearing, without a filling slot, will accept some axial (thrust) load in either direction. Its ability to resist axial load, however, is dependent upon the amount of clearance in the bearing after installation. It is this clearance which allows the balls, under axial load, to contact the races at an angle, thereby offering resistance to such load. In the case of the bearing with a filling slot, the notches interrupt the ball contact paths under axial load, minimizing the dynamic thrust capability. Where axial load is present, therefore, rotation of the filling slot bearing must be restricted.

By increasing the diametral clearance beyond the standard amount, the Type C bearing can have a greater angle of contact under axial load, and thus greater thrust capacity. In this case, it is proper to adjust the bearing against another bearing of similar construction to reduce axial movement under reversing thrust forces. Used in this manner, the bearing is essentially an angular contact rather than a radial contact bearing.

## Type A—Angular Contact



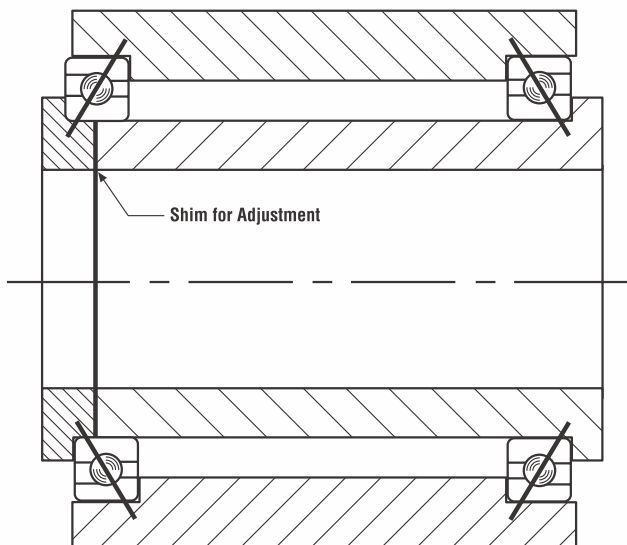
Type A Angular Contact ball bearings differ from Type C bearings in that Type A bearings have sufficient diametral clearance to produce a substantial angle of contact for resistance to axial load. This contact angle is 30° in the standard bearing. As in the Type C bearing, extra deep ball grooves are used (25% of ball diameter).

**BEARING SELECTION (continued)**

The distinguishing feature of the Type A bearing lies in the method of assembly. One ring, usually the outer, is counter-bored to reduce one shoulder of the raceway to the extent that with the assistance of a temperature differential between the two rings, the outer ring can be installed over the inner race, ball, and separator assembly. This provides a non-separable bearing capable of carrying greater radial loads while resisting a substantial axial force in one direction. With an axial force applied, the faces of the inner and outer rings are approximately flush to minimize preload adjustments.

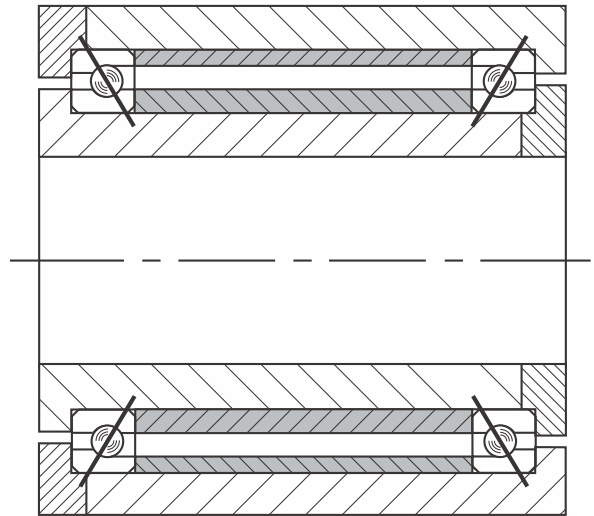
This assembly method permits the use of a greater complement of balls than is possible in the Type C bearing without filling slots, and together with the sizable contact angle, gives the Type A bearing its greater thrust capacity.

Because of its uni-directional thrust capability, this bearing should be mounted opposed to another bearing such that an axial force is present to establish and maintain the contact angle and to minimize axial movement under reversing thrust loads.

**Back-to-back Mounting****Figure 3-1**

Typical mountings of Type A bearings are shown in Figures 3-1 and 3-2. In Figure 3-1, the bearings are mounted with the lines of contact converging outside

of the bearings. This is commonly called a “back-to-back” mounting. In this figure, the bearings are adjustable through the inner races by use of shims under the inner race clamping ring. Sufficient shim thickness is provided initially to allow axial movement of the shaft relative to the housing. The total axial movement can then be measured and the shim thickness reduced by the amount of movement plus any additional amount desired for preload. When two bearings are opposed to each other to the extent that all internal clearance is removed and elastic deformation occurs between the balls and raceways, the bearings are said to be “preloaded.”

**Face-to-face Mounting****Figure 3-2**

In Figure 3-2, the bearings are mounted “face-to-face” with the contact lines converging inward. Spacers are used between both the inner and outer races and adjustment is possible by varying the length of one spacer relative to the other. Normally, however, the spacers are equal in length and the bearings are furnished as a matched pair with a predetermined internal fit. If the outer race spacer were removed from this assembly, the bearings could be adjusted by use of shims under the outer race clamping ring.



**BEARING SELECTION (continued)**

Section 3—Applications Engineering

**Duplexed Bearings**

Type A bearings are furnished as matched sets — available direct from the factory — when they are to be mounted adjacent or with equal length inner and outer race spacers. When required, KAYDON can supply assemblies with matched ground spacers. The arrangements shown in Figures 3-3, 3-4, and 3-5 are known as duplexed bearings — back-to-back, face-to-face, and tandem, respectively. Sets of three, four or more bearings can also be matched where conditions require additional capacity and there is insufficient space radially for larger bearings.

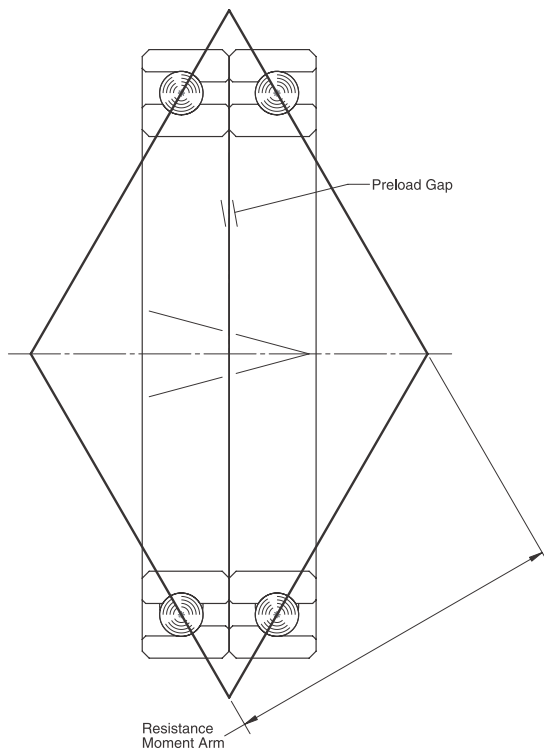
The bearings in these sets are matched within close limits for size of bore and outside diameter. Each set is marked with a "V" across the bores and outside diameters at the high point of radial runout and indicate the proper orientation of the races at installation (Figure 3-5).

The pairs shown in Figures 3-3 and 3-4 are normally furnished with the race faces ground to provide preload when installed. To accomplish this, a gap is provided between the inner races of the pair in Figure 3-3 and between the outer races of the pair in Figure 3-4. When the bearings are installed and clamped axially, the gap is closed producing a preload on the bearings.

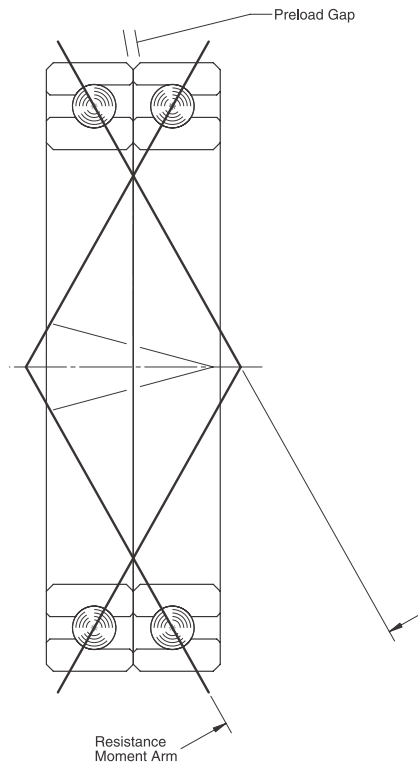
Back-to-back arrangement of Figures 3-1 and 3-3 offers greater rigidity under moment loading and should be used when the space between single bearings is small or when a single pair of adjacent bearings is employed.

Face-to-face arrangement is more tolerant of misalignment between the shaft and housing and should be considered when there are multiple pairs of bearings along an axis. When single bearings are mounted face-to-face, they must be spaced sufficiently to provide resistance to moment load. If

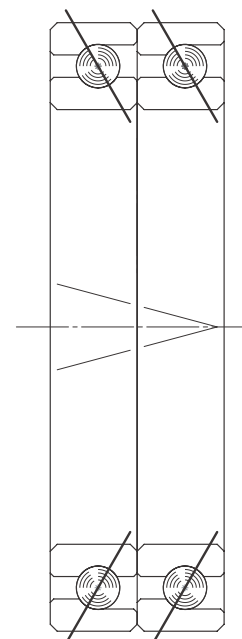
**Figure 3-3  
Back-to-back (Type DB)**



**Figure 3-4  
Face-to-face (Type DF)**



**Figure 3-5  
Tandem (Type DT)**



**BEARING SELECTION (continued)**

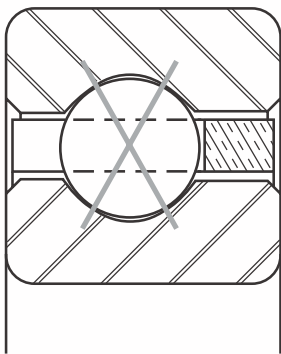
required, a face-to-face pair can be mounted in conjunction with another bearing in a “fixed-float” arrangement with the pair in the fixed position. (Also see Section 3, Mounting.)

**Tandem bearing** sets have single direction thrust capacity and must be mounted opposed to another bearing or set.

When applying catalog load ratings to matched sets, the total radial capacity is considered equal to the single bearing radial rating multiplied by  $N^{0.7}$ , where  $N$  is the number of bearings in the set. The thrust capacity in each direction is considered equal to the single bearing thrust rating multiplied by  $N^{0.7}$ , where  $N$  is the number of bearings resisting thrust in that direction.

Unless specifically requested, the outboard faces of bearing sets are not controlled. If outboard face flushness is required for preload purposes, universally ground bearings should be considered. On universally ground bearings, both inboard and outboard faces are matched under a specified gage load to control preload and allow for mounting orientation flexibility.

**Type X—Four Point Contact**

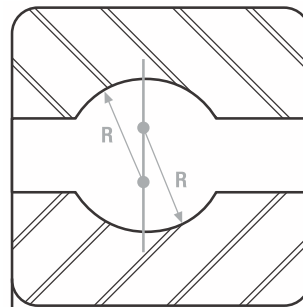


The Type X Four-Point Contact ball bearing is distinguished from Types A and C by the geometry of its ball grooves. In Type C, the centers of the radii both lie in the plane of the ball centers (Figure 3-6). In Type A with the races and balls in angular contact, the centers of the groove radii are offset equal amounts on either side of the plane of the ball centers (Figure 3-7). In the Type X bearing the groove in each race has two radii

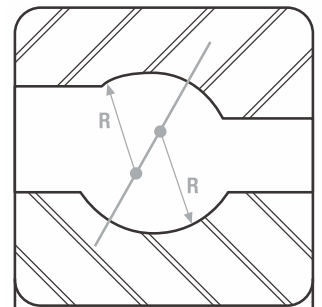
whose centers are offset from the plane of the ball centers (Figure 3-8). The latter construction gives the Type X bearing its unique “Gothic Arch” configuration, making possible four contact points between a ball and the raceways.

Type X bearings are assembled by the methods described in Type C bearings, either Conrad or filling slot. With a filling slot, both the dynamic radial and thrust capabilities are impaired by the interruption of the ball contact path, and speed of rotation must be limited.

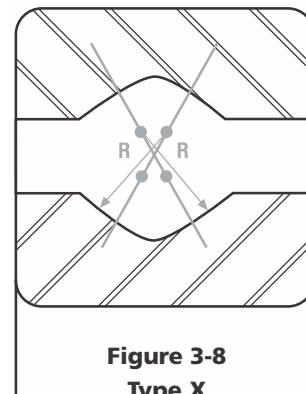
The depth of groove in the Type X bearing is the same as in Types A and C (25% of ball diameter). The deep groove combined with the four-point contact geometry enables this bearing to resist a combination of radial, thrust, and moment loading. The manner in which the bearing accomplishes this is similar to that of a pair of Type A bearings duplexed back-to-back.



**Figure 3-6**  
**Type C**



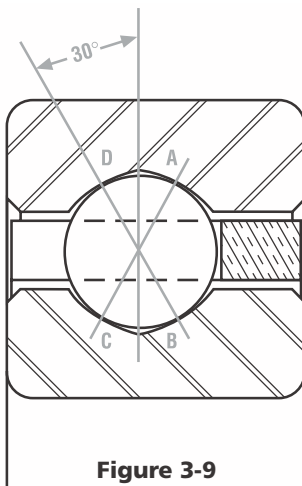
**Figure 3-7**  
**Type A**



**Figure 3-8**  
**Type X**

**BEARING SELECTION (continued)**

Referring to Figure 3-9, an axial force applied to the inner race from right to left is passed from the race to the ball at point B. It is then transmitted through the ball to point D where it passes into the outer race and support structure. The line of action BD forms a nominal 30° angle with the radial centerline of the bearing. Because of the elastic deformation of the ball and the race grooves along the load-transmission line, the ball load is relieved at points A and C, permitting smooth rotation around an axis perpendicular to line BD. With an axial force applied to the inner race from left to right, a similar transmission of load occurs between points C and A.

**Figure 3-9****Moment or Overturning Load**

A moment or overturning load is similar to two thrust loads acting in opposite directions at diametrically opposite sides of the bearing. With a moment load, the loading on one side of the bearing will pass from point B to D, relieving points A and C. Directly across the bearing, the load passes from point C to point A, relieving points B and D.

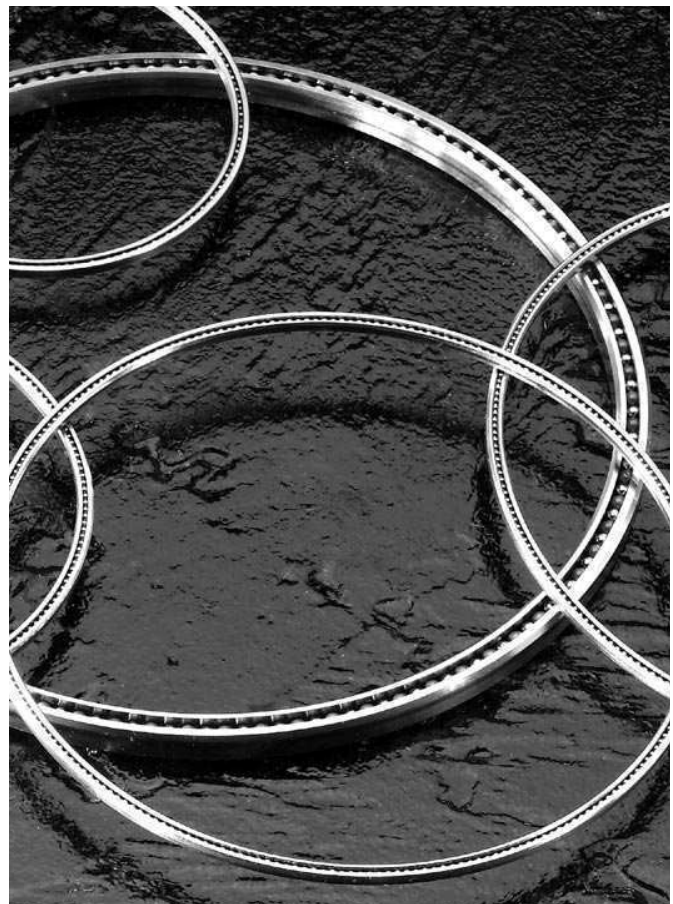
A radial load is resisted equally across the lines of contact CA and BD. Under combined loading the resistance is along both lines of contact with the magnitude of each reaction dependent upon the relationship of the individual loads.

By its ability to resist radial, thrust, and moment loads in any combination, the Type X bearing is often able to replace two bearings—a pair of angular contact ball bearings, a pair of tapered roller bearings, or a

combination of thrust and radial bearings, either ball or roller.

As in the case of the Type C bearing, Type X bearings are normally supplied with diametral clearance. The latter bearing, however, is not dependent upon this clearance for its nominal contact angle and thrust capacity. On the contrary, where thrust or moment loading is considerable, the clearance should be minimized to prevent the angle of contact from becoming excessive. For many applications requiring greater stiffness, Type X bearings are furnished with an internal preload. This is accomplished by using balls larger in diameter than the space provided between the raceways. The balls and raceways in this case have some elastic deformation without the presence of external load.

**NOTE: Type X Bearings are designed to be used singularly. Use of two Type X bearings on a common shaft could result in objectionable friction torque.**



# Capacity, Life, and Load Analysis of REALI-SLIM® Ball Bearings

## Increased Capacity

Starting with the 2007 edition of this catalog, KAYDON has changed the method used for calculating the dynamic capacity of REALI-SLIM® bearings. The radial and moment capacities of most REALI-SLIM® bearings have been increased.

The increased capacities are based on over five years of actual test data. These changes are also supported by modern bearing fatigue life theory. These values are consistent with both ABMA Std. 9 and ISO-281 calculations, when the proper assumptions are considered. The increased capacities apply to bearings with standard internal clearance. The new values assume that a certain amount of clearance is left in the bearing after installation.

The biggest increase is in the radial capacity of four-point contact (X-Type) bearings. Under the old rating system, four-point contact bearings were given the same capacity as radial (C-Type) bearings. However, in this type of bearing the ball loads are distributed over two lines of contact on each race. This gives lower contact stress and longer life, as demonstrated by KAYDON testing.

## Life

The dynamic capacity values shown in this catalog are based on actual data from fatigue life testing. The capacities are based on 1,000,000 revolutions  $L_{10}$  fatigue life. This is the industry standard that was established for ease of calculation. It is not advisable to apply loads equal to the dynamic capacities in an actual application. Continuous rotation under these conditions would not normally yield acceptable life.

$L_{10}$  fatigue life is that life which 90% of a representative group of identical bearings can be expected to achieve or exceed before evidence of subsurface material fatigue appears. The life of the remaining 10% is unpredictable. The life which 50% of the bearings may be expected to achieve or exceed is approximately 5 times the  $L_{10}$  life. This is known as the  $L_{50}$  or median life.

There is no significant difference between the dynamic capacity for inner race rotation versus outer race rotation. This is due to the relatively small ratio of ball diameter to pitch diameter in REALI-SLIM® bearings.

Static load capacities are shown in this catalog. However,

the actual static load a REALI-SLIM® bearing can withstand is dependent upon the amount of support provided by the shaft and housing.

The published capacity numbers allow the user to quickly estimate the bearing  $L_{10}$  life for a one-dimensional load case. The life can be estimated using one of the following equations:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot 1,000,000 \text{ revolutions}$$

Where:  $L_{10}$  = life in revolutions  
 $C$  = KAYDON dynamic rating  
 $P$  = Applied load (effective)

or

For determining the life in hours at a given speed of rotation the above formula can be changed to read:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \left(\frac{16,667}{S}\right) \text{ hours}$$

Where:  $L_h$  =  $L_{10}$  life in hours  
 $S$  = Speed in RPM

For multiple load cases or non-standard internal fits, the analysis becomes more complicated. Contact KAYDON Engineering for these cases or consult REALI-DESIGN™ software available on our website [www.kaydonbearings.com](http://www.kaydonbearings.com).

It should be noted that the capacities published in this catalog are best used for comparison purposes. The actual value of a life calculation is only valid for an individual load case and the internal fitup for which the number was derived. Since it is very rare to have a truly radial or axial or moment load, these are not normally used for a life calculation.

## Load Analysis

Previous versions of this catalog have discussed applying the loads from a free body diagram to a bearing system and solving for each of four reactions. As there are generally three equations (one for radial, one for axial, one for moment loads) and four unknowns, one of the reactions has been assumed to be zero. Once the remaining reactions are resolved, the life of the bearing can be determined.

**CAPACITY, LIFE, AND LOAD ANALYSIS OF REALI-SLIM® BALL BEARINGS (continued)**

This method had several drawbacks, including:

- It suggested very low bearing life for systems with predominantly axial loads.
- Internal bearing fitup could not be included in the life calculation.
- All loading was assumed to be distributed around the bearing as though it were a pure radial load... regardless of its origin.

Modern computers and software allow for a more complicated and accurate method of determining life. Illustrated here are the results of this process. The actual loads are applied to the bearing and the resultant load on each and every ball in that bearing is determined. From this data, the static safety factor and dynamic  $L_{10}$  life can be determined.

To better understand this, the following should be considered:

**Primary Radial Loading**

- Larger clearances will have fewer balls carrying the loads, resulting in lower dynamic lives.
- Larger preloads may overload the bearing before the loads are applied.

**Primary Axial and Moment Loading**

- Larger clearances will permit a higher contact angle than the ball has with the raceway, and thus better support the applied loading.
  - However, the ball-to-raceway contact area may spill over the edge of the race causing other problems.
- Larger preloads may again overload the bearing before the loads are applied.

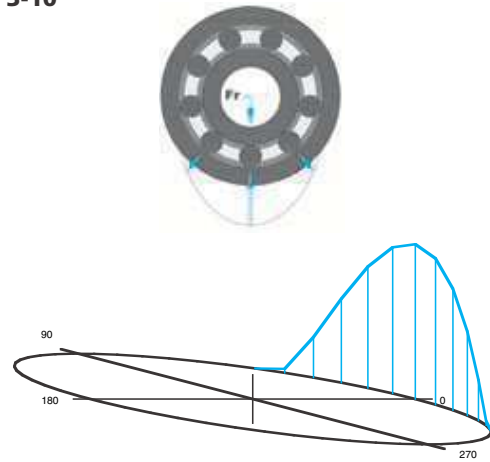
The method for calculating either a static safety factor or dynamic life requires the use of a computer to determine the individual ball loads throughout the bearing. When these have been calculated, the maximum loaded ball is used to determine a maximum stress level and thus a static safety factor. All of the ball loads are used in a weighted analysis to determine the dynamic  $L_{10}$  life.

Since these calculations require a computer, the mathematics required are not shown here. To complete such an analysis, utilize the KAYDON supplied software — REALI-DESIGN™ or REALI-DESIGN MM™ — available at [www.kaydonbearings.com](http://www.kaydonbearings.com).

**72** | [www.kaydonbearings.com](http://www.kaydonbearings.com) 1-800-514-3066

To better understand these principles, graphical representations of ball distribution around each of three common bearing types are shown in Figures 3-10 through 3-12. Here the ball load distribution and magnitude can be visualized. The higher the peak, the higher the loads.

**Figure 3-10**

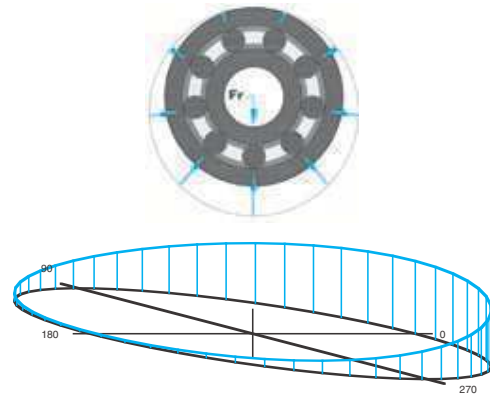


**KA040CP0 with 100 lbs. radial load**

Clearance in the bearing; few balls carry the load.

This radial bearing has clearance in it. There are only three balls supporting this load, with a very high maximum value for the bottom ball.

**Figure 3-11**



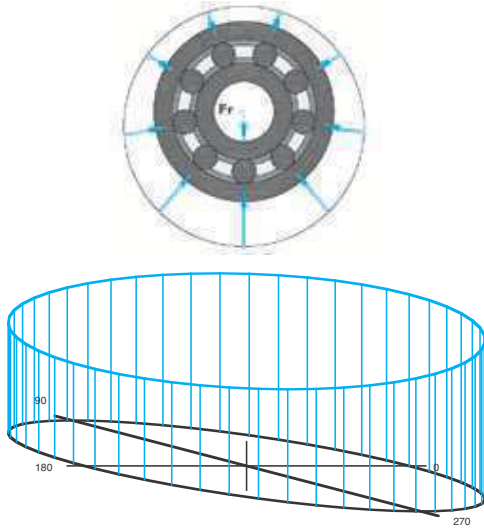
**KA040CP0K with 100 lbs. radial load**

Light preload in the bearing; all balls carry the load.

This radial bearing has a light preload in it. All the balls have some load on them, and as can be seen, the bottom middle ball has far less load than the example above.

**CAPACITY, LIFE, AND LOAD ANALYSIS OF REALI-SLIM® BALL BEARINGS (continued)**

**Figure 3-12**



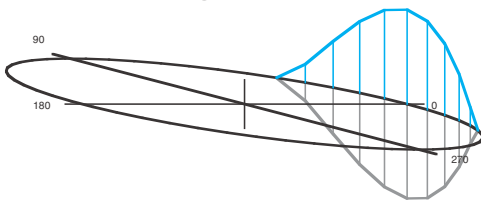
**KA040CP0P with 100 lbs. radial load.**  
Heavy preload.

- Increased Capacity
- Increased Life
- Backed by Theory and Testing

This radial contact bearing has a very heavy preload in it. All the balls have load on them, and the load on the bottom ball is just as high as the bearing with clearance in the first example.

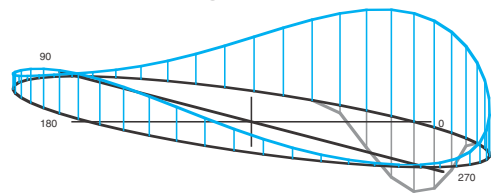
**Similar diagrams are shown below for other instances.**

**Figure 3-13**



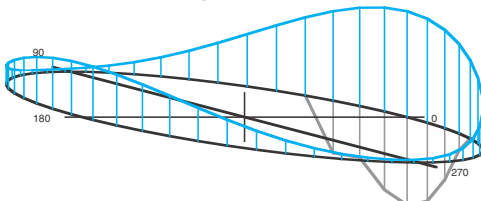
**KA040XP0 with 100 lbs. Radial Load**  
Clearance in bearing; few balls carry the load.

**Figure 3-15**



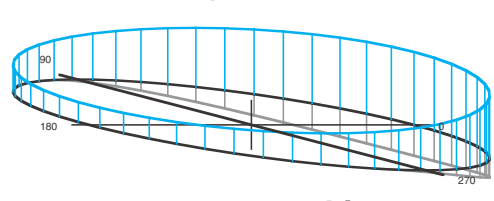
**KA040XP0 with 100 lbs. Radial Load, 100 lbs. Axial Load  
30 Inch-lbs. Moment Load**

**Figure 3-14**



**KA040XP0 with 100 lbs. Radial Load, 100 lbs. Axial Load**  
Lower ball contact, mostly unloaded.

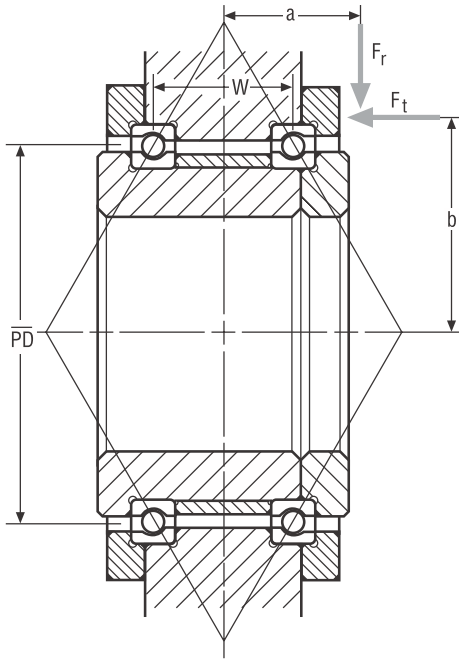
**Figure 3-16**



**KA040XP0K with 100 lbs. Radial Load, 100 lbs. Axial Load  
30 Inch-lbs. Moment Load**

**CAPACITY, LIFE, AND LOAD ANALYSIS OF REALI-SLIM® BALL BEARINGS (continued)**

Figure 3-17 shows a typical mounting of two angular contact bearings subject to external forces  $F_r$  and  $F_t$ .



**Figure 3-17**

**Load Diagram for a Back-to-Back Duplex Pair**

Radial Load =  $F_r$   
 Axial Load =  $F_t$   
 Moment Load =  $F_r a - F_t b$

Consult KAYDON REALI-DESIGN™ software for resultant load calculations.

**Variable Load Cases**

Often a bearing system must operate in several modes such as "idle" and "working." In this instance, the loads may vary substantially. It is advantageous to calculate the life of the bearing under the total loading spectrum. To do this, the individual life under each load case can be calculated alone, then combined to provide the system life for a particular duty cycle.

To perform this calculation, break the loading up into discrete sections which can have their respective percentage of revolutions represented as part of the total, such as:

Case 1	Case 2	Case 3
Radial <sub>1</sub>	Radial <sub>2</sub>	Radial <sub>3</sub>
Axial <sub>1</sub>	Axial <sub>2</sub>	Axial <sub>3</sub>
Moment <sub>1</sub>	Moment <sub>2</sub>	Moment <sub>3</sub>
% time <sub>1</sub>	% time <sub>2</sub>	% time <sub>3</sub>
$L_1$	$L_2$	$L_3$

Substitute the individual " $L_n$ " lives into the equation below with " $t_n$ " where  $t_n = \% \text{ time}_n$

The total weighted  $L_{10}$  life for this system =

$$L_{10w} = \frac{100}{\frac{t_1}{L_1} + \frac{t_2}{L_2} + \frac{t_3}{L_3}}$$



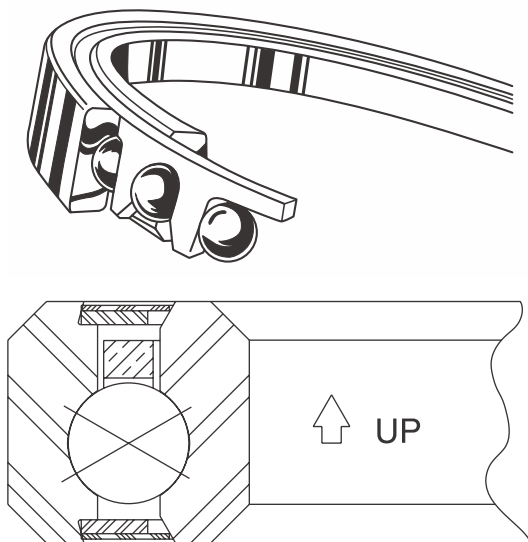
**KAYDON software for REALI-SLIM® bearings available at: [www.kaydonbearings.com](http://www.kaydonbearings.com)**

# Mounting

## Orientation

It is suggested that in an application where the bearing axis will be within 45° of vertical, the bearing be positioned with separator pocket openings down or that a shoulder of the shaft or housing be extended as added assurance of retention. Sealed and shielded bearings have this orientation instruction etched on the O.D. by an arrow and the word "up" as shown below.

**Figure 3-18**



Correct bearing orientation is shown.

## Accuracy

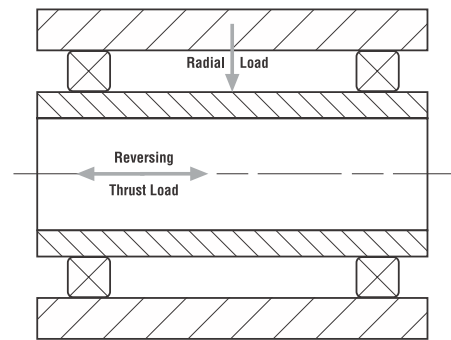
Three primary sources of displacement should be considered in a bearing application. These are looseness, deflection and geometric imperfections of the bearing and mating parts. Bearing imperfections consist of radial runout or eccentricity and axial or face runout. Corresponding to these, and of primary concern, are out-of-round and out-of-flat mounting surfaces of the mating parts.

Looseness can occur either between the bearing and the shaft and housing or within the bearing itself. In some applications, looseness cannot be tolerated, especially within the bearing.

Considering the load condition of Figure 3-19, it can be seen that with internal looseness (diametral clearance) in a Type C or Type X bearing, the thrust load will cause axial movement of the shaft relative to the housing.

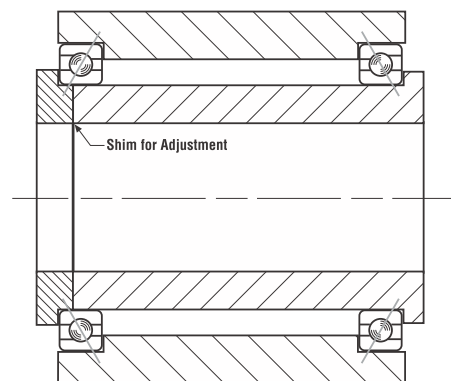
Because of its unique internal geometry with "built-in" contact angles, a Type X bearing exhibits much less axial movement (axial play) than a Type C bearing of the same dimensions, having the same diametral clearance. So even though the thrust force is within the thrust capability of the Type C bearing, the Type X bearing is the better choice where control of axial movement is important.

**Figure 3-19**



Where axial movement must be completely restricted, the Type X bearing can be preloaded by using balls of greater diameter than the space provided for them between the raceways. This is common practice and provides excellent control of axial play. Where speed is appreciable, however, preload is not acceptable in the Type X bearing due to increased friction and wear. The alternative, then, is to use the mounting of Figure 3-20 employing two Type A bearings. Their geometry is more tolerant of preload, and they offer the advantage of adjustment after installation, making it possible to remove clearance while minimizing preload.

**Figure 3-20**

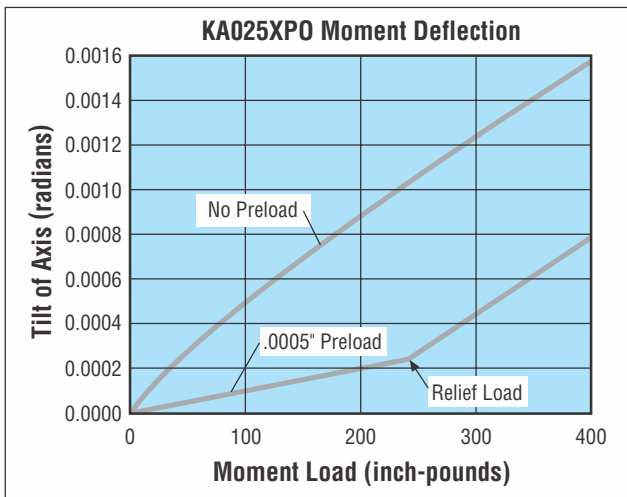




**MOUNTING (continued)**

Regarding bearing deflection, questions as to bearing spring rate (ratio of load to deflection) are common. To answer them, the nature and magnitude of the load must be considered. Deflection can occur in three modes: axial, radial, and angular, corresponding to the three types of loads. Therefore, there are three types of spring rates. Moreover, deflection in a ball bearing is non-linear and thus the spring rate is not constant. Typical load vs. deflection curves are shown in Figure 3-21.

**Figure 3-21**



Use KAYDON REALI-DESIGN™ software to generate graphics illustrating the effect of shaft and housing fits for all REALI-SLIM® standard bearings.

Deflection data for the three bearing types is shown on pages 104 through 109.

Deflection (the amount of movement associated with compression or stretching of bearing components when placed under load) varies from one type to another within a given series as a function of the contact angle and the number of balls. Conrad assembled bearings (C and X types) will exhibit greater deflection than those assembled by "loading notch" or than a Type A bearing since C and X types have fewer balls. When two bearings are spaced apart to support a moment load, the space between the bearings is most important when considering angular deflection (tilt-of-axis).

Preloading is also a significant factor in reducing deflection, as shown in the load-deflection curve. In Figure 3-21 it can be seen that a deflection is non-linear for the non-preloaded bearing. In addition, the rate of deflection is higher for lower loads than higher loads.

Deflection for the preloaded bearings is linear up to the point of preload relief. For loads that exceed the preload relief, the subsequent deflection follows the same slope as the non-preloaded curve but at a reduced rate.



Thus if preload is used, the deflection due to the work load will be markedly less whether preload is relieved or not.

The Type A bearing is more tolerant of preload than is the Type X bearing. If maximum stiffness is required and speed of rotation is significant, Type A bearings are preferred.

Bearing precision, which influences accuracy, is independent of bearing type. Radial and axial runout, bore and O.D. tolerances, etc., are essentially the same for Types C, A, and X bearings of a given precision class.

**KAYDON offers:**

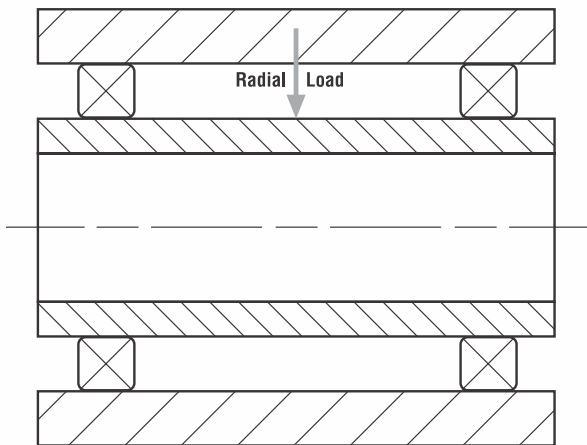
- a breadth of products.
- a wide range of options.
- additional information on our bearings through KAYDON Engineering.



**KAYDON software for REALI-SLIM® bearings available at:**  
[www.kaydonbearings.com](http://www.kaydonbearings.com)

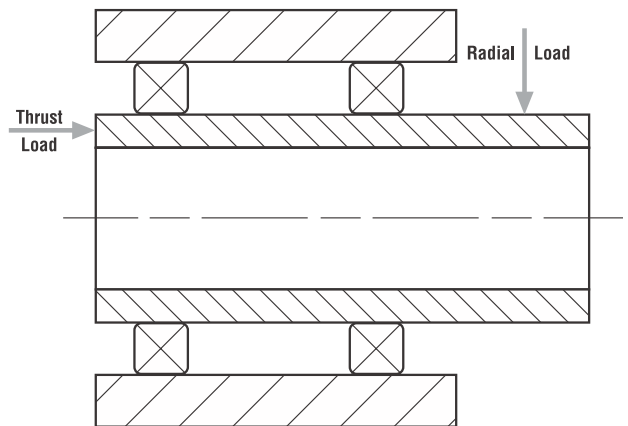
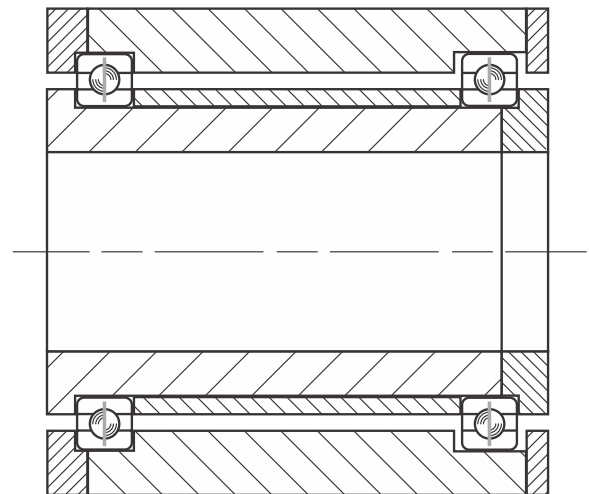
**MOUNTING (continued)****Load**

With a pure radial load such as shown in Figure 3-22, it can be seen that the Type C bearings in Figure 3-24 would be ideal. They are designed for radial load, require no adjustment at installation, and are available in a wide variety of sizes. As shown, one bearing is fixed axially on both races and the other bearing is free to "float" in the housing. This arrangement permits differential expansion to occur between the shaft and housing without imposing axial loading on the bearings.

**Figure 3-22**

With an axial load applied as in Figure 3-19, consideration must be given to the thrust capability of the bearings. Type C bearings will accept some thrust loading, but where this loading is substantial, the Type X or Type A bearing is a better choice. The Type X bearing can be used with a Type C bearing as shown in Figure 3-25. This mounting is the same as that of Figure 3-24 except for the Type X bearing which is used at the "fixed" position to resist thrust in either direction while the Type C bearing "floats" and resists only radial load. With Type A bearings, the mounting could be as shown in Figures 3-27A and 3-27B.

In the third load condition (Figure 3-23), the bearing arrangement in Figure 3-24 will be satisfactory for small thrust loads. Where thrust is significant, the arrangement of Figures 3-20, 3-25, and 3-26 should be considered. In the latter case, one Type X bearing will accommodate the combined loads while effecting savings in space, weight, and cost.

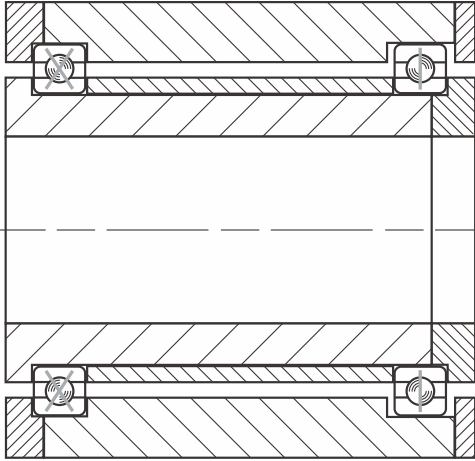
**Figure 3-23****Figure 3-24****Speed**

In bearing selection, speed of rotation is equally as important as loading.

Referring to Figure 3-19, arrangements of both Figure 3-20 and Figure 3-25 would satisfy the load conditions, but their suitability for high speed must be considered.

**MOUNTING (continued)**

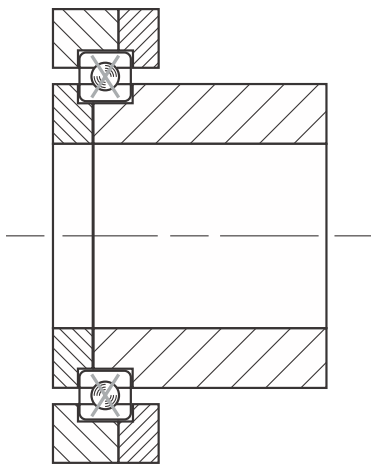
**Figure 3-25**



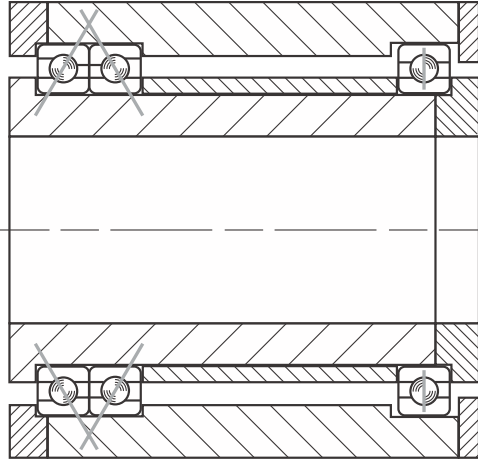
The better arrangement for high speed operation is that using Type A bearings (Figure 3-20), which can be adjusted to provide the optimum internal fit.

There is the possibility of differential expansion creating a problem when two Type A bearings a sizable distance apart are clamped against each other with all internal clearance removed. If this is the case, a “fixed-floating” arrangement can be used as shown in Figures 3-27A and 3-27B with a duplexed pair of Type A bearings at the “fixed” position and a Type C bearing at the “float” position. Another possibility is to spring load the Type A bearings of Figure 3-20.

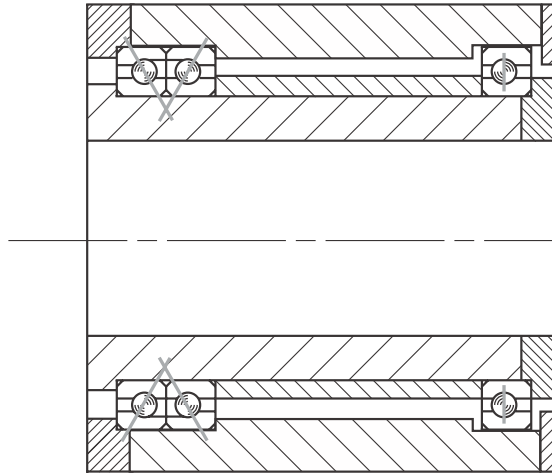
**Figure 3-26**



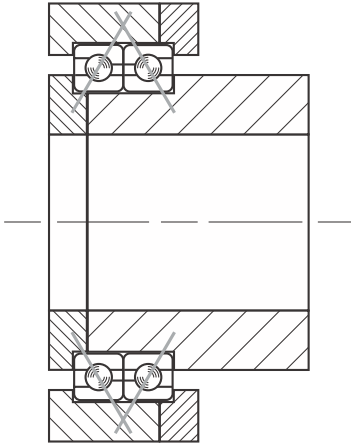
**Figure 3-27A - Back to Back**



**Figure 3-27B - Face to Face**



Where space is limited, combined loading exists, and speed is relatively high, a pair of Type A bearings as shown in Figure 3-28 would be given preference over the single Type X bearing of Figure 3-26. In this event preloading must be minimized. This can be accomplished by using a short spacer between the outer races and adjusting the bearings through the inner races.

**MOUNTING (continued)****Figure 3-28**

Limiting speeds are given in Section 4.

**Other Considerations****Friction Torque**

In applications where minimum driving force is a requirement, consideration should be given to friction torque. For low torque, preload should be avoided if possible. Type X bearings under combined loading can be expected to have more friction than Type A bearings. The separators, ball-to-raceway conformity, lubrication method, shaft and housing fits and temperature are among the factors influencing bearing friction. Awareness of a low torque requirement enables the bearing engineer to weigh the compatibility of these factors. Additional information on friction torque is in Section 4. For more information, submit Request for Proposal Data form (see page 129 or website) to KAYDON product engineering or consult REALI-DESIGN™ software.

**Bearing Mounting**

What materials are to be used for the shaft and housing? What range of operating temperatures will be encountered? Will there be a temperature differential between the shaft and housing? The answers to these questions are necessary for proper bearing selection and application. Significant differential expansion will cause marked changes in both the external and internal bearing fits, especially in the case of the thin-section, REALI-SLIM® bearings. These changes affect accuracy, friction, and bearing life.

**Ideal Mounting Conditions**

- Shaft and housing of material with coefficient of thermal expansion of approximately .000007 inch per inch per degree F

- Shaft and housing diameters round within bearing radial runout tolerances
- Shoulders flat within bearing axial runout tolerances
- Cross sections sufficiently rigid to provide good load distribution within bearing
- Suitable sealing or shielding to protect bearing from contamination

**Typical Arrangements****Type C and Type A bearings**

- Used with a second bearing with sufficient separation to resist moment loads
- When the axis of rotation is within 45° of vertical, snapover separators should be positioned with pocket openings down, or the shaft or housing should be extended as added assurance of separator retention.

**All Types**

- Fixed races located axially by positive means
- Snap rings used only for positioning and light loads
- Shoulders, sleeves, or clamping rings used for heavy loads
- No reliance upon interference fits for resistance to applied axial loads

**Temperature**

- Means provided to maintain race temperature between -65°F and +250°F with no appreciable differential across the bearing

**Lubrication**

- Standard bearings are shipped with preservative oil only.
- Preserved bearings must be flushed and lubricated with oil or grease suitable for speed and temperature conditions. See Section 5.

**Speed**

- Within limits of chart in Section 4 — Consult REALI-DESIGN™ software.

**Load**

- Static loads within catalog rating after applying the recommended safety factor
- Check that dynamic  $L_{10}$  life is sufficient (see page 71). Consult REALI-DESIGN™ software.

# Precision Tolerances and Recommended Fits for REALI-SLIM MM™ Metric Series Bearings shown on pages 54 thru 59

Section 3—Applications Engineering

**KAYDON class 1 for A, C, X type bearings All dimensions in millimeters.**

Bearing Size (mm Series)	Bearing Diameters		Radial & Axial Runout		Rotating Shaft or Duplex DF Mounting		Stationary Shaft or Duplex DB Mounting				Bearing Diametral Clearance*	
	Bearing Bore Nominal +.0000	Bearing O.D. Nominal +.0000	Inner Race	Outer Race	Shaft Diameter Nominal +.0000	Housing Bore Nominal +.0000	Shaft Diameter Nominal		Housing Bore Nominal		Before Installation	
020	<b>-.010</b>	<b>-.010</b>	<b>.008</b>	<b>.010</b>	<b>+.010</b>	<b>+.010</b>	<b>-.010</b>	<b>-.020</b>	<b>-.010</b>	<b>-.020</b>	<b>0.025</b>	<b>0.038</b>
025	-.010	-.010	.008	.010	+.010	+.010	-.010	-.020	-.010	-.020	0.025	0.038
050	-.012	-.013	.013	.013	+.012	+.013	-.012	-.024	-.013	-.026	0.030	0.056
060	-.015	-.013	.013	.013	+.015	+.013	-.015	-.030	-.015	-.030	0.030	0.056
070	-.015	-.015	.015	.015	+.015	+.015	-.015	-.030	-.015	-.030	0.030	0.056
080	-.015	-.015	.015	.015	+.015	+.015	-.015	-.030	-.015	-.030	0.030	0.056
090	-.020	-.015	.015	.015	+.020	+.015	-.020	-.040	-.020	-.040	0.041	0.066
100	-.020	-.015	.015	.015	+.020	+.015	-.020	-.040	-.020	-.040	0.041	0.066
110	-.020	-.018	.015	.020	+.020	+.018	-.020	-.040	-.020	-.040	0.041	0.066
120	-.020	-.018	.020	.020	+.020	+.018	-.020	-.036	-.020	-.036	0.041	0.066
130	-.025	-.018	.025	.025	+.025	+.018	-.025	-.051	-.018	-.036	0.051	0.076
140	-.025	-.025	.025	.025	+.025	+.025	-.025	-.051	-.025	-.051	0.051	0.076
150	-.025	-.025	.025	.025	+.025	+.025	-.025	-.051	-.025	-.051	0.051	0.076
160	-.025	-.025	.025	.025	+.025	+.025	-.025	-.051	-.025	-.051	0.051	0.076
170	-.025	-.025	.025	.025	+.025	+.025	-.025	-.051	-.025	-.051	0.051	0.076
180	-.025	-.030	.025	.025	+.025	+.030	-.025	-.051	-.030	-.061	0.051	0.076
190	-.025	-.030	.025	.025	+.025	+.030	-.025	-.051	-.030	-.061	0.051	0.076
200	-.030	-.030	.030	.030	+.030	+.030	-.030	-.061	-.030	-.061	0.061	0.086
250	-.036	-.036	.046	.051	+.036	+.036	-.036	-.071	-.036	-.071	0.071	0.100
300	-.036	-.036	.046	.051	+.036	+.036	-.036	-.071	-.036	-.071	0.071	0.100
320	-.036	-.036	.046	.051	+.036	+.036	-.036	-.071	-.036	-.071	0.071	0.100
340	-.036	-.036	.046	.051	+.036	+.036	-.036	-.071	-.036	-.071	0.071	0.100
360	-.036	-.036	.046	.051	+.036	+.036	-.036	-.071	-.036	-.071	0.071	0.100

\* Diametral clearance after installation theoretically can range rather widely if all contributing bearing, housing, and shaft tolerances are at either of their extremes. Diametral clearances shown do not apply to Type A (angular contact) bearings.

Total Width Tolerance—Duplexed Type A Bearings:  
Up thru 300 mm Bearing Bore +.000 –.254  
Over 300 mm Bearing Bore +.000 –.508

Race Width Tolerance—Single Type C, X, A Bearings:

Up thru 300 mm Bearing Bore +.000 –.127  
Over 300 mm Bearing Bore +.000 –.254

Listed shaft and housing diameters are for steel supports with standard bearing diametral clearance. Recommended shaft and housing diameters can change greatly based on orientation, temperature, speed, non-standard diametral clearances, and desired performance characteristics. Contact KAYDON for design assistance when required.

All dimensions in millimeters.

# Precision Tolerances and Recommended Fits for ULTRA-SLIM® Bearings shown on page 61

**KAYDON class 1 for A, C, X type bearings All dimensions in millimeters.**

Bearing Size (mm Series)	① Bore and O.D. Tolerances		② Radial and Axial Race Runouts		Rotating Shaft or Duplex DF Mounting		Stationary Shaft or Duplex DB Mounting		Bearing Diametral Clearance*, Type X & C Before Installation	
	Nominal +0.000	Inner Race	Outer Race	Shaft Diameter Nominal +.0000	Housing Bore Nominal +.0000	Shaft Diameter Nominal	Housing Bore Nominal			
035	-0.013	0.010	0.010	35 +0.013/-0.000	41 +0.013/-0.000	34.987 +0.000/-0.013	40.987 +0.000/-0.013	0.030	0.046	
060	-0.013	0.013	0.013	60 +0.013/-0.000	66 +0.013/-0.000	59.987 +0.000/-0.013	65.987 +0.000/-0.013	0.030	0.046	
070	-0.013	0.015	0.015	70 +0.013/-0.000	76 +0.013/-0.000	69.987 +0.000/-0.013	75.987 +0.000/-0.013	0.030	0.046	
074	-0.013	0.015	0.015	74 +0.013/-0.000	80 +0.013/-0.000	73.987 +0.000/-0.013	79.987 +0.000/-0.013	0.030	0.046	
080	-0.013	0.015	0.015	80 +0.013/-0.000	86 +0.013/-0.000	79.987 +0.000/-0.013	85.987 +0.000/-0.013	0.030	0.046	
090	-0.013	0.015	0.015	90 +0.013/-0.000	96 +0.013/-0.000	89.987 +0.000/-0.013	95.987 +0.000/-0.013	0.030	0.046	
100	-0.013	0.015	0.015	100 +0.013/-0.000	106 +0.013/-0.000	99.987 +0.000/-0.013	105.987 +0.000/-0.013	0.030	0.046	
110	-0.013	0.020	0.020	110 +0.013/-0.000	116 +0.013/-0.000	109.987 +0.000/-0.013	115.987 +0.000/-0.013	0.030	0.046	
120	-0.013	0.020	0.020	120 +0.013/-0.000	126 +0.013/-0.000	119.987 +0.000/-0.013	125.987 +0.000/-0.013	0.030	0.046	
130	-0.013	0.020	0.020	130 +0.013/-0.000	136 +0.013/-0.000	129.987 +0.000/-0.013	135.987 +0.000/-0.013	0.030	0.046	
140	-0.013	0.025	0.025	140 +0.013/-0.000	146 +0.013/-0.000	139.987 +0.000/-0.013	145.987 +0.000/-0.013	0.030	0.046	
150	-0.013	0.025	0.025	150 +0.013/-0.000	156 +0.013/-0.000	149.987 +0.000/-0.013	155.987 +0.000/-0.013	0.030	0.046	
160	-0.013	0.025	0.025	160 +0.013/-0.000	166 +0.013/-0.000	159.987 +0.000/-0.013	165.987 +0.000/-0.013	0.030	0.046	
170	-0.013	0.025	0.025	170 +0.013/-0.000	176 +0.013/-0.000	169.987 +0.000/-0.013	175.987 +0.000/-0.013	0.030	0.046	

- ① Diameter tolerances apply to average dimensions. Due to the thin nature of these bearings, they cannot be measured with 2 point gauges.
- ② The runout values apply to individual bearing races.

\* Diametral clearance after installation theoretically can range rather widely if all contributing bearing, housing, and shaft tolerances are at either of their extremes. Diametral clearances shown do not apply to Type A (angular contact) bearings.

Race Width Tolerance-Single Type C, X, A Bearings: All sizes +.000 -.127

Listed shaft and housing diameters are for steel supports with standard bearing diametral clearance. Recommended shaft and housing diameters can change greatly based on orientation, temperature, speed, non-standard diametral clearances, and desired performance characteristics. Contact KAYDON for design assistance when required.

All dimensions in millimeters.

**CONTACT KAYDON AT—**  
**KAYDON Corporation • Muskegon, Michigan 49443**  
**Telephone: 231/755-3741 • Fax: 231/759-4102**

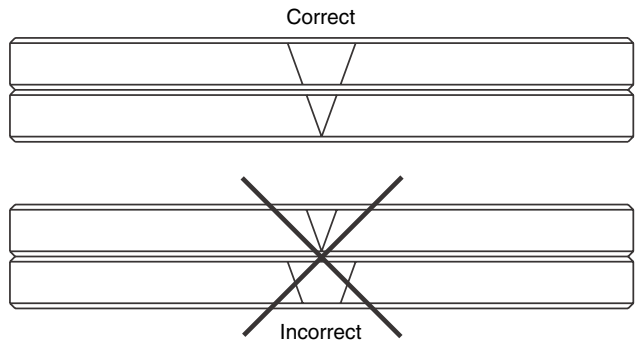
**NEED SERVICE FAST?**  
**1-800-514-3066**  
**Website: www.kaydonbearings.com**

**INSPECTION AND INSTALLATION PROCEDURES FOR REALI-SLIM® THIN-SECTION BEARINGS (continued)**

Interference fitting any bearing to the shaft or housing must be carefully done to avoid damage to the bearing. For REALI-SLIM® bearings, the use of temperature difference to expand the outer member is recommended to minimize or eliminate the installation force necessary. To calculate the differential required, use a coefficient of expansion of .000007 inch per inch per degree F for AISI 52100 steel races and .0000056 for AISI 440C races. For a KAYDON Precision Class 1 bearing of 2" bore to be fitted to a steel shaft, the differential required to eliminate all interference between a maximum diameter shaft and minimum diameter bearing is 90°F; for a 4" bore it is 60°F. Either dry heat or hot oil may be used. Electrical resistance tape is convenient for the large bearings. Care must be taken to avoid overheating the bearing. Do not exceed 250°F.

If pressure is necessary, an arbor press should be used with a suitable pusher to apply the force to the full face of the ring being press fitted — never through the bearing, as damage will be done to the balls and raceways.

All duplexed bearings are marked with a single "V" on the bores and outside diameters to indicate the proper relative circumferential position of inner and outer races. This "V" is located at the high points of race eccentricity so that these may be placed at the low points of shaft and housing eccentricity for the canceling effect.



After mounting, the bearings must be given continued protection from contamination until the assembly is closed. Adherence to these procedures will assure a successful installation.

If it is necessary to return a bearing to KAYDON, it should be coated with protective oil and wrapped the same as when shipped from the factory to prevent damage during transit. If bearings are being returned after use for a failure analysis, they should be returned in the as removed condition, since the condition of the part (cleanliness, lubricated condition, etc.) will provide important data for failure analysis.

**CONTACT KAYDON AT—**  
 KAYDON Corporation • Muskegon, Michigan 49443  
 Telephone: 231/755-3741 • Fax: 231/759-4102

**NEED SERVICE FAST?**  
**1-800-514-3066**  
 Website: [www.kaydonbearings.com](http://www.kaydonbearings.com)

**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 4.2: Precargas de los Rodamientos**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos





FACSIMILE MESSAGE

October 4, 1999

To: IAC-Spain / Mr Pablo Redondo.

Cc RAR-New York / Helmut Lankeu

From: John Williamson

Fax No: 221 / 99

WE ARE TRANSMITTING 12 PAGES. PLEASE CALL 44-(0)1462 483252 IF TRANSMISSION IS NOT COMPLETE.

RE: IAC-Spain / Space Application / Proposal No. JW/067/99 A.

Dear Mr Redondo,

In response to your e-mail dated September 22, 1999 and your fax dated September 28, 1999 to RAR-New York, we have made an initial review of your application and submit our comments as follows:-

- 1) We do not recommend interference fitting preloaded bearings into housings since a proportion of the interference fit will be transferred into the bearing. This becomes a difficult parameter to control when you take into account the tolerances on the bearing, the housings and the initial preload within the bearings. We normally recommend line-to-line / loose fits to overcome this problem.
- 2) To give you an indication of how the bearing contact angles, stiffness and running torque alter due to varying levels of preload, please find attached computer printouts for bearing KA020BR6Z, KB040BR6Z and KA080BR6Z showing these characteristics for preload levels between 0.0005 to 0.0020 inches (0.013 to 0.051 mm). For KA and KB bearing sections we would not recommend axial preload levels much beyond 0.0020 inches (0.051 mm). A summary of expected maximum running torque levels vs axial preload is given below (we would expect starting torques to be between 1.5 to 2.0 times the running torque level). Also from experience we find that the actual running torque for the majority of bearings within a batch are normally around half the values of the maximum running torque's we predict by calculation.

<u>Preload (mm).</u>	<u>KA020BR6Z.</u>	<u>KB040BR6Z.</u>	<u>KA080BR6Z.</u>
0.013	0.026 Nm	0.060 Nm	0.063 Nm
0.025	0.065 Nm	0.140 Nm	0.136 Nm
0.038	0.111 Nm	0.232 Nm	0.217 Nm
0.051	0.16 Nm	0.333 Nm	0.308 Nm

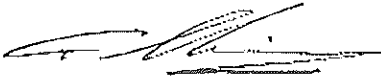
- 3) We know of no wet lubricant that will operate successfully at -200 deg C. Therefore we would recommend that you consider an impinged dry lubricant such as Microseal 100-1 (Graphite based) or Microseal 200-1 (Molybdenum Disulfide based). As you are probably aware, an alternative common dry lubricant used by the European space industry is a lead-ion plating with a lead-bronze cage provided by ESTL (European Space Tribology Lab) from the UK.
- 4) 52100 bearing steel has a linear coefficient of expansion of 0.000007 inch/inch/deg F (0.0000126 mm/mm/deg C) but we do not have figures on how this may vary at -200 deg C. As standard we heat stabilize our bearings for operation between -65 and +250 deg F (-54 to +121 deg C). The bearings will almost certainly change size/dimension at -200 deg C and we are investigating what level of dimensional change may be expected.
- 5) We would propose that either a stainless steel cage or a full compliment of balls with spacer balls be used in this ultra low temperature application. Another alternative would be to use ceramic balls with steel spacer balls to help cope with the potentially marginal lubrication condition.

Fax No. 221/99 - Page 2.

- 6) The dynamic loading of 50 N is very light and we do not foresee any problems in achieving 1 million revolutions B10 life with any of the bearings. The applied load is also unlikely to significantly increase the running torque of the bearings beyond the predicted estimated maximum running torque.
- 7) *Often in space applications we run into problems with the bearings Static Capacity due to high launch shock loads. Do you have any idea of what level of "g" shock loads the bearings will see during launch.*

We trust the above and attached information will assist you with your selection of bearings for this application. Should you require any further data or calculations, please do not hesitate to contact us by fax or e-mail. Our fax number is 00-44-1462-483252 and e-mail address is [JWSON@btinternet.com](mailto:JWSON@btinternet.com).

Regards,



John Williamson.

Title  
=====

Proposal Number: JW/067/99 A  
 Proposal Date: 4TH OCTOBER 1999  
 Proposal By: JOHN WILLIAMSON  
  
 Customer Name: IAC  
 Customer Location: SPAIN  
 Customer Contact: MR PABLO REDONDO  
 Application: SPACE MECHANISM

Bearing Details  
=====

Bearing Number: KAO 20 BR6Z  
  
 Number of Balls: 36  
 Radial Static Capacity: 789 lbs ( 3510 N)  
 Radial Dynamic Capacity: 333 lbs ( 1481 N)

Race Growth/Preload Poundage/Contact Angle  
=====

KAO 20 BR6Z  
 Comments: AT 0.0005 INS PRELOAD

Fit Conditions	: Shaft=LOOSE	Housing=LOOSE
Bearing Axial Preload	: 0.0005 ins	( 0.0127 mm)
Equivalent Axial Load	: 53.2 lbs	( 236.63 N)
Initial Contact Angle	: 30 Degrees	
Resulting Contact Angle	: 31.06 Degrees	
Inner Race Contraction	: 0.00004 ins	( 0.001 mm)
Outer Race Expansion	: 0.00006 ins	( 0.0015 mm)

Race Growth/Preload Poundage/Contact Angle  
=====

KAO 20 BR6Z  
 Comments: AT 0.0010 INS PRELOAD

Fit Conditions	: Shaft=LOOSE	Housing=LOOSE
Bearing Axial Preload	: 0.001 ins	( 0.0254 mm)
Equivalent Axial Load	: 136.04 lbs	( 605.14 N)
Initial Contact Angle	: 30 Degrees	
Resulting Contact Angle	: 32.154 Degrees	
Inner Race Contraction	: 0.0001 ins	( 0.0024 mm)
Outer Race Expansion	: 0.00015 ins	( 0.0037 mm)

Race Growth/Preload Poundage/Contact Angle  
=====

KAO 20 BR6Z  
 Comments: AT 0.0015 INS PRELOAD

Fit Conditions	: Shaft=LOOSE	Housing=LOOSE
Bearing Axial Preload	: 0.0015 ins	( 0.0381 mm)
Equivalent Axial Load	: 239.68 lbs	( 1066.13 N)
Initial Contact Angle	: 30 Degrees	
Resulting Contact Angle	: 33.272 Degrees	
Inner Race Contraction	: 0.00016 ins	( 0.0041 mm)
Outer Race Expansion	: 0.00025 ins	( 0.0063 mm)

(2)

Race Growth/Preload Poundage/Contact Angle  
=====

KAO 20 BR6Z

Comments: AT 0.0020 INS PRELOAD

Fit Conditions	: Shaft=LOOSE	Housing=LOOSE
Bearing Axial Preload	: 0.002 ins	( 0.0508 mm)
Equivalent Axial Load	: 357.72 lbs	( 1591.22 N)
Initial Contact Angle	: 30 Degrees	
Resulting Contact Angle	: 34.36 Degrees	
Inner Race Contraction	: 0.00023 ins	( 0.0059 mm)
Outer Race Expansion	: 0.00036 ins	( 0.0091 mm)

Preload Torque and Stiffness Analysis  
=====

KAO 20 BR6Z

Comments: AT 0.0005 INS PRELOAD

Fit Conditions	: Shaft=LOOSE	Housing=LOOSE
Preload Contact angle	: 31.06 Degrees	
Initial Contact angle	: 30 Degrees	
Bearing APL	: 0.0005 ins	( 0.0127 mm)
Bearing Pitch	: 0.25 ins	( 6.35 mm)
Bearing NBL	: 2.86 lbs	( 12.72 N)
Equivalent Axial Load	: 53.13 lbs	( 236.3 N)
Radial -Relief Load	: 125.27 lbs	( 557.2 N)
-Relief Defl	: 0.000101 ins	( 0.002553 mm)
-Stiffness	: 1.246 E+06 lb/in	( 218.27 E+06 N/m)
Thrust -Relief Load	: 134.24 lbs	( 597.1 N)
-Relief Defl	: 0.00025 ins	( 0.00635 mm)
-Stiffness	: 0.537 E+06 lb/in	( 94.034 E+06 N/m)
Moment -Relief Load	: 178.88 in-lb	( 20.2 Nm)
-Relief Defl	: 0.000222 Radians	
-Stiffness	: 0.805 E+06 in-lb/Rad	( 0.091 E+06 Nm/Rad)
Est Running Torque	: 0.2316793 ins lbs	( 2.617845E-02 Nm)

Preload Torque and Stiffness Analysis  
=====

KAO 20 BX6Z

Comments: AT 0.0015 INS PRELOAD

Fit Conditions	: Shaft=LOOSE	Housing=LOOSE
Preload Contact angle	: 33.272 Degrees	
Initial Contact angle	: 30 Degrees	
Bearing APL	: 0.0015 ins	( 0.0381 mm)
Bearing Pitch	: 0.25 ins	( 6.35 mm)
Bearing NBL	: 12.071 lbs	( 53.69 N)
Equivalent Axial Load	: 238.4 lbs	( 1060.5 N)
Radial -Relief Load	: 522.98 lbs	( 2326.3 N)
-Relief Defl	: 0.000275 ins	( 0.006996 mm)
-Stiffness	: 1.899 E+06 lb/in	( 332.503 E+06 N/m)
Thrust -Relief Load	: 642.95 lbs	( 2860 N)
-Relief Defl	: 0.00075 ins	( 0.01905 mm)
-Stiffness	: 0.857 E+06 lb/in	( 150.124 E+06 N/m)
Moment -Relief Load	: 845.8 in-lb	( 95.6 Nm)
-Relief Defl	: 0.000667 Radians	
-Stiffness	: 1.269 E+06 in-lb/Rad	( 0.143 E+06 Nm/Rad)
Est Running Torque	: 0.9777387 ins lbs	( 0.1104789 Nm)

Preload Torque and Stiffness Analysis  
=====

KAO 20 BX6Z

Comments: AT 0.0020 INS PRELOAD

Fit Conditions	: Shaft=LOOSE	Housing=LOOSE
Preload Contact angle	: 34.36 Degrees	
Initial Contact angle	: 30 Degrees	
Bearing APL	: 0.002 ins	( 0.0508 mm)
Bearing Pitch	: 0.25 ins	( 6.35 mm)
Bearing NBL	: 17.508 lbs	( 77.88 N)
Equivalent Axial Load	: 355.74 lbs	( 1582.4 N)
Radial -Relief Load	: 752.94 lbs	( 3349.2 N)
-Relief Defl	: 0.000361 ins	( 0.009171 mm)
-Stiffness	: 2.085 E+06 lb/in	( 365.205 E+06 N/m)
Thrust -Relief Load	: 1006.54 lbs	( 4477.3 N)
-Relief Defl	: 0.001 ins	( 0.0254 mm)
-Stiffness	: 1.007 E+06 lb/in	( 176.266 E+06 N/m)
Moment -Relief Load	: 1316.39 in-lb	( 148.7 Nm)
-Relief Defl	: 0.000889 Radians	
-Stiffness	: 1.481 E+06 in-lb/Rad	( 0.167 E+06 Nm/Rad)
Est Running Torque	: 1.418178 ins lbs	( 0.1602461 Nm)

**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 4.3: Catálogo Netzer**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

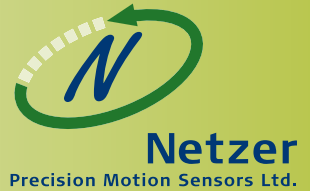
Dra. Isabel Martín Mateos





# DS-90

## Absolute position, rotary Electric Encoder™



The DS-90 is a member of the DS series of Electric Encoders, based on Netzer Precision proprietary technology. These encoders offer many advantages, some unparalleled:

- Low profile (10 mm).
- Hollow, floating shaft.
- No bearings or other contacting elements.
- High precision.
- High tolerance to temperature, shock, moisture, EMI, RFI and Magnetic fields.
- Very low weight.
- Analog or multiple digital interface options.
- Extremely low power options.

The DS-90 is suited to demanding application such as: aerospace, medical, instrumentation, automation, etc.



The holistic structure of the Electric Encoder™ provides generous mounting tolerance, thus obviating the need for internal ball bearings.

The lack of bearings and components such as flexible couplers, glass disc, light sources and detectors, along with very low power consumption makes the DS-90 encoder virtually failure free.

The internally shielded, DC operated Electric Encoder™ includes an electric field generator, a field receiver, a sinusoidal shaped dielectric rotor, and processing electronics.

The outputs signals of Electric Encoder™ are analog Sine / Cosine representing the rotation angle. The digital outputs are obtained by further processing which may be either internal or external to the encoder.



### Mechanical

Allowable mounting eccentricity , operational	±0.1 mm
Allowable rotor axial motion; operational	±0.1 mm
Rotor inertia	2,812 gr · mm <sup>2</sup>
Total weight	50 gr
Outer diameter / Inner diameter / Profile	90 /50 /10 mm
Material (stator, rotor)	Ultem™ polymer
Material mounting clamps , M2	St.St.

### Electrical- common to all types

Supply voltage	5V ± 5%
----------------	---------

### Environment- common to all types

EMC	IEC 6100-6-2, IEC 6100-6-4
-----	----------------------------

Relative humidity	<98 %- non condensing
-------------------	-----------------------

Vibration endurance	20 g 10 – 2000 Hz
---------------------	-------------------

### Performance

Electrical Cycles – Fine/Medium/Coarse channels	64 / 3
Angular resolution (using 12 bit A/D conversion)	19 bits
Static error (with offset compensation)	< 10 mDeg (0.17mrad)
Maximum operational speed	750 rpm
Maximum operational speed- power on	3.3 RPM , <=20°/sec
Measurement range	Unlimited rotation
Output	Digital SSI
BIT (build in tests , optional)	Included (SSI version)

# Digital- SSI Interface (absolute position)

## Output signal parameters

Signal latency ~250  $\mu$ Sec

Serial output SSI Differential RS-422

Monoflop time 25  $\mu$ Sec

Position update (Max) 29 KHz

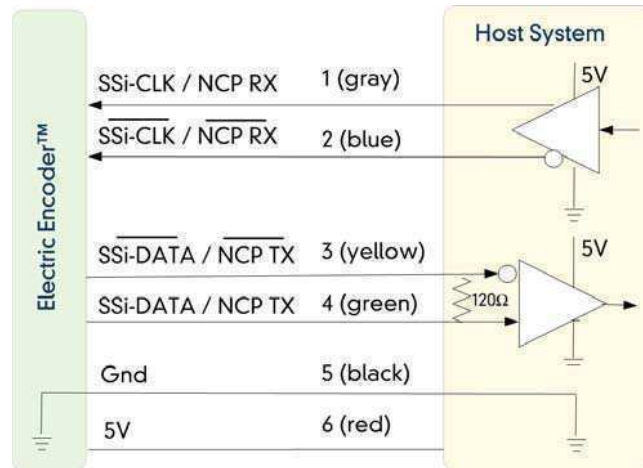
## Electrical parameters

Current consumption ~ 180 mA

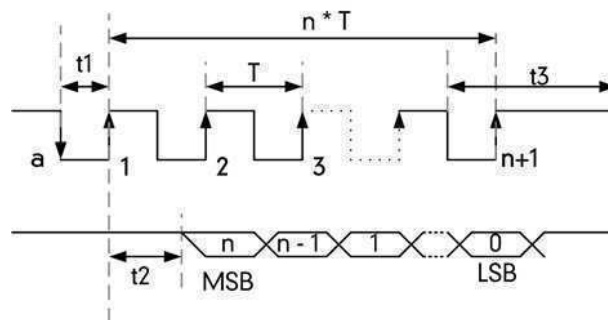
## SSI - Wires color code

#	Name	Color	Function
3	Data-	Yellow	SSI Data
4	Data +	Green	
6	+5V	Red	Power supply

Synchronous Serial Interface (SSI) allows for serial transmission of absolute position data from the Electric Encoder™ responding to controller clock pulses. The Encoder and controller are linked by clock and data differential signal lines.



SSI data transmission timing diagram



n	total number of data bits includes the BIT.
T	clock period (sec)- user defined
1/T	clock frequency 0.5 ÷ 2.5 MHz- user defined
t1	T/2 ,minimum time required for the encoder to freeze data and preset the shift registers before receiving the first rising edge to prompt the MSB
t2	data transmission delay (increases with cable length) , with standard Netzer wires / cables up to 1.5m , t2 ~ 0usec
t3	25usec + T/2 , required delay to refresh position data between subsequent position reads

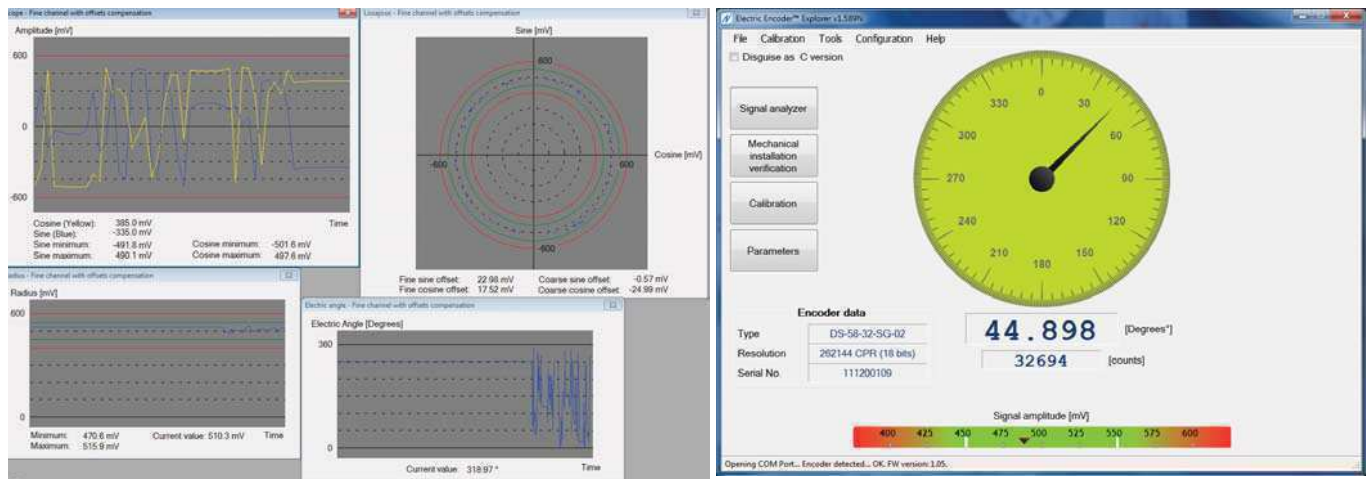
# Digital- SSI Interface (absolute position)

Software tools:

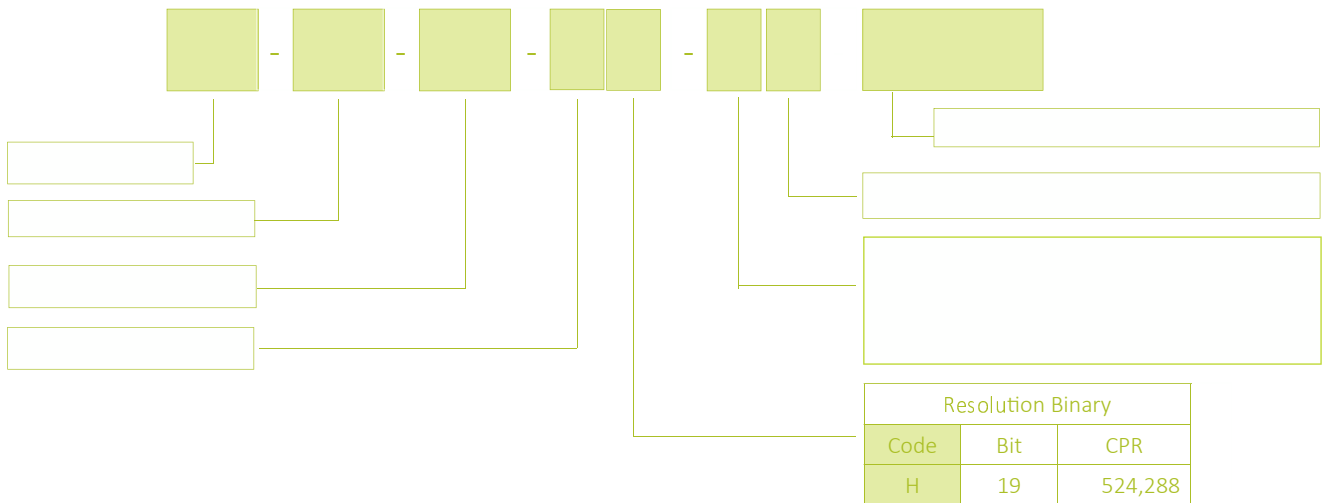
Advanced calibration and monitoring options available by using the Electric Encoder Explorer (factory supplied )using the NCP (Netzer Communication Protocol).

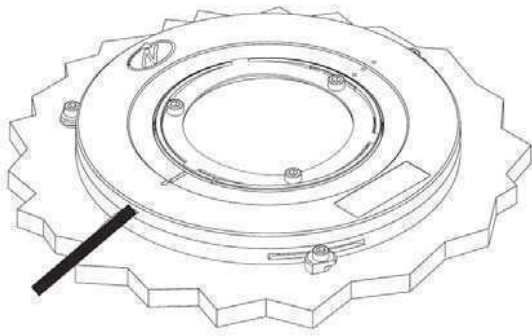
Calibration, built-in tests (BIT) and advanced setup.

- A. Proper mechanical mounting- setup and validation
- B. Calibration , offsets , CAA and user defined “zero”.

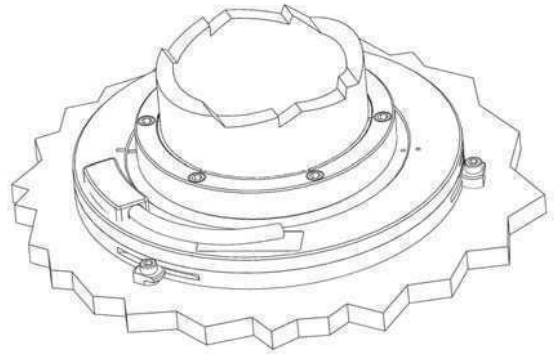


Electric Encoder Explorer (windows 7)



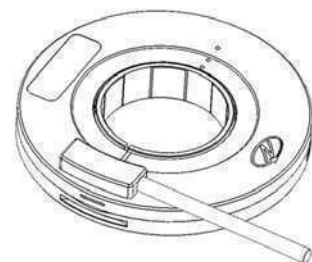
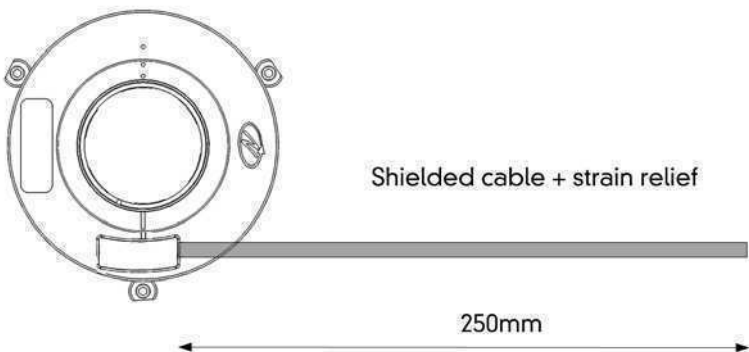
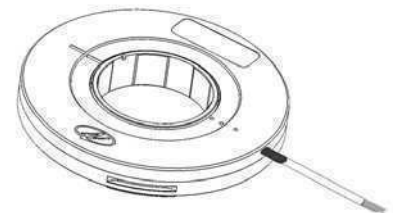
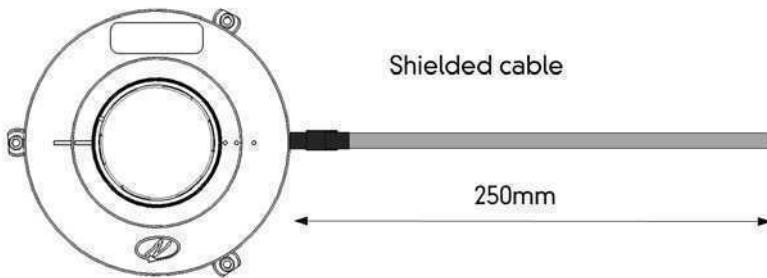
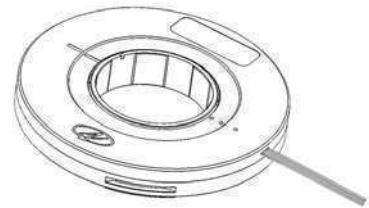
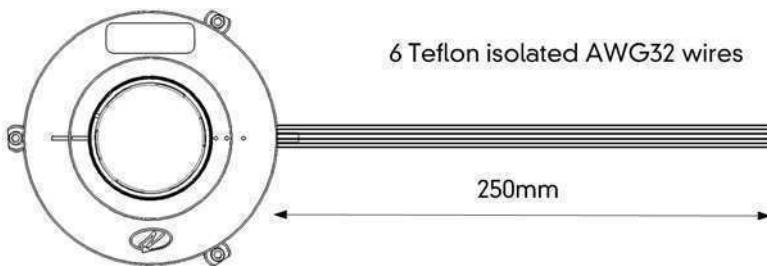


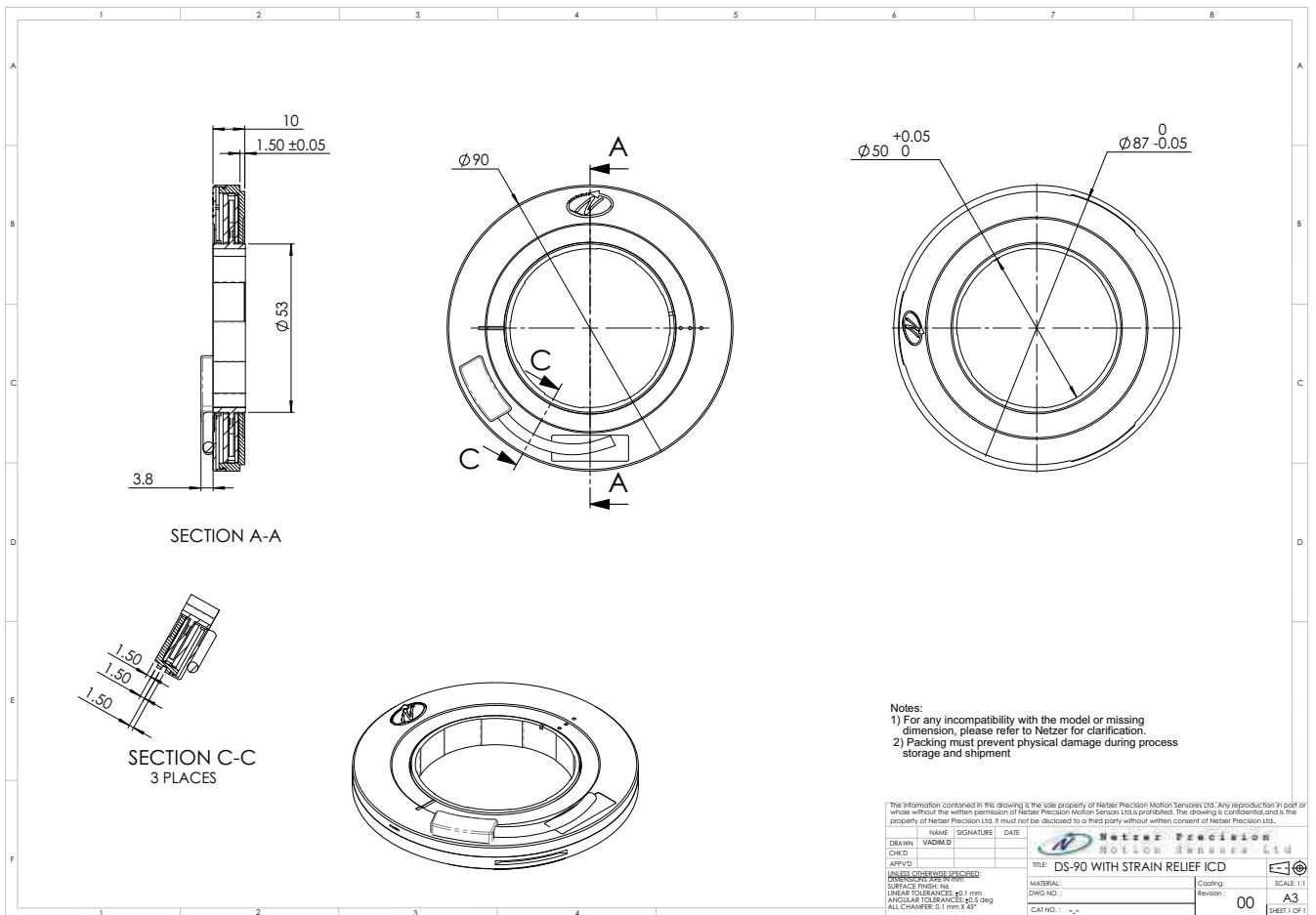
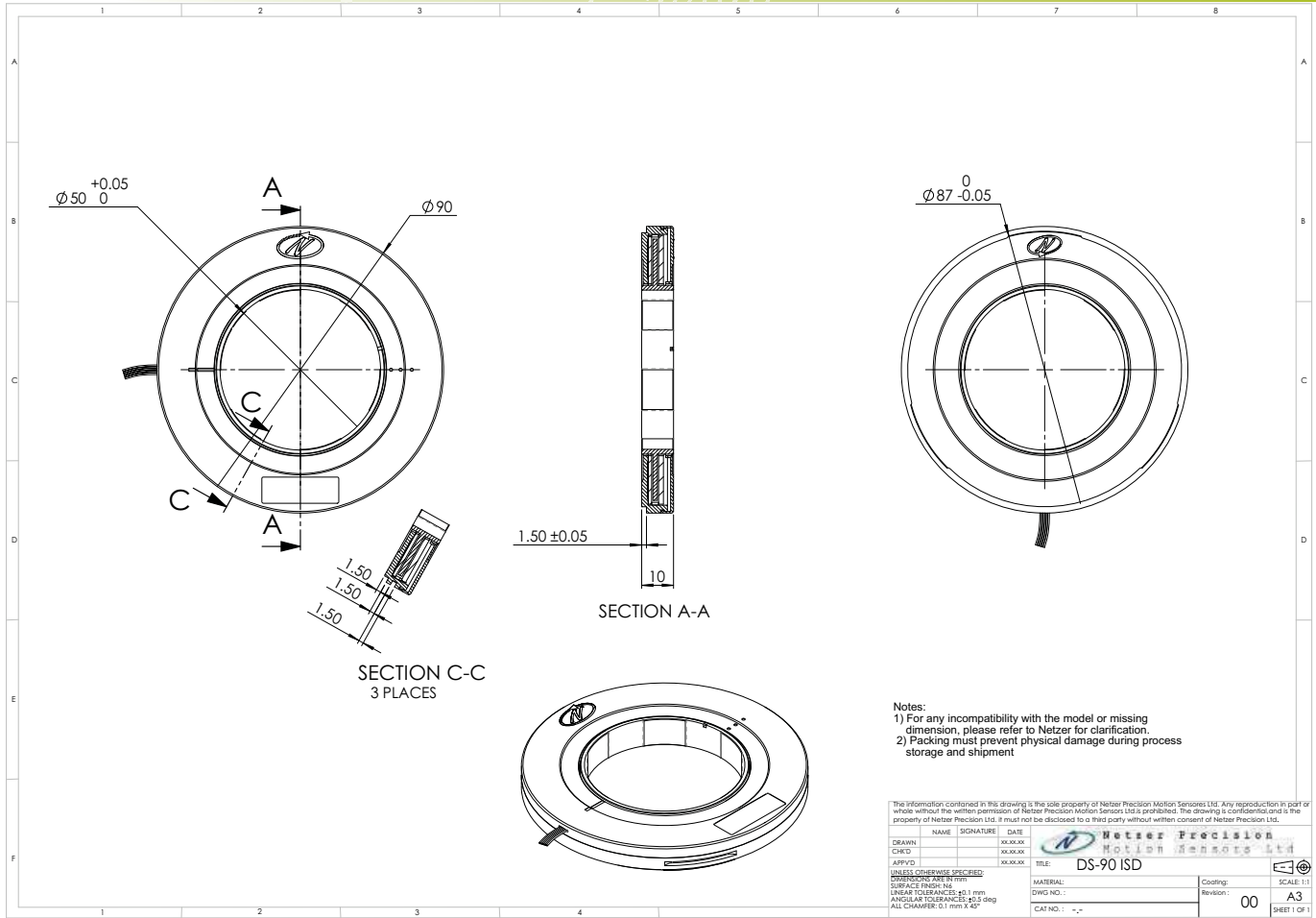
(O) DS-90 installation , End of shaft

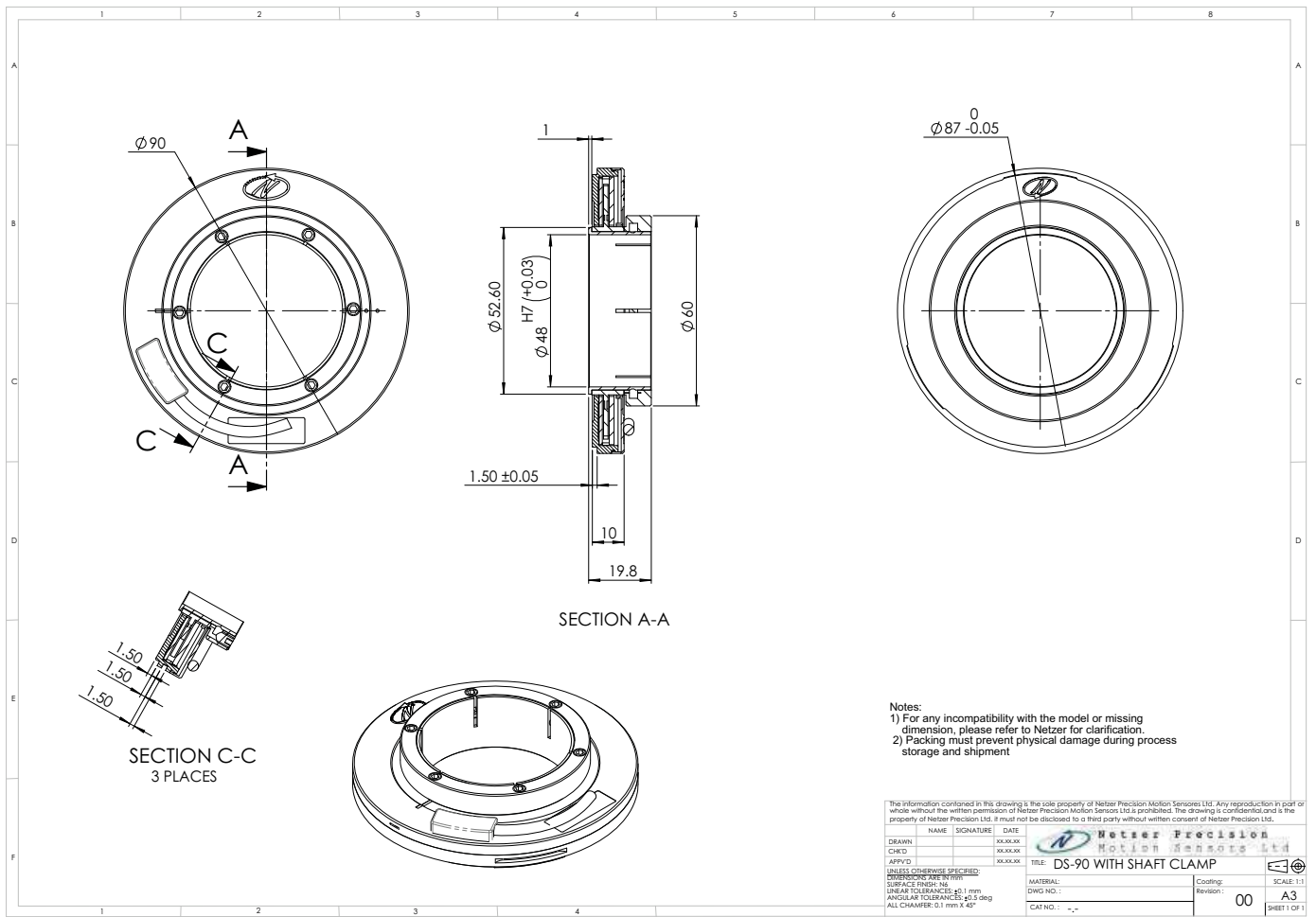


(F) DS-90 installation , shaft clamp & strain relief

### Interconnection options







Netzer Cat No. DS9002A

30 AWG twisted pair (3) / 1/2 30 AWG 25/44 braided copper shield / 0.45 mm jacket

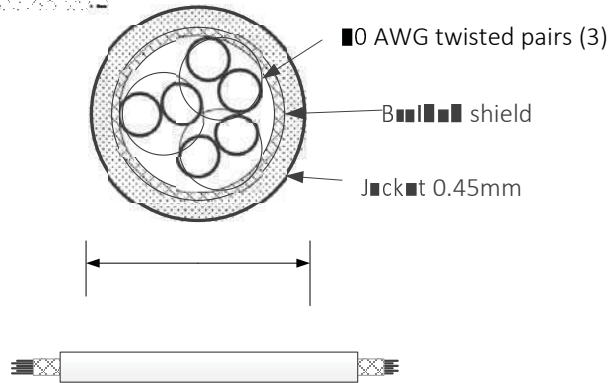
Provider: Rexel

Cable: 30 AWG twisted pair

Shield: Tinned copper braided 95% ann. coverage

Jacket: 0.45 mm jacket to 20.45 mm

■ ■ ■ ■	■ ■ ■ ■
■	■ ■ ■ ■ / Green
■	■ ■ ■ ■ / Blue
■	■ ■ ■ ■ / Yellow



# DKIT - SSi

## Electric Encoder™ demonstration kit



The demo kit (DKIT - SSi) provides demonstration & integration environment for the Electric Encoder™ and includes all the necessary hardware and software.

The Demo Kit is available with the majority of the DS rotary Electric Encoder™ product line (DS-25, DS-37, DS-58, DS-90 and DS-130) , SSi interface is available with internal or external SC2SSi module.

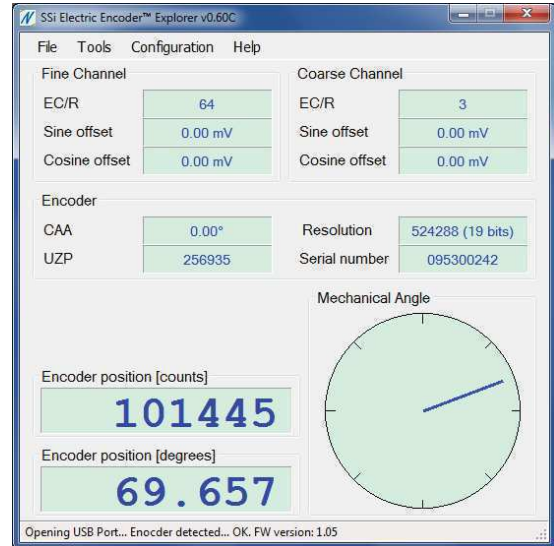
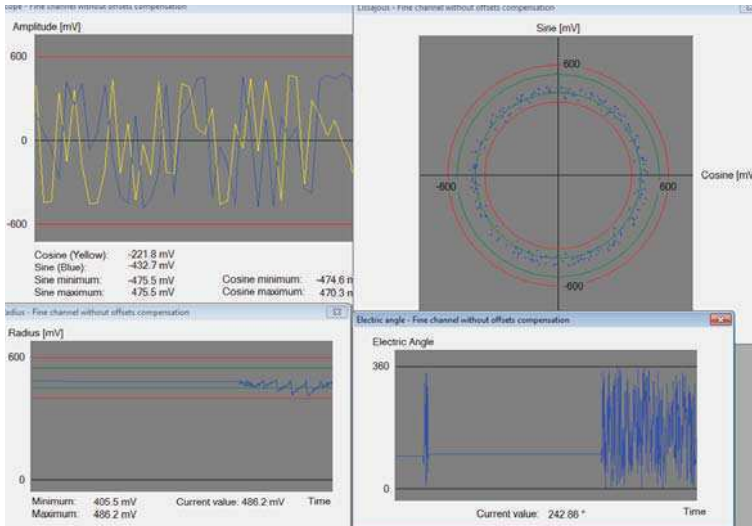
The demo kit include:

- (i) *Electric Encoder mounted on a rotating jig.*
- (ii) *The external or internal SC2SSi module provides conversion of the original analog Sine / Cosine signals to SSi over RS-422*
- (iii) *Cables & Connectors.*
- (iv) *SW – SSi Explorer, SSi Analyzer and more (available on the web site).*
- (v) *RS-422 to USB convertor*
- (vi) *Suite case*

Supply voltage	5V ± 5% (via USB)
Environment	
Operating temperature	0°C to +40°C
Relative humidity	<98 %
Protection	IP 40
Output	
Digital	Absolute position - SSi
Performance	Defined by the selected encoder
Communication	SSi and NCP over RS-422



DS-90 example

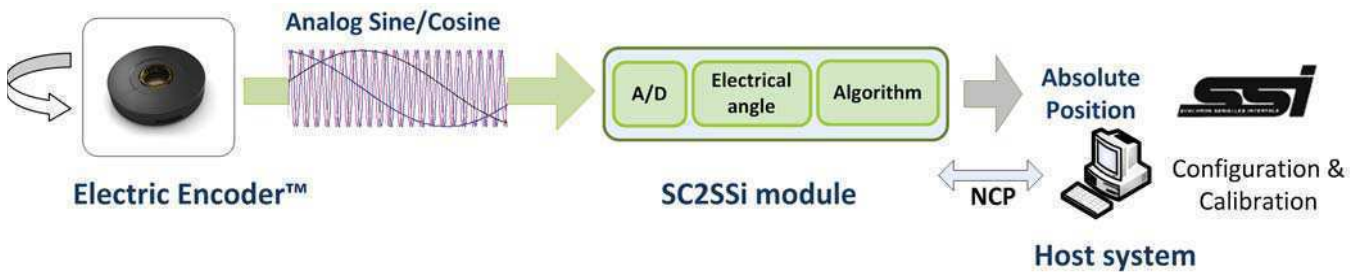


## NCP - Netzer Communication Protocol:

The NCP is a bidirectional serial protocol interface designed for easy access to the absolute position and for setup parameters via RS-422.

## Software tools

Provides a set of tools for testing, integration, mounting aid and calibration of the Electric Encoder™



## Demo Kits catalog numbers – SSI output

- DKIT-DS-25-16-DF
- DKIT-DS-37-16-DF
- DKIT-DS-58-32-DG-02
- DKIT-DS-90-64-SH
- DKIT-DS-130-64-DH



# DKIT - SSI

Encoder SSI output or external digital SC2SSi output			
		Color	Function
1	SSi Clock / NCP RX	Gray	Clock +
2		Blue	Clock -
3	SSi Data / NCP TX	Yellow	Data -
4		Green	Data +
5	Ground	Black	GND
6	Power supply	Red	+5V

CNV-00003 , RS-422 to USB converter		
D-Type 9 pin		
2	TX+	
1	TX-	
4	RX-	
3	RX+	
5	GND	
8	+5V	



# ELECTRICAL CHARACTERISTICS

1. ACCURACY:  $\pm 10$  ARC SECONDS
2. VOLTAGE TRANSFORMATION RATIO (VTR)  $\pm 20\%$  AT 10 KHZ  
VTR (ROTOR EXCITED): (DESIGN GOAL)  
PATTERN TO PATTERN GAP      128 POLE (OUTER)      126 POLE (INNER)

3. PATTERN WINDING CHARACTERISTICS  $\pm 20\%$   
RESISTANCE (K $\Omega$ )      IMPEDANCE (10KHZ)

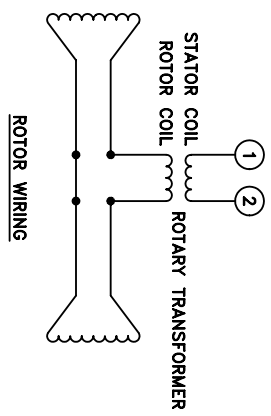
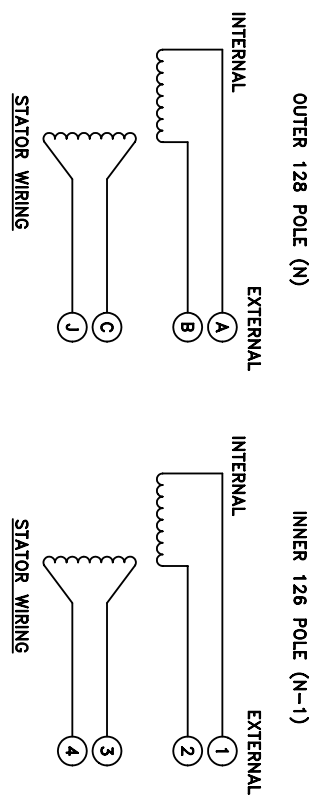
STATOR PATTERN  
XFORMER STATOR  
(ROTOR TERMINALS)

4. MAX. POWER INPUT: 2.0 WATTS (TOTAL)
5. VTR GAP SENSITIVITY:
6. CHARACTERISTICS ARE GIVEN FOR UNIT WITH TERMINALS—  
VTR IS PROPORTIONAL TO IMPEDANCE OF DRIVEN WINDING  
PLUS LEADS, IF ANY.

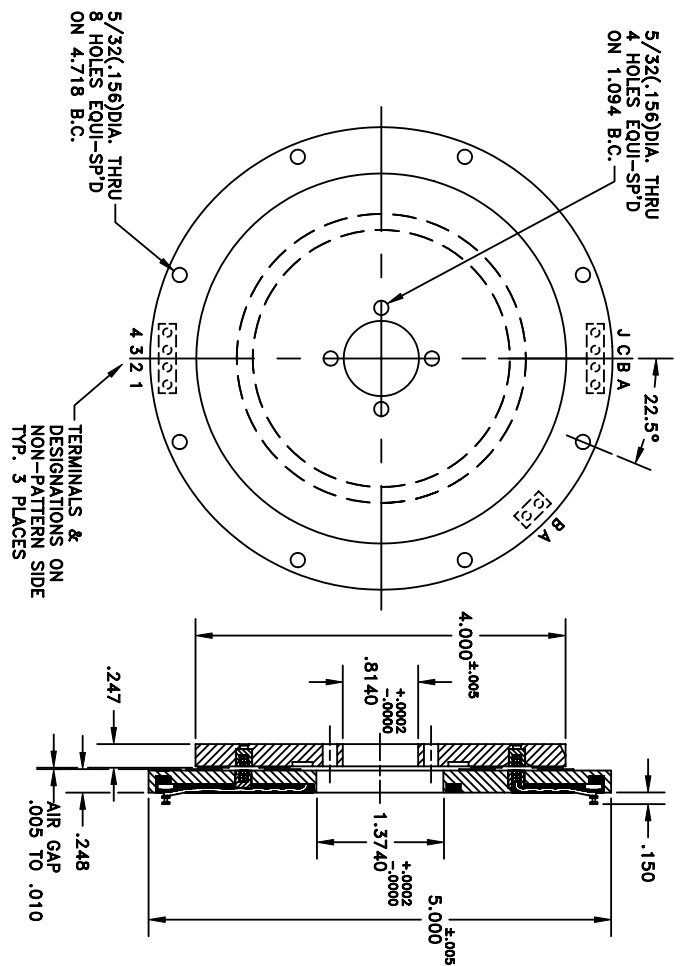
FO TO BE DETERMINED

220075-1

## WIRING DIAGRAMS



220075-1



220075-1

## ORDERING INFORMATION

ROTOR: 220075  
STATOR: 220076 W/HARD SHIELD

220075-1

## INFORMATION DRAWING

MATERIAL ALUMINUM ALLOY		FINISH CLEAR ANODIZE	
DESIGN RSG	DATE 6/30/85	APPROVED PAV	DATE
CHECKED	RELAYED	APPROX. SCALE	1/1
PROJ. ENG.			
FARRAND CONTROLS DIVISION 99 WALL STREET VALHALLA, N.Y., U.S.A.			
5" 128/126 POLE WITH TRANSFORMER & TERMINALS INFORMATION DRAWING		DWG. NO.	220075-1
DRAWING NO.		REV.	C

## DS-90

### Absolute Rotary Electric Encoder™

### Mechanical Installation Guide



Document No. : DS-90 mechanical installation guide  
Version: 1.0, Jan 2009

Netzer Precision Motion Sensors Ltd.  
Misgav Industrial Park, P.O. Box 1359  
D.N. Misgav, 20174  
Israel  
Tel: +972 4 999 0420  
Fax: +972 4 999 0432  
[www.netzerprecision.com](http://www.netzerprecision.com)  
[global-info@netzerprecision.com](mailto:global-info@netzerprecision.com)

The **DS-90 Electric Encoder™** is semi-modular, i.e. its **rotor** and **stator** are separate, but the rotor is captive inside the stator. Both rotor and stator are supported by the host machine at their one end and loaded – or clamped, at their other end.

The encoder can be mounted either on a **middle** of a machine shaft, or at the **end** of a shaft. A step can be machined to provide an axial **support area** for the rotor– as in **Figure 1**, or the shaft can be smooth and support the rotor with the aid of a C-ring as shown in **Figure 7a**. The axial clamping force on the rotor can be provided by a factory supplied special wave springs or through the loading of other machine elements, such as ball bearings.

The (encoder) stator is supported **axially** at its circumference and is secured to the host machine by means of three factory supplied (encoder) **stator clamps**. The stator is supported **radially** by a recess in the host machine and is constructed such that its radial contact with the machine is restricted to three segments 120° apart as in **Figure 1**.

In order to meet the recommended axial tolerance, despite potential manufacturing errors in the host machine, special compensation shims are available to be placed underneath the stator, or rotor. In addition, a special gauge can be obtained to assist the selection of the proper shims.

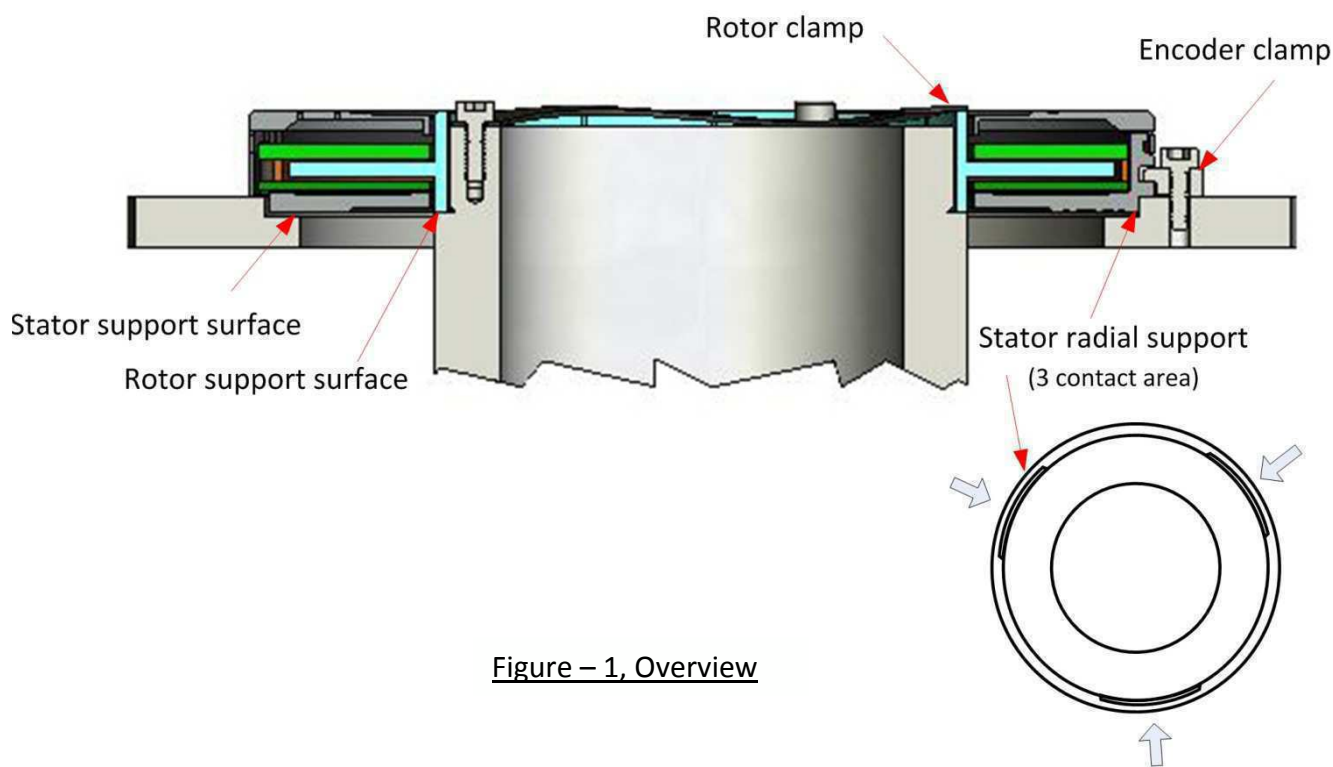


Figure – 1, Overview

### Installation procedure

**Figure 2** shows the stator clamps (factory supplied with the encoder) and their engagement slots in the encoder.

**Figure 3** shows the recess in the host machine which supports the stator both axially and radially, it also shows the contact areas of the rotor and stator.

The recommended axial distance between surfaces **A** and **B** (**Figure 3**) is  $1.5 \pm 0.05\text{mm}$ ; this is in order to center the rotor between the stator’s transmitter and receiver plates. Axial misalignment will influence the raw sine/cosine output signals of the *Fine channel* – see **AN-2**, however, the accuracy and resolution will be nearly the same - as long as the rotor is within  $\pm 0.3\text{mm}$  from the center and does not touch the stator plates.

Mechanical installation of the encoder involves the following steps:

**Step 1:** Validate the axial distance between the machine support areas **A** and **B**. Since the actual distance between surfaces **A** and **B** includes the host machine tolerance buildup it is easier to meet the requirement using compensation shims as follows:

1. Measure the axial distance **h** between surfaces **A** and **B**, If  $1.45\text{mm} < h < 1.55\text{mm}$ : in this case host machine tolerance is acceptable - no shims are needed
2. If  $h > 1.55\text{mm}$ : put a *rotor compensation shim* (MP-DS-90-SPR0.1 or MP-DS-90-SPR0.05) between the rotor bottom and surface **B**.
3. If  $h < 1.45\text{ mm}$ : put a *stator compensation shim* (MA-DS-90-SPC0.1 or MA-DS-90-SPC0.05) between the stator peripheral rim and surface **A**.

**Note 1:** The rotor compensation shims are ring shaped, the stator compensation shims are shown in **Figure 5** - both are available in thicknesses of 0.1mm and 0.05mm.

**Note 2:** The above measurement can be eased using the special gauge (catalog # MP-DS90-GAU-01). The gauge is mounted on the machine shaft and is rotated underneath the indicator plunger between two positions while the indicator mounting is stationary.

**Note 3:** The electrical integrity of the installed DS-90 with analog SIN/COS outputs can be validated as detailed in application note **AN-02**.

**Note 4:** Standard DS encoders are insensitive to ESD and parasitic capacitive coupling from adjacent AC voltages, however, it is recommended to allow a discharge path of no more than several tens of kΩ between the machine shaft and the electronics' ground, not leaving it electrically floating.

**Step 2:** The encoder clamps are secured by M2 screws on a φ95mm bolt circle.

1. Screw the encoder clamps. Do not forget to include compensation shims, if needed.
2. Unscrew each encoder clamp slightly and make its flat side face the rotation axis to allow the insertion of the encoder into the recess.
3. Turn the encoder in the recess as necessary, to align its slots with the encoder clamps.
4. Tighten the encoder clamps with a torque of 0.2 Nm to fix the stator – as in **Figure 1**.

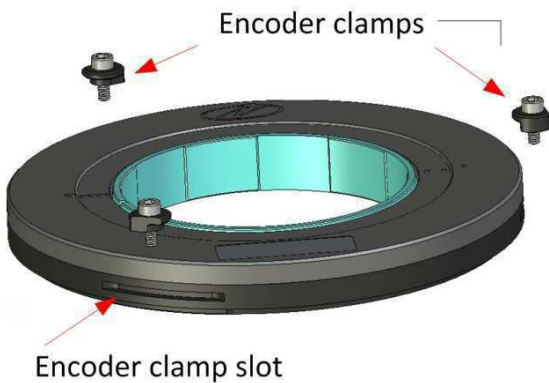


Figure 2, Encoder Clamps & Slots

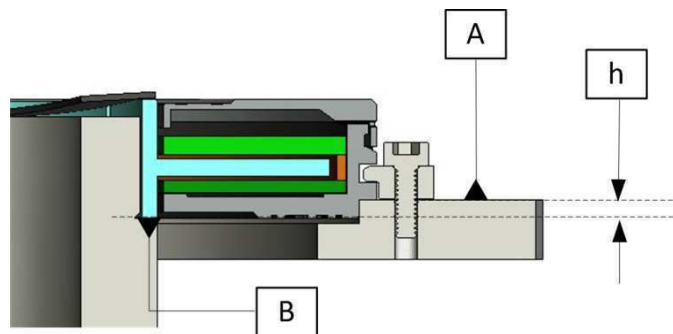


Figure 3, Contact surfaces

**Step 3:** Clamp the rotor against a step, or a C-ring on the machine shaft (surface **B** in **Figure 3**) e.g. using any of the means shown in **Figure 6**. The clamping force should be 0.3 Nm.

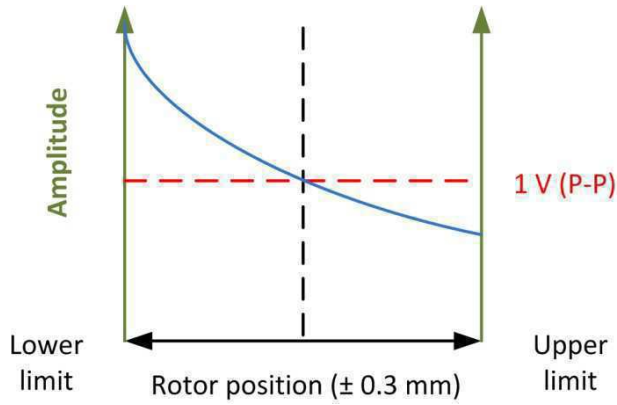


Figure 4, Amplitude vs. rotor axial position

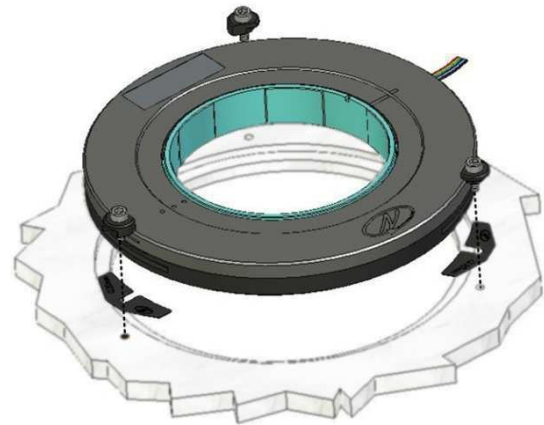
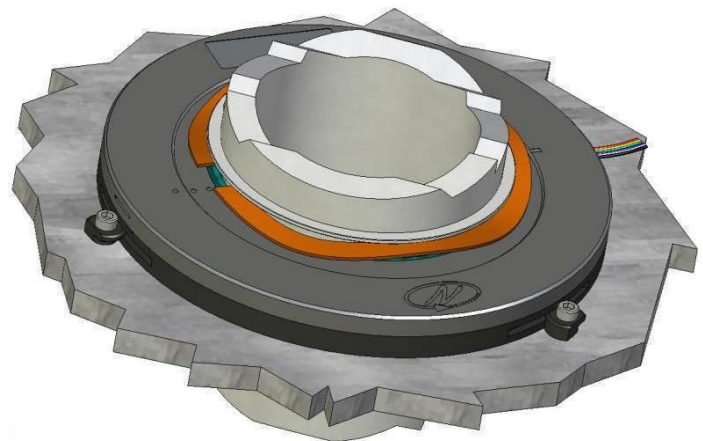


Figure 5, Compensation shims

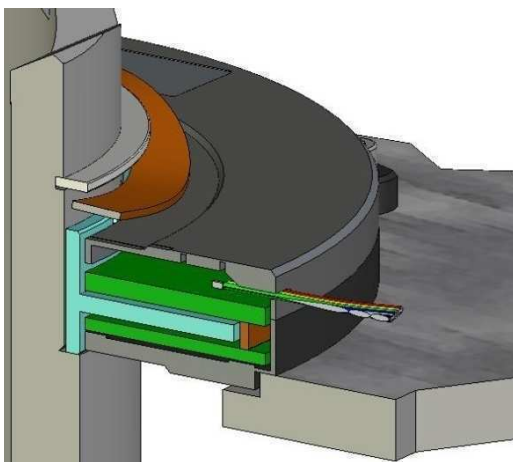


(b) End of shaft

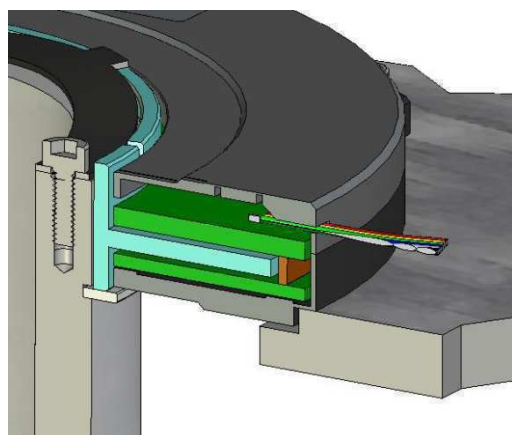


(a) Middle of shaft

Figure 6, Rotor clamping options



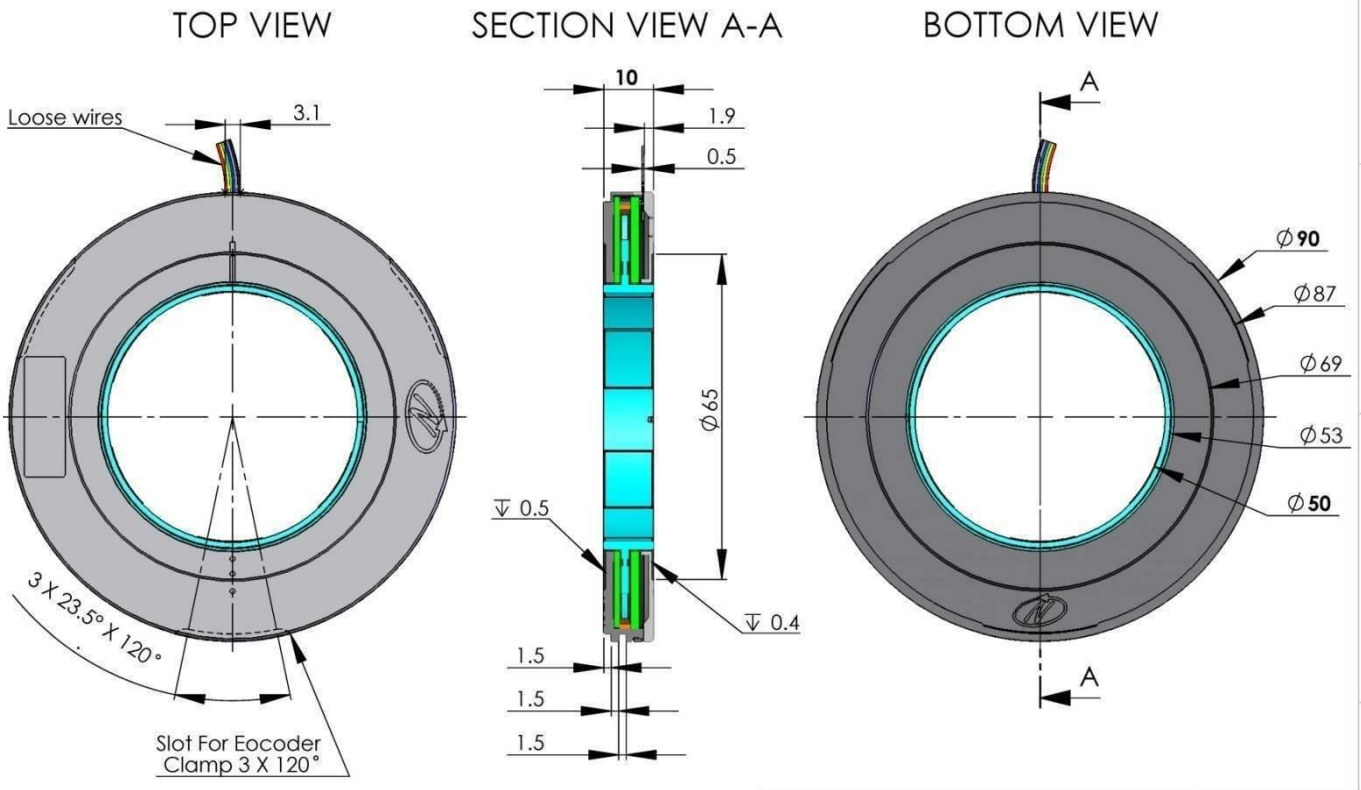
(b) Steeped shaft



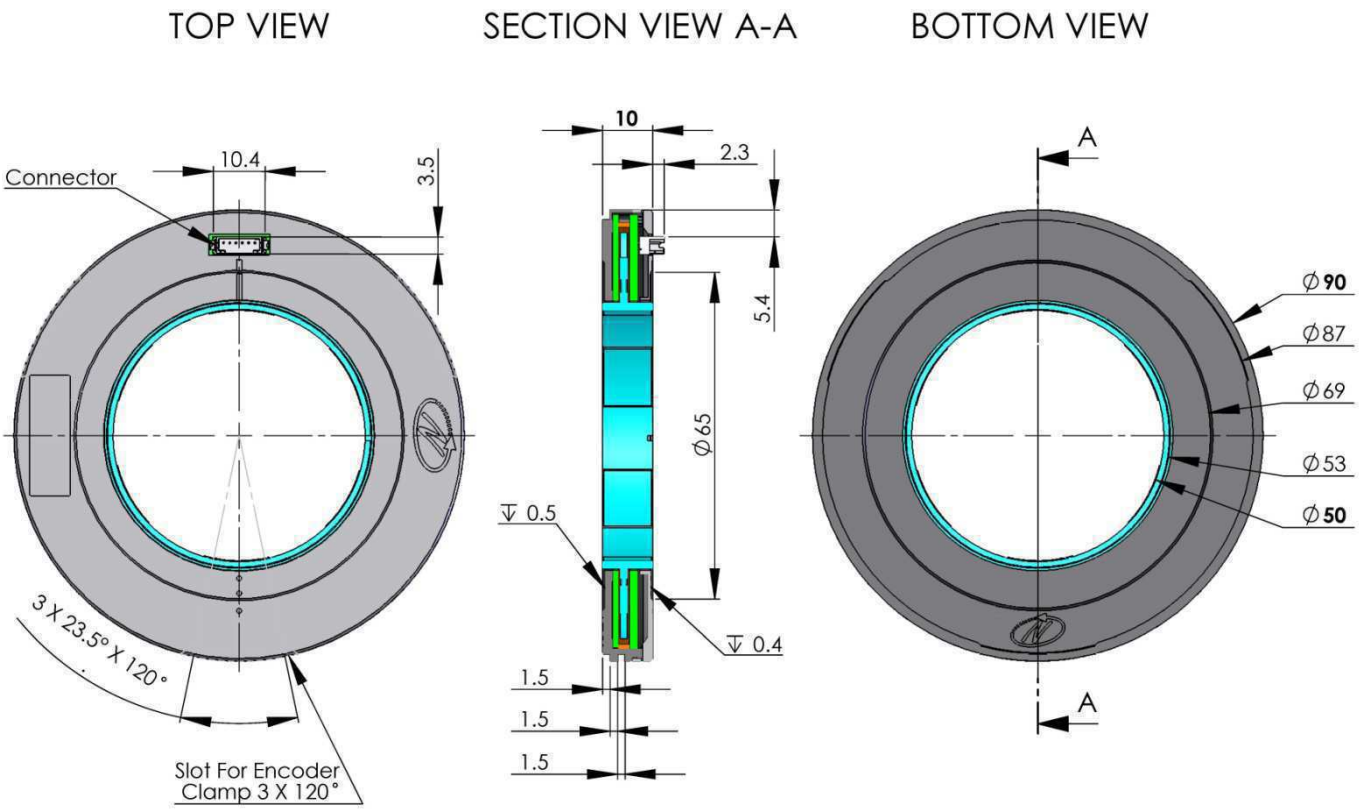
(a) Smooth shaft – using “C” ring

Figure 7, Rotor support options

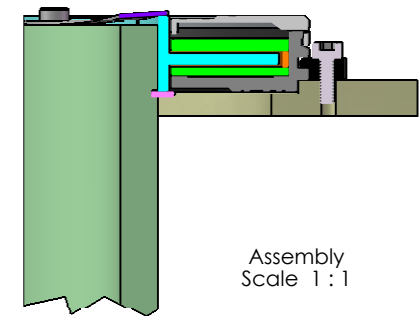
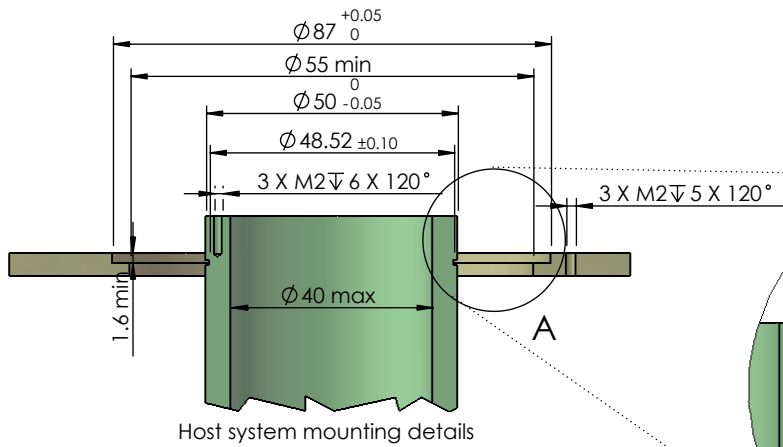
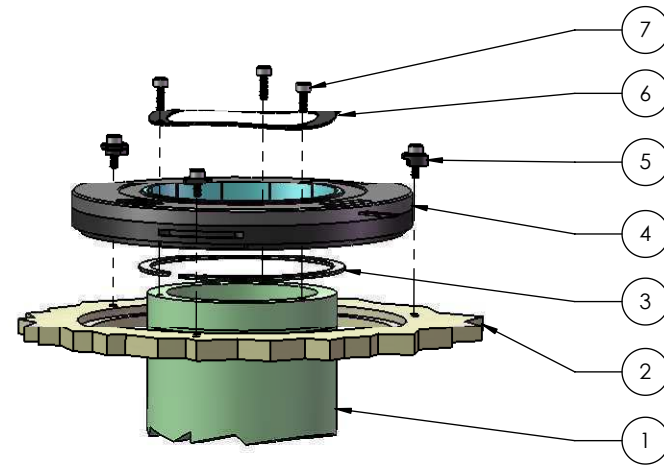
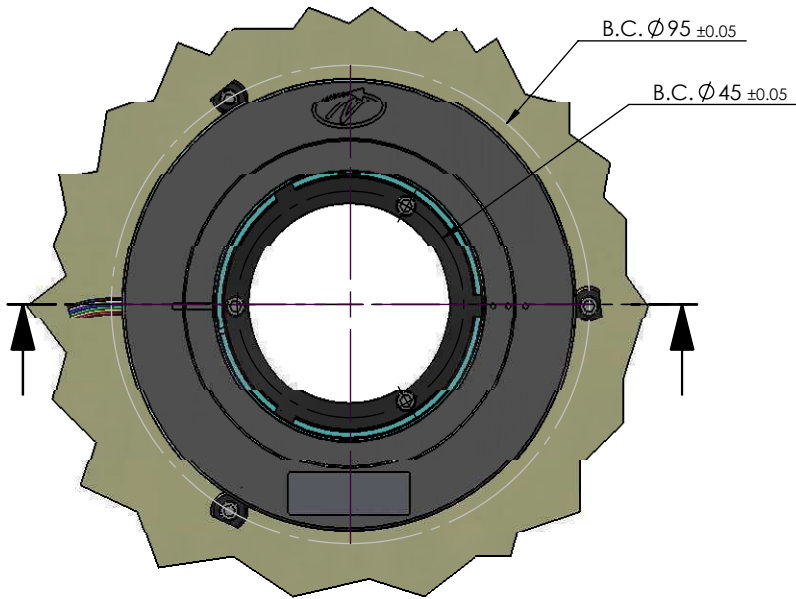
**Mechanical dimensions**



DS-90 with loose wires



DS-90 with 6 pins connector



NO.	PART NAME	CATALOG NO.	QTY.
1	Host shaft	-	1
2	Host base	-	1
3	DS-90 Retaining ring	MP-00006	1
4	DS-90 Encoder	See data sheet	1
5	Encoder clamp	EAMP749	3
6	DS-90 Shaft end spring	MP-00005	1
7	Bolt (M2)	Y1MP7049	3

Title: DS-90 Installation: Shaft end, smooth shaft

Date: Dec 08

Version: 0.5

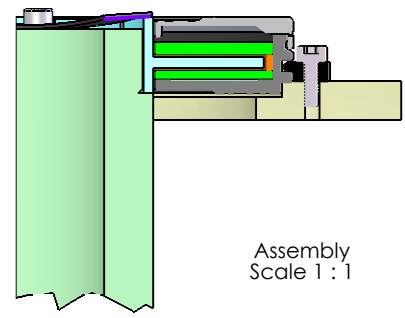
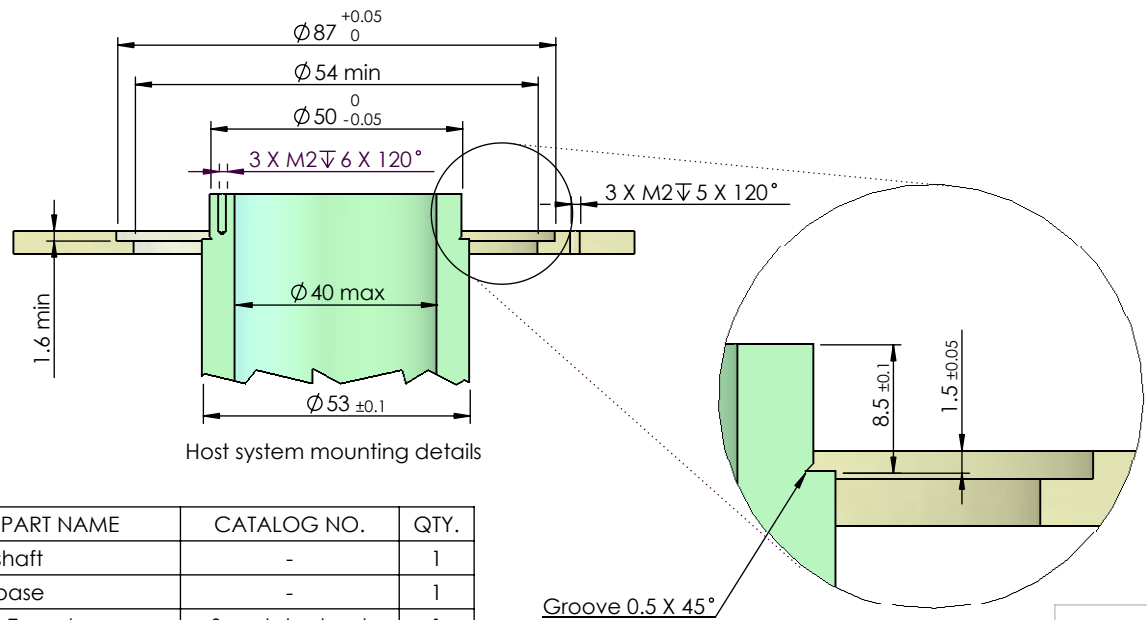
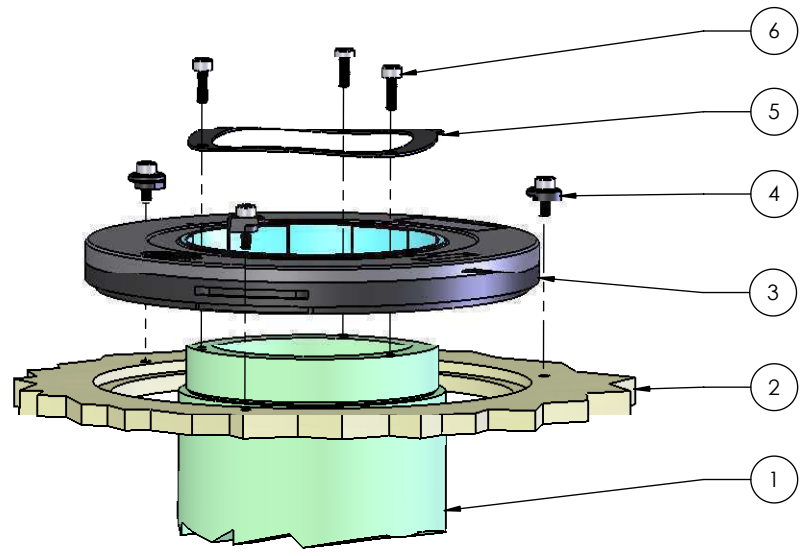
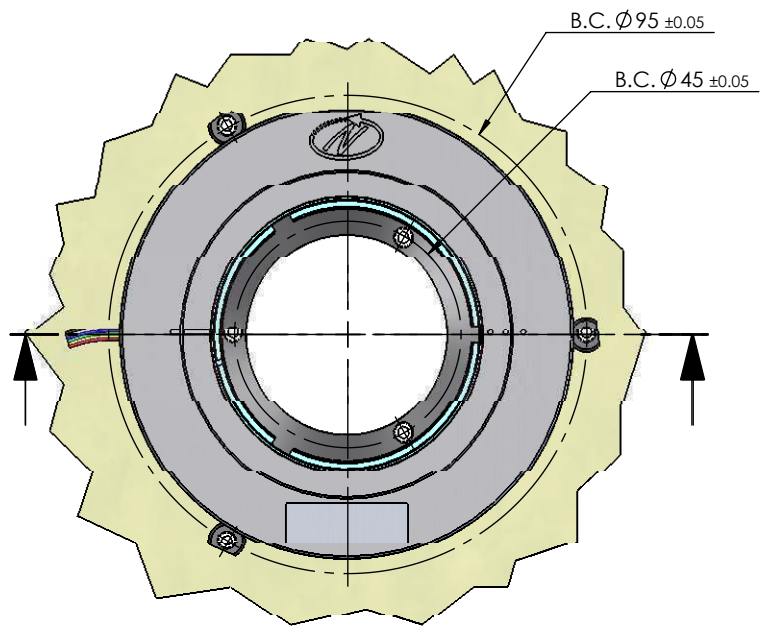
A4

SHEET 1 OF 1

SCALE: 1:1.5

Dimensions: mm

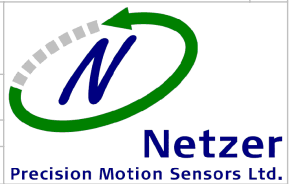


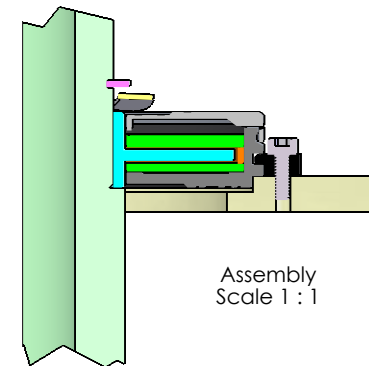
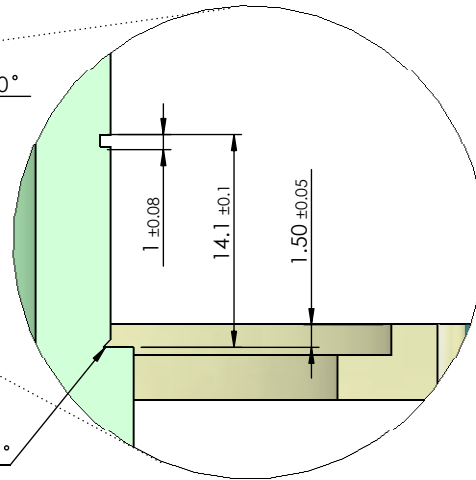
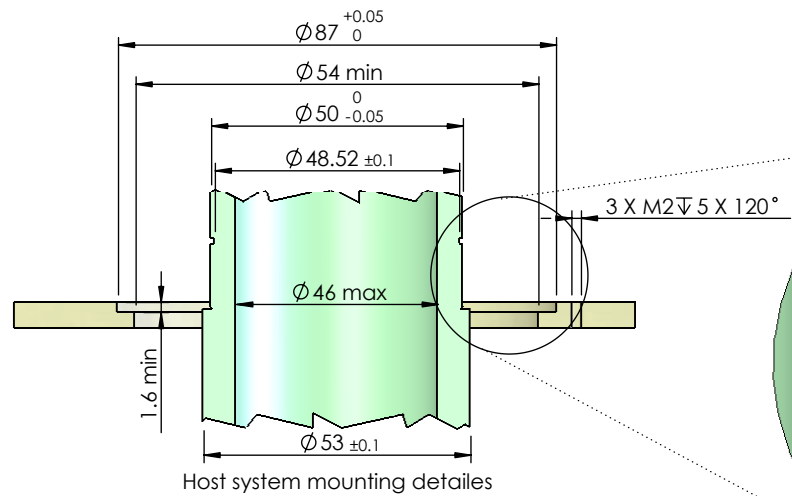
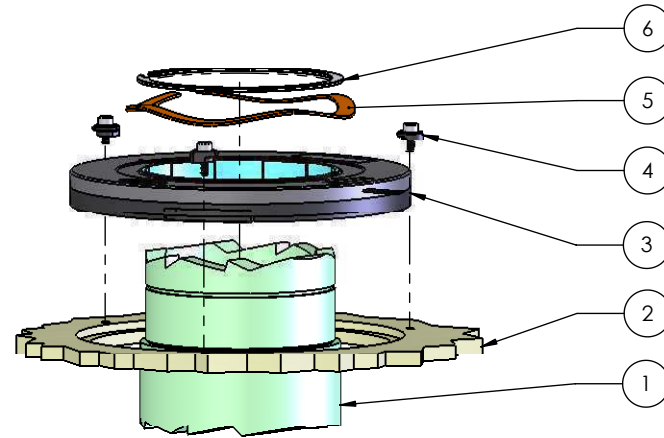
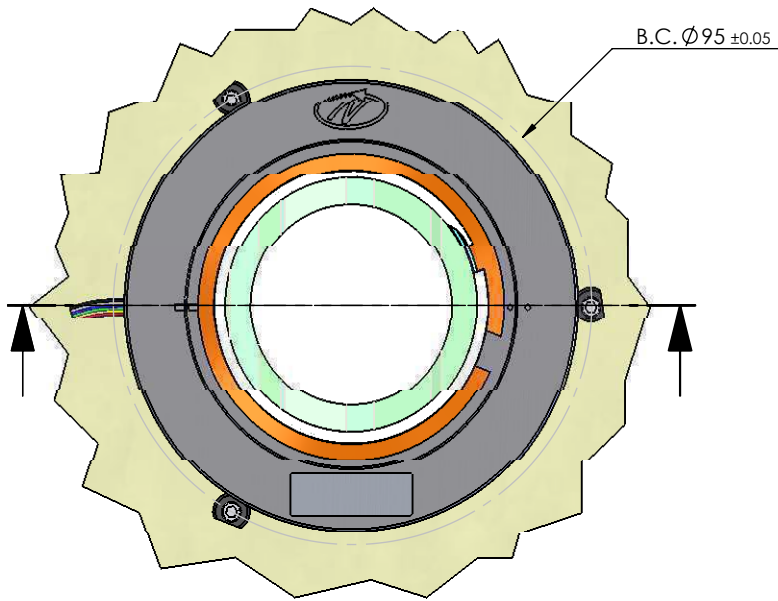


Assembly Scale 1 : 1

NO.	PART NAME	CATALOG NO.	QTY.
1	Host shaft	-	1
2	Host base	-	1
3	DS-90 Encoder	See data sheet	1
4	Encoder clamp	EAMP749	3
5	DS-90 Shaft end spring	MP-00005	1
6	Bolt (M2)	Y1MP7049	3

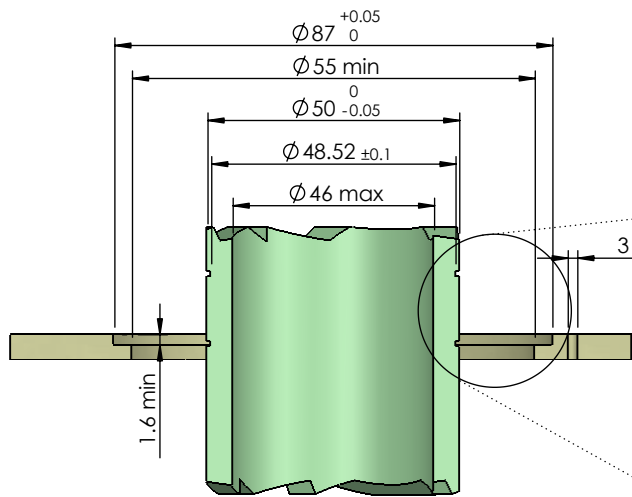
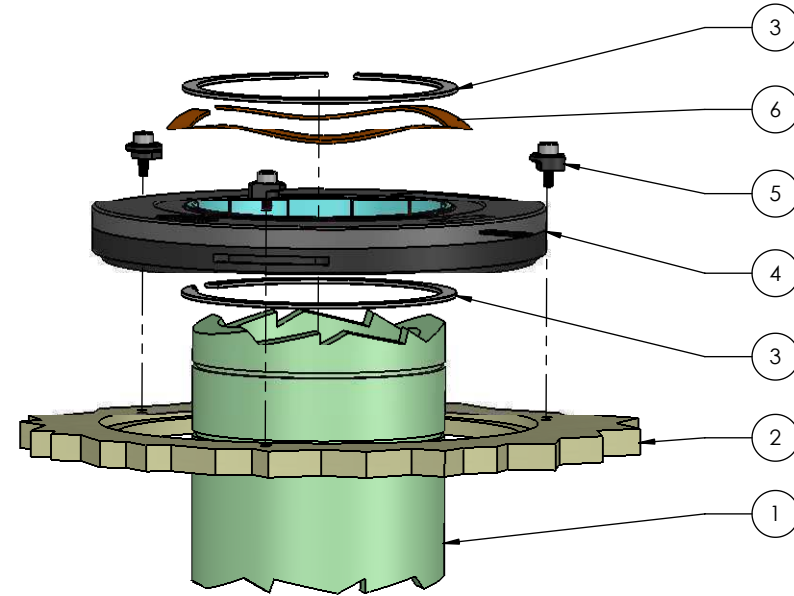
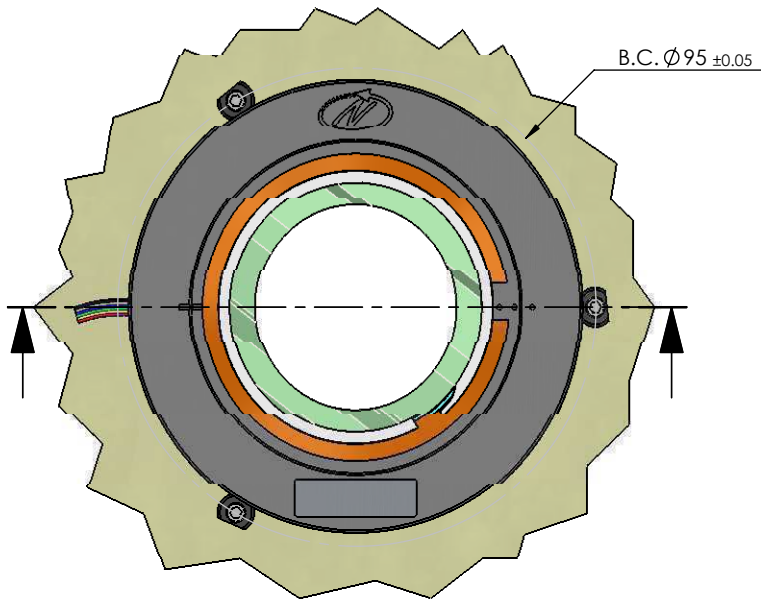
Title: DS-90 Installation: Shaft end, stepped shaft		
Date: Dec 08	Version: 0.5	A4
SHEET 1 OF 1	SCALE: 1 : 1.5	Dimensions : mm



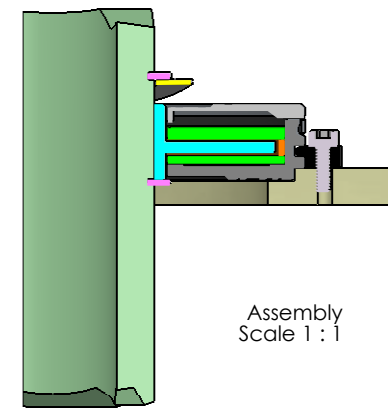
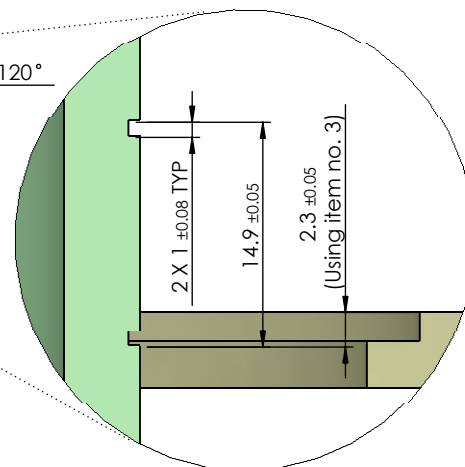


NO.	PART NAME	CATALOG NO.	QTY.
1	Host shaft	-	1
2	Host base	-	1
3	DS-90 Encoder	See data sheet	1
4	Encoder clamp	EAMP749	3
5	DS-90 Wave spring	MP-00007	1
6	DS-90 Retaining ring	MP-00006	1

Title: DS-90 Installation: Middle of shaft, stepped shaft		
Date: Dec 08	Version: 0.5	A4
SHEET 1 OF 1	SCALE: 1:1.5	Dimensions : mm

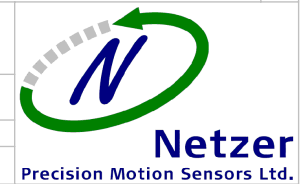


Host system mounting details



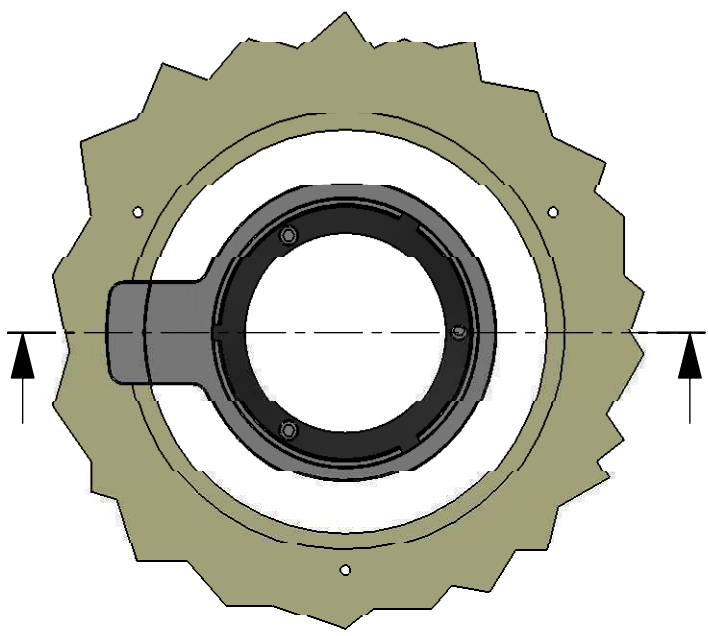
NO.	PART NAME	CATALOG NO.	QTY.
1	Host shaft	-	1
2	Host base	-	1
3	DS-90 Retaining ring	MP-00006	2
4	DS-90 Encoder	See data sheet	1
5	Encoder clamp	MP-00749-00	3
6	DS-90 Wave spring	MP-00007	1

Title: DS-90 Installation: Middle of shaft, smooth shaft		
Date: Dec 08	Version: 0.5	A4
SHEET 1 OF 1	SCALE: 1 : 1.5	Dimensions : mm



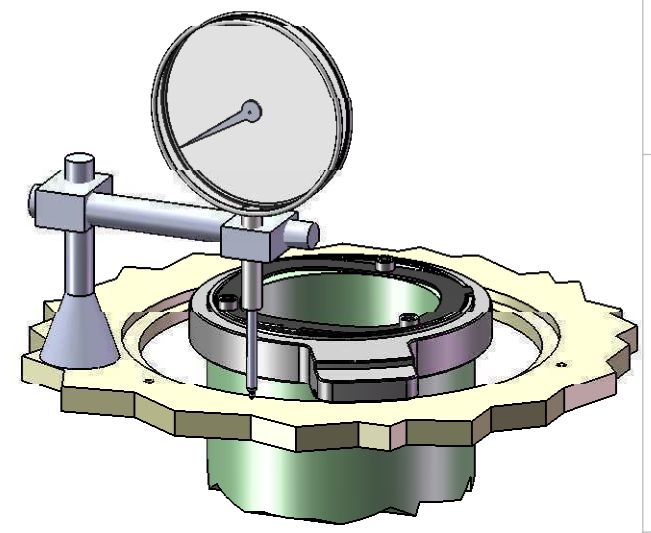
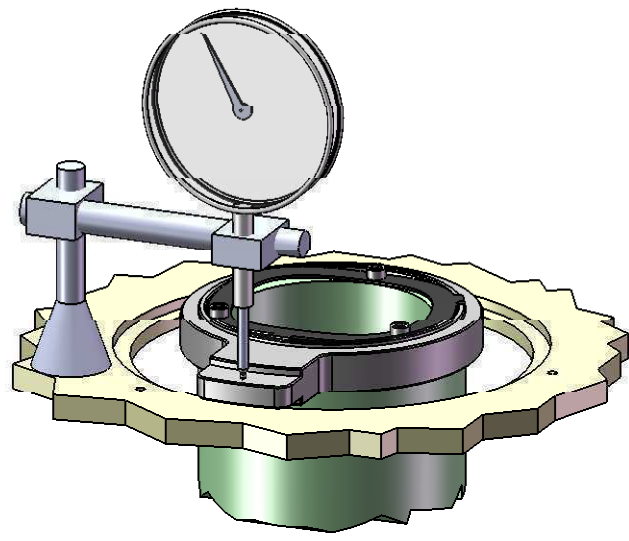
A

A



**Measurement of rotor support surface**

**Measurement of stator support surface**

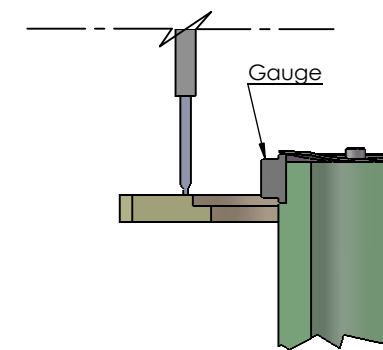
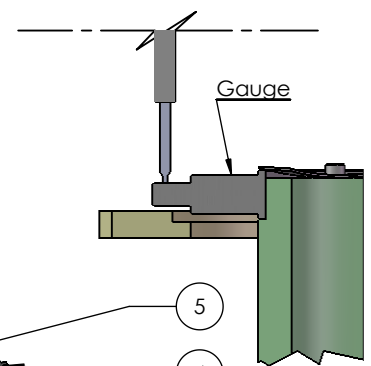
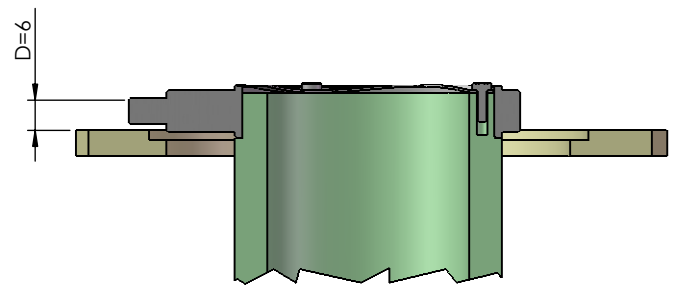


B

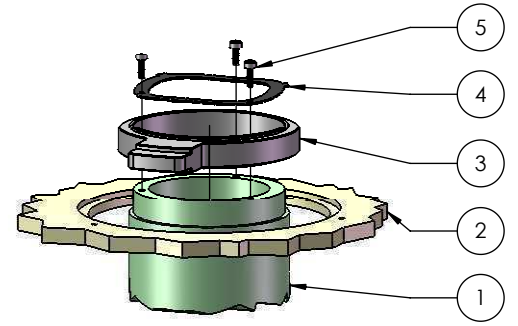
B

C

C

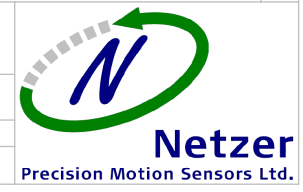


D



NO.	PART NAME	CATALOG #	QTY
1	Host shaft	-	1
2	Host base	-	1
3	DS-90 installation gauge	MP-DS90-GAU-01	1
4	DS-90 Shaft end spring	MP-00005	1
5	Bolt (M2)	Y1MP7049	3

Title: DS-90 Installation: Machine measurement gauge		
Date: Dec 08	Version: 0.2	A4
SHEET 1 OF 1	SCALE: 1 : 1.5	Dimensions : mm



**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 4.4: Catálogo Applimotion**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



## UTS Slotless Zero Cogging Motor Kits

### UTS Motors

For the ultimate in smooth operation when scanning or positioning, the UTS Series Slotless motors offer zero cogging and sinusoidal torque angle curves. Considered one of the best motor constructions for many years, Applimotion has leveraged already proven motor technology as the basis for this new family of direct drive motors. Once you have taken advantage of a slotless direct drive motor you won't go back to traditional motors.

### Features

- Wide Range of Diameters - from 29 mm to 240 mm. Special sizes can also be created with short lead time.
- Medium motor constant - Low phase resistance and inductance for the motor size optimizes operation with low voltage power supplies and provides the high output with minimum voltage drop.
- Optional Windings - Select your voltage, speed and current, Applimotion will create a special winding to optimize torque or efficiency.
- Sinusoidal Torque Curves - motor designs for optimum performance with sinusoidal current control. Less than 1% higher harmonic content for minimum torque ripple on sinusoidal drives
- Zero Cogging Torque - cogging torque has plagued many applications, motor suppliers continue to fight the manufacturability battle to reduce cogging and keep motors consistent.
- Optional Back Iron Rings - A standard set of iron rings are offered for each motor. Optional rings are available allowing more options for higher integration.
- Optional Hall Device Feedback - internally mounted PCA doesn't add to motor height offered on some motors, others require externally mounted hall device board.

### Images

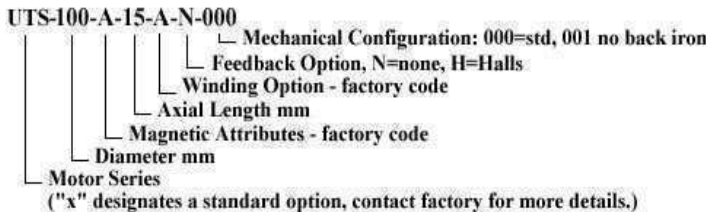
UTS Rotor



UTS Stator



### Part number identification



### Data table

Part number UTS Series	R (ohm)	L (mh)	Ke (v/krpm)	Kt (oz-in/a)	Kt sine (oz-in/a)	Km (oz-in/w1/2)	Thermal Res (degC/Watt)	Torque (oz-in)	Current (amp)	Stator OD (inch)	Stator Length (inch)	Rotor ID (inch)
<a href="#">UTS-19-A-21-A-n-000</a>	6.6	0.2	4.5	6	5.2	2.3	20	5	0.8	0.8	1.2	0.2

<a href="#">UTS-29-A-21-A-x-000</a>	19.2	0.8	8	10.8	9.4	2.5	15	6	0.6	1.2	0.8	0.3
<a href="#">UTS-29-A-51-A-x-000</a>	13.6	0.6	14.8	20	17.3	5.4	15	13.3	0.7	1.2	2	0.3
<a href="#">UTS-41-A-20-A-x-000</a>	4.3	0.2	4.3	5.9	5.1	2.8	12.5	7.6	1.3	1.6	0.8	0.6
<a href="#">UTS-41-A-20-B-x-001</a>	4	0.2	3.5	4.7	4.1	2.4	12.5	6.3	1.3	1.6	0.8	0.6
<a href="#">UTS-44-A-76-A-x-00x</a>	1.8	0.3	14.4	19.5	16.9	14.7	9	46.4	2.4	1.8	3	0.5
<a href="#">UTS-53-A-20-A-x-00x</a>	2.7	0.1	4.1	5.5	4.8	3.4	9	10.7	1.9	2.1	0.8	1.4
<a href="#">UTS-53-A-20-B-x-00x</a>	15.7	0.7	9.6	13	11.2	3.3	9	10.4	0.8	2.1	0.8	1.4
<a href="#">UTS-70-A-39-A-x-000</a>	0.4	0	9.7	13	11.3	21.6	5	91.7	7	2.8	1.5	1.5
<a href="#">UTS-70-A-39-B-x-000</a>	1.2	0.2	18.9	25.5	22.1	23.1	5	98	3.8	2.8	1.5	1.5
<a href="#">UTS-89-A-25-A-x-000</a>	17	2.1	54.7	74	64	17.9	4.5	80.2	1.1	3.5	1	2
<a href="#">UTS-89-A-28-B-x-000</a>	0.4	0	6.4	8.7	7.5	14.1	4.5	63.2	7.3	3.5	1.1	2
<a href="#">UTS-89-A-25-C-x-000</a>	4	0.5	27	36.5	31.6	18.3	4.5	81.6	2.2	3.5	1	2
<a href="#">UTS-89-A-40-A-x-000</a>	2.7	0.3	33	44.6	38.6	27.4	4	130	2.9	3.5	1.6	2
<a href="#">UTS-89-A-40-B-x-000</a>	0.2	0	6.5	8.8	7.6	20.3	4	96.4	11	3.5	1.6	2
<a href="#">UTS-102-A-25-A-x-000</a>	4.2	0.4	31.8	43	37.2	20.9	4	99	2.3	4	1	2.6
<a href="#">UTS-114-A-43-A-x-000</a>	1.7	0.4	54.5	73.7	63.8	56.5	4	268.1	3.6	4.5	1.7	2.1
<a href="#">UTS-165-A-24-A-x-000</a>	6.7	0.9	71	96	83.1	37.1	2.5	222.5	2.3	6.5	1	5.6
<a href="#">UTS-165-A-24-B-x-000</a>	1.3	0.1	26.5	35.8	31	31.5	2.5	189.3	5.3	6.5	1	5.6
<a href="#">UTS-165-A-62-A-x-000</a>	5.6	0.7	122	164.9	142.8	69.7	2	467.6	2.8	6.5	2.5	5.6
<a href="#">UTS-222-A-24-A-x-000</a>	4.5	0.6	74	100	86.6	47.2	1.3	400.2	4	8.8	1	7.5
<a href="#">UTS-222-A-62-A-x-000</a>	4.4	0.9	210	283.9	245.9	135.4	1	1284.1	4.5	8.8	2.5	7.5
<a href="#">UTS-260-A-27-A-x-000</a>	9.5	1.4	116	156.8	135.8	50.9	1.2	440.7	2.8	10.3	1.1	8.3
<a href="#">UTS-292-A-48-A-n-000</a>	2.7	0.5	245	331.2	286.9	201.6	1	1912.4	5.8	11.5	1.9	9.5

©Copyright 2015 Applimotion, Inc. All rights reserved.

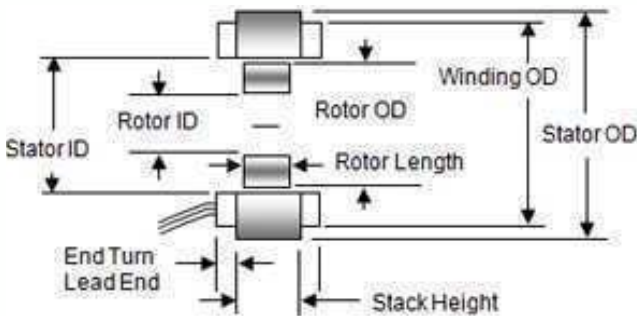
Website Design, Hosting and Maintenance by:  [Bright Hope Designs](#), Website Solutions, El Dorado County



## UTS Slotless Zero Cogging Motor Kits | UTS-89-A-25-A-x-000

<b>Model Number</b>	UTS-89-A-25-A-x-000
<b>R (ohm)</b>	17
<b>L (mh)</b>	2.1
<b>Ke (v/krpm)</b>	54.7
<b>Kt (oz-in/a)</b>	73.95
<b>Kt sine (oz-in/a)</b>	64
<b>Km (oz-in/w/1/2)</b>	17.9
<b>Ther Res (degC/watt)</b>	4.5
<b>Torque (oz-in)</b>	80.2
<b>Current (amp)</b>	1.08
<b>Poles</b>	12
<b>Weight (ounce)</b>	n/a
<b>Inertia w/o BI (Ib-in-sec<sup>2</sup>)</b>	0.002
<b>Thermal Res (housed degC/w)</b>	3
<b>Torque Housed (housed oz-in)</b>	98
<b>Current(housed amp)</b>	1.3

**Notes** external halls

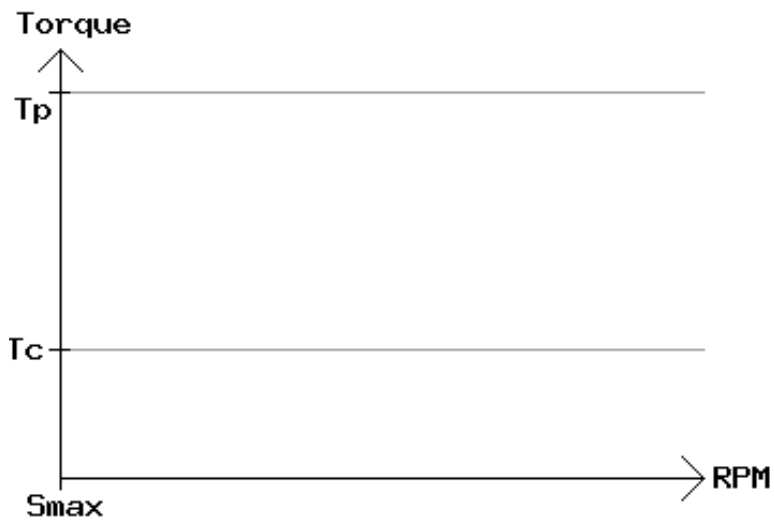


<b>Stator ID (Inch)</b>	2.98
<b>Rotor ID (Inch)</b>	2
<b>End Turn Lead End (Inch)</b>	0.22
<b>Stack Height (Inch)</b>	0.6
<b>Rotor Length (Inch)</b>	0.69
<b>Winding OD (Inch)</b>	3.38
<b>Stator OD (Inch)</b>	3.5
<b>Rotor OD (Inch)</b>	2.92

Information for reference only.

Contact factory for mechanical drawing.

### Torque speed performance estimate



**Voltage (V)** 24

**Current (A)** 1.3

**Tc (oz-in)** 86.5

**Tp (oz-in)** 259.6

**Smax (rpm)** 439

Tp= peak torque

Tc = continuous torque

Smax = maximum speed

Current = continuous current

(Values based on housed data)

Graph is intended as an estimation of performance only. Please contact factory for complete simulation.

## Notes

1. Applimotion not responsible for typos in data, always check with factory for actual motor drawings before designing.
2. ULT Series ring magnets are limited to 5000 rpm, contact factory for higher speed magnet material.
3. Mechanical speed limits are imposed on all motors, contact factory for special options for higher speeds.
4. Kt value is calculated from the Ke value and is a static value. Amplifier design will impact actual running torque, contact factory.
5. Peak torque output is based on a 3:1 peak to continuous current ratio in the amplifier, and is limited to 10% duty cycle.

Applimotion Inc, 5915 Jetton Lane, Loomis CA 95650 | P 916-652-3118 | F 916-652-3171

# Applimotion

3322 Swetzer Road  
Loomis, CA 95650  
916-652-3118  
F 916-652-3171

## Preliminary Draft

### Frameless Direct Drive Motor Application Notes:

#### 1. Torque and Speed, Current and Voltage, and Temperature

These are the most important requirements when selecting any motor. Sometimes they are the most difficult to obtain. At minimum, voltage available and maximum speed, are necessary. Load torque can be estimated or calculated. Current is then a result of the known values and the estimates.

Generic torque versus speed curves for Applimotion motors can be easily simulated on request. The most common misunderstanding regarding direct drive motor applications is mechanical power requirements that exceed electrical power inputs. It is always important to start by verifying these basic needs. Motors that run slow are usually operating less efficiently than fast running motors. A good rule of thumb is to consider needing 1.6X more electrical power than mechanical power, however, every system is different and we do have motors running at 300 rpm with efficiencies >85%.

Req. 1.6X  
Margin

The next most common issues are related to point to point moves where inertia and friction values are unknown. While inertia can be easily calculated, the motor inertia also plays a role in determining of the system will achieve the desired acceleration/deceleration. It takes an iterative process to arrive at the proper sizing. Friction is probably the most overlooked load on any direct drive system. It is common for engineers to spin up a bearing in their hands and then assume that all bearings are low friction and this load can be ignored or covered in the safety factor. It is common in direct drive systems with precision bearings, high preload and the occasional seal, friction can be a significant portion of the loading.

Friction in  
the bearing

Mechanical packaging constraints are also critical to defining the optimum solution.

Applimotion motors typically offer a large diameter, short axial length, and large through hole in the rotor. They are generally electrically wound for low speed and low voltage, but this is not an inherent limit to the motor design. Windings can be changed easily for different speed and voltages.

# Applimotion

---

3322 Swetzer Road  
Loomis, CA 95650  
916-652-3118  
F 916-652-3171

Temperature is probably the most uncertain aspect of selecting a frameless direct drive motor because the frameless motor is installed into customer designed mechanics changing the conduction and convection characteristics.

Applimotion motors are thermally rated based on an unmounted condition. This is the most conservative rating possible, because most customers mount the motor into a frame. Mounting in a frame will improve the convection and conduction of heat and allow for a higher torque rating. Unfortunately, estimating this new rating is difficult without an empirical test for thermal resistance. Thermal resistance values for housed examples are available on request, at Applimotion and are about +/-30% estimates.

## 2. Mechanical System Design

The selection of a frameless motor indicates that there is some benefit in size or performance that results from integrating the motor into customer mechanics. This section deals with the basic requirements and suggestions on building a motor system using a frameless motor.

### Housing Selection and Installation:

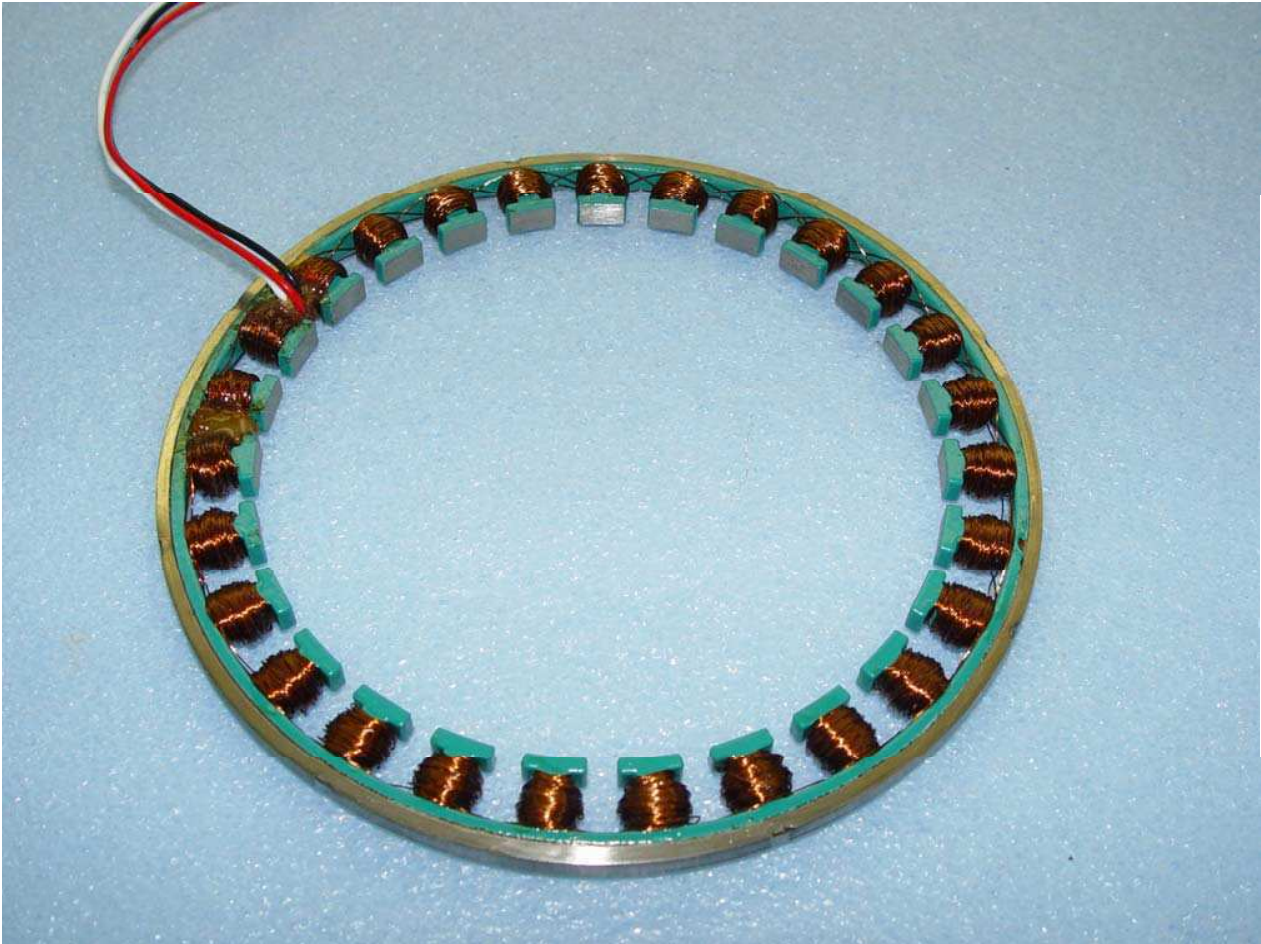
Aluminium frame

The motor housing can be made of any material suitable for the customer environment. Applimotion motors are self contained magnetically so there is no concern or requirement to have a metal outer housing on the motor. Most systems use Aluminum frames.

Below is a typical Applimotion frameless motor stator. There is an unused ledge on the outside of each motor that is normally used for clamping with an axial clamp (designed by the customer). Applimotion motors do not contain mounting through holes.

# Applimotion

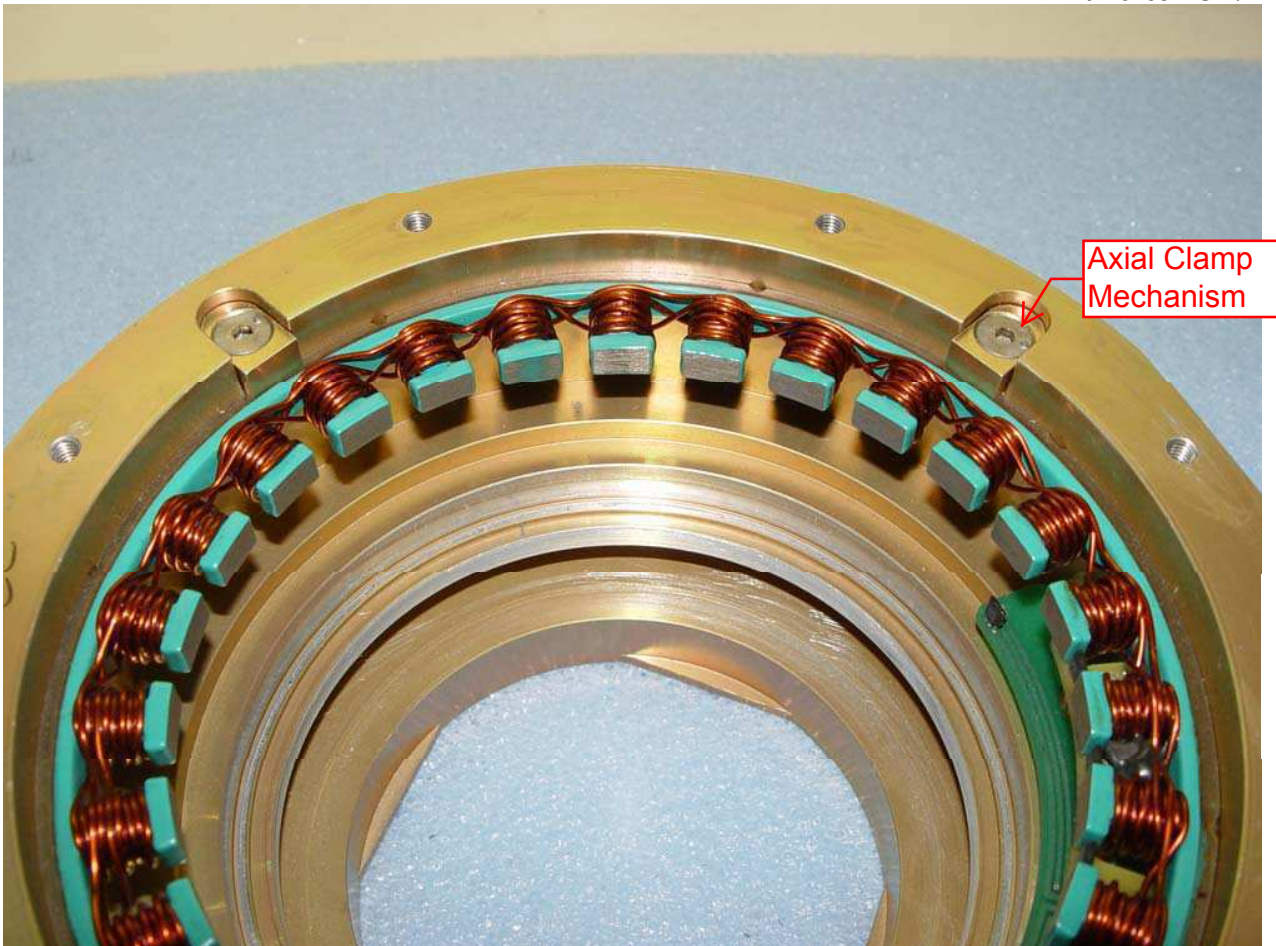
3322 Swetzer Road  
Loomis, CA 95650  
916-652-3118  
F 916-652-3171



The outside ledge varies from motor to motor. Below is an example of the axial clamp mechanism.

# Applimotion

3322 Swetzer Road  
Loomis, CA 95650  
916-652-3118  
F 916-652-3171



Applimotion frameless motors can also be bonded into housings. This works well, but limits any future repairs or replacements.

Avoid bonding

Req. Applimotion stators typically have an outside diameter tolerance of  $\pm .004$  inch. A slip fit into a bore of similar tolerance is all that is required. In some cases thermal grease is used to improve the thermal conduction paths. This helps, but is usually a  $<10\%$  improvement. Applimotion motors are conservatively rated, so any added housing improves the torque output above the data sheet specifications.

Req. The nominal airgap between rotor and stator is  $.025-.030$  inch per side. This allows for some inaccuracy in the placement of the stator to the center line, but is good practice to keep the rotor and stator concentric to  $.005$  inch. Applimotion motors are all symmetrical

# Applimotion

3322 Swetzer Road  
Loomis, CA 95650  
916-652-3118  
F 916-652-3171

Req.

magnetically, so any offset would not affect performance. It may change the side loading on the bearings slightly, but should not change the decision for bearings.

Req.

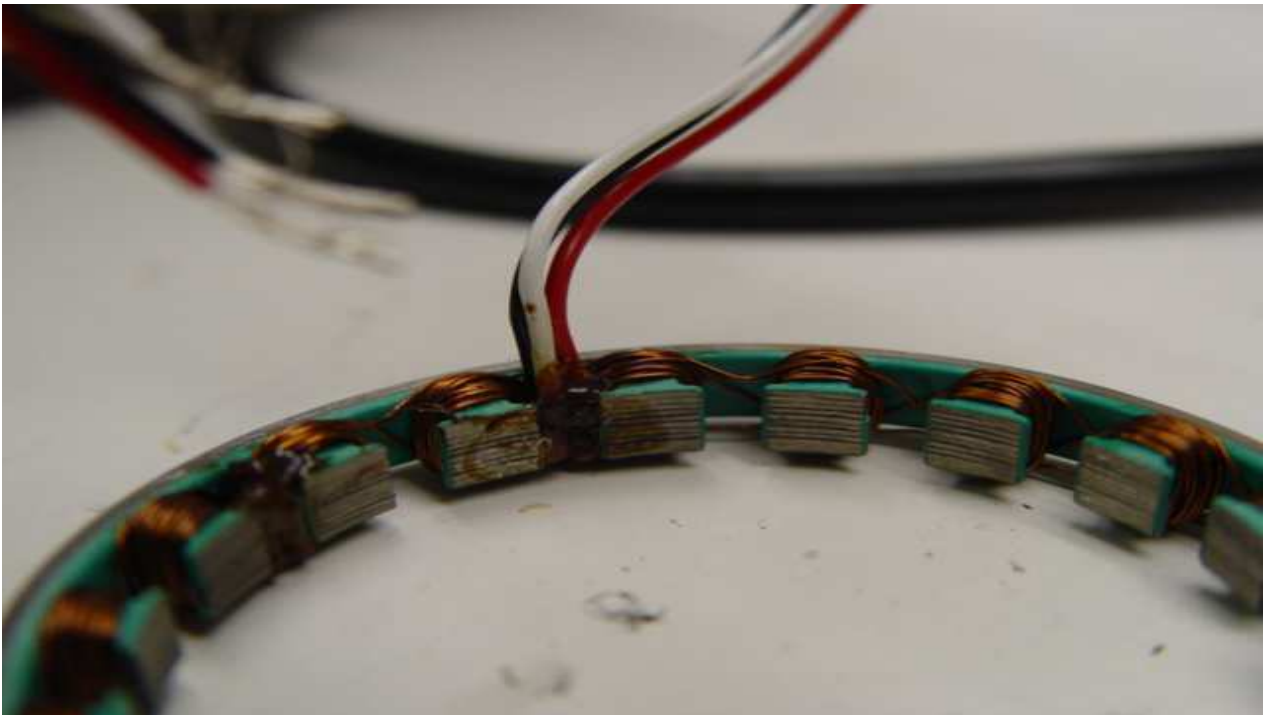
Metal parts should remain at least 2-3 mm away from the motor windings in all directions for insulation.

motor grounding

Req.

If grounding is required, a ground stud can be placed on the housing. While this is not the exact steel of the motor housing, it represents a typical ground you would see in most motors with two part housings. A ground stud is usually only required when the motor is going to operate with an off-line driver (with no isolation between the mains and the amplifier).

In all applications using Applimotion stators, extra axial room is required where the leads of the motor exit. This is usually a 10-15 degree arc on one side of the stator. See the drawing below. A small cavity with associated hole to bring the leads out is all that is necessary.



# Applimotion

---

3322 Swetzer Road  
Loomis, CA 95650  
916-652-3118  
F 916-652-3171

## Rotor Selection and Installation:

Another example of frameless motor kit is shown below. Here, you can see the rotor, which is typically made up of a homogenous magnet ring and a back iron ring concentric to it.

Applimotion offers kits with and without the back iron ring. If the system is using a rotor hub material that is magnetic, the Applimotion back iron ring is not required.

If the system is using a non-magnetic hub, then the back iron ring is a good choice.

However, if there is no room, or the customer opts to not use the back iron ring, motor torque performance parameters may only be reduced by 10%, consult factory for actual reduction in torque constant.

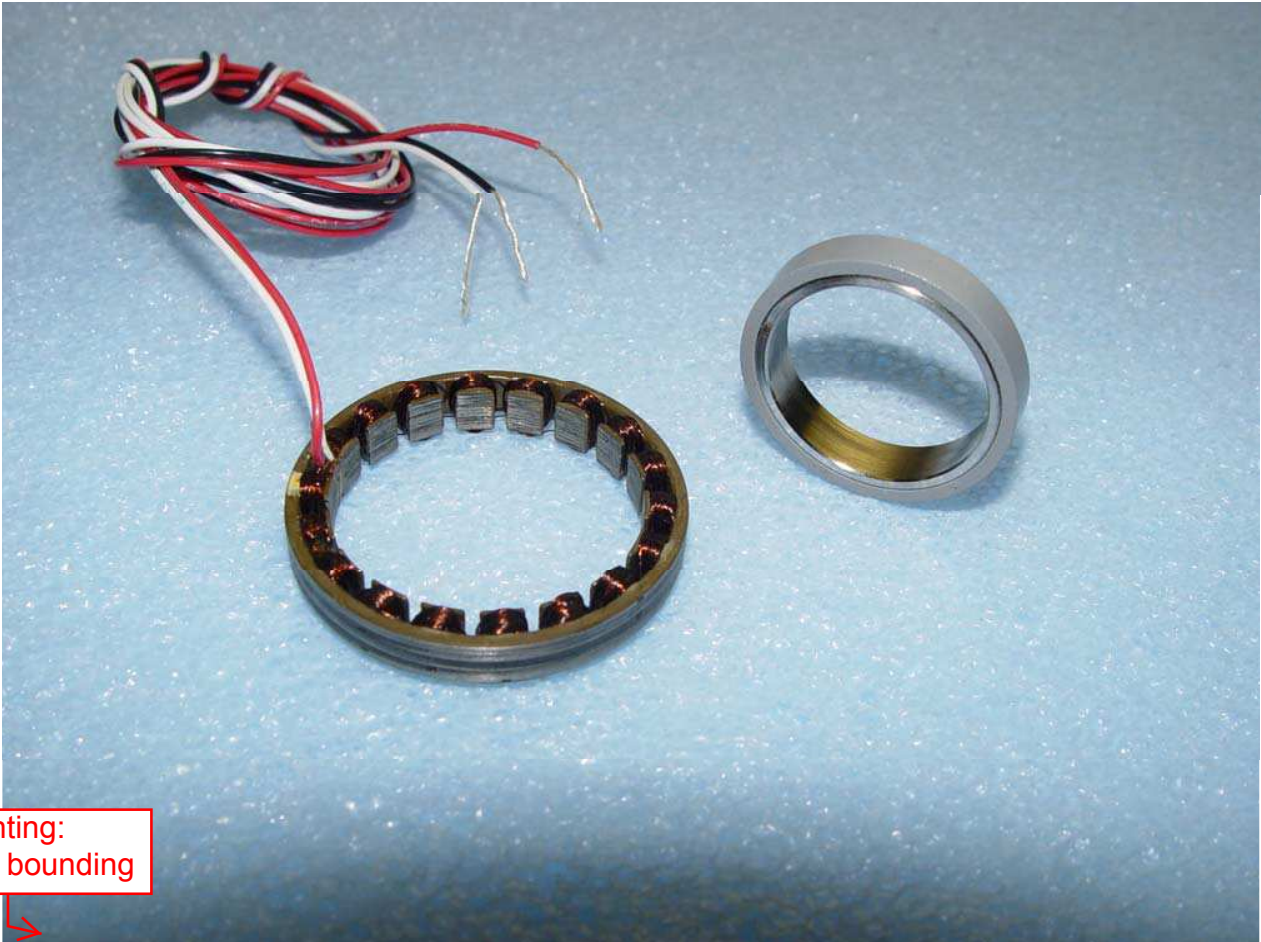
Magnetic attraction forces between the rotor and stator can be very high (several hundred pounds for large motors). It is very important that caution and care is taken when assembling the two parts. A non-magnetic sleeve can be used in the airgap (.020 thick) and assembled between the parts until the mounting is completed.

Magnetic attraction forces can be very dangerous to someone that is not skilled in dealing with magnets. Any time you are handling/transporting magnets be careful to not come in unplanned contact with magnetic metals. The magnets are also brittle and can break easily.



# Applimotion

3322 Swetzer Road  
Loomis, CA 95650  
916-652-3118  
F 916-652-3171



hub mounting:  
option 1 - bonding

Rotor magnets and magnet-back iron assemblies are typically bonded to the a rotor hub. The preferred bonding material is 3M Scotchweld DP series two part epoxy. Applimotion uses DP420 for internal assembly of these parts. This epoxy has been tested for years and stands up to the temperature range of the motor operation (-40+130C). It is customary to add a glue groove of .002-.004 to the center of the rotor hub.

In some cases, rotors can be axially clamped, similar to the stator installation above. However, it is critical not to clamp the magnet material because it is brittle.

## Custom Rotor Assemblies:

hub mounting: option 2 -  
axial clamping

Below is an assembly showing an Applimotion rotor magnet bonded to a customer supplied hub. In this case the hub material is magnetic steel and an Applimotion back iron ring is not required. Material finish is typically selected by the customer.

# Applimotion

---

3322 Swetzer Road  
Loomis, CA 95650  
916-652-3118  
F 916-652-3171

This photo also provides an example of a hub with features for an axial mounting into the motor system.



# Applimotion

---

3322 Swetzer Road  
Loomis, CA 95650  
916-652-3118  
F 916-652-3171

## Handling and Packaging:

~~All metal parts can show oxidation when exposed to humid environmental conditions.~~

Applimotion magnets and back irons are all coated with either epoxy or nickel plating to help against corrosion. Stators, however, are only sprayed with a light varnish (same that is used on the winding) to inhibit corrosion. It is best to store in a controlled environment before/until use. Any corrosion on the stator will not affect performance or life of the motor. It is common for motors to oxidize in all applications from Appliances to Automotive.

Keep magnets away from magnetic steel parts at all times. A good rule is to keep a free space around the part that is equal to the diameter of the part.

# Aerotech mounting from S-Series Motor

## Hardware Manual P/N: EDU166 (Revision 2.02.00)

The rotor shaft diameter should be no more than 0.003 inches smaller than the rotor hub ID. The shaft should also have a shoulder perpendicular to the OD of the shaft for locating the rotor.

The rotor can be clamped in the axial direction via a bolted clamp ring, see Figure 2-1. The clamp ring OD must not interfere with the stator ID. Multiple screws (4 or more) should be used to bolt the clamp ring to the shaft.

As shown in Figure 2-2, the rotor can also be bolted to the shaft via the tapped holes in the rotor hub. When the rotor is bolted to the shaft use thread locker on the attachment screws.

For added strength the rotor can be bonded onto the shaft and/or a keyway can be used in addition to mechanically attaching the rotor to the shaft.

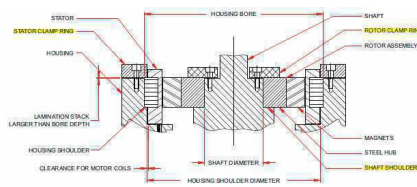


Figure 2-1: Motor Mounting Using Stator and Rotor Clamp Rings  
v0.2 - 13/10/2014

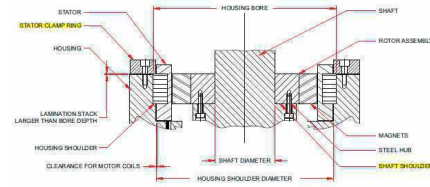


Figure 2-2: Motor Mounting Using Direct Bolting of the Rotor to the Shaft  
IAC Technology Development Plan for HARMONI

An alternative stator mounting method may be used when the recommended mounting method cannot be used and where the application requires both a low duty cycle and low torque.

The housing needs to be a structurally strong rigid body that will not deform when mounting the stator in place.

The housing bore diameter needs to be 0.001 inches larger than the OD of the stator. The housing should also include a shoulder perpendicular to the bore for locating the motor. The ID of this shoulder must provide clearance for the motor coils. The housing must also have tapped holes at the axial height corresponding to the stator's lamination stack centerline.

The motor must be glued into the housing with an appropriate thermally conductive adhesive (Aerotech recommends Loctite 383) and cured as per the specified schedule, see Figure 2-3. Radial set screws with an appropriate thread-locker must be used to clamp to the ID of the stator housing to secure the stator in place.

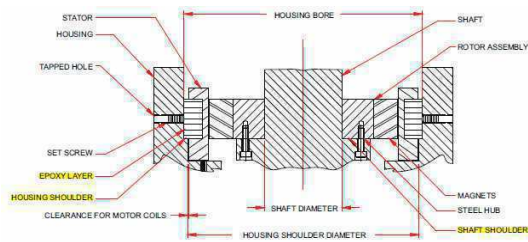


Figure 2-3: Motor Mounting by Gluing the Stator to the Housing

**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 4.5: Hall Effect Sensor**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

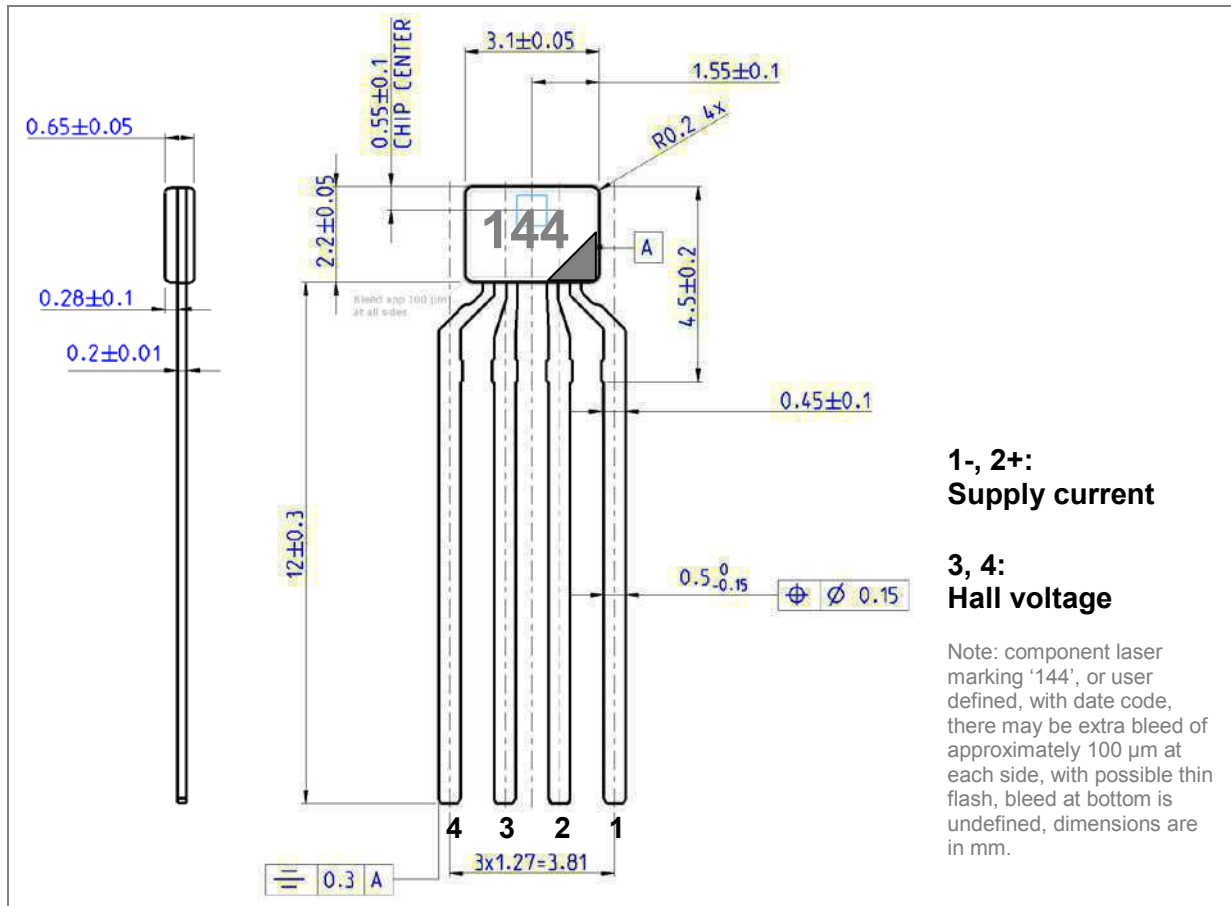
Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



# HE144 series Analog Hall sensors

Pin compatible with Siemens® / Infineon®  
KSY14 and KSY44 Hall sensors



## Features

- Precise tracking between sensors
- Large range, including strong fields
- Very small linearity error
- Low TC of sensitivity and drift
- Low noise, low drift
- Low EMC pickup
- High sensitivity
- Very low Planar Hall Effect (PHE) error
- Wide operating temperature range
- Very flat miniature package
- Low inductive zero component
- No breakdown in strong fields

## Typical applications

- Multi-sensor and differential usage
- Current and power measurement
- Magnetic field measurement
- Rotation sensing
- Position sensing
- Measurement of distances
- Measurement of diaphragm
- Oil drill direction measurement
- Movement sensing
- Measurement of pressure
- Control of motors

These are “green” devices, RoHS, lead free, and compliant with Japanese demands. The text on the device can be customer specific, depending on the type. A date and manufacturing code will be added.

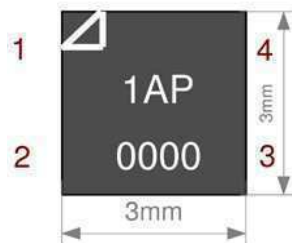
## Surface plating

Standard RoHS Gold plating is used. Gold plating ensures good shelf lives, and prevents tin whiskers. Other plating possibilities, possible on demand but minimum order quantities apply:

- RoHS gold plated is the standard plating
- RoHS matte tin, electrochemical plated
- RoHS tin dipped, tin-silver-copper, giving a thick plating layer
- Leaded (non-RoHS), electro-chemical plated
- Leaded (non-RoHS), dipped, giving a thick plating layer

## SMD version

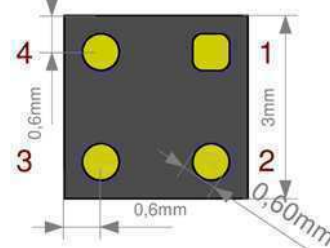
Top view



The Hall sensors are also available in a small BGA-like (ball-less) package. The thickness of the component is approximately 0.6 mm. Thickness can be adjusted to customer requirements, down to 0.4 mm. Thermal data (see below) does not apply here. Use BGA soldering methods.

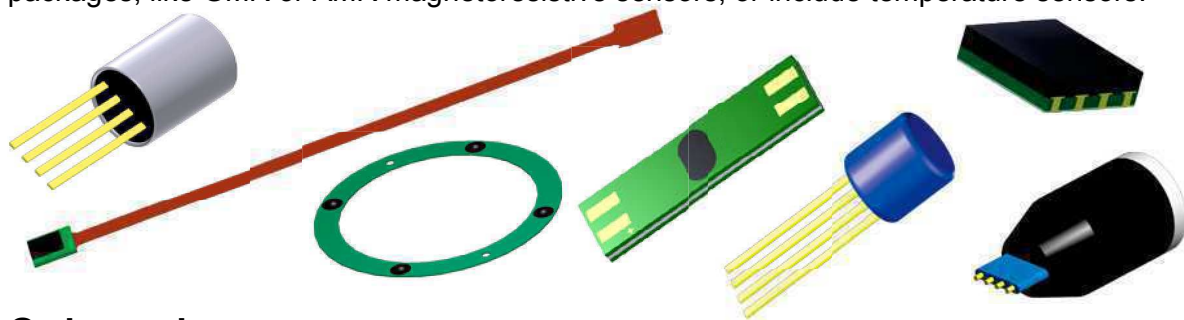
The pads are gold plated. The parts are RoHS. Use normal soldering methods. Pin 1 is the – supply current, pin 2 is the + supply current, pin 3 and 4 are the Hall outputs.

Bottom view



## Other packages and sensors

We can create any package you want, we can design and create packages, also specials and ceramics, even with 0.4 mm thickness. And we can use other chips (dice) in our non-magnetic packages, like GMR or AMR magnetoresistive sensors, or include temperature sensors.



## Order codes

Version	Order code	More information
Pin	HE144 P	standard, cross to Siemens / Infineon KSY14 and K44
SMD	HE144S	BGA-like, ball-less, minimum order quantity of 1k applies
Pin	HE10	cross to Siemens / Infineon KSY10, minimum order quantity of 20k pieces applies

Standard items are delivered from stock.





## Electrical parameters

### Absolute Maximum Ratings

Parameter	Symbol	Value	Unit
Operating temperature range <sup>1</sup>	$T_A$	-40 to +175	°C
Storage temperature rate <sup>1</sup>	$T_{stg}$	-50 to +180	°C
Supply current <sup>II</sup> , note: <b>see Advised current</b>	$I_1$	10	mA

### Characteristics, preliminary ( $T_A = 25^\circ\text{C}$ )

Thermal Conductivity in air	$G_{thA}$	$\geq 1.5$ typical 1.8	mW/K
Thermal Conductivity soldered	$G_{thC}$	$\geq 2.2$ typical 3.4	mW/K
Nominal Supply Current, note: <b>see Advised current</b>	$I_{1N}$	5	mA
Advised supply current (S/R optimal, range)	$I_{1A}$	0 to 1	mA
Open-circuit Sensitivity <sup>III</sup>	$K_{B0}$	180..370	V/AT
Open-circuit Hall Voltage <sup>IV</sup> $I_1 = I_{1N}, B = 0.1 T$	$V_{20}$	90...185 typical 100	mV
Temperature coefficient of the open-circuit Hall voltage, $I_1 = I_{1N}, B = 0.2 T @ 25^\circ\text{C}$	$TC_{V20}$	$\pm 0.02$ typical -0.003	%/K
Ohmic Offset Voltage <sup>V</sup> , $I_1 = I_{1N}, B = 0 T$ <i>Note: temporary spec, to be changed to typical <math>\leq \pm 5 mV</math> in later versions</i>	$V_{R0}$	$\leq \pm 60$   typical   50 mV	mV
Temperature coefficient of the Ohmic Offset Voltage, $I_1 = I_{1N}, B = 0 T$	$TC_{VR0}$	$\pm 0.2$ typical $\sim -0.06 @ 25^\circ\text{C}$	%/K
Maximum change of the Ohmic Offset Voltage within the temperature range	$ \Delta V_{R0} $	$\pm 2$ typical $\pm 0.3 @ 0-50^\circ\text{C}$	mV
Drift of Ohmic Offset Voltage, $I_1 = I_{1N}, B = 0 T$	0.1 to 1.0 sec. after power up	$dV_0$	not specified
	1.0 sec to 3 min. after power up	$\Delta V_0$	not specified
Supply side internal resistance <sup>VI</sup> , $B = 0 T$	$R_{10}$	900...1250 typical 1000	$\Omega$
Temperature coefficient of the Supply side internal resistance, $B = 0 T$	$TC_{R10}$	typical 0.35	%/K
Hall side internal resistance <sup>VII</sup> , $B = 0 T$	$R_{20}$	900...1700 typical 1000	$\Omega$
Temperature coefficient of the Hall side internal resistance, $B = 0 T$	$TC_{R20}$	typical 0.35	%/K
Linearity of Hall voltage	$B = 0 \dots 0.5 T$	$\Delta V_{20-0.5}$ (or $F_{L-0.5}$ )	$< \pm 0.2$ typical $\leq \pm 0.1$
	$B = 0 \dots 1.0 T$	$\Delta V_{20-1}$ (or $F_{L-1}$ )	$\leq \pm 0.2$ typical $\leq \pm 0.1$
	$B = 0 \dots 2.4 T$ , $I_1 = 1 mA$	$\Delta V_{20-2}$ (or $F_{L-2}$ )	limit not specified typical $\leq \pm 0.2$
Bandwidth (-3dB point)	$B$	tested up to 100 kHz, range several MHz	kHz
Rise time		not specified yet	
Noise figure <sup>VIII</sup>	$F$	$\leq 10$	dB

<sup>1</sup> In fact capable of a much larger temperature range, contact us for more information

- 
- II Allowed and advised to be smaller than 5 mA, leads to better noise behaviour and less drift
  - III Data subject to change
  - IV Data subject to change
  - V Will be improved in later parts, first series are typical 10 mV@1mA, but with very low temperature drift
  - VI Tracking devices follow delivered values typically within  $\pm 30$  milliOhm
  - VII Tracking devices follow delivered values typically within  $\pm 30$  milliOhm
  - VIII At advised current, contact us for advise

All data is subject to change without prior notice, future versions may be improved



**Manufacturer**

The Netherlands

Tel: +31 65 159 0081

Fax: +31 84 741 3475

Email: [info@hoeben.com](mailto:info@hoeben.com)

[www.hoeben.com](http://www.hoeben.com)

**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Anexo 4.6: Catálogo Ultem**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos





*GE Plastics*



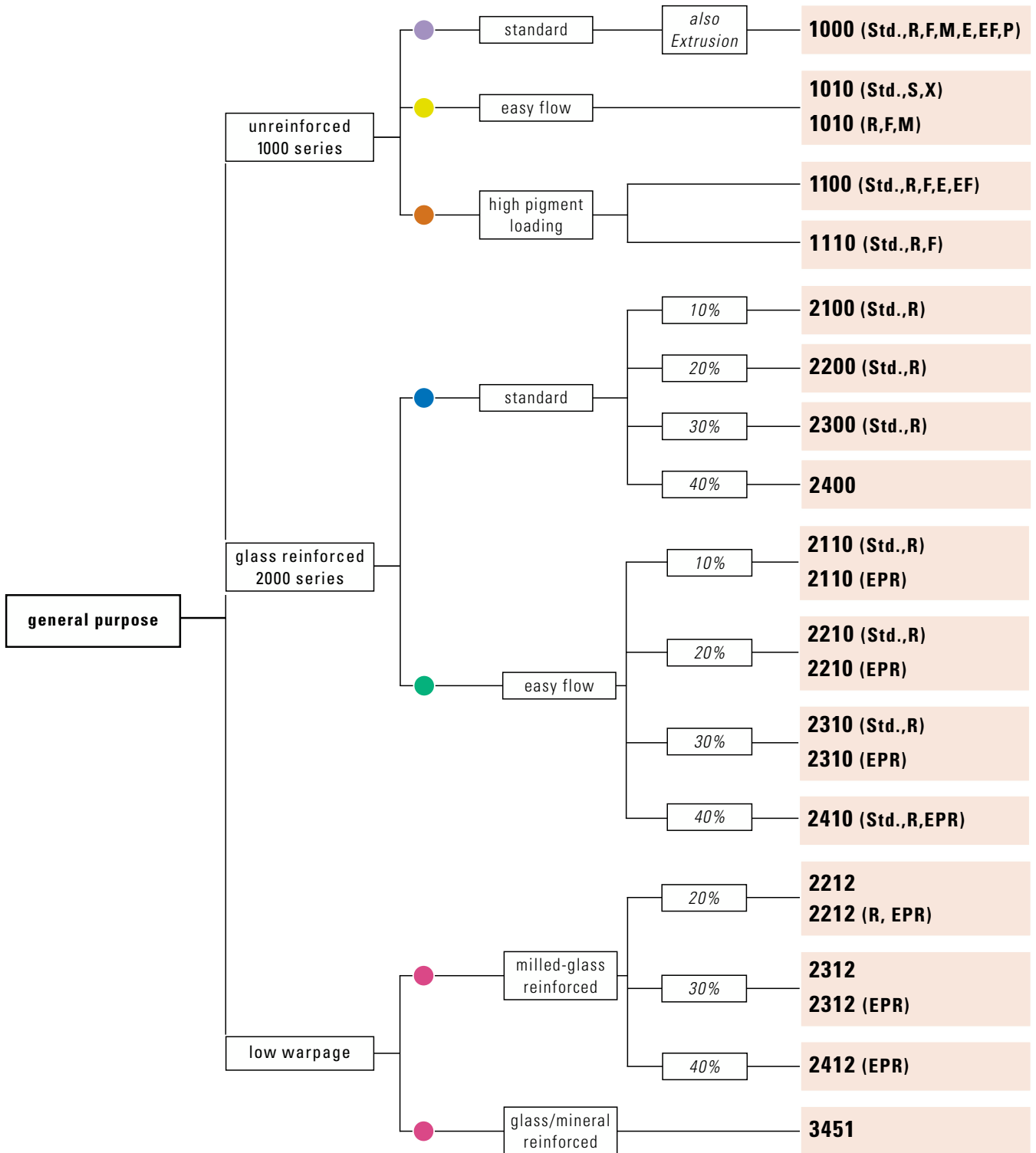
GE Engineering  
Thermoplastics

PRODUCT GUIDE

**ULTEM<sup>®</sup>**

PEI Resin

**ULTEM® PEI resin** > **general purpose** | wear resistant | carbon fiber filled | chemical resistant  
 | higher heat | aircraft | high impact | polymer blend



# 4 Properties\*

## 4.1 Thermal Properties

An outstanding property of ULTEM® resin is its ability to withstand long-term exposure to elevated temperatures. This high heat performance, combined with excellent flammability ratings and Underwriters' Laboratory, UL, recognition, qualifies ULTEM® resin for demanding high temperature applications.

### Heat deflection temperature and continuous use ratings

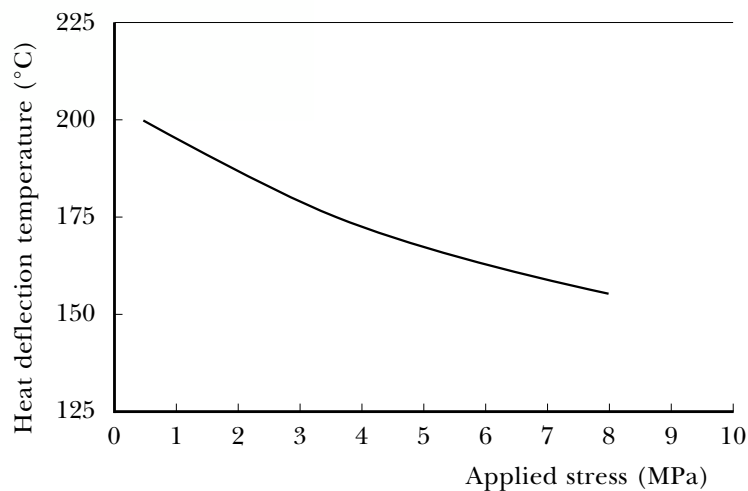
In recognition of its inherent thermal stability, UL has granted the ULTEM® 1000 resin base polymer a relative thermal index (RTI) of 170°C, according to UL746B. The polymer's high glass transition temperature (T<sub>g</sub>) of 217°C coupled with its high heat deflection temperature (HDT/A<sub>e</sub> 1.80 MPa) of 190°C contributes to its excellent retention of physical properties at elevated temperatures.

\* Typical values only.

*In all cases extensive testing of the application under the end-use working conditions is strongly recommended. The actual performance and interpreting of the results of end-use testing are the end-producer's responsibility.*

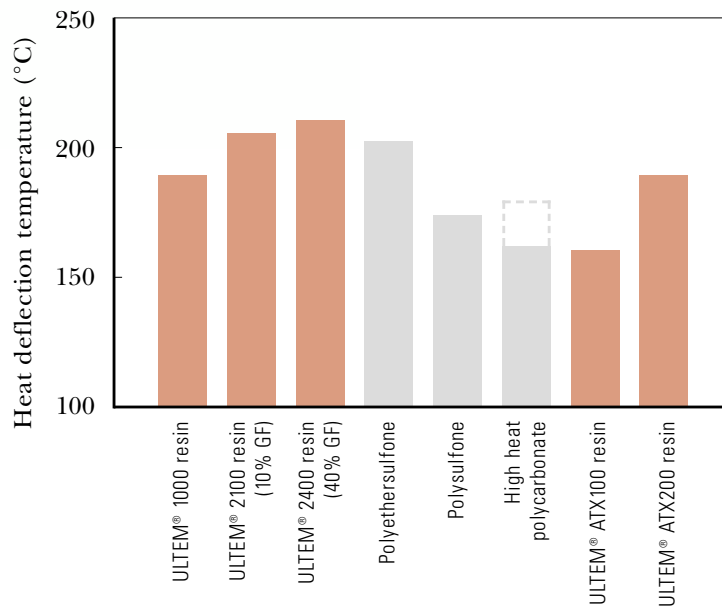
■ FIGURE 4-1 shows the ability of ULTEM® resin to maintain this high heat deflection temperature with increased stress, an important consideration to the design engineer.

■ FIGURE 4-1  
Heat deflection temperature of ULTEM® 1000 resin vs. applied stress



■ FIGURE 4-2 compares the high heat deflection temperature of ULTEM® 1000 resin with those of other high performance engineering thermoplastics.

■ FIGURE 4-2  
Heat Deflection Temperature (HDT/Ae 1.80 MPa)



### Coefficient of thermal expansion

Another important design consideration is the thermal expansion of a material, particularly in applications where plastic parts are mated with metal parts or have metal inserts. ■ TABLE 4-1 lists the coefficient of thermal expansion for the family of ULTEM® resin grades and demonstrates the capability of matching the values of several metals.

## 4.2 Flammability

### Flame resistance

ULTEM® resin exhibits exceptionally good flame resistance without the use of additives. For example, ULTEM® 1000 resin has been rated V0 at 0.41 mm under UL94, and 5VA at 1.6 mm. In addition, as seen in ■ FIGURE 4-3, it has a limited oxygen index of 47, the highest of any commonly used engineering thermoplastic.

### Combustion characteristics

A key factor in determining the relative safety of a polymeric material is its smoke generation under actual fire conditions. Measured against

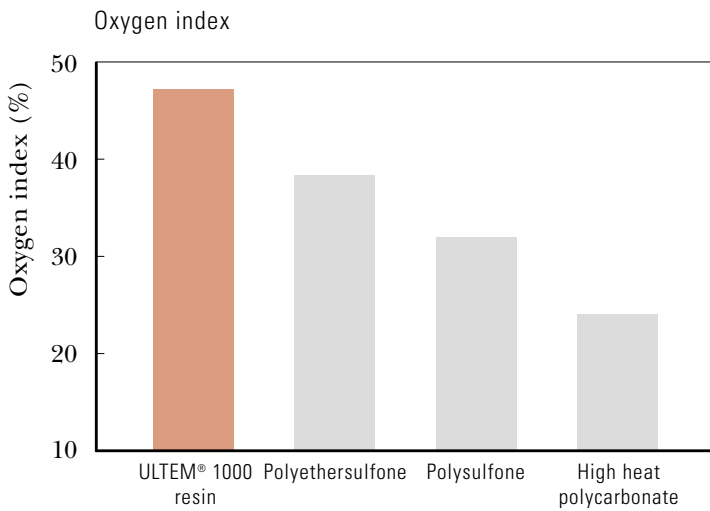
■ TABLE 4-1

Coefficient of linear thermal expansion

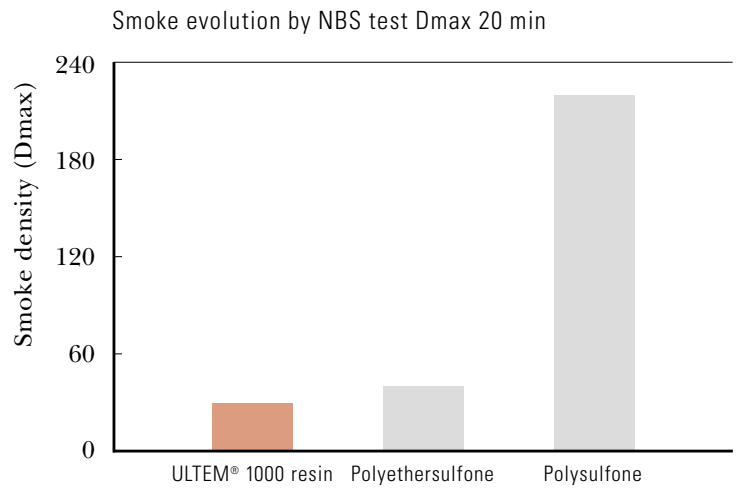
Material	Flow direction (10 <sup>-5</sup> /°C)	Cross flow direction (10 <sup>-5</sup> /°C)
ULTEM® 1000 resin	5	5
ULTEM® 2100 resin	2.6	6
ULTEM® 2200 resin	2.5	6
ULTEM® 2300 resin	2	6
ULTEM® 2312 resin	2.3	2.7
ULTEM® 2400 resin	1.5	4.5
Polysulfone	5.6	
Polysulfone 10% GF	3.6	
High Heat Polycarbonate	7.5	
Brass	1.6-1.8	
Zinc	2.7	
Aluminum	2.2	
Steel	1.2-1.5	



■ FIGURE 4-3



■ FIGURE 4-4



other engineering thermoplastics, ULTEM® resin exhibits extremely low levels of smoke generation as demonstrated by the NBS smoke evolution test results shown in ■ FIGURE 4-4. Furthermore, the products of combustion of ULTEM® resin have been shown to be no more toxic than those of wood.

### Aircraft industry regulations

ULTEM® resin is widely used in aircraft applications because of its compliance with aircraft industry regulations. ■ TABLE 4-2 lists the performance of the different ULTEM® resin series according to these regulations.

## 4.3 Mechanical Properties

### Strength

At room temperature, ULTEM® resin exhibits strength well beyond that of most engineering thermoplastics, with a tensile stress at yield of 105 MPa (ISO R527) and a flexural strength at yield of 160 MPa (ISO 178).

Even more impressive is the retention of strength at elevated temperatures. At 190°C, a temperature well beyond the useful range of most other engineering thermoplastics, ULTEM® resin retains approximately 50 MPa tensile stress (ISO R527), as illustrated in ■ FIGURE 4-5.

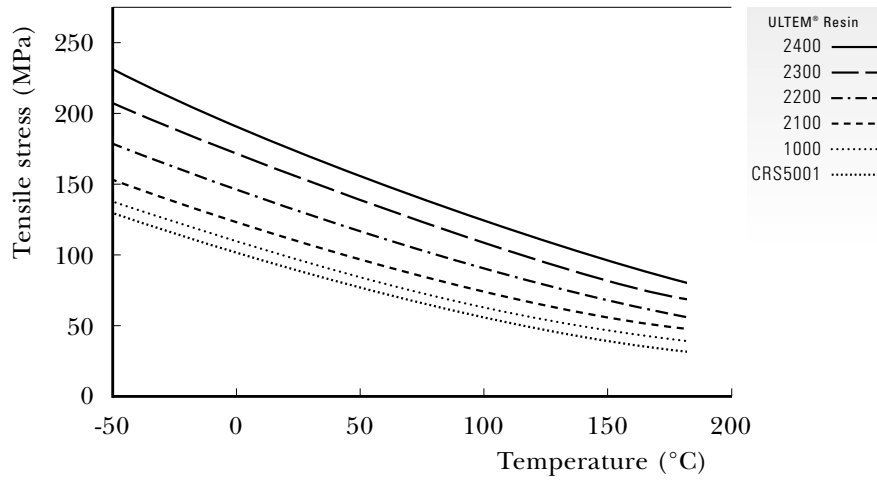
■ TABLE 4-2

Aircraft regulation compliance according to ABD 0031, FAR 25.853, OSU

Resin Grade	FAR	OSU 25.853	Smoke	Toxicity Ds 4min
ULTEM® 1000 resin series	a(60s)	100/100	<50	pass
ULTEM® 2000 resin series	a(60s)	100/100	<50	pass
ULTEM® CRS 5000 resin series	a(60s)	100/100	<50	pass
ULTEM® 6000 resin series	a(60s)	100/100	<50	pass
ULTEM® 7000 resin series	a(60s)	100/100	<50	pass
ULTEM® 9000 resin series	a(60s)	65/65	<50	pass

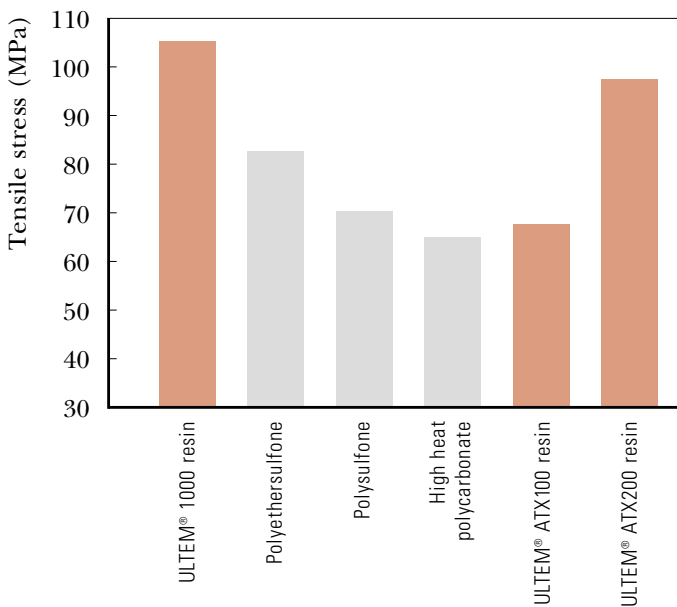
ABD 0031 contains requirements for smoke, toxicity and FAR 25.853. FAR 25.853 classifies materials for flammability. OSU (Ohio State University) calorimeter requirements for larger parts.

■ FIGURE 4-5  
Tensile stress as a function of temperature

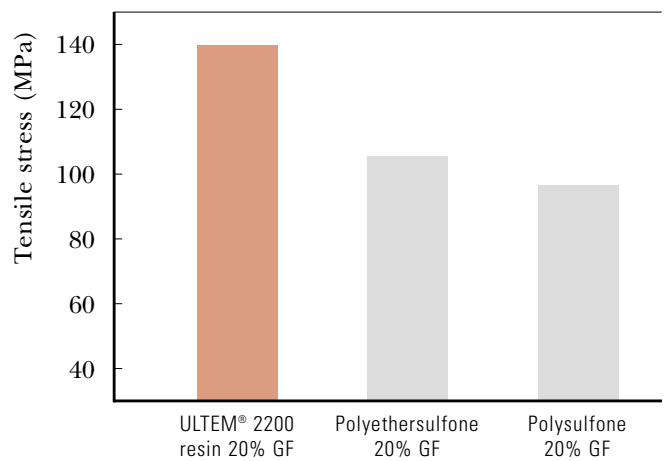


■ FIGURE 4-6 demonstrates the higher tensile stress of ULTEM® 1000 resin compared to other high performance engineering materials. The outstanding inherent strength of ULTEM® resin is further enhanced through reinforcement with glass fibers, as shown in ■ FIGURE 4-7 which compares ULTEM® 2200 resin (20% glass reinforced grade) with other glass reinforced engineering thermoplastics.

■ FIGURE 4-6  
Tensile stress (23°C) at yield (50mm/min)



■ FIGURE 4-7  
Tensile stress (23°C) at break (5mm/min)



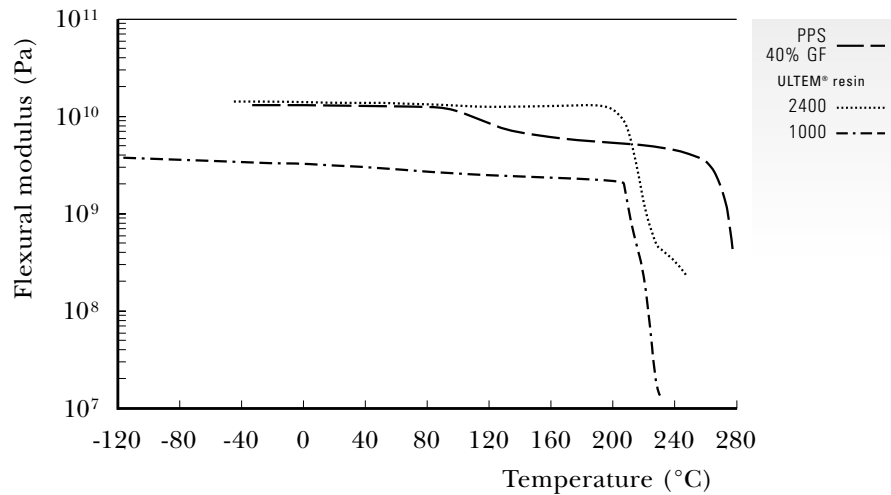
## Modulus

Another outstanding mechanical property of ULTEM® PEI resin is its high modulus. The 3300 MPa flexural modulus (ISO 178) of ULTEM® 1000 resin is one of the highest room temperature moduli of any high performance engineering plastic. In load bearing applications where deflection is a primary consideration, unreinforced ULTEM® resin provides structural

rigidity approaching that of many glass reinforced resins. In addition, the flexural modulus of ULTEM® resin remains exceptionally high at elevated temperatures, as shown in ■ FIGURE 4-8. For example, at 175°C the modulus of ULTEM® 1000 resin is higher than that of most engineering plastic at room temperature.

■ FIGURE 4-8

Flexural modulus of ULTEM® resin at different glass ratios as a function of temperature vs. PPS 40%GF



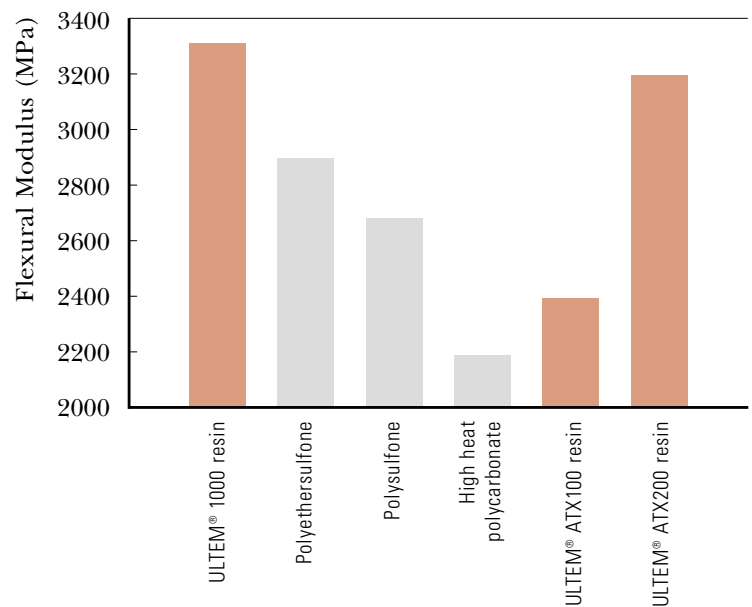
Thus, ULTEM® resin offers designers the opportunity to achieve desired stiffness with none of the sacrifices associated with glass reinforced materials, such as increased machine and tool wear and decreased flow.

■ FIGURE 4-9 compares the flexural modulus of the ULTEM® 1000 resin base polymer with that of other high performance engineering thermoplastics.

Where greater stiffness is required, the glass reinforced ULTEM® 2000 resin series or the carbon fiber reinforced ULTEM® 7000 resin series provide additional performance with flexural moduli as high as 13500 MPa (ISO 178) at room temperature.

■ FIGURE 4-9

Flexural modulus (23°C) 2 mm/min



## Ductility

In addition to its unique combination of high strength and modulus, ULTEM® resin exhibits outstanding ductility. Its tensile elongation at yield affords the freedom to incorporate snap fit designs for ease of assembly. Even with the addition of 10% glass reinforcement, ULTEM® 2100 resin retains ductility over a temperature range from subzero to 200°C.

## Impact strength

ULTEM® 1000 resin exhibits excellent practical impact resistance. Since ULTEM® resins display notch sensitivity, adherence to standard design principles is recommended. Stress concentrators such as sharp corners should be minimized to provide the maximum impact strength in molded parts. ULTEM® ATX100 resin has been developed specifically for applications where high impact performance is required. The Izod notched impact strength of this series goes up to 15 kJ/m<sup>2</sup>.

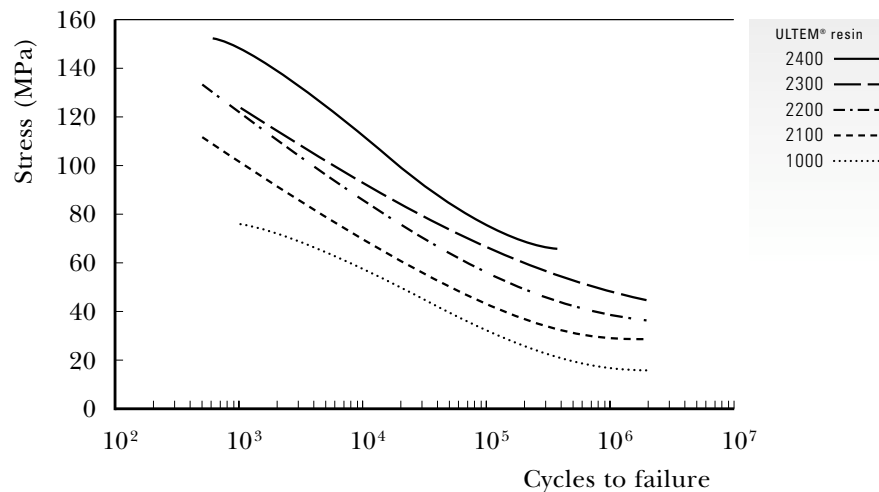
## Fatigue endurance

Fatigue is an important design consideration for parts subjected to cyclical loading or vibration. In such applications, an uniaxial fatigue diagram (see ■ FIGURE 4-10) could be used to predict product life. These curves can be used to determine the fatigue endurance limit, or the maximum cycle stress that a material can withstand without failure.

## Creep behavior

When considering the mechanical properties of any thermoplastic material, designers must recognize the effects of temperature, stress level and load duration on material performance. ULTEM® resin displays excellent creep resistance even at temperatures and stress levels which would preclude the use of many other thermoplastics.

■ FIGURE 4-10  
Uniaxial fatigue test  
of ULTEM® resin at  
different glass ratios



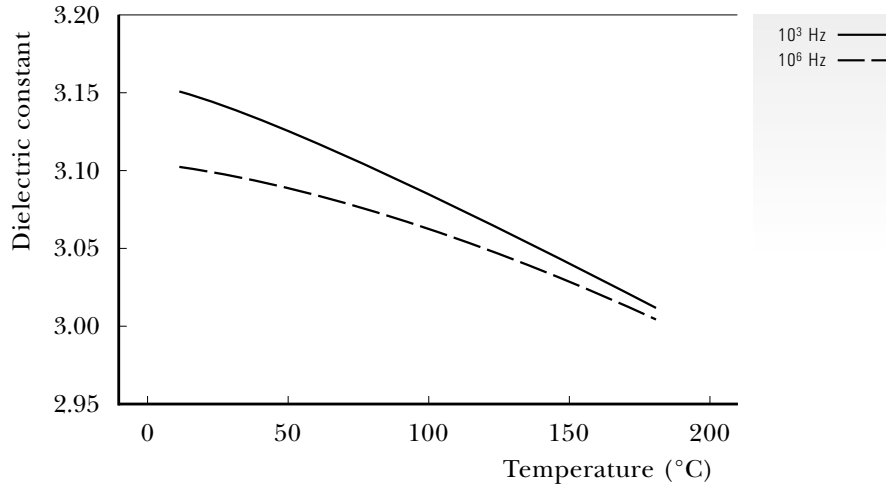
## 4.4 Electrical Properties

ULTEM® resins exhibit excellent electrical properties which remain stable over a wide range of environmental conditions. This stability, together with outstanding thermal and mechanical properties, make ULTEM® resins ideal candidates for highly demanding electrical and electronic applications.

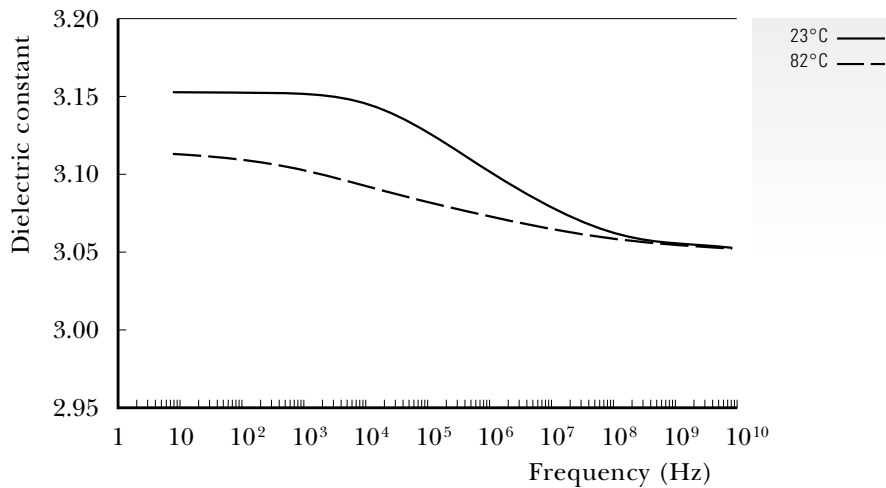
### Relative permittivity

Although either low or high absolute values of the relative permittivity may be desirable depending upon the application, it is more important that the values remain stable over the entire service temperature and/or frequency range. ■ FIGURES 4-11 and 4-12 demonstrate the stability of ULTEM® 1000 resin over varying temperatures and frequencies.

■ FIGURE 4-11  
Relative permittivity of ULTEM® 1000 resin vs. temperature at 50% RH



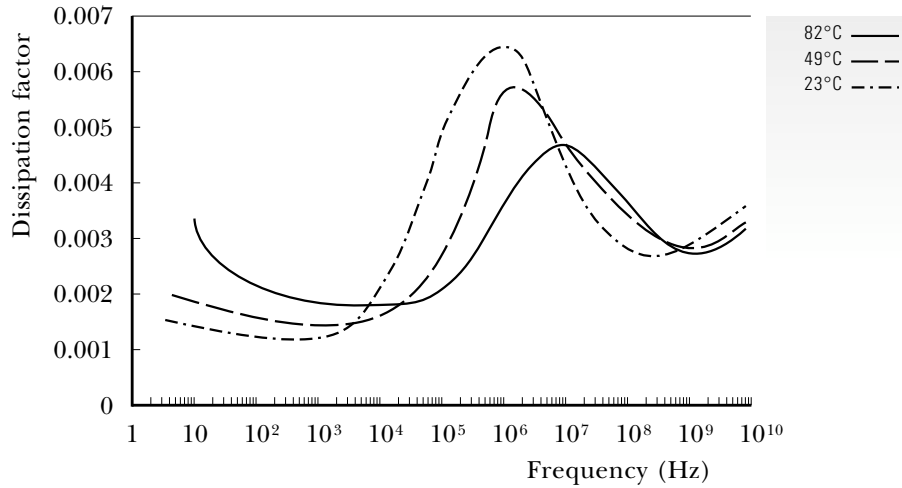
■ FIGURE 4-12  
Relative permittivity of ULTEM® 1000 resin vs. frequency at 50% RH



### Dissipation factor

As shown in ■ FIGURE 4-13, ULTEM® 1000 resin exhibits an exceptionally low dissipation factor over a wide range of frequencies, particularly in the kilohertz (10<sup>3</sup> Hz) and gigahertz (10<sup>9</sup> Hz) ranges. In addition, this low dissipation factor remains

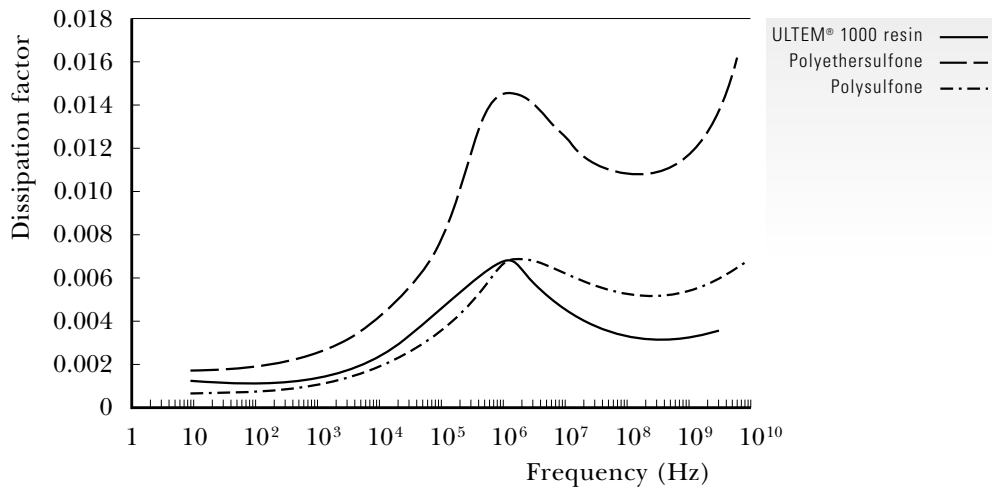
**FIGURE 4-13**  
Dissipation factor of ULTEM® 1000 resin vs. frequency at 50% RH



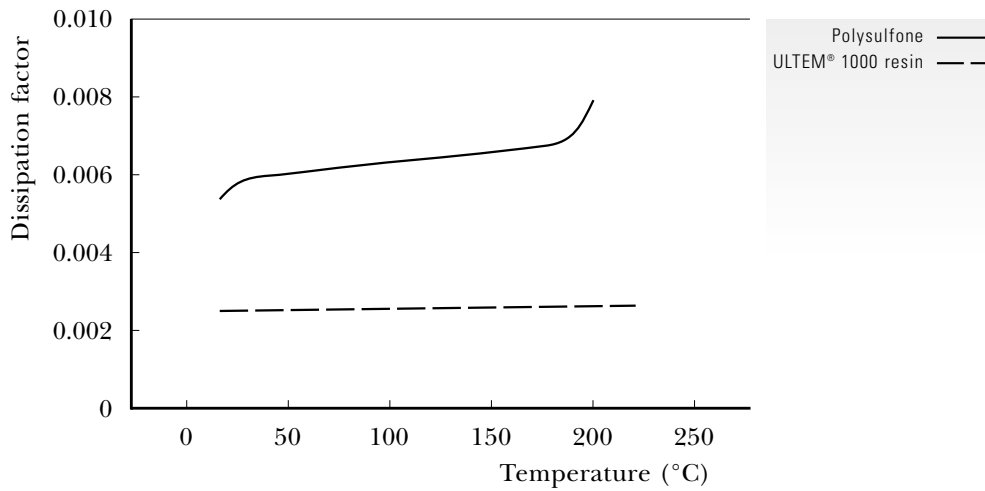
constant over the resin’s entire useful temperature range. This behavior is of prime importance in applications such as computer circuitry and microwave components where the resin provides a minimum loss of electrical energy in the form of heat.

FIGURES 4-14 and 4-15 demonstrate the superior performance of ULTEM® PEI resin over other thermoplastic resins traditionally considered for these electrotechnical applications. The dissipation factor peak around megahertz (10<sup>6</sup> Hz) is caused by moisture in the material and therefore depends on the ambient conditions.

**FIGURE 4-14**  
Dissipation factor vs. frequency at 23°C, 50% RH



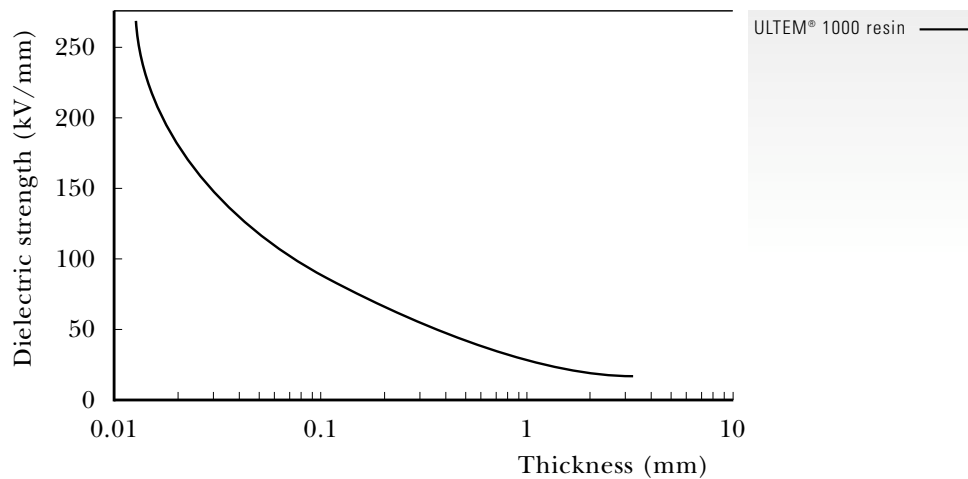
■ **FIGURE 4-15**  
Dissipation factor  
vs. temperature  
at  $2.45 \times 10^9$  Hz



### Dielectric strength

An excellent electrical insulator, ULTEM® resin exhibits a dielectric strength of 25 kV/mm at 1.6 mm (in oil). The effect of thickness on dielectric strength for ULTEM® 1000 resin is shown in ■ FIGURE 4-16.

■ **FIGURE 4-16**  
Dielectric strength  
of ULTEM® 1000 resin  
as a function of  
thickness



## 4.5 Environmental Resistance

### Chemical resistance

Unlike other amorphous resins, ULTEM® polyetherimide resin demonstrates unusually good resistance to a wide range of chemicals. ■ TABLE 4-3 lists the performance of ULTEM® 1000 and CRS 5000 resin series in a variety of common environments at several stress levels. In applications requiring prolonged immersion, finished part performance should always be evaluated on the actual part under actual service conditions.

ULTEM® resin displays excellent property retention and resistance to environmental stress cracking when exposed to most commercial automotive and aircraft fluids, fully halogenated hydrocarbons, alcohols and weak aqueous solutions. Exposure to partially halogenated hydrocarbons and strong alkaline environments should be avoided.

In an effort to further enhance the inherent chemical resistance of ULTEM® resin, a chemical resistant ULTEM® CRS 5000 resin series has been developed. These amorphous materials combine the chemical resistance characteristics often associated with crystalline and specialty materials with the excellent processing characteristics typical of ULTEM® resins.

### Cleaning and degreasing

Cleaning or degreasing of ULTEM® resin finished parts can be performed using methyl or isopropyl alcohol, soap solutions, heptane, hexane or naphtha. The parts should not be cleaned with partially halogenated hydrocarbons or with ketones such as MEK or strong bases, such as sodium hydroxide.

■ TABLE 4-3

Chemical compatibility of ULTEM® 1000 resin and ULTEM® CRS 5001 resins

Media	Temp (°C)	Immersion (days)	Strain (%)	ULTEM® CRS 5001 resin	ULTEM® 1000 resin
<b>Alcohols <sup>1)</sup></b>					
Methanol	23	21	0.25	n.a.	n.a.
		21	0.5	n.a.	n.a.
	60	21	0.25	n.a.	n.a.
		21	0.5	n.a.	n.a.
<b>Aqueous Detergents <sup>2)</sup> &amp; Cleaners</b>					
Domestic Detergent	23	21	0.25	n.a.	n.a.
		21	0.5	n.a.	n.a.
	60	21	0.25	n.a.	n.a.
		21	0.5	n.a.	n.a.
Bleach (10%)	23	21	0.25	n.a.	n.a.
		21	0.5	n.a.	n.a.
	60	21	0.25	n.a.	n.a.
		21	0.5	n.a.	n.a.

#### Key to performance

n.a. no attack  
f. failure / ruptured  
c. crazing  
sv.c. severe crazing  
s.c. slight crazing  
– not tested

<sup>1)</sup> Other examples of alcohols include ethyl, propyl and some glycols

<sup>2)</sup> Other examples of aqueous detergents include hypochlorite bleaches and phosphate cleaners



■ TABLE 4-3 (continued)

<i>Media</i>	Temp (°C)	Immersion (days)	Strain (%)	ULTEM® CRS 5001 resin	ULTEM® 1000 resin
<b>Water</b>					
Steam	100	21	0.25	n.a.	n.a.
		21	0.5	n.a.	f. (216 hrs.)
Distilled Water	23	21	0.25	n.a.	n.a.
		21	0.5	n.a.	n.a.
<b>Chlorinated Solvents <sup>3)</sup></b>					
1,1,2 Trichloroethylene	23	2 hrs.	0.25	sv.c.	f.
		2 hrs.	0.5	sv.c.	f.
1,1,1 Trichloroethylene	23	21	0.25	n.a.	n.a.
Chloroform		21	0.5	n.a.	f. (24 hrs.)
<b>Esters</b>					
Dibutylphthalate	23	21	0.25	n.a.	n.a.
		21	0.5	c.	f. (24 hrs.)
	85	21	0.25	n.a.	f.
		24 hrs.	0.5	c.	f.
<b>Aromatic Hydrocarbons <sup>4)</sup></b>					
Toluene	23	21	0.25	n.a.	f. (48 hrs.)
		48 hrs.	0.5	c.	f. (2 hrs.)
	85		0.25	c. (48 hrs.)	f.
			0.5	c. (48 hrs.)	f.

**Key to performance**

n.a.	no attack
f.	failure / ruptured
c.	crazing
sv.c.	severe crazing
s.c.	slight crazing
–	not tested

<sup>3)</sup> Other examples of chlorinated solvents include methylene chloride and ethylene chloride

<sup>4)</sup> Other examples of aromatic hydrocarbons include benzene, xylene and gasoline

<i>Media</i>	Temp (°C)	Immersion (days)	Strain (%)	ULTEM® CRS 5001 resin	ULTEM® 1000 resin
<b>Ketones and Aldehydes <sup>5)</sup></b>					
Methyl Ethyl Ketone (MEK)	23	21	0.25	n.a.	f. (2 hrs.)
			0.5	c. (48 hrs.)	f. (2 hrs.)
	75		0.25	s.c. (48 hrs.)	f.
			0.5	c. (48 hrs.)	f.
<b>Aircraft Fluids</b>					
Skydrol 500B	23	21	0.25	n.a.	n.a.
Hydraulic Fluid	85	21	0.5	n.a.	f. (72 hrs.)
		21	0.25	n.a.	f.
			0.5	c. (24 hrs.)	f.
<b>Automotive Fluids</b>					
Gasoline	73	21	0.25	n.a.	n.a.
			0.5	n.a.	n.a.
ASTM Fuel C	60	21	0.25	n.a.	n.a.
		21	0.5	n.a.	f.
Diesel Fuel	23	5	0.25	–	n.a.
			0.5	–	n.a.
Brake Fluid	23	21	0.25	n.a.	n.a.
			0.5	n.a.	n.a.
	85	21	0.25	n.a.	f. (168 hrs.)
			0.5	f.	f.

**Key to performance**

n.a.	no attack
f.	failure / ruptured
c.	crazing
sv.c.	severe crazing
s.c.	slight crazing
–	not tested

<sup>5)</sup> Other examples of ketones and aldehydes include acetone, acetaldehyde and formaldehyde

■ TABLE 4-3 (continued)

Media	Temp (°C)	Immersion (days)	Strain (%)	ULTEM® CRS 5001 resin	ULTEM® 1000 resin
<b>Automotive Fluids</b>					
Transmission Fluid	23	5	0.25	–	n.a.
			0.5	–	n.a.
	120	7	0.25	–	n.a.
			0.5	–	n.a.
Antifreeze (75%)	23	21	0.25	n.a.	n.a.
		21	0.5	n.a.	n.a.
	150	21	0.25	n.a.	f.
			0.5	f. (72 hrs.)	f.
Mineral Oil	23	21	0.25	n.a.	n.a.
		21	0.5	n.a.	n.a.
	140	21	0.25	n.a.	f. (168 hrs.)
		21	0.5	n.a.	f. (168 hrs.)
<b>Acids <sup>6)</sup></b>					
Sulphuric Acid (37%)	23	21	0.25	n.a.	n.a.
		21	0.5	n.a.	n.a.
Inorganic	90	21	0.25	n.a.	n.a.
		21	0.5	n.a.	n.a.
		21	0.5	n.a.	n.a.

**Key to performance**

n.a.	no attack
f.	failure / ruptured
c.	crazing
sv.c.	severe crazing
s.c.	slight crazing
–	not tested

<sup>6)</sup> Other examples of acids include hydrochloric, phosphoric and glacial acetic

Media	Temp (°C)	Immersion (days)	Strain (%)	ULTEM® CRS 5001 resin	ULTEM® 1000 resin
<b>Acids <sup>6)</sup></b>					
Acetic Acid (20%) Organic	23	21	0.25	n.a.	n.a.
			0.5	n.a.	n.a.
	90	21	0.25	n.a.	n.a.
			0.5	n.a.	n.a.
<b>Strong Bases <sup>7)</sup></b>					
Sodium Hydroxide (30%)	23	21	0.25	n.a.	n.a.
			0.5	n.a.	n.a.
	90	21	0.25	f.	f.
			0.5	f.	f.
<b>Weak Bases <sup>8)</sup></b>					
Ammonium Hydroxide (10%)	23	21	0.25	n.a.	n.a.
			0.5	n.a.	n.a.
	90	21	0.25	f.	f.
0.5			f.	f.	

**Key to performance**

n.a.	no attack
f.	failure / ruptured
c.	crazing
sv.c.	severe crazing
s.c.	slight crazing
–	not tested

<sup>6)</sup> Other examples of acids include hydrochloric, phosphoric and glacial acetic

<sup>7)</sup> Other examples of strong bases include other metal hydroxides and some amines

<sup>8)</sup> Other examples of weak bases include dilute forms of metal hydroxides and some amines

### Aqueous solutions

ULTEM® resin is resistant to mineral acids, mineral salt solutions and dilute bases (pH less than 9) as shown in ■ TABLE 4-4. This property, together with high temperature performance and transparency, qualifies the resin for applications such as laboratory ware and automotive heat transfer systems.

Chemical (concentration)	% Retention of Tensile Stress	% Weight Gain
Deionized water	94	1.25
Zinc chloride (10%)	96	1.13
Potassium carbonate (30%)	97	0.85
Tin chloride (10%)	97	1.05
Citric acid (40%)	96	1.06
Hydrochloric acid (20%)	99	0.61
Phosphoric acid (20%)	97	0.99
Sulphuric acid (20%)	97	0.89
Chromic acid (15%)	94	0.73
Formic acid (10%)	94	1.29
Nitric acid (20%)	96	1.07
Acetic acid (20%)	95	1.15
Potassium hydroxide (10%)	97	1.55
Ammonium hydroxide (10%)	68	1.79
Sodium hydroxide (10%)	97	1.00
Cyclohexylamine (1%)	97	1.10

■ TABLE 4-4

Chemical Resistance of ULTEM® 1000 resin to Aqueous Solutions at 23°C, no stress applied (100 day immersion)

### Hydrolytic stability

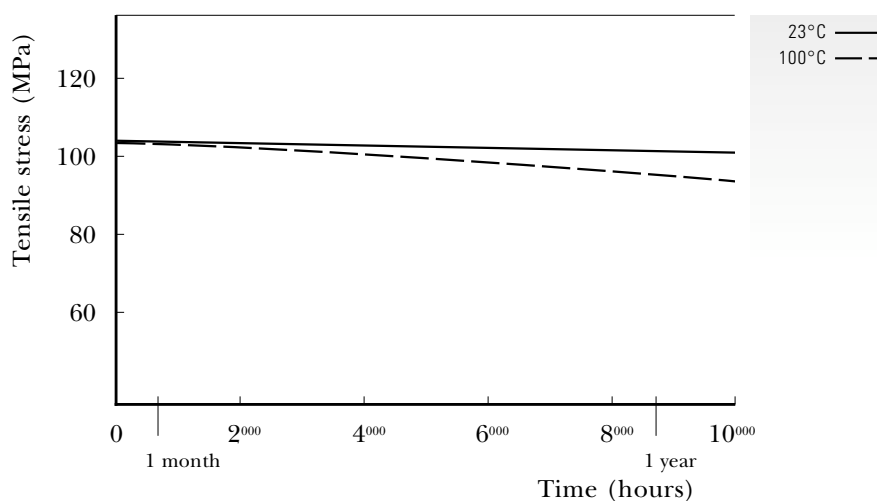
■ FIGURE 4-17 depicts the excellent tensile stress retention of ULTEM® 1000 resin after 10,000 hours of immersion in water at 100°C. In addition, tests show that ULTEM® resin's physical properties remain virtually unchanged after repeated cycling from steam pressure to drying in vacuum at room temperature. Therefore ULTEM® resin is a very good material for repeated autoclavability.

### Ultraviolet exposure

ULTEM® resin is resistant to UV radiation without the addition of stabilizers. Properties like tensile stress, modulus and Izod notched impact show a negligible change after long-term exposure to UV. However, care should be taken, since color changes and loss of Izod unnotched impact performance might occur after long-term exposure.

■ FIGURE 4-17

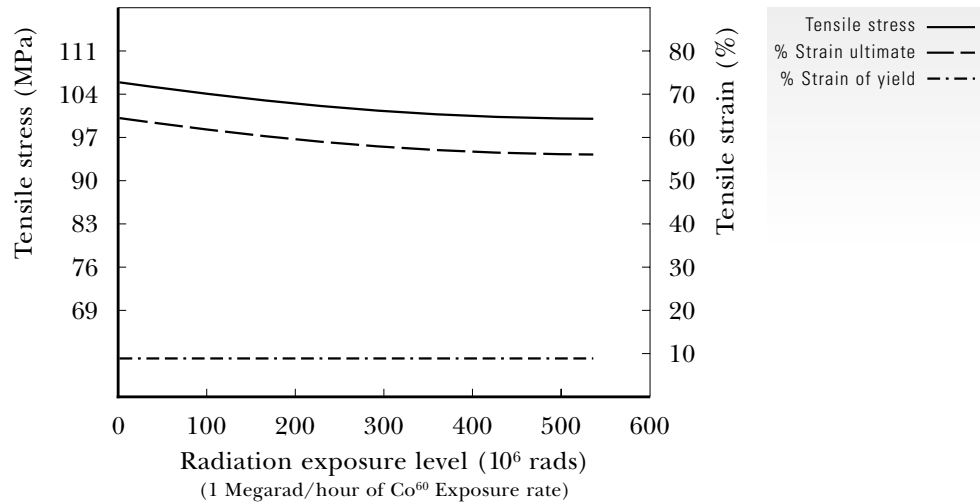
Effect of water exposure on tensile stress of ULTEM® 1000 resin



### Radiation resistance

Parts molded in ULTEM® resin demonstrate excellent resistance to gamma radiation, as shown in ■ FIGURE 4-18. A loss of less than 6% tensile strain (ISO 527) was observed after cumulative exposure to 500 megarads at the rate of one megarad per hour using Cobalt 60.

■ FIGURE 4-18  
Effect of gamma radiation exposure on tensile properties of ULTEM® 1000 resin



### Agency recognition

ULTEM® resins have been tested and comply with a number of agency regulations and specifications.

ULTEM® resins' heat stability and flammability characteristics make them excellent choices for numerous applications which require Underwriters Laboratory, UL, approval. Several grades of ULTEM® resin are also recognized by, or otherwise comply with, regulations such as FDA, EU, USP, DIN, VDE, FAR, ABD and military regulations.

# **Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

## **Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

### **Planos**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



# Índice

<b>PLANOS .....</b>	<b>1</b>
<b>ÍNDICE .....</b>	<b>1</b>
<b>Plano de Conjunto.....</b>	<b>2</b>
<b>Plano Eje .....</b>	<b>3</b>
<b>Plano Carcasa .....</b>	<b>4</b>
<b>Plano Interfaz Rodamiento .....</b>	<b>5</b>
<b>Plano Tapa Precarga Rodamientos .....</b>	<b>6</b>
<b>Plano Ballesta Fijación Encoder .....</b>	<b>7</b>
<b>Plano Soporte Mecanismo .....</b>	<b>8</b>
<b>Plano Máscara de Prueba I .....</b>	<b>9</b>
<b>Plano Electrónica .....</b>	<b>10</b>

- **Nota:** Los planos aquí expuestos han sido realizados por el Departamento de Dealineación del IAC, bajo la supervisión del alumno que redacta este documento.

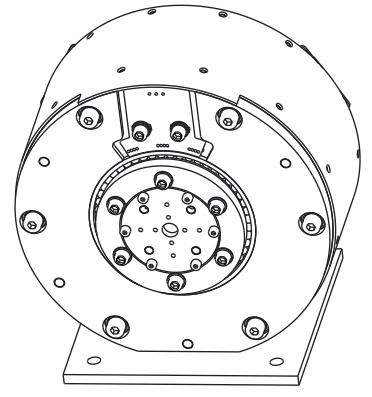
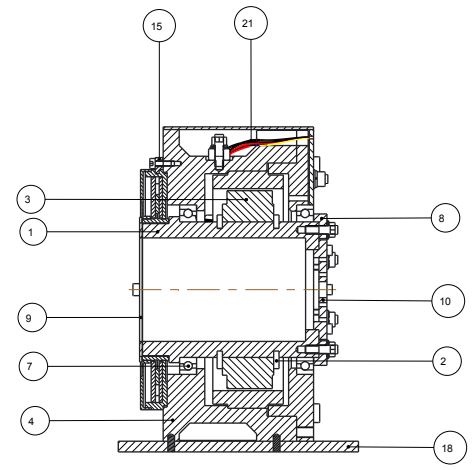
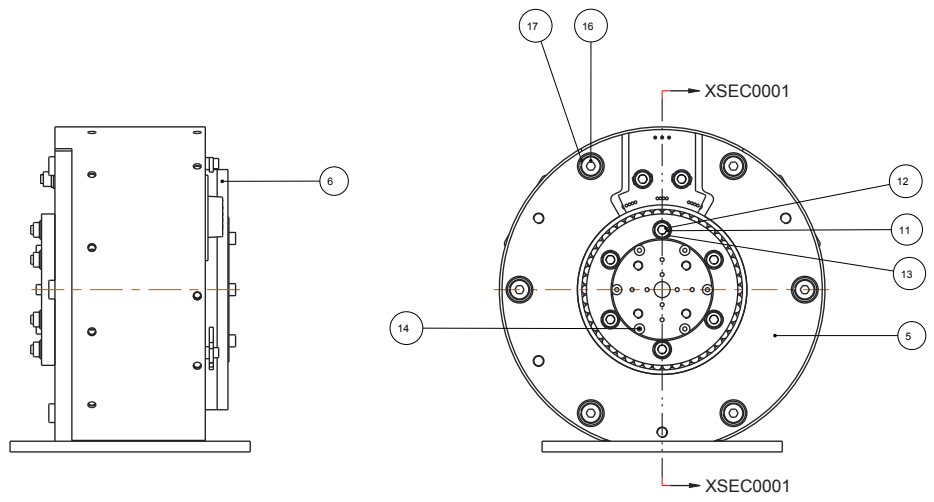
**Fecha:** Junio 2015

**Firma:** Cristian Estévez Díaz

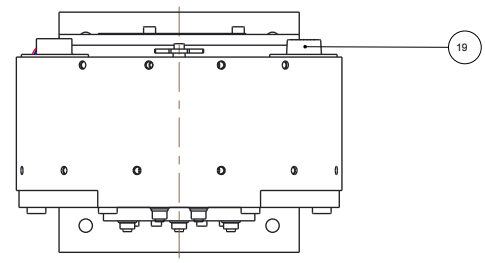




SECCIÓN XSEC0001-XSEC0001



PERSPECTIVA



Nº	Plano/Ref.	Descripción	Material	Cant.	Notas
Total piezas: 107					
21	83VM92217	HAR_MPR_ALU	AL_6061_T6	1	
20			AL_6061_T6	24	
19			ALSI_304L	1	
18	83VM92206	Soporte mecanismo	AL_6061_T6	1	
17		Arandela DIN 125_ID_4		6	
16			8_8	13	
15	83VM92216		AL_6061_T6	3	
14	83VM92209		8_8	9	
13		Arandela		9	
12				19	
11		TORNILLO DIN912 M4X12	8_8	9	
10	83VM92207	Máscara prueba 1	ALSI_316	1	
9	83VM92205	Ballesta fijación encoder	G10_NORMAL	1	
8	83VM92204	Tapa precarga rodamientos	ALSI_316	1	
7	83VM92230			2	
6	83VM92210			1	
5	83VM92203	Interfaz rodamiento	ALSI_304	1	
4	83VM92202	Carcasa	ALSI_316	1	
3	83VM92220			1	
2	83VM92208		AL_6061_T6	2	
1	83VM92201	Eje	ALSI_316	1	

**HARMONI**  
Mecanismo pupila rotante  
Prototipo mecanismo pupila rotante

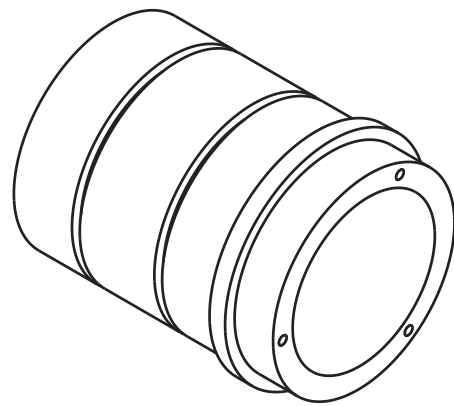
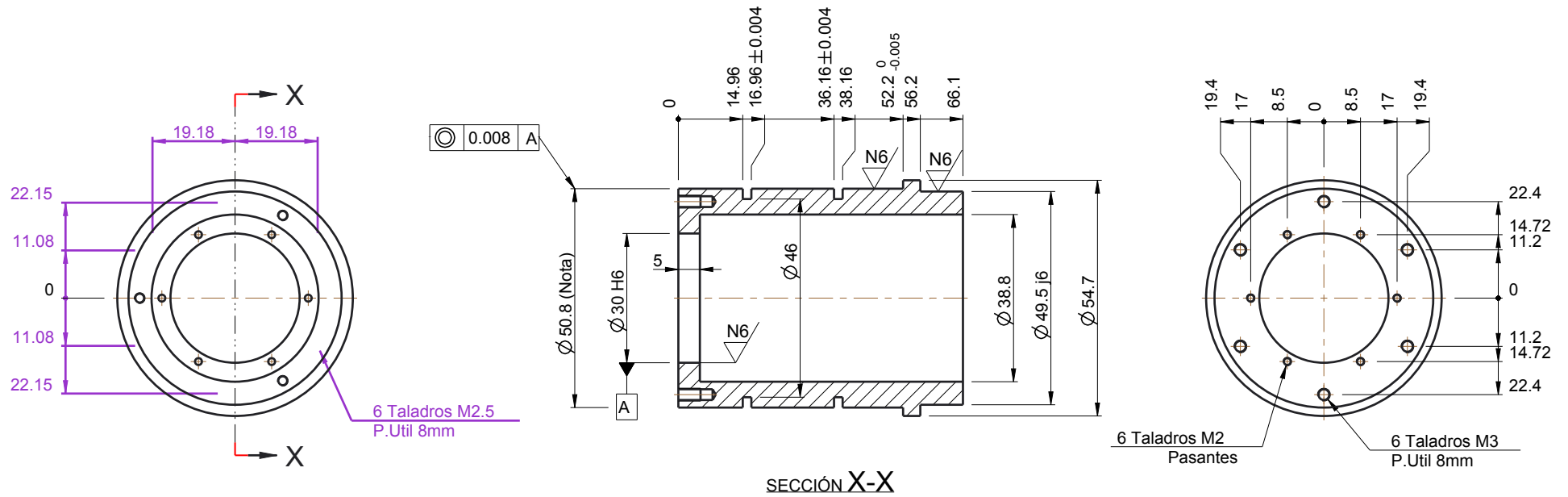
CANTIDAD/QUANTITY	MATERIAL	MASA/MASS	PROTECCION SUPERFICIAL/SURFACE TREATMENT
1			

COTAS/DIMENSIONS	ESCALA/SCALE	VALIDO PARA/ISSUED FOR	FUENTE/SOURCE
mm	1:1	FABRICACION	IAC

NOMBRE/NAME		INSTITUTO DE ASTROFISICA DE CANARIAS	
DISEÑADO/DESIGNED:	C ESTEVEZ	C/ Via Láctea, s/n 38200 La Laguna (Tenerife) - ESPAÑA. Tfn: 922 605 200 - Fax 922 605 210 e-mail: secna@iac.es - http://www.iac.es	
FECHA/DATE:	24-3-15		
DIBUJADO/DRAW:	J.PERDIGON		
FECHA/DATE:	24-3-15		
REVISADO/REVISÉD:	C ESTEVEZ	CODIGO/ CODE:	83VM92200
FECHA/DATE:	24-3-15	AUTORIZADO/AUTHORIZED:	C ESTEVEZ
FECHA/DATE:	24-3-15		

TOLERANCIA GENERAL DE FABRICACION UNE-EN ISO 2768	CALIDAD SUPERFICIAL UNE-EN ISO 13000	TOLERANCIA DE FORMA Y POSICION UNE-EN ISO 1101
	RUGOSIDAD MEDIA: --	TOLERANCIAS LINEALES Y ANGULARES UNE-EN ISO 1101


1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CODIGO/CODE:		NOMBRE FICHERO PIEZA/PART FILENAME		EDICION/ISUUE	REF:	MODIFICACIONES/CHANGES:			FECHA/DATE: APROBADO/APPROVED:
83VM92201		HAR_MPR_EJE		A	6				



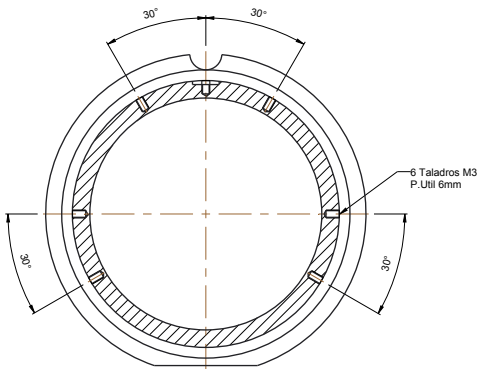
PERSPECTIVA

Nota:  
 En los primeros 5mm la tolerancia será de  $\varnothing 50,8$  h6.  
 En los 10.8 mm siguientes será y en el último tramo de  $\varnothing 50,8$  k4.  
 En el tramo del medio será de  $\varnothing 50,8$  m3.

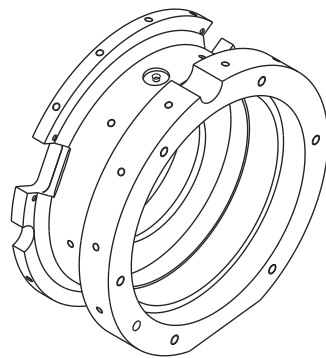
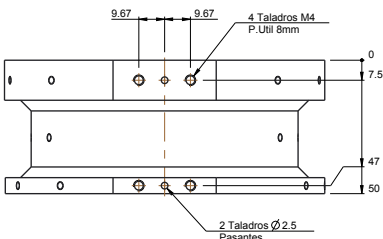
SECCIÓN X-X

<b>HARMONI</b>			
Mecanismo pupila rotante			
Eje			
CANTIDAD/QUANTITY	MATERIAL	MASA/MASS	PROTECCION SUPERFICIAL/SURFACE TREATMENT
1	AISI_316	445.482 gr	
COTAS/DIMENSIONS	ESCALA/SCALE	VALIDO PARA/ISSUED FOR	FUENTE/SOURCE
mm	1:1	FABRICACION	IAC
<b>INSTITUTO DE ASTROFÍSICA DE CANARIAS</b>			
DISEÑO/DESIGNED: C.ESTEVEZ		 C/ Via Láctea, s/n. 38200 La Laguna (Tenerife) - ESPAÑA. Tfno. 922 605 200 - Fax 922 605 210 e-mail: secins@iac.es - http://www.iac.es	
FECHA/DATE: 25-2-15			
DIBUJADO/DRAW: J.PERDIGON			
FECHA/DATE: 9-3-15			
REVISADO/REVISED: C.ESTEVEZ			
FECHA/DATE: 9-3-15		CODIGO/CODE:	Nº HOJA/SHEET
AUTORIZADO/AUTHORIZED: C.ESTEVEZ		83VM92201	1 1 A 2
FECHA/DATE: 9-3-15			

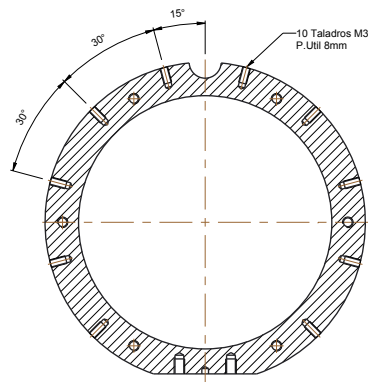
DIN-A3	TOLERANCIA GENERAL DE FABRICACION UNE-EN ISO 2768	CALIDAD SUPERFICIAL UNE-EN ISO 1300	TOLERANCIA DE FORMA Y POSICION UNE-EN ISO 1101
		RUGOSIDAD MEDIA:	TOLERANCIAS LINEALES Y ANGULARES UNE-EN ISO 4001



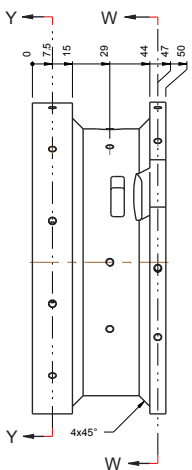
SECCIÓN Z-Z



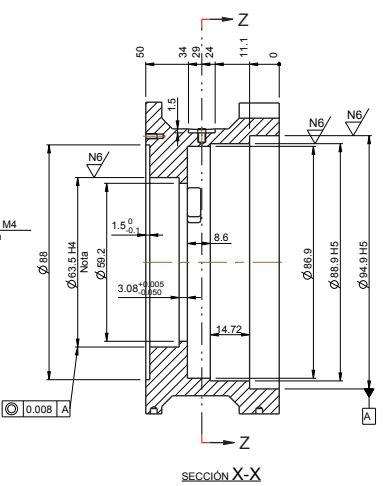
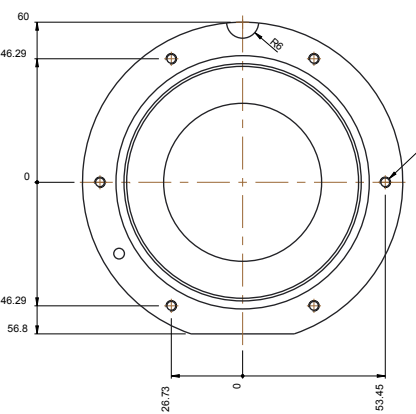
PERSPECTIVA



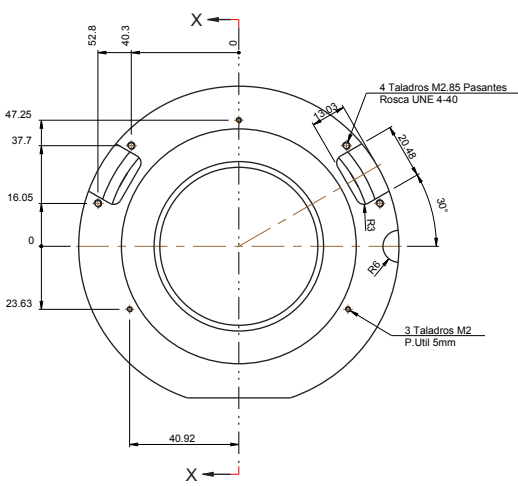
SECCIÓN Y-Y



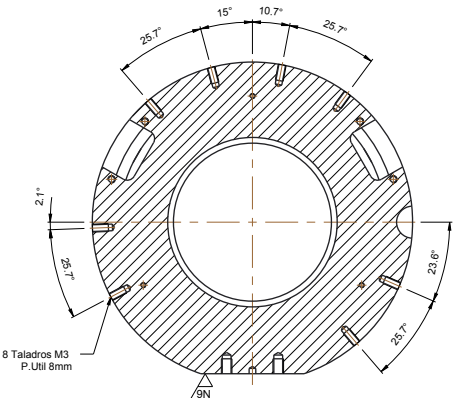
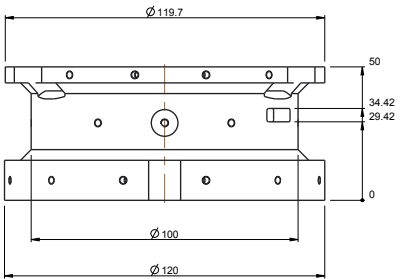
SECCIÓN W-W



SECCIÓN X-X

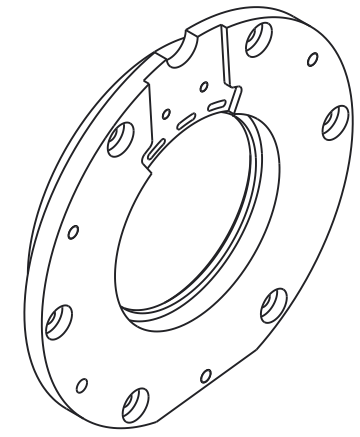
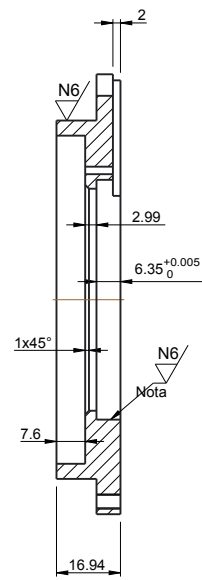
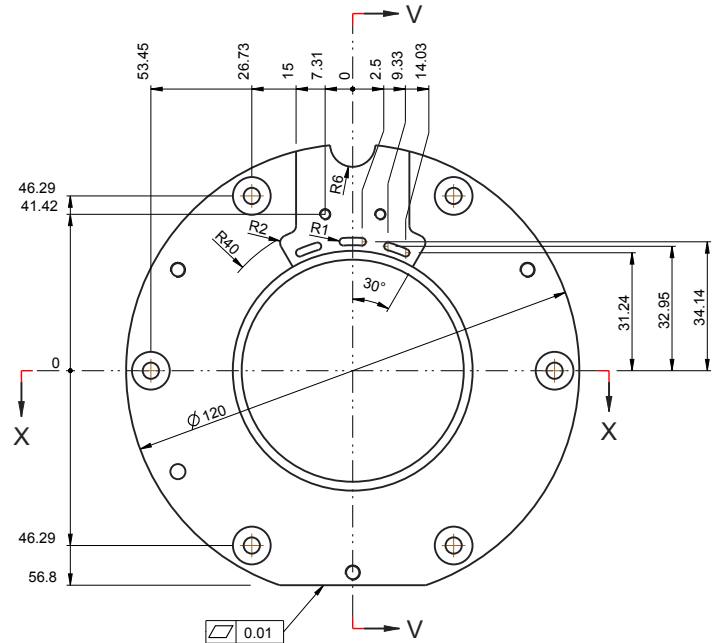


Notas de Fabricación:  
El taladro señalado debe hacerse junto con el taladro destacado en el plano 83VM92203 una vez montadas las dos piezas.

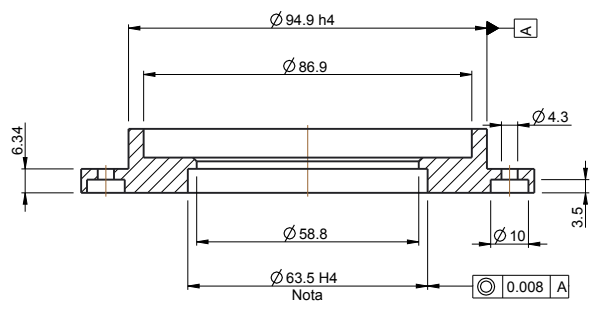


HARMONI			
Mecanismo pupila rotante			
Carcasa			
CANTIDAD/QUANTITY	MATERIAL	MASA/MASS	PROTECCION SUPERFICIAL/SURFACE TREATMENT
1	AlSi_316	1.476 kg	
COTAS/DIMENSIONS	ESCALA/SCALE	VALIDO PARA/ISSUED FOR	FUENTE/SOURCE
mm	1:1	FABRICACION	IAC
NOMBRE/NAME: INSTITUTO DE ASTROFISICA DE CANARIAS			
DISEÑADO/DESIGNED:	FECHA/DATE:	REVISADO/REVISED:	FECHA/DATE:
C. ESTEVEZ	25-2-15	C. ESTEVEZ	27-3-15
DIBUJADO/DRAW:	FECHA/DATE:	AUTORIZADO/AUTHORIZED:	FECHA/DATE:
J. PERDIGON	27-3-15	C. ESTEVEZ	27-3-15
TOLERANCIA GENERAL DE FABRICACION UNE-EN ISO 2768		RUGOSIDAD MEDIA:	
CALIDAD SUPERFICIAL UNE-EN ISO 13003		TOLERANCIAS LINEALES Y ANGULARES UNE-EN ISO 1101	
Código CODE: 83VM92202		Hoja/SHEET: 1 A 3	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
CODIGO/CODE: 83VM92203		NOMBRE FICHERO PIEZA/PART FILENAME: HAR_MPR_TAP		EDICION/ISUUE: A 8		REF:		MODIFICACIONES/CHANGES:		FECHA/DATE: APROBADO/APPROVED:	



PERSPECTIVA



SECCIÓN X-X

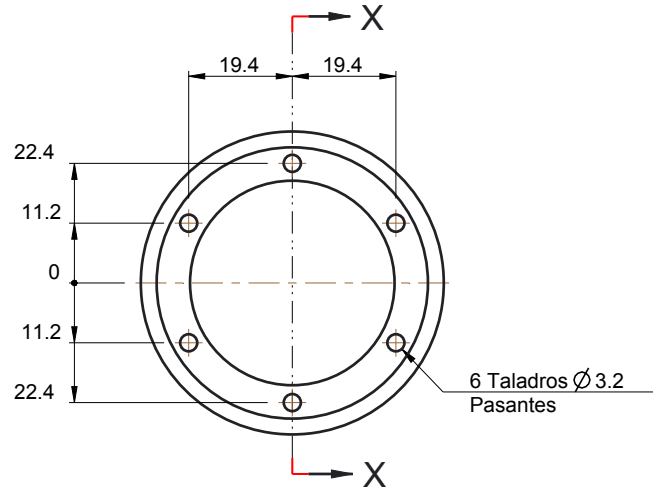
Notas de Fabricacion:  
El taladro señalado debe hacerse junto con el taladro destacado en el plano 83vm92202 una vez montadas las dos piezas.

<b>HARMONI</b>			
Mecanismo pupila rotante			
Interfaz rodamiento			
CANTIDAD/QUANTITY	MATERIAL	MASA/MASS	PROTECCION SUPERFICIAL/SURFACE TREATMENT
1	AISI_304	535.727 gr	
COTAS/DIMENSIONS	ESCALA/SCALE	VALIDO PARA/ISSUED FOR	FUENTE/SOURCE
mm	1:1	FABRICACION	IAC
DISEÑADO/DESIGNED:		NOMBRE/NAME	
FECHA/DATE:		INSTITUTO DE ASTROFÍSICA DE CANARIAS	
DIBUJADO/DRAW:		C/ Via Láctea, s/n.	
FECHA/DATE:		38200 La Laguna (Tenerife) - ESPAÑA.	
REVISADO/REVISED:		Tfno. 922 605 200 - Fax 922 605 210	
FECHA/DATE:		e-mail: secins@iac.es - http://www.iac.es	
AUTORIZADO/AUTHORIZED:		CODIGO/CODE:	
FECHA/DATE:		83VM92203	
		FOLIO/SHEET	
		MEDICION/ISSUE	
		1 1 A 3	

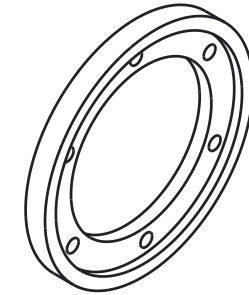
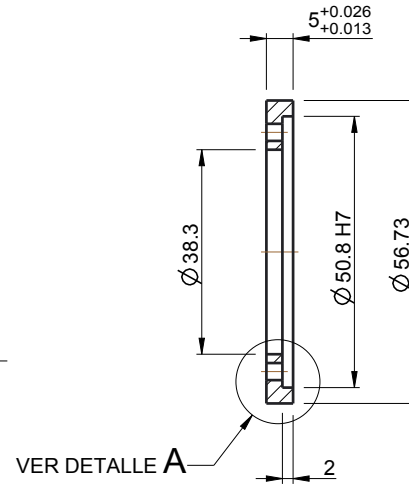
TOLERANCIA GENERAL DE FABRICACION UNE-EN ISO 2768	CALIDAD SUPERFICIAL UNE-EN ISO 1300	TOLERANCIA DE FORMA Y POSICION UNE-EN ISO 1101
RUGOSIDAD MEDIA:	TOLERANCIAS LINEALES Y ANGULARES UNE-EN ISO 4196	

DIN-A2 S

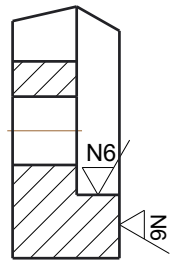
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
CODIGO/CODE:		NOMBRE FICHERO PIEZA/PART FILENAME		EDICION/ISSUE	REF:	MODIFICACIONES/CHANGES:			FECHA/DATE:	APROBADO/APPROVED:
83VM92204		HAR_MPR_TAPEJE		A	3					



SECCIÓN X-X



PERSPECTIVA



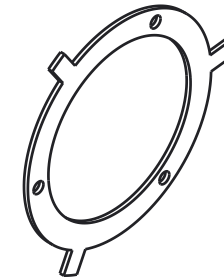
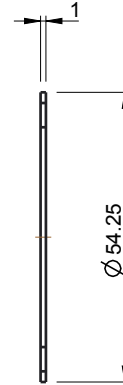
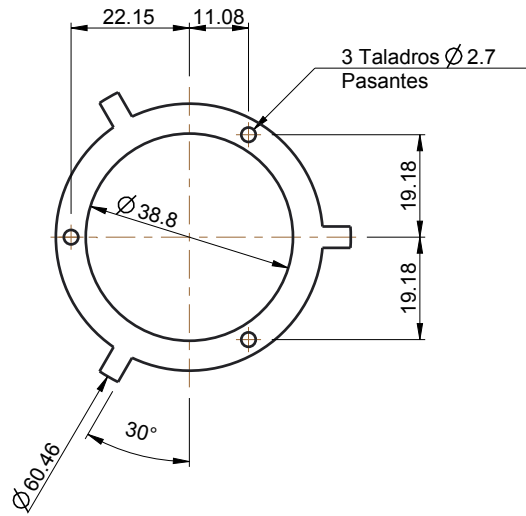
DETALLE A  
ESCALA 4:1

<b>HARMONI</b>			
Mecanismo pupila rotante			
Tapa precarga rodamientos			
CANTIDAD/QUANTITY	MATERIAL	MASA/MASS	PROTECCION SUPERFICIAL/SURFACE TREATMENT
1	AISI_316	39.170 gr	
COTAS/DIMENSIONS	ESCALA/SCALE	VALIDO PARA/ISSUED FOR	FUENTE/SOURCE
mm	1:1	FABRICACION	IAC
NOMBRE/NAME		INSTITUTO DE ASTROFÍSICA DE CANARIAS	
DISEÑADO/DESIGNED:	C.ESTEVEZ	 C/ Via Láctea, s/n. 38200 La Laguna (Tenerife) - ESPAÑA. Tfno. 922 605 200 - Fax 922 605 210 e-mail: secins@iac.es - http://www.iac.es	
FECHA/DATE:	25-2-15		
DIBUJADO/DRAW:	J.PERDIGON		
FECHA/DATE:	5-3-15		
REVISADO/REVISED:	C.ESTEVEZ	CODIGO/CODE:	83VM92204
FECHA/DATE:	5-3-15	Nº HOJA/SHEET	
AUTORIZADO/AUTHORIZED:	C.ESTEVEZ	EDICION/ISSUE	
FECHA/DATE:	5-3-15	1 1 A 1	


DIN-A3	TOLERANCIA GENERAL DE FABRICACION UNE-EN ISO 2768	CALIDAD SUPERFICIAL UNE-EN ISO 13008	TOLERANCIA DE FORMA Y POSICION UNE-EN ISO 1101
		RUGOSIDAD MEDIA:	TOLERANCIAS LINEALES Y ANGULARES UNE-EN ISO 4068

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
CODIGO/CODE:		NOMBRE FICHERO PIEZA/PART FILENAME		EDICION/ISUUE	REF:	MODIFICACIONES/CHANGES:			FECHA/DATE: APROBADO/APPROVED:	
83VM92205		HAR_MPR_TAPENC		A	5					

DIN-A3  
A  
B  
C  
D  
E  
F  
G  
H

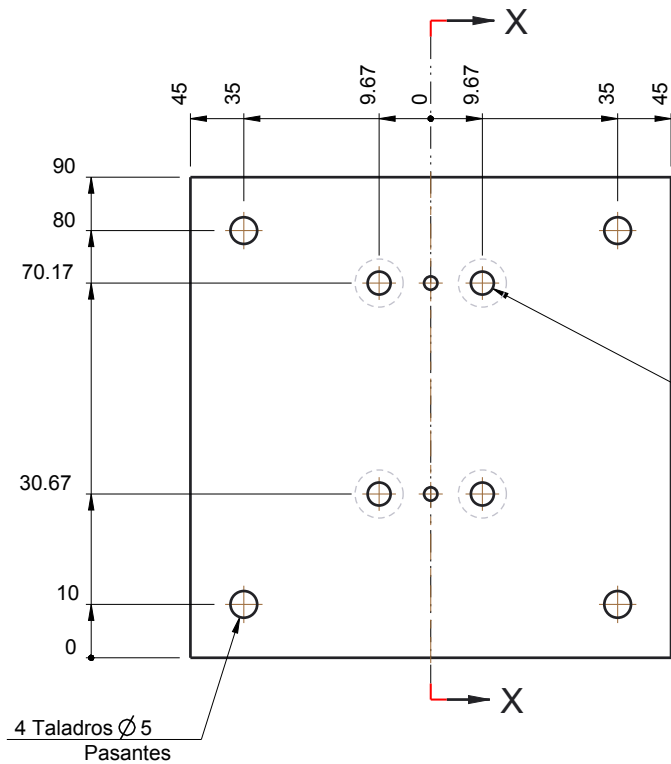


PERSPECTIVA

<b>HARMONI</b>			
Mecanismo pupila rotante			
Ballesta fijación encoder			
CANTIDAD/QUANTITY	MATERIAL	MASA/MASS	PROTECCION SUPERFICIAL/SURFACE TREATMENT
1	G10_NORMAL	1.488 gr	
COTAS/DIMENSIONS	ESCALA/SCALE	VALIDO PARA/ISSUED FOR	FUENTE/SOURCE
mm	1:1	FABRICACION	IAC
NOMBRE/NAME		INSTITUTO DE ASTROFÍSICA DE CANARIAS	
DISEÑADO/DESIGNED:	C.ESTEVEZ	 C/ Via Láctea, s/n. 38200 La Laguna (Tenerife) - ESPAÑA. Tfno. 922 605 200 - Fax 922 605 210 e-mail: secins@iac.es - http://www.iac.es	
FECHA/DATE:	24-3-15		
DIBUJADO/DRAW:	J.PERDIGON		
FECHA/DATE:	24-3-15		
REVISADO/REVISED:	C.ESTEVEZ		
FECHA/DATE:	24-3-15	CODIGO/CODE:	83VM92205
AUTORIZADO/AUTHORIZED:	C.ESTEVEZ	Nº HOJA/SHEET	
FECHA/DATE:	24-3-15	EDICION/ISSUE	
		1	1 A 0

TOLERANCIA GENERAL DE FABRICACION UNE-EN ISO 2768	CALIDAD SUPERFICIAL UNE-EN ISO 1300	TOLERANCIA DE FORMA Y POSICION UNE-EN ISO 1101
	RUGOSIDAD MEDIA:	TOLERANCIAS LINEALES Y ANGULARES UNE-EN ISO 4068

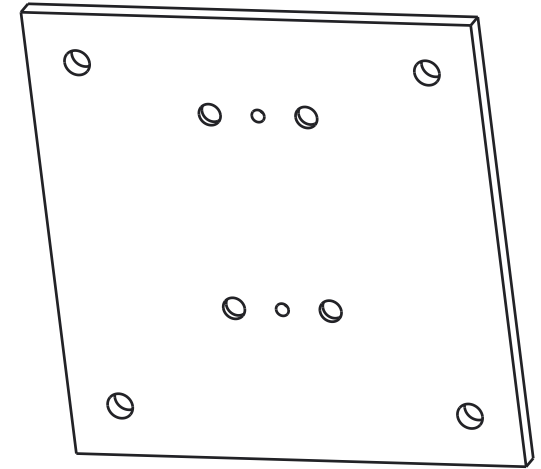
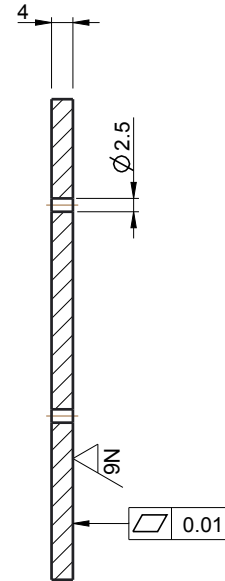
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
CODIGO/CODE:		NOMBRE FICHERO PIEZA/PART FILENAME		EDICION/ISUUE	REF:	MODIFICACIONES/CHANGES:			FECHA/DATE:	APROBADO/APPROVED:
83VM92206		HAR_MPR_AIS		A	7					




4 Taladros  $\varnothing 4.3$   
Pasantes Avell.

4 Taladros  $\varnothing 5$   
Pasantes

SECCIÓN X-X

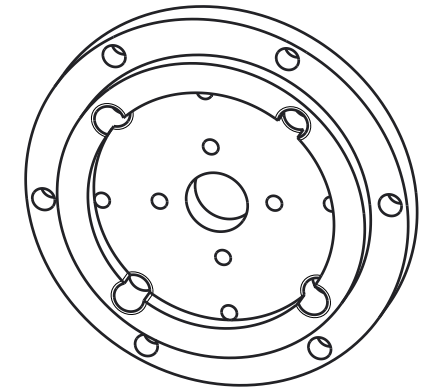
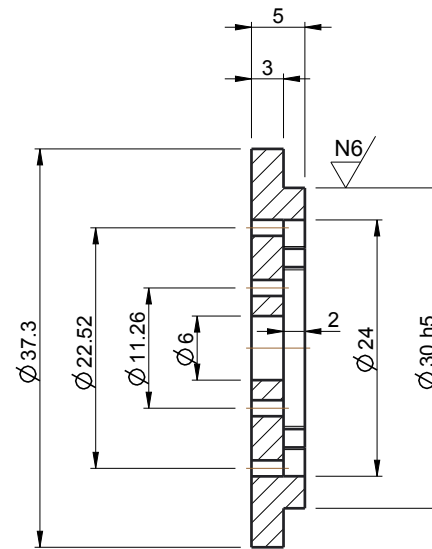
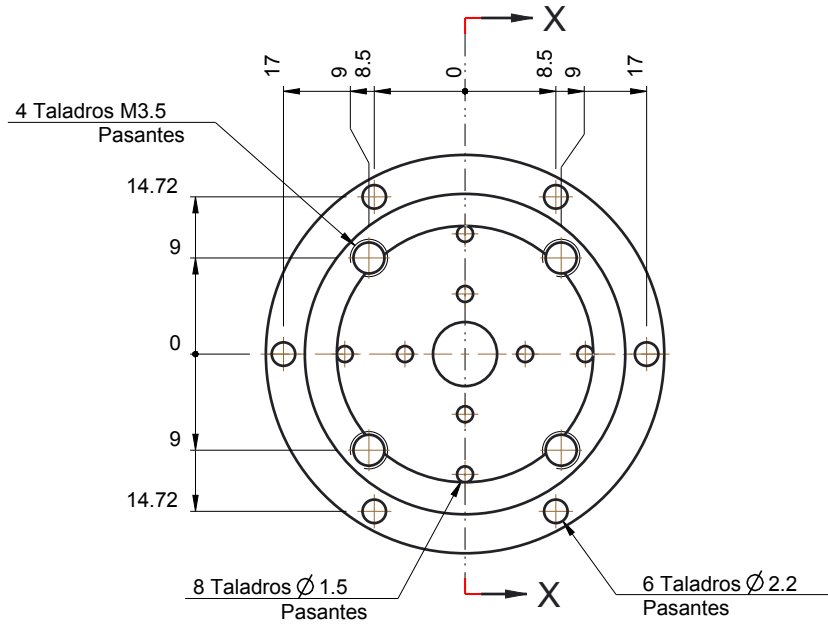


PERSPECTIVA

<b>HARMONI</b>			
Mecanismo pupila rotante			
Soporte mecanismo			
CANTIDAD/QUANTITY	MATERIAL	MASA/MASS	PROTECCION SUPERFICIAL/SURFACE TREATMENT
1	AL_6061_T6	85.665 gr	
COTAS/DIMENSIONS	ESCALA/SCALE	VALIDO PARA/ISSUED FOR	FUENTE/SOURCE
mm	1:1	FABRICACION	IAC
NOMBRE/NAME		INSTITUTO DE ASTROFÍSICA DE CANARIAS	
DISEÑADO/DESIGNED:	C.ESTEVEZ	 C/ Vía Láctea, s/n. 38200 La Laguna (Tenerife) - ESPAÑA. Tfno. 922 605 200 - Fax 922 605 210 e-mail: secins@iac.es - http://www.iac.es	
FECHA/DATE:	25-2-15		
DIBUJADO/DRAW:	J.PERDIGON		
FECHA/DATE:	27-3-15		
REVISADO/REVISED:	C.ESTEVEZ	CODIGO/CODE:	
FECHA/DATE:	5-3-15	83VM92206	
AUTORIZADO/AUTHORIZED:	C.ESTEVEZ	Nº HOJA/SHEET	
FECHA/DATE:	5-3-15	1 1 A 2	

DIN-A3	TOLERANCIA GENERAL DE FABRICACION UNE-EN ISO 2768	CALIDAD SUPERFICIAL UNE-EN ISO 1300	TOLERANCIA DE FORMA Y POSICION UNE-EN ISO 1101
		RUGOSIDAD MEDIA: --	TOLERANCIAS LINEALES Y ANGULARES UNE-EN ISO 4068

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CODIGO/CODE:		NOMBRE FICHERO PIEZA/PART FILENAME		EDICION/ISUUE	REF:	MODIFICACIONES/CHANGES:			FECHA/DATE: APROBADO/APPROVED:
83VM92207		HAR_MPR_PUP		A	3				



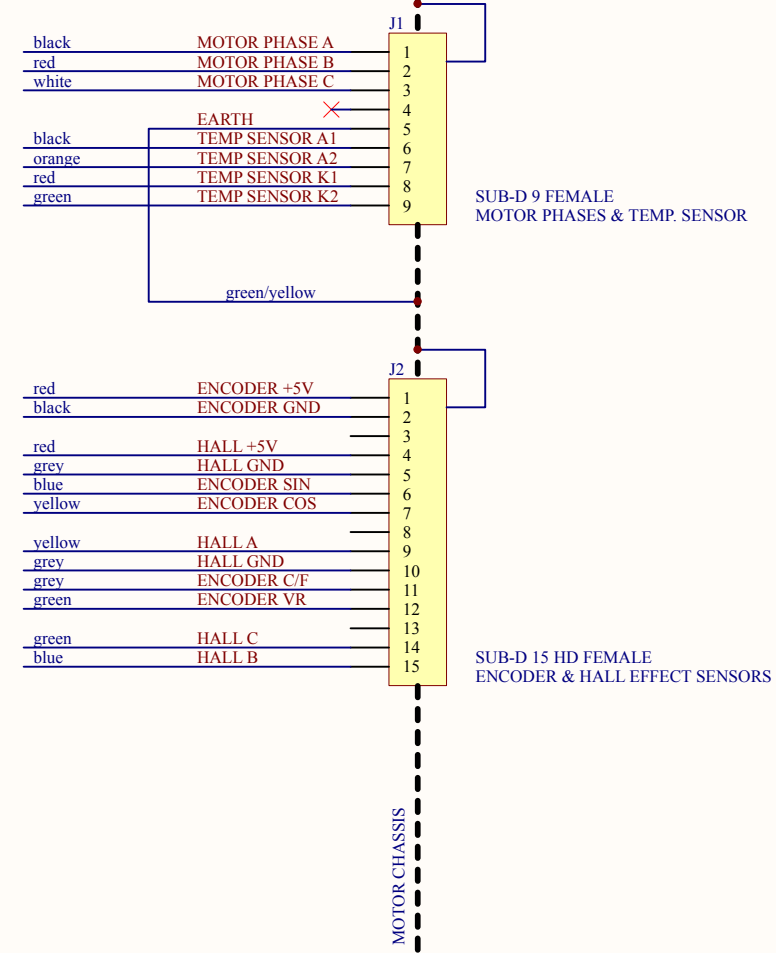
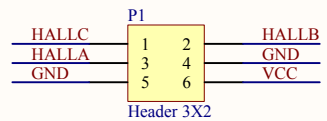
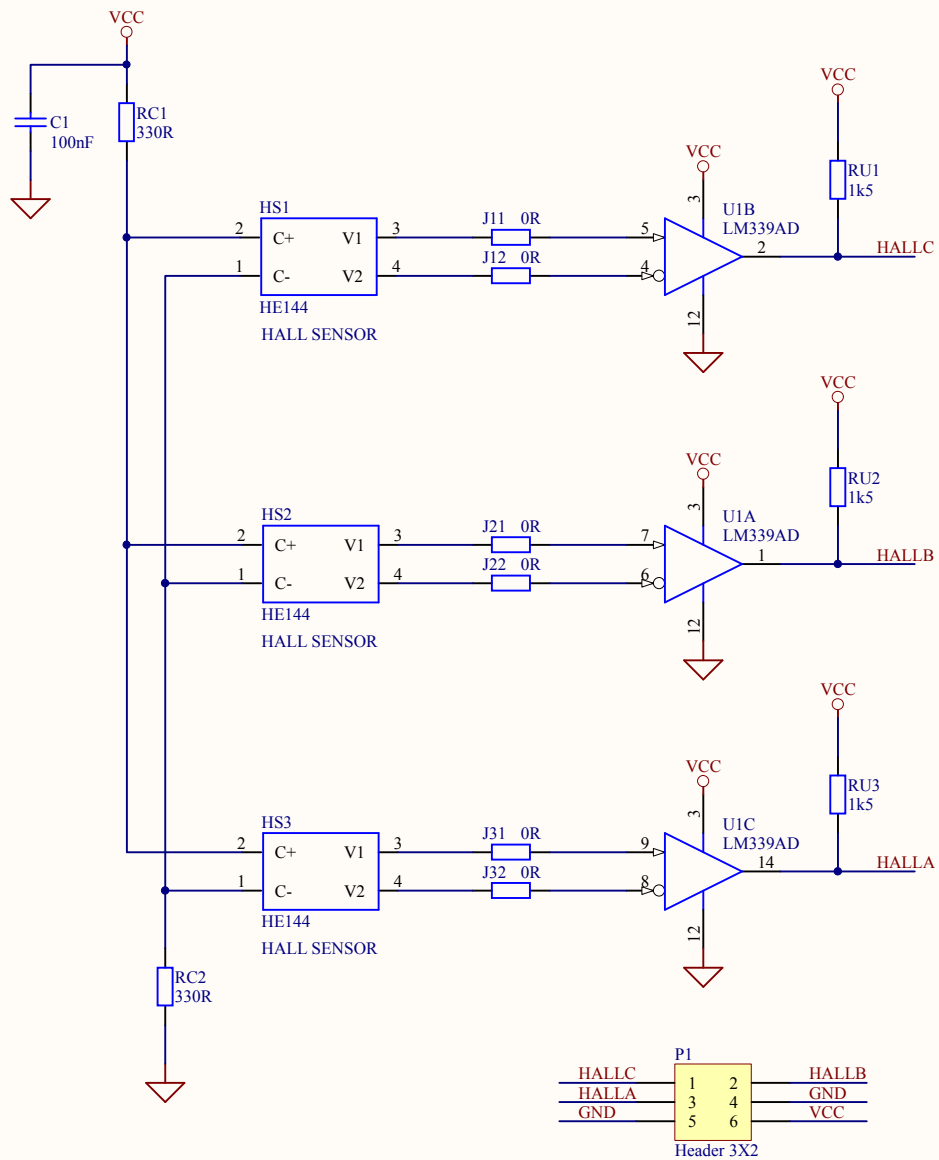
PERSPECTIVA

SECCIÓN X-X

<b>HARMONI</b>			
Mecanismo pupila rotante			
Máscara prueba 1			
CANTIDAD/QUANTITY	MATERIAL	MASA/MASS	PROTECCION SUPERFICIAL/SURFACE TREATMENT
1	AISI_316	27.268 gr	
COTAS/DIMENSIONS	ESCALA/SCALE	VALIDO PARA/ISSUED FOR	FUENTE/SOURCE
mm	2:1	FABRICACION	IAC
NOMBRE/NAME		<b>INSTITUTO DE ASTROFÍSICA DE CANARIAS</b>	
DISEÑADO/DESIGNED:	C.ESTEVEZ	 C/ Via Láctea, s/n. 38200 La Laguna (Tenerife) - ESPAÑA. Tfno. 922 605 200 - Fax 922 605 210 e-mail: secins@iac.es - http://www.iac.es	
FECHA/DATE:	25-2-15		
DIBUJADO/DRAW:	J.PERDIGON		
FECHA/DATE:	5-3-15		
REVISADO/REVISED:	C.ESTEVEZ	CODIGO/CODE:	83VM92207
FECHA/DATE:	5-3-15	Nº HOJA/SHEET	
AUTORIZADO/AUTHORIZED:	C.ESTEVEZ	EDICION/ISSUE	
FECHA/DATE:	5-3-15	1 1 A 1	

DIN-A3	TOLERANCIA GENERAL DE FABRICACION UNE-EN ISO 2768	CALIDAD SUPERFICIAL UNE-EN ISO 1302	TOLERANCIA DE FORMA Y POSICION UNE-EN ISO 1101
		RUGOSIDAD MEDIA:	TOLERANCIAS LINEALES Y ANGULARES UNE-EN ISO 4068





Title		
MOTOR DE MÁSCARA DE PUPILA. ESQUEMA ELÉCTRICO INTERNO		
Size	Number	Revision
A4	PROYECTO HARMONI (IAC 2015)	1.0
Date:	15/05/2015	Sheet of 1/1
File:	E:\DOCS\...\HALLSEN-1.SchDoc	Drawn By: José V. Gigante

**Universidad de La Laguna**

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

**Instituto de Astrofísica de Canarias**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Estado de Mediciones y Presupuesto**

“Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para *HARMONI*”

AUTOR

Cristian Estévez Díaz

TUTORES

Elvio Hernández Suárez

Dra. Isabel Martín Mateos



# Índice

<b>ESTADO DE MEDICIONES Y PRESUPUESTO .....</b>	<b>1</b>
<b>1. Resumen .....</b>	<b>5</b>
<b>2. Mediciones .....</b>	<b>5</b>
2.1. Materiales .....	6
2.2. Componentes electrónicos .....	7
2.3. Componentes mecánicos y tornillería.....	8
2.4. Horas de trabajo .....	9
<b>3. Presupuesto.....</b>	<b>9</b>



## 1. Resumen

En el presente documento del “Diseño y Montaje de un Prototipo de Mecanismo de Pupila Rotante para el proyecto HARMONI” se pretende ofrecer una visión económica de la fabricación de las piezas diseñadas en este documento, estableciéndose las cantidades de materiales necesarias, los precios de mano de obra y el coste final de fabricación. Para ello, se comienza primeramente con las mediciones de unidades de componentes necesarios.

## 2. Mediciones

En este apartado se muestran las mediciones de materiales. Se necesitan establecer los valores de las mismas para estimar un precio en base a las unidades que se venden en el mercado. Esto requiere tener en cuenta tanto las cantidades de materiales finales existentes en el mecanismo, como las pérdidas que se produzcan durante el mecanizado y otras consideraciones a este respecto. Esas pérdidas y consideraciones específicas, para el caso que ocupa la redacción de este documento, se van a estimar del 30 % en todos los materiales en bruto, no siendo así para el resto de elementos presentes en el prototipo.

Para el cálculo de las horas de mano de obra dedicadas en cada apartado, se ha tenido en cuenta una jornada laboral de 7 horas, y se ha basado el cálculo en el diagrama de Gantt que se encuentra en la memoria de este proyecto.

A continuación se exponen las partidas realizadas para el cómputo del presupuesto. Cabe destacar que las fases de diseño electrónico y adquisición de conocimientos se han incluido dentro de la partida de diseño conceptual, en el apartado de horas de trabajo.



## 2.2. Componentes electrónicos

		Unidades	Total Medición	Precio Partida	Importe (€)	
<b>Ud.</b>	<b>Motor de Eje Hueco</b>					
	Kit Motor Applimotion UTS89A25AN000					
		1				
			1	850	<b>850</b>	
<b>Ud.</b>	<b>Codificador Absoluto</b>					
	Codificador Netzer DS9064DHC00C1					
		1				
			1	995	<b>995</b>	
<b>Ud.</b>	<b>Sensor de Efecto Hall</b>					
	Sensor de Efecto Hall HE144					
		3				
			3	11	<b>33</b>	
<b>Ud.</b>	<b>Sensor de Temperatura</b>					
	Sensor de Temperatura Criogénico tipo DT470					
		1				
			1	200	<b>200</b>	
<b>Ud.</b>	<b>Circuito Impreso y Componentes Auxiliares</b>					
	Cables, conectores y placa de circuito impreso					
		1				
			1	35	<b>35</b>	
				<b>Electrónica</b>	<b>2113 €</b>	

**Figura 2** Mediciones de la Electrónica

El coste de la electrónica asciende a dos mil ciento treinta y tres euros.



### 2.3. Componentes mecánicos y tornillería

		Unidades	Total Medición	Precio Partida	Importe (€)
<b>Ud.</b>	<b>Arandelas Grower</b>				
	Arandelas Grower DIN 127 de Acero Inoxidable				
	M2,5	3		0,04	0,12
	M3	9		0,01	0,09
	M4	6		0,01	0,06
			18		<b>0,27</b>
<b>Ud.</b>	<b>Arandelas</b>				
	Arandelas Normales DIN 125 de Aero Inoxidable				
	M2,5	3		0,04	0,12
	M3	9		0,01	0,09
	M4	6		0,01	0,06
			18		<b>0,27</b>
<b>Ud.</b>	<b>Tornillos</b>				
	Tornillería DIN 912 de Acero Inoxidable				
	M2x6	9		0,06	0,54
	M2.5x8	3		0,04	0,12
	M3x8	9		0,06	0,54
	M4x10	6		0,06	0,36
			27		<b>1,56</b>
<b>Ud.</b>	<b>Tornillos</b>				
	Tornillería DIN 7991				
	M4x8	4			
			4	0,05	<b>0,2</b>
<b>Ud.</b>	<b>Pasadores</b>				
	Pasadores ISO 2338				
	2,5x6	2			
			2	0,05	<b>0,1</b>
<b>Ud.</b>	<b>Rodamientos</b>				
	Rodamientos Kaydon modelo KA020BR6Z				
		2			
			2	51	<b>102</b>
<b>Ud.</b>	<b>Anillos Seeger</b>				
	Anillo Seeger de Acero Inoxidable para un eje de 50 mm				
		2			
			2	3	<b>6</b>
				<b>Tornillería</b>	<b>110,4 €</b>

**Figura 3** Mediciones de la Tornillería

El precio de la tornillería y rodamientos es de ciento diez con cuatro euros.

## 2.4. Horas de trabajo

		Unidades	Total Medición	Precio Partida	Importe (€)
<b>h</b>	<b>Diseño Conceptual del Mecanismo</b>				
	Horas dedicadas al Mecanismo				
		651			
			651	68	<b>44268</b>
<b>h</b>	<b>Dealineación</b>				
	Realización de los Planos				
		70			
			70	40	<b>2800</b>
<b>h</b>	<b>Fabricación y Montaje</b>				
	Fabricación de las Piezas y Montaje del Prototipo				
		168			
			168	40	<b>6720</b>
				<b>MOD</b>	<b>53788 €</b>

**Figura 4** Mediciones Mano de Obra

El precio de la mano de obra asciende a cincuenta y tres mil setecientos ochenta y ocho euros.

## 3. Presupuesto

En base a las estimaciones realizadas en el apartado anterior se tiene que:

El precio total del proyecto de diseño conceptual avanzado mecánico y montaje del mecanismo de pupila rotante para *HARMONI* asciende a la cantidad de cincuenta y seis mil treinta y ocho euros con doce céntimos (56038,12 €).

La Laguna, a 29 de Junio de 2015

Firmado: Cristian Estévez Díaz