

Curso 2012/13
CIENCIAS Y TECNOLOGÍAS/25
I.S.B.N.: 978-84-15910-93-0

PABLO GUSTAVO REDONDO CAICOYA

**Diseño de ruedas de posicionado
de precisión para ambientes criogénicos basadas
en cojinetes autolubricados**

Directores

**ISABEL MARTÍN MATEOS
FRANCISCO GARZÓN LÓPEZ**



SOPORTES AUDIOVISUALES E INFORMÁTICOS
Serie Tesis Doctorales

SUMMARY

This Thesis studies the design of cryogenic precision positioning wheels, applied to the fabrication of the filter and grisms wheels of EMIR, the Infrared Multi-Object Spectrograph for the Gran Telescopio de Canarias.

Throughout this work a review is made of the available technology for this type of mechanisms –which allows them to operate in cryo-vacuum environments– and the improvements and novel ideas incorporated are described.

One of the most significant contributions is the fabrication of plain bearings and friction brakes based on special auto lubricating surface treatments over an aluminium alloy substrate. These components allow a reduction in the start up times of the instrument EMIR and are essential to attain the position stability of the wheels in operation.

The wheels in EMIR are the first precision cryogenic mechanisms to incorporate this improvement.

RESUMEN

Esta Tesis Doctoral estudia el diseño de ruedas de posicionado de precisión en ambientes criogénicos, aplicado a la construcción de las ruedas de filtros y de grismas de EMIR, el Espectrógrafo Multiobjeto Infrarrojo para el Gran Telescopio Canarias.

A lo largo de la Tesis se realiza una revisión de la tecnología disponible para este tipo de mecanismos –que les permite operar en ambientes criogénicos y de vacío- y se describen las mejoras y novedades que se han aportado.

Una de las aportaciones más significativas es la fabricación de cojinetes y frenos de fricción a base de tratamientos superficiales autolubricantes sobre una base de aleación de aluminio. Estos componentes permiten reducir los tiempos de puesta en marcha del instrumento EMIR y son esenciales para alcanzar la estabilidad de posicionado requerida en funcionamiento de las ruedas.

Las ruedas de EMIR son los primeros mecanismos criogénicos de precisión que incorporan este avance.

*“En la historia siempre han existido seres humanos así.
Seres humanos que trabajan toda su vida,
y que trabajan mucho, sólo por amor y entrega;
que dan literalmente su vida a los demás con un espíritu de amor y entrega;
que sin embargo no lo consideran un sacrificio;
que en realidad no conciben otro modo de vida más que el de dar su vida a los
demás con un espíritu de entrega y amor.
En la práctica, estos seres humanos casi siempre son mujeres.”*

Michel Houellebecq “Las partículas elementales”

A mi madre.

AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi profundo agradecimiento a la Dra. Isabel Martín, quien además de directora de Tesis ha sido compañera de trabajo en la Universidad de La Laguna, por su minucioso trabajo de revisión, por su sencillez y simpatía, y por su ayuda y disponibilidad todo este tiempo.

Agradecer especialmente al Dr. Francisco Garzón su voto de confianza, sin el cual esta Tesis no hubiera sido posible, la meticulosidad de sus revisiones y su profesionalidad mezclada con una cercanía y disponibilidad constante.

Gracias a Vicente Sánchez, Jefe del Departamento de Ingeniería Mecánica, por su paciencia, por darme tiempo y confianza, y por compartir todo lo que sabe con humildad.

A Suman Shrestha de Keronite, por su profesionalidad y constante predisposición para colaborar con este proyecto.

A todo el equipo del Taller de Mecánica del IAC, y a los compañeros de Delineación, gracias: sin ustedes sólo habría ideas.

La parte experimental de este trabajo no hubiese sido posible sin la valiosa colaboración de Ivan Chapon, Santiago Becerril, Carlos González, David Abreu, Fernando Gago, Mainer Insausti y Miguel Núñez.

Gracias al Instituto de Astrofísica de Canarias y al proyecto EMIR por facilitarme los medios, y el marco para realizar esta Tesis Doctoral.

Gracias a Peter Hammersley y a Santiago Correa por encontrar el tiempo para colaborar con sus informes, a pesar de que sus circunstancias personales no les daban un respiro.

A todos los amigos del Departamento de Mecánica, por ser la recompensa más valiosa de venir a trabajar cada día.

Y a mi familia: mi madre, hermana, abuela, Ludi, Marbe, gracias por... todo.

TABLA DE CONTENIDO

<u>1.</u>	<u>INTRODUCCIÓN</u>	<u>1</u>
1.1.	CONTEXTO DE LA TESIS	1
1.2.	LÍNEA DE INVESTIGACIÓN	2
1.3.	OBJETIVO Y CONTENIDO	3
1.4.	ESTRUCTURA DEL TRABAJO	4
1.5.	REFERENCIAS	5
<u>2.</u>	<u>ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE</u>	<u>7</u>
2.1.	ASTRONOMÍA EN EL INFRARROJO: INSTRUMENTACIÓN CON MECANISMOS CRIOGÉNICOS	7
2.1.1.	EVOLUCIÓN HISTÓRICA	7
2.1.2.	JUSTIFICACIÓN DE LA IMPORTANCIA	8
2.1.3.	CÁMARAS Y ESPECTRÓGRAFOS EN INFRARROJOS	9
2.2.	INSTRUMENTACIÓN CRIOGÉNICA EN TELESCOPIOS TERRESTRES	14
2.2.1.	OBSERVATORIO MAUNA KEA, HAWÁI, EEUU	15
2.2.1.1.	Telescopios Keck I & II: NIRS, NIRSPEC y MOSFIRE.	15
2.2.1.2.	Telescopio Subaru: MOIRCS e IRCS	26
2.2.1.3.	Telescopio Gemini Norte: GNIRS	32
2.2.1.4.	Telescopio UKIRT: MICHELLE.	38
2.2.2.	OBSERVATORIO MOUNT GRAHAM ARIZONA, EEUU	41
2.2.3.	OBSERVATORIOS DE CERRO PACHÓN Y CERRO PARANAL, CHILE	44
2.2.3.1.	Telescopio Gemini Sur: PHOENIX, NIRI y FLAMINGOS-II	44
2.2.3.2.	Telescopios VLT: ISAAC, CRIRES, VISIR, KMOS	47
2.2.4.	OBSERVATORIO DEL ROQUE DE LOS MUCHACHOS, ESPAÑA	53
2.3.	CONCLUSIONES	60
2.4.	REFERENCIAS	61
<u>3.</u>	<u>ESPECIFICACIONES Y ESTUDIO DE VIABILIDAD</u>	<u>65</u>
3.1.	INTRODUCCIÓN	65
3.2.	ESPECIFICACIONES	65
3.2.1.	ESPECIFICACIONES DE LA RUEDA DE GRISMAS	65
3.2.1.1.	Requerimientos funcionales	66
3.2.1.2.	Requerimientos de rendimiento	67
3.2.1.3.	Requerimientos físicos	68
3.2.1.4.	Requerimientos térmicos	68

3.2.1.5.	Requerimientos de interfase	68
3.2.1.6.	Requerimientos de materiales	69
3.2.1.7.	Requerimientos de diseño	69
3.2.1.8.	Requerimientos de pintura, recubrimientos y acabados superficiales	69
3.2.1.9.	Requerimientos de robustez	69
3.2.1.10.	Requerimientos del entorno	69
3.2.2.	ESPECIFICACIONES DE LA RUEDA DE FILTROS	70
3.2.2.1.	Requerimientos funcionales	70
3.2.2.2.	Requerimientos de rendimiento	70
3.2.2.3.	Requerimientos físicos	71
3.2.2.4.	Requerimientos térmicos	71
3.2.2.5.	Requerimientos de interfase	71
3.2.2.6.	Requerimientos de materiales	71
3.2.2.7.	Requerimientos de diseño	71
3.2.2.8.	Requerimientos de pintura, recubrimientos y acabados superficiales	72
3.2.2.9.	Requerimientos de robustez	72
3.2.2.10.	Requerimientos del entorno	72
3.3.	ESTUDIO DE VIABILIDAD: ELEMENTOS Y PARÁMETROS CRÍTICOS	72
3.3.1.	CÁLCULO ELEMENTAL DEL TAMAÑO DE LAS RUEDAS DE EMIR	73
3.3.2.	VIABILIDAD DEL SISTEMA CORONA – HUSILLO –MOTOR PASO A PASO – MICRO-INTERRUPTOR	79
3.3.3.	VIABILIDAD DEL USO DE MOTORES DE CRIOGENIA	80
3.3.3.1.	Ecuaciones de comportamiento dinámico	80
3.3.3.2.	Comportamiento cinemático	82
3.3.3.3.	Cálculo del par resistente mínimo para evitar pérdida de contacto en la transmisión	84
3.3.3.4.	Par resistente y de empuje debido a la activación de los micro-interruptores	86
3.3.3.5.	Par resistente debido al desequilibrado no corregible de la rueda	87
3.3.3.6.	Cómputo final y cálculo del par motor necesario	88
3.3.4.	VIABILIDAD DEL SISTEMA DE MICRO-INTERRUPTORES	91
3.3.5.	VIABILIDAD DEL SISTEMA DE RODAMIENTOS PRINCIPALES	92
3.3.5.1.	Precisión de los rodamientos	92
3.3.5.2.	Disponibilidad de los rodamientos	93
3.3.5.3.	Capacidad para generar par resistente en los rodamientos	94
3.3.6.	ESPECIFICACIONES DE COMPORTAMIENTO TÉRMICO Y ESTABILIDAD GRAVITATORIA	94
3.3.7.	MATRICES DE CUMPLIMIENTO A NIVEL DE ESTUDIO DE VIABILIDAD	97
3.3.7.1.	Matriz de cumplimiento de especificaciones de la rueda de grismas	98
3.3.7.2.	Matriz de cumplimiento de especificaciones de la rueda de filtros	98
		101

3.4.CONCLUSIONES	104
3.5.REFERENCIAS	105
<u>4. DISEÑO PRELIMINAR Y PROTOTIPADO DE LAS RUEDAS</u>	<u>107</u>
4.1.INTRODUCCIÓN	107
4.2.PROTOTIPO DE LOS MICRO-INTERRUPTORES	108
4.3.PROTOTIPO DE LA CAJA DEL HUSILLO	114
4.4.BANCO DE PRUEBAS DE LOS RODAMIENTOS DE LAS RUEDAS	122
4.4.1. TIPO Y TAMAÑO DE LOS RODAMIENTOS	122
4.4.2. ESTUDIO DE MERCADO	123
4.4.2.1. Rodamientos de Champion Bearings	125
4.4.2.2. Rodamientos convencionales FAG modificados con Dicronite DL5	126
4.4.2.3. Rodamientos FAG modificados con polvo de MoS ₂	127
4.4.3. AJUSTE DEL NIVEL DE PRECARGA EN CONDICIONES CRIOGÉNICAS	128
4.5.BANCO DE PRUEBAS DE LOS MOTORES	135
4.5.1. DESCRIPCIÓN DE LA MECÁNICA DEL BANCO DE PRUEBAS	136
4.5.2. FORMULACIÓN MECÁNICA DEL BANCO.	144
4.5.3. SISTEMA DE TOMA DE DATOS DEL BANCO	146
4.5.4. DESCRIPCIÓN DE LAS PRUEBAS	148
4.5.4.1. Medida de los pares resistentes estáticos a temperatura ambiente	148
4.5.4.2. Simulación de los tests a temperatura ambiente usando motores no criogénicos	148
4.5.4.3. Tests criogénicos preliminares	149
4.5.4.4. Pruebas criogénicas	149
4.5.5. RESULTADOS Y CONCLUSIONES	150
4.6.BANCO DE PRUEBAS DE LOS COJINETES AUTOLUBRICADOS PARA CRIOGENIA	153
4.6.1. CONCEPTO GENERAL DEL SISTEMA DE FRENADO Y SELECCIÓN DE MATERIALES	154
4.6.2. OBJETIVOS DE LAS PRUEBAS	157
4.6.3. CÁLCULOS Y DISEÑO DE LOS COJINETES	158
4.6.4. DESCRIPCIÓN MECÁNICA DEL BANCO DE PRUEBAS	162
4.6.5. RESULTADOS DEL BANCO DE PRUEBAS	167
4.6.5.1. Al6061 + Dicronite DL-5 contra sí mismo	167
4.6.5.2. Al 6061T6 + Dicronite D++ contra sí mismo	167
4.6.5.3. AISI 316 + Dicronite-DL5 contra AISI 316 + Dicronite-DL5	168
4.6.5.4. Al 6061T6 + TiN+ MoS ₂ contra sí mismo	168
4.6.5.5. Al 6061T6 + TiN+ MoS ₂ contra AISI 316	168
4.6.5.6. Al 6061T6 + Nituff contra Al 6061T6 + Nituff	168

4.6.5.7.	Al 6061T6 + Keronite contra Al 6061T6 + Keronite	172
4.6.5.8.	Bronce N6 contra AISI 316	178
4.6.5.9.	Bronce Ampco M4 contra bronce Ampco M4	178
4.6.6.	CONCLUSIONES GENERALES DEL BANCO DE PRUEBAS DE LOS FRENOS DE FRICCIÓN	178
4.7.	PROTOTIPO DEL SISTEMA DE FRENADO ALTERNATIVO	181
4.8.	PROTOTIPO DE LA RUEDA DE GRISMAS	184
4.8.1.	DISCO DE LA RUEDA	185
4.8.2.	SISTEMA DE MICRO-INTERRUPTORES Y UNIDAD MOTRIZ	191
4.8.3.	PRUEBAS DE FUNCIONALIDAD DEL PROTOTIPO DE LA RUEDA SIN FRENOS DE DISCO	192
4.8.3.1.	Pruebas en condiciones ambientales	192
4.8.3.2.	Primeras pruebas en condiciones criogénicas	193
4.8.3.3.	Segundas pruebas en condiciones criogénicas	196
4.8.3.4.	Terceras pruebas en condiciones criogénicas	197
4.9.	PROTOTIPO DE LA MONTURA DE LOS FILTROS	198
4.10.	CONCLUSIONES	200
4.11.	REFERENCIAS	201

5. DISEÑO FINAL, FABRICACIÓN Y PUESTA A PUNTO DE LAS RUEDAS **205**

5.1.	INTRODUCCIÓN	205
5.2.	DESCRIPCIÓN DE LOS DISEÑOS DEFINITIVOS	207
5.2.1.	RUEDA DE GRISMAS	207
5.2.1.1.	Concepto general	207
5.2.1.2.	Componentes del mecanismo	208
5.2.1.3.	Masa y dimensiones características	214
5.2.1.4.	Integración	215
5.2.2.	RUEDA DE FILTROS	217
5.2.2.1.	Concepto general	217
5.2.2.2.	Componentes del mecanismo	218
5.2.2.3.	Montura de los filtros	221
5.2.2.4.	Masa y dimensiones características	223
5.2.2.5.	Integración	224
5.3.	PUESTA A PUNTO DE LAS RUEDAS DEFINITIVAS	225
5.3.1.	PUESTA A PUNTO DE LA RUEDA DE GRISMAS	225
5.3.1.1.	Pruebas de funcionalidad del sistema cojinete + rodamiento	225
5.3.1.2.	Pruebas de validación del enfriamiento de los grismas	230
5.3.1.3.	Pruebas con el dúplex de rodamientos y freno de fricción	233
5.3.1.4.	Pruebas con el motor de repuesto	234
5.3.2.	PUESTA A PUNTO DE LA RUEDA DE FILTROS	236
5.3.2.1.	Pruebas de caracterización a temperatura ambiente	236

5.3.2.2.	Pruebas criogénicas	239
5.3.2.3.	Pruebas de caracterización del comportamiento de los micro-interruptores a temperatura ambiente	243
5.3.2.4.	Pruebas de caracterización del comportamiento de los micro-interruptores en activación-desactivación	248
5.4.	FABRICACIÓN DEFINITIVA	254
5.5.	CONCLUSIONES	257
5.6.	REFERENCIAS	259
6.	<u>ACEPTACIÓN FINAL DE LAS RUEDAS</u>	<u>261</u>
6.1.	INTRODUCCIÓN	261
6.2.	VALIDACIÓN DE LA RUEDA DE FILTROS	262
6.2.1.	MATRIZ DE CUMPLIMIENTO DE ESPECIFICACIONES DE LA RUEDA DE FILTROS.	262
6.2.2.	PRUEBA CRIOGÉNICA DE VALIDACIÓN DE LA RUEDA DE FILTROS (PRUEBA F1)	265
6.3.	VALIDACIÓN DE LA RUEDA DE GRISMAS	268
6.3.1.	MATRIZ DE CUMPLIMIENTO DE ESPECIFICACIONES DE LA RUEDA DE GRISMAS	268
6.3.2.	VALIDACIÓN DEL DISCO DE LA RUEDA DE GRISMAS A TEMPERATURA AMBIENTE (PRUEBA G1)	270
6.3.3.	MEDICIÓN DE GIROS PARÁSITOS NO CONTROLABLES (PRUEBA G2)	272
6.3.4.	MEDICIÓN DEL GIRO CONTROLABLE (PRUEBA G3)	275
6.3.5.	SEGUNDAS PRUEBAS DE VALIDACIÓN DE LA RUEDA DE GRISMAS A TEMPERATURA AMBIENTE (PRUEBA G2 REPETIDA) (25/10/2012)	278
6.3.5.1.	Etapa 1: Comprobación de la capacidad del sistema de medida	279
6.3.5.2.	Etapa 2: Repetibilidad de la inclinación de los simuladores de los grismas tras un movimiento de ida y vuelta a la misma posición	281
6.3.5.3.	Etapa 3: Comprobación de la estabilidad gravitatoria	282
6.3.5.4.	Etapa 4: Comprobación de la estabilidad del giro de la rueda.	284
6.3.5.5.	Resumen de puntos medidos respecto a la referencia global	285
6.3.6.	PRUEBAS DE VALIDACIÓN DE LA RUEDA DE GRISMAS A TEMPERATURA CRIOGÉNICA (PRUEBA G3)	287
6.4.	CONCLUSIONES	292
6.5.	COMENTARIOS FINALES	294
7.	<u>CONCLUSIONS</u>	<u>295</u>

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 Imagen del Gran Telescopio Canarias (GTC)	1
Figura 1-2 Imagen del Gran Telescopio Canarias (GTC) ojo de pez.....	2
Figura 2-1 Comparativa entre imágenes en el visible e infrarrojo	8
Figura 2-2 Detector HAWAII 256 x 256 montado en una placa de amplificación.....	10
Figura 2-3 Criostato de LIRIS y enfriamiento del criostato de pruebas del detector	11
Figura 2-4 Vista esquemática de la óptica de EMIR.....	12
Figura 2-5 Los observatorios astronómicos más importantes del mundo	14
Figura 2-6 Telescopios Keck I & II (EE.UU.).....	16
Figura 2-7 Detalle de los mecanismos en el interior del criostato de NIRC.....	17
Figura 2-8 Componentes fundamentales de NIRC	18
Figura 2-9 Dibujo esquemático en 3D de NIRSPEC.....	19
Figura 2-10 Imagen del husillo de Vespel engranado con la corona	20
Figura 2-11 Montaje de un motor modificado para criogenia	21
Figura 2-12 Instalando el husillo en una de las ruedas de NIRSPEC	21
Figura 2-13 Diseño de la parte criogénica de MOSFIRE	22
Figura 2-14 “ <i>Gratings/Mirror Exchange Turret</i> ”.....	24
Figura 2-15 Rueda de filtros de MOSFIRE.	26
Figura 2-16 Telescopio Subaru del “ <i>National Astronomical Observatory of Japan</i> ”.....	26
Figura 2-17 Estructura interna de MOIRCS.....	27
Figura 2-18 El mecanismo de intercambio de máscaras de MOIRCS	28
Figura 2-19 El mecanismo de Génova aplicado a una de las ruedas de IRCS	30
Figura 2-20 Interior de IRCS, con los motores Phytron instalados	31
Figura 2-21 Vista exterior del Telescopio Gemini Norte	32
Figura 2-22 Ensamblaje de la “ <i>grating turret</i> ” de GNIRS	34
Figura 2-23 Telescopio UKIRT, dedicado a la astronomía en el infrarrojo	38
Figura 2-24 El “ <i>Large Binocular Telescope</i> ” en el observatorio Mount Graham.....	41
Figura 2-25 Mecanismo criogénico en Linc Nirvana que emplea motores Phytron.....	43
Figura 2-26 Vista del Telescopio Gemini Sur desde el interior de la cúpula.	44
Figura 2-27 Los cuatro telescopios VLT, en Cerro Paranal, Chile	47
Figura 2-28 Brazo robot criogénico para el posicionado de fibras de KMOS.....	49
Figura 2-29 Banco de pruebas por inmersión en nitrógeno líquido	50
Figura 2-30 Banco de pruebas definitivo	51
Figura 2-31 Sistema de refrigeración interna de CRIRES.....	52
Figura 2-32 Telescopio William Herschel en el Roque de los Muchachos	53
Figura 2-33 Las ruedas en el interior de INGRID	55
Figura 2-34 Vista en transparencia del instrumento INGRID.....	54
Figura 2-35 Diseño conceptual de la rueda de entrada.....	57
Figura 2-36 Diseño definitivo de la rueda y detalle del husillo engranado con la corona. 57	
Figura 2-37 La rueda de entrada de LIRIS.	57
Figura 2-38 Rueda de la cámara de LIRIS en el banco de pruebas criogénico.....	58
Figura 2-39 La rueda de la cámara de LIRIS y el módulo de ruedas centrales.....	59
Figura 3-1 Banco óptico de EMIR con la zona de apoyo de la rueda de grismas	74
Figura 3-2 Banco óptico de EMIR con la zona de apoyo de la rueda de filtros	74
Figura 3-3 Ensamblajes de los grismas (vista en corte a la izquierda).....	76

Figura 3-4 Los grismas de EMIR a su recepción en el IAC (2011).....	76
Figura 3-5 Colocación preliminar de la rueda de grismas en el Banco óptico	77
Figura 3-6 Colocación preliminar de la rueda de filtros	77
Figura 3-7 La rueda de grismas preliminar con la unidad motriz de LIRIS	78
Figura 3-8 Curva de velocidad angular del movimiento típico de las ruedas.....	83
Figura 3-9 Esquema funcional del micro-interruptor de LIRIS	86
Figura 3-10 Prestaciones del motor VSS 52 de Phytron	90
Figura 3-11 Oscilación vertical del disco de la rueda de rendijas de LIRIS.....	93
Figura 3-12 Evolución térmica de la rueda de entrada de LIRIS.....	95
Figura 3-13 Diagrama de la estructura soporte de la rueda de grismas	96
Figura 4-1 Sistema de paralelogramo deformable	109
Figura 4-2 Sistema mejorado para evitar impactos en interruptor y rueda	110
Figura 4-3 Diseño preliminar de los sistemas de micro-interruptores.....	111
Figura 4-4 Banco de pruebas del sistema de micro-interruptor	112
Figura 4-5 Activación del micro-interruptor	114
Figura 4-6 Estructura de la unidad motriz	114
Figura 4-7 Extracto de las características de los motores Phytron	116
Figura 4-8 Cargas dinámicas admisibles de los rodamientos de Bearing Works	120
Figura 4-9 Anillas de precarga apiladas (LIRIS) frente a muelles de cobre-berilio	121
Figura 4-10 Precarga de rodamientos en dúplex.....	123
Figura 4-11 Dúplex de rodamientos.....	126
Figura 4-12 Banco de pruebas de los rodamientos.....	128
Figura 4-13 Anillos de centrado de Euro Bearings.	129
Figura 4-14 Rodamiento en AISI 440C de Champion (sin oxidación)	131
Figura 4-15 Pista interior del rodamiento en AISI 440C de Champion (sin oxidación)..	131
Figura 4-16 Pista exterior del rodamiento en AISI 440C de Champion (oxidación)	132
Figura 4-17 Rodamiento en 100Cr6 de FAG (muy oxidado)	132
Figura 4-18 Rodamiento en 100Cr6 de FAG (extremadamente oxidado)	133
Figura 4-19 Vista general del banco de pruebas	137
Figura 4-20 Corte trasversal del criostato con la unidad motriz ensamblada	138
Figura 4-21 Vista del interior del banco de pruebas.....	139
Figura 4-22 Sistema de medida externo.	140
Figura 4-23 Fotografía del sistema de medida del criostato de pruebas de los motores.	140
Figura 4-24 Eje primario del sistema de medida: Bloque del codificador.....	141
Figura 4-25 Eje secundario: bloque del sensor de par dinámico.	142
Figura 4-26 Sistema de regulación de la distancia entre ejes.....	144
Figura 4-27 Diagrama del tren de transmisión.....	144
Figura 4-28 Esquema funcional del banco de pruebas.	147
Figura 4-29 Medidas reales de par - curvas del fabricante para el modelo VSS 52	150
Figura 4-30 Medidas reales de par - curvas del fabricante para el modelo VSS 57	151
Figura 4-31 Esquema del sistema de rodamiento contra cojinete autolubricado.	154
Figura 4-32 Conductividad térmica a bajas temperaturas	156
Figura 4-33 Componentes parte criogénica banco de pruebas cojinetes criogénicos.	159
Figura 4-34 Dimensiones del cojinete de pruebas.	162
Figura 4-35 Modelo 3D del sistema de pruebas.....	163
Figura 4-36 Medición del par de frenado en condiciones ambientales.	164
Figura 4-37 Criostato del banco de pruebas: tanques de nitrógeno líquido y base fría..	164
Figura 4-38 Ensamblando los componentes de la parte externa del banco de pruebas. .	165
Figura 4-39 Integración de la parte fría.....	165

Figura 4-40	Ensamble de los acoplamientos flexibles	166
Figura 4-41	Equipo de vacío: bomba turbo molecular con bomba de membrana.....	166
Figura 4-42	Enfriamiento del banco de pruebas por medio de nitrógeno líquido	167
Figura 4-43	Discos de Al6061 recubiertos de Nituff tras las medidas de par	169
Figura 4-44	Evolución del par resistente de los discos de Al6061 tratados con Nituff	170
Figura 4-45	Evolución de la temperatura del disco fijo en las pruebas del Nituff.....	170
Figura 4-46	Los discos de Al 6061T6 tras las pruebas a temperaturas criogénicas.....	171
Figura 4-47	Discos recibidos tras el tratamiento con Keronite.....	173
Figura 4-48	Dependencia del nivel de vacío (presión en el interior del criostato)	175
Figura 4-49	Los discos tratados con Keronite+MoS ₂ tras las pruebas.....	176
Figura 4-50	Diseño de dúplex con sistema de frenado de emergencia.	182
Figura 4-51	Rodamiento axial incorporado al propio diseño de la rueda.	183
Figura 4-52	Montaje del sistema de frenado alternativo (I).....	184
Figura 4-53	Montaje del sistema de frenado alternativo (II).	184
Figura 4-54	Modelo de elementos finitos simplificado rueda de grismas	187
Figura 4-55	Modelo de carga en posición más desfavorable	188
Figura 4-56	Inserción de los rodamientos del disco de la rueda de grismas.....	189
Figura 4-57	Simulador de los grismas en acero inoxidable.....	190
Figura 4-58	Diseño 3D del soporte de los micro-interruptores del banco de pruebas....	191
Figura 4-59	Modelo 3D de la unidad motriz ensamblada en el prototipo.....	191
Figura 4-60	Pruebas del prototipo de la rueda en condiciones ambientales.	192
Figura 4-61	Detalle del prototipo durante los tests a temperatura ambiente.....	193
Figura 4-62	Vista general del criostato de pruebas con el prototipo de la rueda	194
Figura 4-63	Registro de temperatura de las pruebas.....	195
Figura 4-64	Prototipo del sistema de sujeción de los filtros en la rueda de filtros.....	199
Figura 4-65	Diagrama de Gantt de la evolución temporal de la Tesis.	199
Figura 5-1	Rueda de grismas integrada en el banco óptico.....	208
Figura 5-2	Vista en corte del mecanismo de la rueda (sin los grismas integrados).....	209
Figura 5-3	Despiece de la carcasa de la rueda de grismas	210
Figura 5-4	Despiece de las partes móviles en el interior de la carcasa (no mostrada)....	211
Figura 5-5	Unidad motriz de la rueda de grismas.....	212
Figura 5-6	Corte trasversal de la unidad motriz	213
Figura 5-7	Sistema de actuación de los micro-interruptores.	213
Figura 5-8	Vistas del disco de la rueda de grismas.	214
Figura 5-9	Dimensiones de la rueda de grismas.	215
Figura 5-10	Sistema de inserción y fijación de la posición de la rueda de grismas	216
Figura 5-11	Desmontaje de la tapa de instalación de grismas.	217
Figura 5-12	Rueda de filtros integrada en el banco óptico.....	217
Figura 5-13	Vista de la rueda de filtros con la tapa de acceso abatida.	218
Figura 5-14	Despiece de la carcasa de la rueda de filtros.....	219
Figura 5-15	Vista en corte de la rueda de filtros.	220
Figura 5-16	Despiece de las partes móviles en el interior de la carcasa (no mostrada)...	221
Figura 5-17	Monturas de los filtros integradas en el disco.....	221
Figura 5-18	Funcionamiento de la montura de los filtros.	222
Figura 5-19	Vistas del disco de la rueda de filtros.....	223
Figura 5-20	Dimensiones básicas del ensamblaje de la rueda de filtros.....	224
Figura 5-21	Eje central de acero y anillo inferior de Keronite.	226
Figura 5-22	Anillo superior de Keronite acoplado al disco de la rueda.....	226
Figura 5-23	Evolución del par resistente de los discos de Keronite.....	227

Figura 5-24 Lubricación de los discos de Keronite con Molykote D321-R.....	228
Figura 5-25 Anillo de Keronite dañado en un punto	229
Figura 5-26 Evolución de la temperatura durante el enfriamiento.....	231
Figura 5-27 Evolución de la temperatura en el calentamiento	231
Figura 5-28 Integración de los grismas en la rueda,validación de enfriamiento (I)	232
Figura 5-29 Integración de los grismas en la rueda,validación de enfriamiento (II).....	232
Figura 5-31 Evolución de la temperatura en las pruebas.....	234
Figura 5-32 Distribución de masas durante las pruebas	237
Figura 5-33 Distribución de masas teórica.....	238
Figura 5-35 Rueda de filtros montada en el criostato de pruebas con dianas	239
Figura 5-36 Software de lectura y gráfica de datos de micro-interruptores.	244
Figura 5-37 Medición de la repetibilidad del Micro-interruptor 3 a 10000 Hz.....	244
Figura 5-38 Medición de la repetibilidad del Micro-interruptor 3 a 2000 Hz.....	246
Figura 5-39 Medición de la repetibilidad del Micro-interruptor 4 a 10000 Hz.....	247
Figura 5-40 Medición de la repetibilidad del micro-interruptor 4 a 2000 Hz	248
Figura 5-41 Banco de pruebas avanzado de los micro-interruptores.....	249
Figura 5-42 Activación y desactivación de los micro-interruptores.....	250
Figura 5-43 Dos ejemplos de desactivación del micro-interruptor con ruido	251
Figura 5-44 Curva de desactivación de un micro-interruptor problemático	251
Figura 5-45 Gráfica de la evolución de la tensión en el punto de desactivación	254
Figura 5-46 La rueda de filtros recién pintada con Nextel.....	255
Figura 5-47 Pintado con Nextel del disco de la rueda de grismas, cámara de pintura....	256
Figura 5-48 Componentes de la rueda de filtros pintados y listos para su integración...	256
Figura 5-49 Componentes de la rueda de grismas pintados y listos para integración.....	257
Figura 6-1 Rueda de filtros pintada en Nextel durante el proceso de montaje	265
Figura 6-2 Registro de temperatura durante las pruebas de la rueda de filtros.....	266
Figura 6-3 Evolución de la repetibilidad del Micro-interruptor 3	267
Figura 6-4 Matriz de cumplimiento de la rueda de grismas	270
Figura 6-5 Disco rueda de grismas con planos de asiento H, J, K y convencional.....	271
Figura 6-6 Rueda de grismas en la máquina de medición por coordenadas.	272
Figura 6-7 Medición de los planos de asiento	273
Figura 6-8 Detalle del sistema de medición de los planos de asiento.....	273
Figura 6-9 La rueda de grismas sin carcasa, en la máquina de medición	276
Figura 6-10 Moviendo la rueda de grismas en el laboratorio de Metrología.	276
Figura 6-11 Detalle del proceso de medición.	277
Figura 6-12 Gráficas de desviación de la posición del tornillo de referencia.	277
Figura 6-13 Repetibilidad del posicionado del plano de referencia (carcasa).	279
Figura 6-14 Repetibilidad de la cara frontal del simulador del grisma en estático.	281
Figura 6-15 Estabilidad del plano frontal del simulador del grisma.....	282
Figura 6-16 Estabilidad gravitatoria (gira el criostato, la rueda fija).....	283
Figura 6-17 El grisma se mueve, seguimiento del plano frontal	285
Figura 6-18 Comparativa de todas las medidas	286
Figura 6-19 Preparativa de la rueda de grismas para las pruebas de validación	287
Figura 6-20 Desviación de la posición final de los simuladores de grismas 1 y 2.	289
Figura 6-21 Desviación de la posición final de los simuladores de los grismas 3 y 4.	290
Figura 6-22 Repetibilidad de activación y desactivación de micro-interruptores.....	291
Figura 6-23 Repetibilidad de activación y desactivación de micro-interruptores (II).....	292

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1 Instrumentos criogénicos de complejidad cercana a la de EMIR.....	15
Tabla 3-1 Matriz de cumplimiento de la rueda de grismas.....	101
Tabla 3-2 Matriz de cumplimiento de la rueda de filtros.....	103
Tabla 4-1 Capacidades de carga de los rodamientos Bearing Works.....	119
Tabla 4-2 Resumen de los resultados de las diferentes parejas de materiales.....	180
Tabla 5-1 Pruebas de validación de la rueda de filtros en criogenia.....	241
Tabla 6-1 Matriz de cumplimiento de la rueda de filtros.....	263
Tabla 6-2 Resultados de las medidas de metrología de la rueda de grismas (I).....	274
Tabla 6-3 Resultados de las medidas de metrología de la rueda de grismas (II).....	274

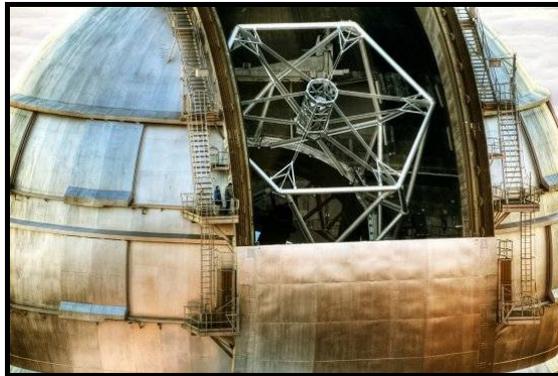
1. INTRODUCCIÓN

1.1. CONTEXTO DE LA TESIS

El autor de esta Tesis ha trabajado desde 1998 como Ingeniero Mecánico en el Área de Instrumentación del Instituto de Astrofísica de Canarias, en La Laguna, Tenerife.

El Instituto de Astrofísica de Canarias (IAC) está involucrado en múltiples proyectos de diseño y construcción de instrumentación para astrofísica: telescopios de última generación e instrumentación para uso en dichos telescopios [IAC 2012].

En el caso concreto de instrumentación para astrofísica en el campo del infrarrojo, que es la especialidad profesional del autor, se trabaja actualmente en el diseño detallado y fabricación de EMIR (Cámara Espectrógrafo Multiobjeto Infrarrojo, [GARZÓN 2006]) para el Gran Telescopio Canarias [GTC 2012].



**Figura 1-1 Imagen del Gran Telescopio Canarias (GTC) desde el exterior de la cúpula.
(Fotografía de Pablo Bonet).**

EMIR es tal vez el proyecto instrumental más ambicioso en el que se ha embarcado el IAC. Al estar destinado al telescopio óptico más grande del mundo, el GTC, en estos momentos es también una de las cámaras espectrógrafo infrarrojo en proyecto más grandes del mundo.



Figura 1-2 Imagen del Gran Telescopio Canarias (GTC) fotografiada con objetivo de ojo de pez desde el interior de la cúpula. (Fotografía de Pablo Bonet).

Esta Tesis Doctoral surge con la idea de plasmar tanto los conocimientos adquiridos en el campo de mecanismos de precisión para criogenia en proyectos anteriores a EMIR, como los resultados de las investigaciones y los avances que se están logrando en el marco del desarrollo de la mecánica de EMIR; estos últimos materializados en el diseño y fabricación de las ruedas de filtros y de grismas de este instrumento.

1.2. LÍNEA DE INVESTIGACIÓN

Uno de los aspectos críticos en el diseño mecánico de sistemas criogénicos es el soporte de sistemas móviles de precisión. Los rodamientos deben tener tolerancias muy estrictas para lograr las altas precisiones de posicionado que se exigen; pero se necesitan holguras entre los rodamientos y las piezas estructurales para acomodar los diferentes coeficientes de contracción de sus materiales. Ambas necesidades van en sentidos opuestos.

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 —contactos puntuales de las bolas con las pistas— ofrecen una conductividad térmica muy limitada. Lo que puede usarse en beneficio del sistema o añadir un problema al diseño.

Los dos aspectos anteriores —precisión y control de la conductividad— se hacen más críticos cuanto más pesado es el mecanismo, pues ello incrementa el tamaño de los rodamientos necesarios (para aportar más rigidez). A mayores

dimensiones, mayores son las holguras necesarias para salvar las contracciones diferenciales durante el enfriamiento. A mayores holguras, menor conductividad térmica. Más masa y menor conductividad térmica implica tiempos de puesta en funcionamiento del instrumento mayores, en detrimento del tiempo de uso (EMIR necesita 4 días para enfriarse a temperatura de trabajo). En definitiva, el tamaño complica significativamente los diseños.

Una solución a estos problemas asociados al uso de los rodamientos de bolas convencionales es usar cojinetes autolubricantes que conviertan el contacto puntual en contacto de superficie. Sin embargo, antes de las investigaciones que son objeto de esta Tesis, no se conocían materiales o tratamientos de materiales:

- Suficientemente rígidos (por ejemplo el teflón¹ no lo es por lo general).
- Con un coeficiente de contracción térmica parecido al del aluminio (los plásticos contraen significativamente más que el aluminio, que es el material base de los mecanismos).
- Autolubricantes y con un coeficiente de fricción estable a temperaturas criogénicas.
- Con una conductividad lo más próxima posible a la elevada conductividad del aluminio (los plásticos son aislantes).
- Con una alta capacidad de carga en fricción plana (existen numerosos recubrimientos comerciales probados en criogenia pero sólo son aptos para contacto de rodadura).
- Y que pudieran ser usados en vacío (por ejemplo hay plásticos como el nailon² que son incompatibles pues desgasifican emitiendo vapor de agua).

En conclusión, identificar un material o recubrimiento con las características anteriores supone un avance tecnológico importante en el diseño de sistemas de soporte de mecanismos para criogenia.

1.3. OBJETIVO Y CONTENIDO

El objetivo general de esta Tesis es plasmar el conocimiento desarrollado en EMIR en el campo de diseño mecánico de mecanismos de precisión para

¹ El teflón (término aceptado por la Real Academia de la Lengua Española) es la denominación comercial de DuPont (“*Teflon*” en el original) para el PTFE (politetrafluoroetileno). Se utilizan indistintamente los términos teflón y PTFE para referirse a dicho material en esta Tesis.

² Nailon es la grafía en español del nombre *nylon*, poliamida desarrollada por DuPont.

instrumentos criogénicos. Con ello se facilita, además, la incorporación de dicho conocimiento al acervo tecnológico del IAC.

El objetivo particular prioritario es el desarrollo de cojinetes axiales autolubrificantes con alta capacidad de carga para mecanismos de precisión a temperaturas criogénicas y en alto vacío; una línea de investigación original cuyos resultados tienen un elevado potencial de uso en instrumentación astronómica y en disciplinas tan dispares como la mecánica para proyectos espaciales o la instrumentación de aceleradores de partículas.

Haciendo uso de los conocimientos recopilados y adquiridos, y como demostración práctica de la validez de los mismos, se realizará el diseño definitivo y el ensamblaje y verificación de las ruedas de filtros y de grismas de EMIR.

1.4. ESTRUCTURA DEL TRABAJO

Los capítulos de la presente Tesis se han organizado como sigue:

El Capítulo 2 presenta una visión general del estado del arte en cuanto a instrumentación astronómica con sistemas mecánicos de precisión en criogenia. Se estudian los antecedentes que existen de instrumentos parecidos o de los cuales se ha obtenido información útil, tanto en el IAC como en el resto del mundo.

El Capítulo 3 detalla las especificaciones de las ruedas de filtros y de grismas de EMIR, que son el punto de partida de la parte práctica de esta Tesis. Con las especificaciones ya detalladas se realiza un estudio de viabilidad de las dos ruedas donde se perfilan los diseños preliminares de las mismas.

El Capítulo 4 aglutina las pruebas y experimentos con prototipos que se llevaron a cabo para encontrar la solución técnica a todos los componentes de las ruedas de EMIR.

El Capítulo 5 describe el diseño final de las ruedas, su fabricación y su puesta a punto.

El Capítulo 6 trata sobre la validación final de las ruedas.

Por último, el Capítulo 7 recopila y traduce al inglés las conclusiones parciales de todas las secciones anteriores.

1.5. REFERENCIAS

- [IAC 2012] Instituto de Astrofísica de Canarias.
www.iac.es.
- [GARZÓN 2006] Garzón F. (2006) “*EMIR: the GTC NIR multi-object imager-spectrograph.*” Proceedings, Society of Photo-Optical Instrumentation Engineers (SPIE) Volumen nº 6269.
- [GTC 2012] Gran Telescopio Canarias.
www.gtc.iac.es

2. ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE

En este capítulo se hace un repaso al estado del arte de la tecnología relacionada con la instrumentación astronómica en el infrarrojo.

Para centrar el tema histórica y contextualmente se empieza con una introducción a la astronomía en el infrarrojo y la instrumentación asociada. A continuación se repasa el estado del arte de los instrumentos a nivel mundial.

2.1. ASTRONOMÍA EN EL INFRARROJO: INSTRUMENTACIÓN CON MECANISMOS CRIOGÉNICOS

2.1.1. EVOLUCIÓN HISTÓRICA

La astronomía en el rango de infrarrojo del espectro electromagnético nace en 1800 cuando el astrónomo inglés Sir William Herschel advierte 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 detección hasta que en la década de los 50 comienza la era del transistor. Se construyeron detectores fotoeléctricos sencillos a partir de cristales semiconductores, como el sulfuro de plomo. En los 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 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 infrarroja dio otro salto adelante: la misión hizo mapas de todo el cielo en longitudes de onda de 12, 25, 60 y 100 μm , hasta que la reserva de helio líquido a bordo se extinguió y el telescopio y los detectores se calentaron, perdiendo su sensibilidad.

En las últimas décadas se ha asistido a un avance explosivo en el campo de la astronomía infrarroja. Si bien este avance ha sido debido en parte a la construcción de mayores telescopios de infrarrojos y a misiones espaciales de gran éxito, el acontecimiento más importante ha sido el desarrollo de dispositivos captadores de alta sensibilidad conocidos como detectores de infrarrojos. Antes de describir brevemente estos componentes se plantea otra cuestión básica ¿por qué la banda del infrarrojo es tan importante en astronomía?

2.1.2. JUSTIFICACIÓN DE LA IMPORTANCIA

Tres son las razones principales que explican la importancia del estudio de la radiación infrarroja en astronomía: esta radiación, de onda más larga que la visible, penetra a través del polvo interestelar, opaco a las longitudes de onda de la luz visible. Esto ocurre, por ejemplo, en el interior de nuestra galaxia y en regiones de formación de estrellas. Además, los objetos más fríos, por ejemplo planetas, pueden ser detectados más fácilmente en infrarrojo porque emiten la mayor parte de su radiación en esa zona del espectro. Finalmente, la expansión del Universo desplaza hacia dicha zona los espectros de los objetos más lejanos (efecto Doppler cosmológico).

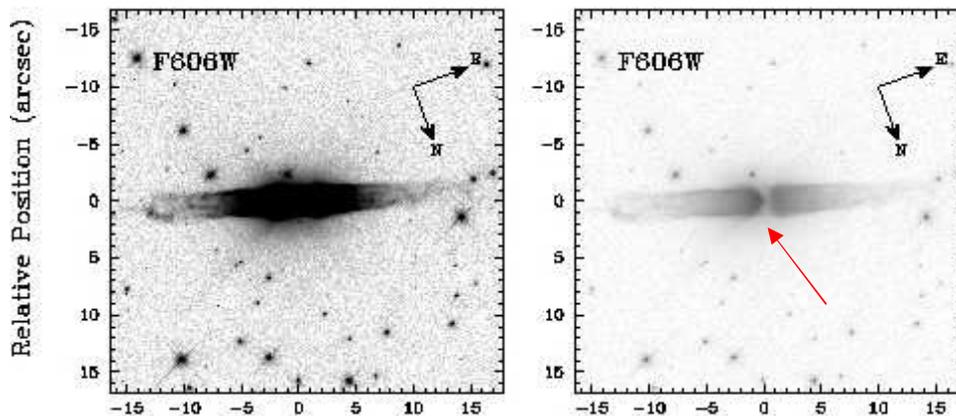


Figura 2-1 Comparativa entre imágenes en el visible (izquierda) e infrarrojo (derecha). En la toma de la derecha se aprecia una estrella donde antes era imposible distinguirla debido a la absorción de la radiación por una nube de polvo interestelar.

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, entre otros, la apantallan y la distorsionan. Se necesita construir observatorios en lugares

altos donde la atmósfera es menos húmeda, y está poco contaminada. EMIR será instalado en el telescopio GTC, el mayor telescopio óptico e infrarrojo terrestre del mundo en estos momentos, localizado en el Observatorio del Roque de Los Muchachos en La Palma. Es uno de los observatorios del mundo con mejor calidad para la observación astronómica.

En segundo lugar, 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, ambos mucho más cerca del detector infrarrojo 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. Debe minimizarse la radiación térmica que emiten las superficies ópticas más cercanas al detector, pues ésta siempre le alcanzará, así como limitar hasta donde sea posible la entrada de radiación de cielo fuera del campo de visión del instrumento. En consecuencia, los instrumentos de infrarrojo necesitan tener la óptica y el detector, así como toda la estructura portante, a temperaturas muy bajas; y muy bien controlado el haz de entrada de la luz al instrumento.

2.1.3. CÁMARAS Y ESPECTRÓGRAFOS EN INFRARROJOS

La función de una cámara en astronomía es generar una imagen en el detector de un determinado campo de cielo así como una medida cuantitativa de la energía radiante recibida.

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 genera un movimiento de carga que da lugar a una intensidad de corriente que 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. Cuando los primeros detectores de infrarrojos semejantes a los CCD's ("*charge coupled devices*") 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 también con fines científicos.

El momento más destacado en esta evolución tuvo lugar en Marzo de 1987 en Hawái en la primera conferencia en la que se trataron en profundidad las aplicaciones de estos nuevos detectores matriciales de infrarrojos en la astronomía. 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 infrarroja había entrado en una nueva etapa.

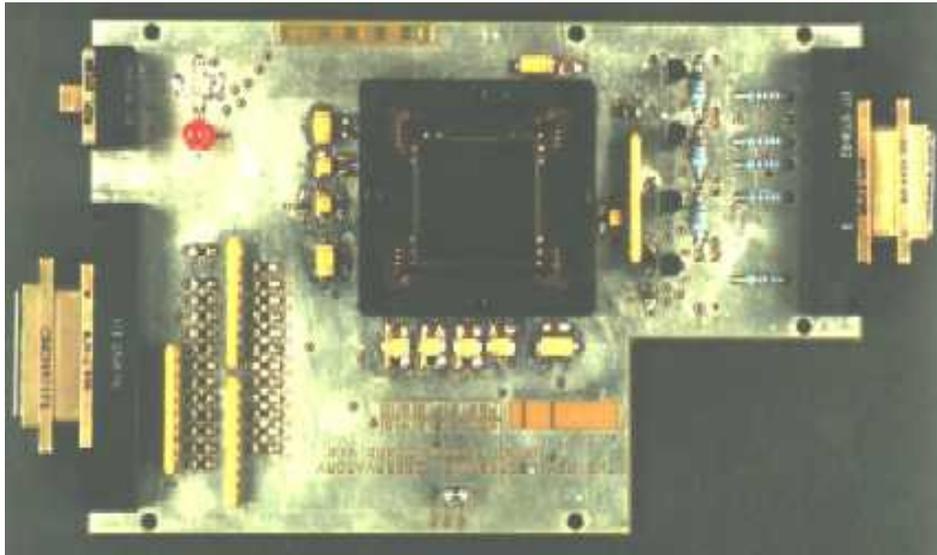


Figura 2-2 Detector HAWAII 256 x 256 montado en una placa de amplificación.

Durante los últimos veinticinco años el ritmo de desarrollo de detectores ha sido muy rápido. Hoy en día, hay diversos modelos de detectores comerciales de nueva generación en uso con formatos de 2048 x 2048 píxeles, y se sigue avanzando en nuevos desarrollos.

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. Por lo general, las cámaras avanzadas como EMIR incorporan sistemas ópticos que mantienen los parámetros de calidad de imagen en todo el rango espectral de funcionamiento; elementos que permiten limitar la zona observada aislando zonas de interés de otras adyacentes; filtros para seleccionar las longitudes de onda de interés; y que opcionalmente se combinan con sistemas para espectrografía o análisis detallado de determinadas longitudes de onda.

El aspecto técnico más importante es que las cámaras infrarrojas deben ser enfriadas a temperaturas criogénicas. Ello es debido a dos razones fundamentales como se comentó anteriormente.

1) Debido a su propia temperatura los detectores generan "corrientes de oscuridad" (del inglés, "*dark current*"); son movimientos de cargas eléctricas en el detector cuyo nivel debe ser reducido hasta valores no significativos en comparación con la radiación celeste que se pretende medir. En EMIR por ejemplo, la temperatura máxima admisible en el detector en operación es 85 K.

2) La emisión térmica de los objetos que rodean al detector (la óptica y sus soportes) debe mantenerse por debajo del nivel de la emisión del fondo celeste. Ello es debido a que la intensidad de la radiación emitida es normalmente muy superior a la de los objetos a medir, y fluctúa de forma proporcional al valor de la raíz cuadrada de la misma. En EMIR de todos los componentes que forman parte del sistema óptico, la máxima temperatura admisible la tienen las rendijas de entrada a 180 K; no obstante la masa fría del instrumento se refrigera a la temperatura del nitrógeno líquido (77 K) que es usado para el enfriamiento preliminar del sistema.

Para alcanzar y mantener las temperaturas criogénicas es necesario disponer los componentes que van a ser enfriados en una cámara de vacío. De esta manera se desacoplan térmicamente del ambiente, eliminando la transmisión de calor por convección.



Figura 2-3 Criostato de LIRIS (izquierda) y enfriamiento del criostato de pruebas del detector de LIRIS (derecha), con Nitrógeno Líquido (77 K, -196 °C).

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 se introducen en cámaras de vacío que incorporan sistemas de refrigeración criogénicos, y que se denominan criostatos.

A continuación y como ejemplo real, se describe la estructura óptica de EMIR, que es la arquitectura básica de cualquier cámara espectrógrafo de sus características.

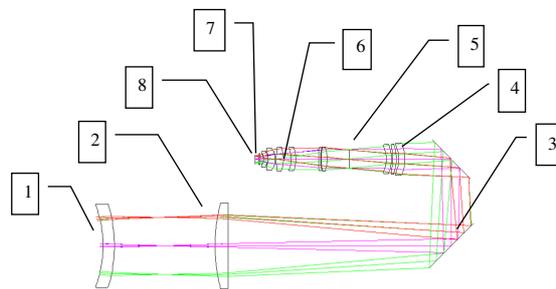


Figura 2-4 Vista esquemática de la óptica de EMIR.

El primer elemento (1 en la Figura 2-4) es siempre una ventana transparente en el infrarrojo. Esta ventana es fundamentalmente un elemento estructural que permite mantener el criostato en vacío a la vez que deja pasar la radiación a observar hacia el interior del sistema. Puede ser un cristal plano paralelo (ópticamente inactivo), aunque en el caso de EMIR es una lente con funcionalidad óptica.

A continuación de la ventana y antes del colimador (2) se colocan las rendijas, que suelen ser placas metálicas en las que se practican ranuras rectangulares de un ancho y longitud determinados para dejar pasar radiación de un objeto celeste concreto y bloquear la del resto del cielo. Es útil colocar las rendijas sobre un dispositivo intercambiador (una rueda, por ejemplo) que permita seleccionar unas u otras en función del modo de operación del instrumento. También es posible construir mecanismos de configuración variable que generen rendijas, como sucede en EMIR, si bien esta opción conlleva una mayor complejidad.

El siguiente elemento es el colimador (2 y 4): un conjunto de lentes que hacen que los rayos que convergen en un determinado ángulo, determinado por la óptica precedente (principalmente la del telescopio), salgan colimados

(paralelos o casi) a su paso por ellas. Es un elemento estático, es decir no va montado en un mecanismo operable remotamente.

Es bastante común que los instrumentos tengan espejos en los que por reflexión se desvíe el haz y se pliegue para redirigirlo y limitar el volumen ocupado. En el caso de EMIR esta función la hace el “periscopio”, un par de espejos que doblan el haz (3). En algunos instrumentos el trazado óptico resultante del doblado del haz por medio de espejos llega a ser de alta complejidad.

A continuación, en la pupila del instrumento (imagen del espejo secundario del telescopio formada por la óptica del instrumento hasta ese punto) se sitúan los grismas¹ (5): son componentes ópticos que generan espectros de la resolución espectral que se requiera. Suelen colocarse en un mismo sistema intercambiador, en EMIR la rueda de grismas.

Para que el detector, que es el "ojo" del sistema, sea capaz de "ver" con nitidez la radiación, ésta debe enfocarse sobre él. Para ello se utilizan cámaras (6) que hacen que los rayos converjan hacia la superficie fotosensible del detector. En el caso de EMIR hay una única cámara (integrada por varias lentes).

Otro elemento indispensable en el espectrógrafo son los filtros (7), también montados sobre un dispositivo intercambiador (en EMIR la rueda de filtros): sirven para seleccionar la longitud de onda adecuada en cada momento de la observación.

Finalmente, se coloca el detector (8), que es el elemento fotosensible del sistema. En algunos instrumentos avanzados el detector se coloca sobre un soporte móvil que permite enfocar la imagen de una manera precisa en función del modo de operación y de la longitud de onda observada. En el caso de EMIR, el mecanismo de traslación del detector permite además desplazarlo en el plano perpendicular al haz; con ello se compensan, minimizándolos, los desplazamientos relativos del haz sobre el detector debidos a las deformaciones elásticas de la estructura del instrumento, cuando éste rota. La rotación del instrumento (para compensar la rotación relativa del campo celeste, producida por la rotación de la tierra durante el tiempo de observación) es muy importante desde el punto de vista del diseño mecánico. Los componentes ópticos y los mecanismos deben mantener su posición estable y precisa bajo orientaciones variables relativas al vector gravedad.

¹ Nota: El término “grisma” procede del inglés “*grism*”, palabra creada por la contracción de “*grating*” y “*prism*”, denomina un montaje óptico compuesto por redes de difracción y prismas.

2.2. INSTRUMENTACIÓN CRIOGÉNICA EN TELESCOPIOS TERRESTRES

En esta sección se hará un recorrido por instrumentos que tienen mecanismos criogénicos, y que por sus características se enfrentan a problemas de diseño similares a los de EMIR. Se trata de instrumentación para el infrarrojo que incorpora elementos ópticos de gran tamaño. Dichos elementos ópticos son de tamaño proporcional al del haz de luz, que a su vez es mayor cuanto más grande es el telescopio. Describir el estado del arte de la instrumentación para los telescopios más grandes del mundo, que son los de última generación, significa también analizar los proyectos tecnológicamente más avanzados en astronomía en estos momentos.

Para hacer un repaso de las características más importantes de los instrumentos, en particular de los mecanismos más interesantes de ellos, los próximos apartados realizan un recorrido por los observatorios con los telescopios más grandes del mundo: arrancando por la instrumentación del Observatorio Mauna Kea, en Hawái E.E.U.U. (1), siguiendo por la del Observatorio Mount Graham en Arizona EE.UU. (2) para pasar a los Observatorios de Cerro Paranal y Cerro Pachón en Chile (3), y terminar en el Observatorio del Roque de los Muchachos en la isla de La Palma (4), la futura localización de EMIR.

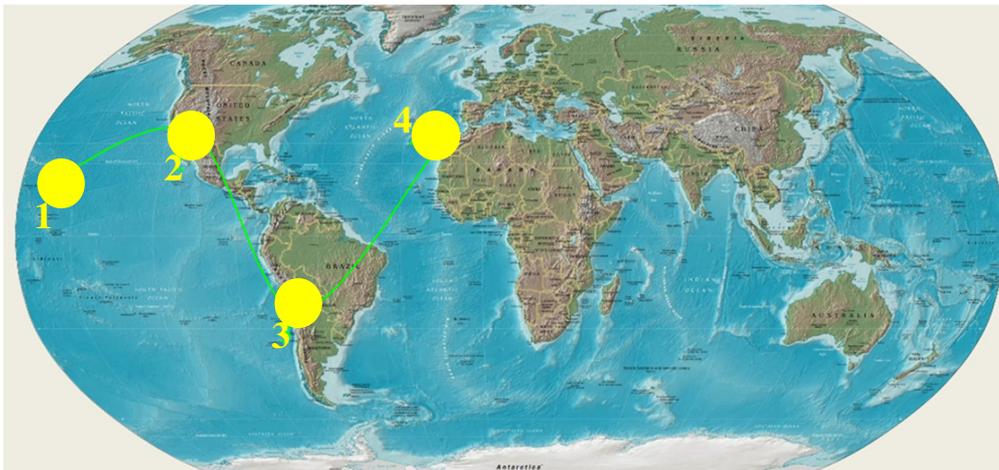


Figura 2-5 Los observatorios astronómicos más importantes del mundo: Observatorio Mauna Kea, Hawái E.E.U.U. (1), Observatorio Mount Graham, Arizona E.E.U.U. (2) Observatorios de Cerro Paranal y Cerro Pachón, Chile (3), Observatorio del Roque de los Muchachos en la isla de La Palma (4).

Debido a que no todos los instrumentos hacen pública su documentación de ingeniería, el análisis de los siguientes apartados está limitado a aquellos instrumentos en los que la información relevante para la Tesis es accesible. La Tabla 2-1 resume la lista de instrumentos criogénicos que por su tamaño y complejidad están al mismo nivel puntero de EMIR.

Instrumento	Telescopio	Diseño	Masa (kg)	Masa refrigerada a -196°C (kg)	Puesta en servicio
MICHELLE	UKIRT	UKATC	2000	600	En construcción
KMOS	VLT	UKATC	3000	1100	En comisionado
CRIRES	VLT	ESO	2300	580	2008
VISIR	VLT	CEASaclay ASTRON	2500	150	2004
LIRIS	WHT	IAC	1100	220	2003
MOSFIRE	KECK	UCLA	2300	930	En comisionado
MOIRCS	SUBARU	TOHUCU UNIVERSITY	2500	900	2006
EMIR	GTC	IAC	4500	1500	En construcción

Tabla 2-1 Instrumentos criogénicos de complejidad cercana a la de EMIR, a nivel mundial [MONTGOMERY 2010].

2.2.1. OBSERVATORIO MAUNA KEA, HAWÁI, EEUU

Es uno de los observatorios más importantes del mundo, que históricamente ha sido pionero en la instrumentación para astronomía.

2.2.1.1. Telescopios Keck I & II: NIRS, NIRSPEC y MOSFIRE.

Los telescopios Keck (E.E.U.U.), de 10 metros de espejo primario segmentado cada uno, fueron durante muchos años los más grandes del mundo. Sólo recientemente han sido superados por el GTC que tiene un diámetro de espejo

primario equivalente 40 centímetros mayor. El espejo principal de los Keck está compuesto por 36 segmentos hexagonales controlables independientemente, un avance revolucionario en la tecnología de construcción de grandes telescopios. Hoy la utilizan todos los telescopios similares de nueva generación. Los telescopios Keck están en funcionamiento desde 1993.



Figura 2-6 Telescopios Keck I & II (EE.UU.).

NIRC (“Near Infrared Camera for the Keck I”)

Es una cámara para el infrarrojo cercano, y como se puede ver en la Figura 2-7 el instrumento es, en lo que respecta a los mecanismos criogénicos que incorpora, de baja complejidad. Tiene una rueda de filtros y un mecanismo de intercambio de rendijas, ambos operados por motores externos al criostato principal. El eje de los motores se conecta a un pasamuros que atraviesa la pared del criostato y opera el mecanismo interno [NIRC 2008]. La zona delimitada en rojo en la Figura 2-8 es la ocupada por los mecanismos criogénicos, mientras que las partes inferiores del criostato contienen los tanques de nitrógeno y helio líquido que permiten refrigerar la mecánica del instrumento.

NIRC fue puesto en funcionamiento en 1994. La tecnología de motores externos estaba a punto de ser abandonada por las limitaciones que imponía tener que llevar el eje motriz hasta el exterior del criostato. Ello conllevó un esfuerzo considerable para encontrar motores que pudieran trabajar en condiciones criogénicas, que en aquel momento no se comercializaban.

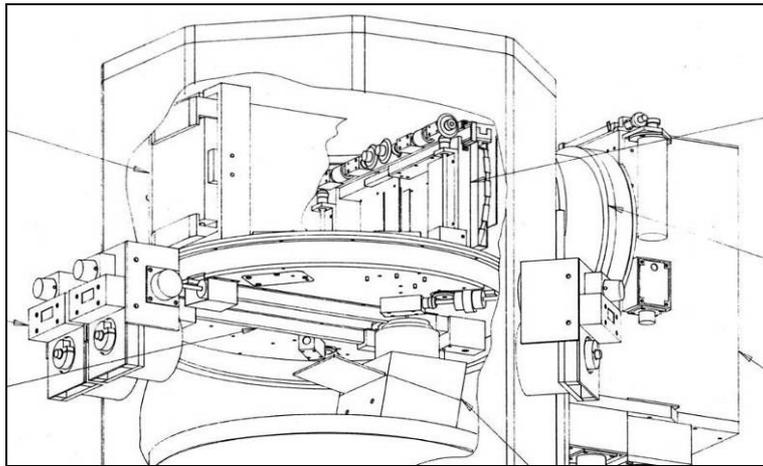


Figura 2-7 Detalle de los mecanismos en el interior del criostato de NIRC: nótese cómo los motores, instalados en el exterior, se conectan con la parte interna (criogénica, en vacío) por medio de ejes ‘pasamuros’ que atraviesan la pared del criostato manteniendo su estanqueidad.

Se modificaron motores comerciales no criogénicos solucionando los problemas de contracción diferencial de los materiales (rodamientos y carcasa), introduciendo lubricación seca (aplicando disulfuro de molibdeno¹ con un pincel), y corrigiendo la incompatibilidad con el vacío (perforando carcasas herméticas que no dejaban evacuar el aire y eliminando plásticos higroscópicos que liberaban vapor de agua).

Todo este proceso de ‘conversión’ del motor de convencional a criogénico era puramente artesanal. Un ejemplo se tiene en el diseño del instrumento *UCLA 2-channel IR camera*, que data del año 1993 [MCLEAN 1993]. En ese mismo año el Osservatorio Astrofísico de Arcetri en Italia publicaba un informe completo de cómo modificar un motor no criogénico para hacerlo trabajar en criogenia [GENNARI 1993].

¹ El disulfuro de molibdeno (MoS_2) es un compuesto de propiedades lubricantes en estado sólido, debido a la estructura laminar con fuertes enlaces carbono-carbono en cada capa, y débil enlace entre capas. Es el lubricante típico para mecanismos en vacío.

2. ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE

Más atrás en el tiempo también existen referencias de modificación de motores para su uso en criogenia, en instrumentación de uso militar [KASUNIC 1988].

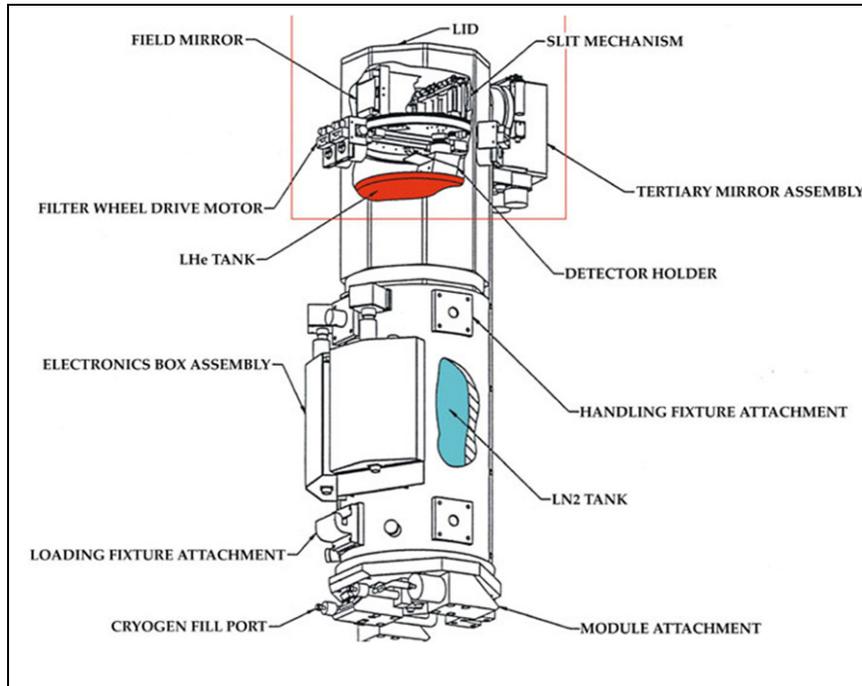


Figura 2-8 Componentes fundamentales de NIRC. En sentido horario desde la esquina superior izquierda: espejo de campo, tapa, mecanismo de rendijas, ensamblaje del espejo terciario, soporte del detector, acople para manipulación del instrumento, tanque de nitrógeno líquido, zona de acople modular, acople para llenado con líquido criogénico, anclaje de carga, ensamblaje de la caja de electrónica, tanque de helio líquido, motor de impulsión de la rueda de filtros.

Hoy en día algunos equipos de instrumentación que ya trabajaban a finales de la década de los 90 en el campo de mecánica de precisión para instrumentos criogénicos siguen usando soluciones ‘artesanales’ para proveerse de motores que operen en criogenia. Por ejemplo instituciones de renombre como el UKATC (“*United Kingdom Astronomy Technology Center*”, del Reino Unido, véase el Apartado 2.2.1.4) o empresas privadas como Energen en EEUU (suministradores de tres de los cinco motores criogénicos de EMIR, integrados en el mecanismo de traslación del detector).

No obstante, la mayoría de instrumentos optan por soluciones comerciales ya disponibles como se verá más adelante. De hecho EMIR tendrá motores criogénicos comerciales en dos de sus mecanismos, por lo que es uno de los

pocos instrumentos híbridos en ese sentido, con motores criogénicos comerciales y motores modificados a criogénicos.

NIRSPEC (“Near Infrared Spectrometer”)

NIRSPEC es un espectrómetro y como tal incorpora elementos dispersivos que permiten analizar la composición espectral de la luz. Puesto en funcionamiento en 1999, dentro del criostato de NIRSPEC hay seis mecanismos: el rotador de imagen, dos ruedas de filtros, la rueda de rendijas, el mecanismo de la rueda *echelle* y el de dispersor cruzado. La Figura 2-9 muestra una vista 3D esquemática del instrumento.

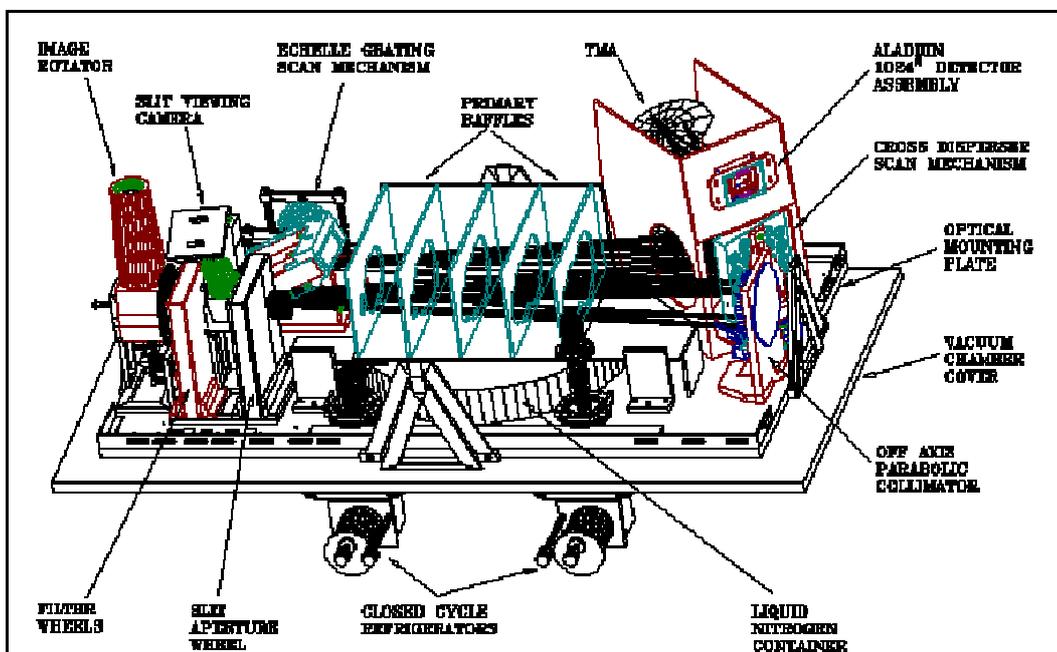


Figura 2-9 Dibujo esquemático en 3D mostrando las características de la disposición de la mecánica dentro del recipiente de vacío de NIRSPEC. Para mayor claridad, las pantallas frías, los enlaces térmicos y el sellado de luz no se muestran o están recortados. El montaje tiene 1372 mm de largo. En sentido horario desde la esquina superior izquierda: rotador de imagen, cámara de visión de las rendijas, mecanismo de escaneo de la red *echelle*, baffles primarios, TMA, ensamblaje del detector Aladdin 1024², mecanismo de escaneo del dispersor cruzado, placa para el montaje de la óptica, cubierta de la cámara de vacío, colimador parabólico fuera de eje, tanque de nitrógeno líquido, refrigeradores de ciclo cerrado, rueda de rendijas de apertura, ruedas de filtros.

Cada mecanismo es movido por medio de un sistema de husillo corona, usando un motor paso a paso modificado para uso en criogenia y vacío. Los motores

empleados son de marca API (“*American Precision Industries*”) y la modificación consiste en reemplazar los rodamientos con unos nuevos que contienen lubricación seca. Con la excepción del “*Cross Disperser Grating*”, todos los mecanismos usan apoyos de cojinetes hechos de un plástico denominado Vespel SP3 [VESPEL 2012], una poliamida dopada con bisulfuro de molibdeno (MoS_2) de DuPont.

Cada mecanismo está equipado con micro-interruptores que proporcionan un origen de movimiento y posiciones límite. Los motores son desactivados cuando completan sus movimientos [MCLEAN 1998]. La única excepción a esto es el motor para el mecanismo de rotación de imagen ya que tiene un requerimiento de seguimiento continuo. Esta tendencia de desactivar los motores para no introducir calor en el sistema criogénico es un requerimiento típico de todos los mecanismos criogénicos desde que se pasó a usar motores en el interior de los criostatos.

En las imágenes de la Figura 2-10 hasta la Figura 2-12 pueden observarse los diseños de los sistemas de impulsión de ruedas: se basan en husillos fabricados en Vespel SP3. Una carcasa de aluminio soporta un eje principal de acero (en el que se monta un husillo de Vespel) y un motor paso a paso. El eje del motor y el eje del husillo están conectados a través de un acoplamiento flexible que se adapta a la falta de alineación entre ambos ejes sin transmitir esfuerzos a los rodamientos soporte.

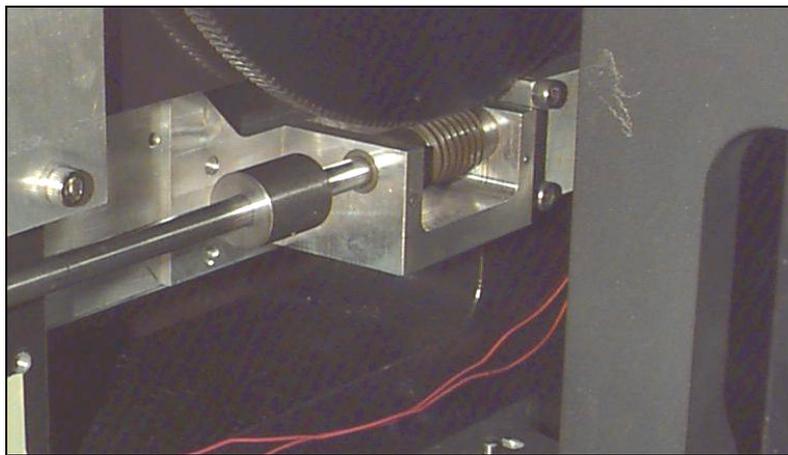


Figura 2-10 Imagen del husillo de Vespel engranado con la corona de una de las ruedas de NIRSPEC. Nótese los cojinetes de Vespel que soportan el eje del husillo.

Este acoplamiento es una pieza única deformable que gracias a su tallado helicoidal tiene una alta rigidez a torsión pero es capaz de deformarse en las direcciones longitudinal y transversal. Ya en NIRSPEC este tipo de componente era comercial, y hoy se siguen empleando elementos idénticos.

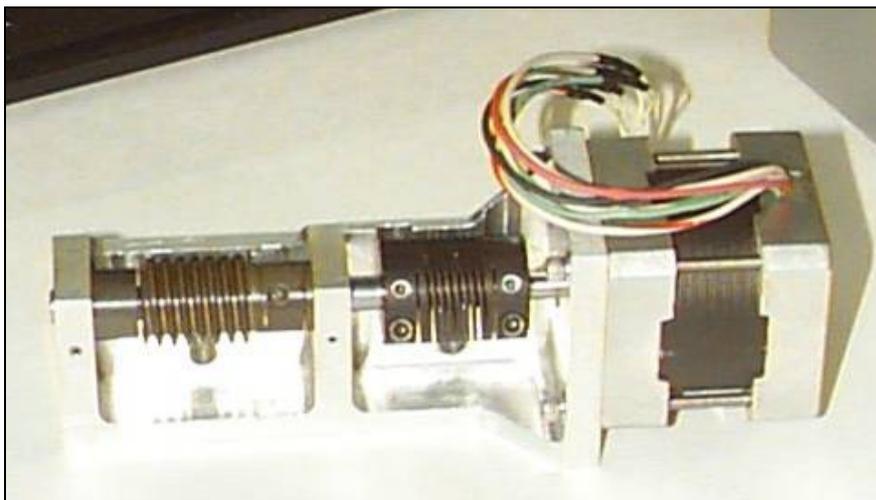


Figura 2-11 Montaje de un motor modificado para criogenia en un soporte de aluminio. El eje del motor está conectado al eje del husillo por medio de un acoplamiento flexible. El husillo está fabricado en Vespel SP3.



Figura 2-12 Instalando el husillo en una de las ruedas de NIRSPEC.

MOSFIRE (“Multi-Object Spectrometer for Infra-Red Exploration”)

Está actualmente iniciando su andadura en Keck I, y es el instrumento más parecido a EMIR, aunque de un tamaño inferior.

Entre las novedades tecnológicas que aporta su diseño (ilustrado en la Figura 2-13), está el uso de una unidad de rendijas configurable (“*Configurable Slit Unit*”, CSU) [MOSFIRE 2010]. Esta unidad es idéntica en funcionalidad a la CSU de EMIR: ambas consisten en un sistema de parejas de barras enfrentadas (55 parejas en EMIR) que al ser posicionadas en el campo de visión generan rendijas de configuración variable. La diferencia entre las unidades de rendijas configurables de MOSFIRE y de EMIR es el mecanismo que posiciona las barras, que en el caso de EMIR son más largas dado que el campo (porción del espacio observada) en EMIR es mayor.

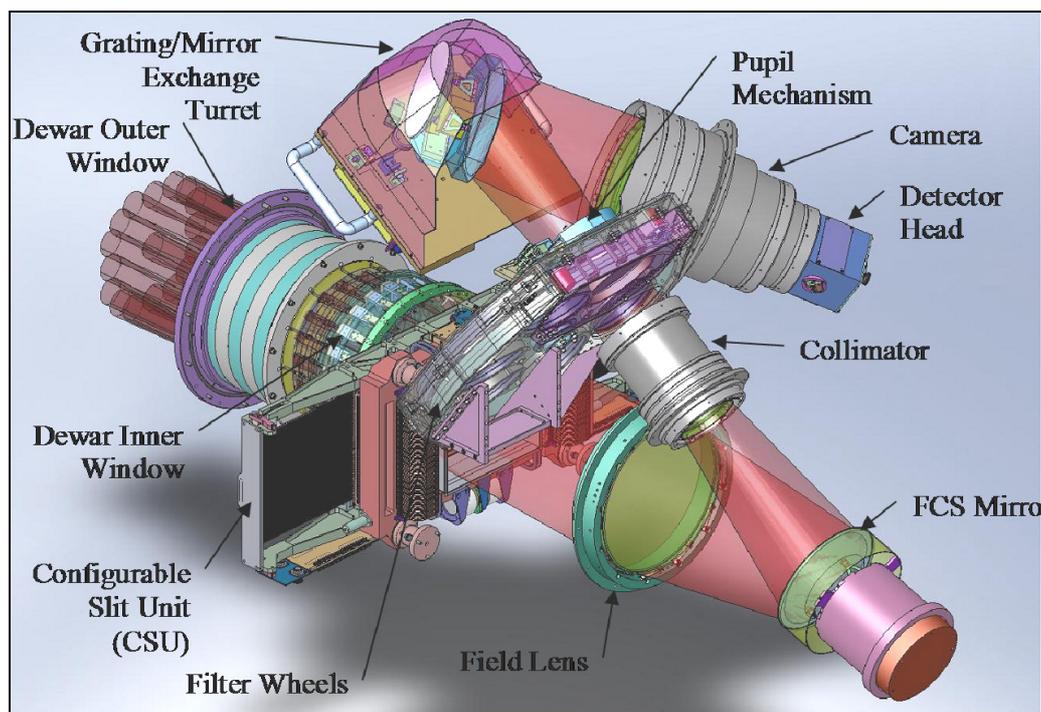


Figura 2-13 Diseño de la parte criogénica de MOSFIRE. En sentido horario desde la esquina superior izquierda: torreta de intercambio de *gratings*/espejos, mecanismo de pupila, cámara, montura del detector, colimador, espejo FCS, lente de campo, ruedas de filtros, unidad de rendijas configurable, ventana interna del criostato, ventana externa del criostato.

De MOSFIRE tres aspectos son destacables [MOSFIRE 2010]: en primer lugar el esfuerzo por introducir nuevos materiales compatibles con la criogenia. En la CSU de MOSFIRE las barras se apoyan para su guiado en rodamientos que consisten en rodillos de acero inoxidable que giran sobre ejes de plástico de Lubriflon 225. El Lubriflon es teflón dopado con grafito como endurecedor. El teflón, junto con el Vespel SP3 y el Delrin¹ son de los pocos materiales plásticos autolubrificantes compatibles con criogenia (vacío y bajas temperaturas).

En segundo lugar, la estrategia de MOSFIRE para la construcción del instrumento fue el uso de criostatos de prueba para la validación individual no sólo de los subsistemas, sino de las unidades que componen dichos subsistemas que representaban un cierto riesgo tecnológico o sobre las cuales existían dudas sobre la funcionalidad en frío. Ésta es exactamente la misma estrategia que se está empleando en EMIR y que fue la lección aprendida del anterior gran instrumento para el infrarrojo del IAC, LIRIS.

Hay por último en MOSFIRE un subsistema que tiene especial interés para esta Tesis, que es el “*Gratings/Mirror Exchange Turret*” (torreta de intercambio de *gratings*/ espejos, ver Figura 2-14).

Es uno de los mecanismos de rueda más voluminosos (se supone que también de los más pesados, aunque la información del peso no está disponible) de los que se tiene referencia. Es una torreta con un recorrido de 157°, consistente en una plataforma giratoria apoyada sobre rodamientos de relativamente pequeño tamaño, y enfriada a través de enlaces térmicos de cobre electrolítico (material de muy alta conductividad térmica a temperaturas criogénicas, y que puede conformarse en láminas delgadas que mantienen su flexibilidad a temperaturas muy bajas).

Aunque el mecanismo es de un tamaño considerable, el hecho de no tener una rotación de 360° permite que los rodamientos queden ‘relegados’ de su función de conductores térmicos, y puedan ser algo más pequeños (las referencias son de rodamientos de 55mm de diámetro externo): si el enfriamiento sólo se realizase a través de rodamientos sería muy lento por la baja conductividad de los mismos, pero los enlaces térmicos cumplen esta función.

¹ Delrin es la denominación comercial de la empresa Du Pont para el POM (polioximetileno). Es un termoplástico de ingeniería empleado en piezas que requieren bajo coeficiente de fricción, alta rigidez y resistencia a la abrasión, y alta estabilidad dimensional. Por esas cualidades suele ser el sustituto del teflón en aplicaciones de mecánica de precisión.

No obstante, si la torreta requiriese un giro continuo, esta solución no sería aplicable porque cualquier enlace limitaría su recorrido. Se verá más adelante que una solución idéntica fue diseñada por el autor para la rueda de cámaras de LIRIS (véase la Figura 2-38). Es un sistema que tiene la ventaja de un enfriamiento rápido, pero el gran obstáculo a vencer es el comportamiento del mecanismo husillo-corona precargado por la rigidez de los enlaces térmicos.

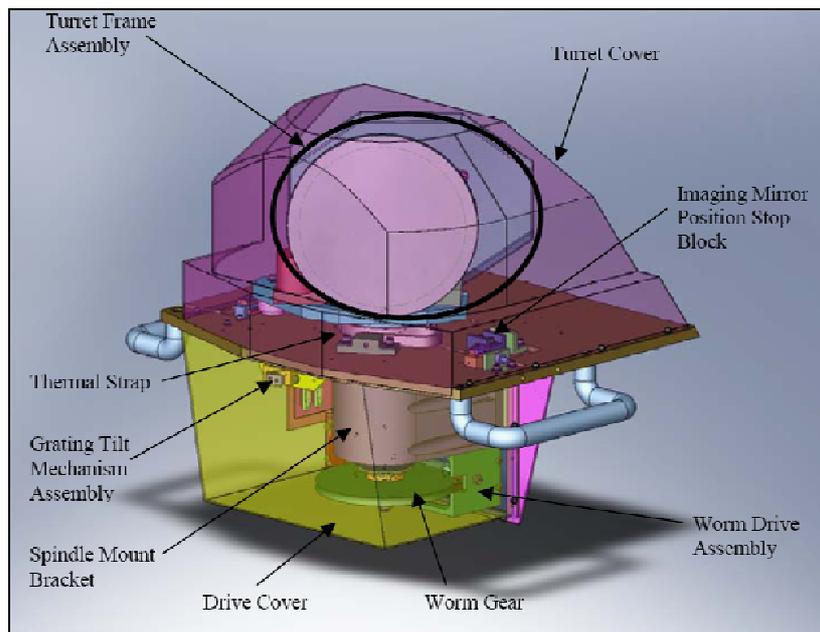


Figura 2-14 “Gratings/Mirror Exchange Turret” el mecanismo de mayor masa fría del instrumento MOSFIRE. En sentido horario desde la esquina superior izquierda: ensamblaje de la estructura de la torreta, cubierta de la torreta, bloque de posición de parada del espejo de imagen, ensamblaje del husillo, corona del husillo, cubierta de la unidad motriz, brazo montura de los rodamientos, ensamblaje del mecanismo de inclinación de los gratings , enlace térmico flexible.

Los rodamientos de la torreta son criogénicos de la casa Champion Bearings [CHAMPION 2012]. Este fabricante también ha sido suministrador de rodamientos para EMIR. Fue uno de los primeros que se lanzó al mercado de rodamientos compatibles con vacío y criogenia a un precio relativamente bajo. Anteriormente la única solución era emplear rodamientos convencionales modificados artesanalmente con la aplicación de lubricante seco (bisulfuro de molibdeno, MoS_2), la opción más barata; o enviarlos a tratar a laboratorios especializados, lo cual resultaba —y resulta— muy costoso.

El sistema de montaje del husillo de la torreta es idéntico al de los husillos clásicos, el eje es de acero con ajuste deslizante con los rodamientos soporte en caliente, diseñado para mantenerse deslizante en frío, y los alojamientos de los rodamientos en la montura de aluminio están ligeramente sobredimensionados para acomodar la contracción diferencial y quedar ajustados en frío. Para poner la torreta en movimiento, el eje de la misma se acopla rígidamente a una corona dentada de 159 mm de diámetro primitivo (diámetro de la circunferencia primitiva del engranaje) y 100 dientes construida en acero inoxidable, y dicha corona engrana con un husillo fabricado en Polietileno UHMW (*“Ultra High Molecular Weight”*). El uso de polietileno de ultra alta densidad en lugar Vespel SP3 es una aportación tecnológica muy interesante: el Vespel SP3 tiene un coste elevado y su disponibilidad es escasa.

El husillo de la torreta es flotante, de manera que cuando la rueda alcanza la posición final marcada por un tope rígido, la corona deja de rotar pero el eje del husillo continúa girando (impulsado por el motor paso a paso) y provoca el movimiento tangencial del husillo, que comprime una arandela flexible hasta que se activa un micro-interruptor que detiene el motor. Esta compresión genera una precarga que mantiene al husillo empujando la corona contra el tope rígido para asegurar la estabilidad de la torreta. Este es un ejemplo de mecanismo de retención que sólo es posible cuando el movimiento de la rueda no es de 360°, ya que como se menciona, se dispone de un final de carrera físico sobre el cual apoyarse. En las ruedas de EMIR no se tiene esta situación ventajosa.

En el resto de mecanismos de ruedas de MOSFIRE se emplea una configuración basada en rodamientos de acero inoxidable de cuatro puntos de contacto de la marca Kaydon, emparejados con acero de la serie 416 tanto en el eje como en el alojamiento. Los rodamientos de la serie *“Ultraslim”* (ultra delgados) de Kaydon son de los productos más empleados en instrumentación al proporcionar una alta precisión en una envolvente pequeña [KAYDON 2012]. El IAC ha empleado rodamientos de esta serie en cinco de las ruedas de LIRIS.

Los motores de MOSFIRE son de la casa MRC, criogénicos y con funcionalidad demostrada por 20 años de uso en el Instituto Tecnológico de California. La fiabilidad de los motores vendidos como criogénicos ha sido el caballo de batalla de los instrumentos por más de una década. Hoy existen motores criogénicos comerciales de fiabilidad probada, pero ha sido a costa de años de problemas resueltos a través de la interacción entre fabricantes y

equipos de diseño: sólo hay tres fabricantes de motores criogénicos en el mundo (Phytron, Empire Magnetics y MRC).

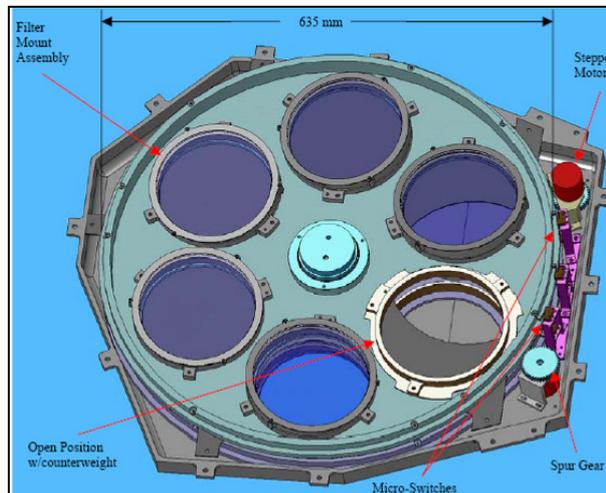


Figura 2-15 Rueda de filtros de MOSFIRE. Nótese la disposición de los motores que mueven el disco de la rueda, con su eje paralelo al eje de la misma. Los motores llevan piñones rectos “*Spur Gear*”. Esta disposición tiene mucha menos resolución que un husillo- corona, pero es viable para ruedas de filtros donde el posicionado no es crítico. En sentido horario desde la esquina superior izquierda: ensamblaje de la montura del filtro, motor paso a paso, piñón, micro-interruptores, posición abierta con contrapeso.

2.2.1.2. Telescopio Subaru: MOIRCS e IRCS

El telescopio Subaru es el buque insignia del “*National Astronomical Observatory of Japan*” con 8.2 metros de espejo primario monolítico (el más grande del mundo en su fase de construcción entre 1998 y 2005).

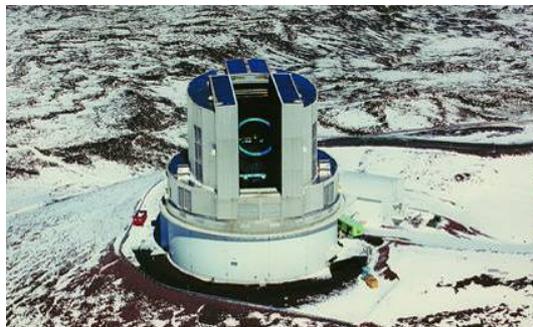


Figura 2-16 Telescopio Subaru del “*National Astronomical Observatory of Japan*”.

Dos de sus instrumentos son relevantes para la Tesis: MOIRCS (disponible desde 2006) e IRCS (primera luz en 2000).

MOIRCS (“Multi-Object Infrared Camera and Spectrograph”)

Un mecanismo de MOIRCS [ICHIKAWA 2006] que aporta una novedad en cuanto a desarrollo mecánico en criogenia es el cargador de máscaras de rendijas. Puede verse en la Figura 2-17 y en la Figura 2-18 . Es en esencia un ‘cargador de diapositivas’ en el que el carrusel que carga las ‘diapositivas’ puede aislarse del resto del criostato para poder introducir nuevas máscaras sin necesidad de abrir todo el instrumento. El aislamiento se consigue con una válvula electro-neumática para alto vacío, que es un componente comercial.

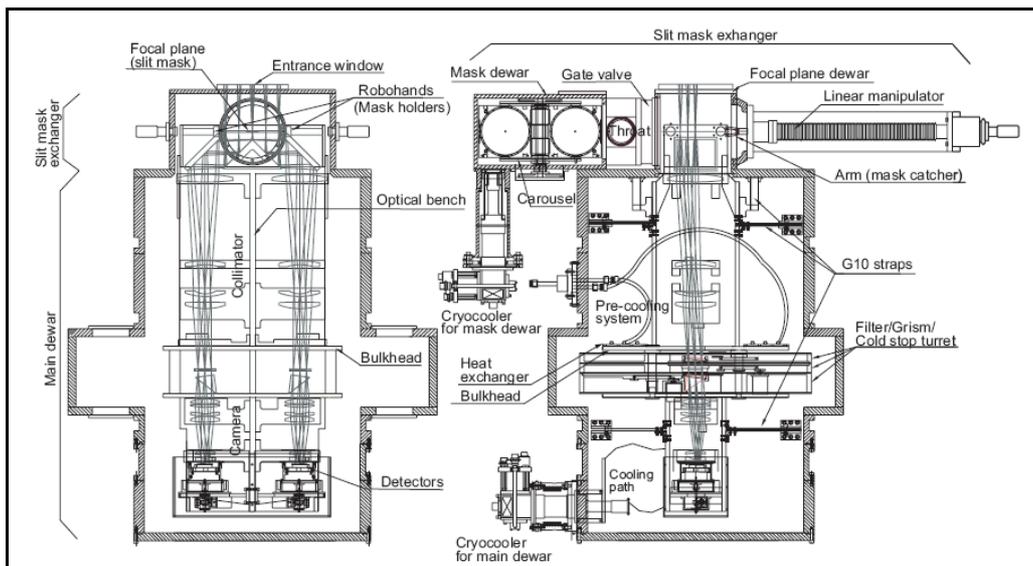


Figura 2-17 Estructura interna de MOIRCS. En sentido horario desde la esquina superior izquierda, vista izquierda: plano focal (máscara de rendijas), ventana de entrada, “Mano-robots” (sujeciones de máscaras), banco óptico, mampara, detectores, cámara, colimador, criostato principal. En sentido horario desde la esquina superior izquierda, vista derecha: intercambiador de máscaras de rendijas, criostato de las máscaras, válvula de compuerta, criostato de plano focal, manipulador lineal, brazo (coge la máscara), láminas de fibra de vidrio G10, torreta de filtros/grismas/diafragma de pupila frío, refrigerador de ciclo cerrado para el criostato principal, ruta de enfriamiento, mampara, intercambiador de calor, sistema de pre-enfriamiento, carrusel, refrigerador de ciclo cerrado para el criostato de las máscaras.

Las máscaras están montadas en una torreta que las mantiene frías, y que gira para colocar la máscara seleccionada al alcance de un brazo mecánico; éste, actuado neumáticamente, la recoge y la coloca en su posición en el haz. La sujeción de las máscaras en la torreta se realiza por medio de imanes que garantizan un contacto térmico de alta conductividad.

El aspecto más interesante es cómo se consigue el enfriamiento de la torreta de máscaras con la suficiente rapidez, una vez se cierra el criostato con una máscara nueva (a temperatura ambiente) instalada en ella. La especificación es que las máscaras tienen que estar a menos de 150 K. La solución adaptada fue dotar a la rueda de un movimiento limitado a $\pm 180^\circ$ desde una posición de origen, lo que permitió instalar un enlace frío fijo a base de mallas de cobre electrolítico que llegan a la unión con un refrigerador de tipo ciclo cerrado. El cobre electrolítico es muy flexible en frío, lo cual ya se ha probado en el IAC con la rueda de la cámara de LIRIS. El mecanismo del brazo de posicionado es simplemente de actuador comercial para alto vacío. Finalmente el mecanismo de la torreta de MOIRSC está actuado desde el exterior, por lo que no hay complicación en el sentido de motores criogénicos.

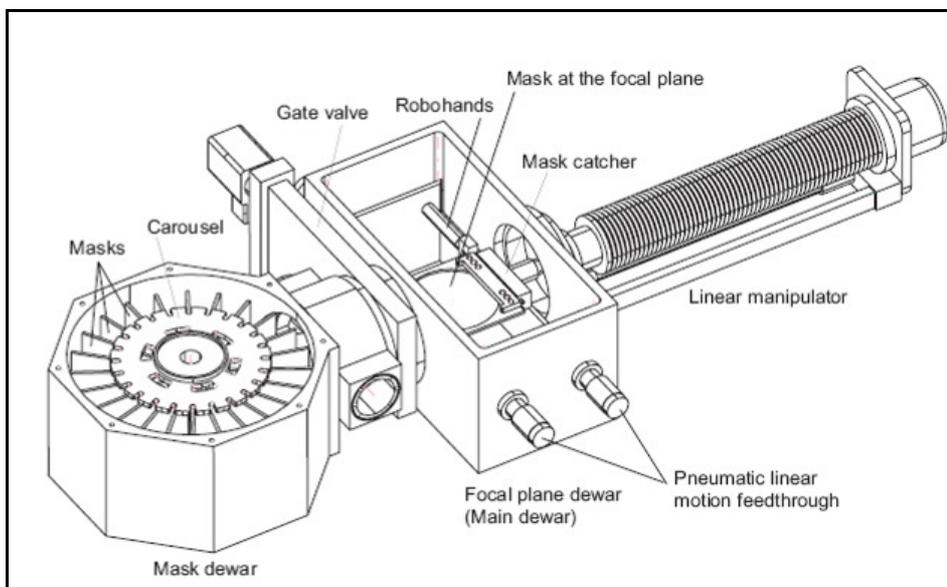


Figura 2-18 El mecanismo de intercambio de máscaras de MOIRCS. En sentido horario desde la esquina superior izquierda: máscaras, carrusel, válvula de compuerta, “Mano-robots”, Máscara en el plano focal, brazo (coge la máscara), manipulador lineal, pasamuros de movimiento lineal neumático, criostato del plano focal (criostato principal), criostato de las máscaras.

En los mecanismos de MOIRCS se utilizan sensores de efecto Hall¹ para definir la posición. No es la solución más común ya que la sencillez y la precisión que aportan los micro-interruptores a un coste muy bajo los hace la elección en la mayoría de los diseños. Esto es válido para precisiones del orden de los 10 micrómetros. Para casos más exigentes sí se aplican sensores basados en efecto Hall y/o sensores capacitivos; es el estándar por ejemplo en mecanismos para litografía, o en micro-mecánica. En EMIR se emplean sensores capacitivos en el mecanismo de traslación del detector, desarrollado para el proyecto por la empresa CSEM (Centro Suizo de Electrónica y Microtécnica).

El procedimiento de introducción de una nueva rendija en MOIRCS dura 4 minutos, a lo que hay que añadir el tiempo necesario para que la torreta se caliente hasta temperatura ambiente en vacío, más el tiempo que tarda en enfriarse una vez se ha cerrado la cámara (dos días en total). Obviamente es menor que el tiempo que se necesitaría para abrir todo el instrumento. En EMIR la política seguida es que todos los mecanismos de intercambio sean criogénicos, en el interior del criostato. Es decir, que en operación normal no sea necesario abrir el instrumento (calentar EMIR, abrirlo, cerrarlo y volver a enfriarlo puede llevar hasta 10 días, además del coste en nitrógeno líquido). Por eso en vez de un sistema de intercambio como el de MOIRCS se emplea una CSU (“Unidad de Rendijas Configurable”), la más grande del mundo, operada con mecanismos basados en actuadores piezoeléctricos.

IRCS (Infrared Camera and Spectrograph)

Este instrumento de infrarrojo del SUBARU comparte [YOUNG 2000] el diseño de todos sus mecanismos de rueda con NIRI, del Observatorio Gemini Sur. El sistema de actuación de las ruedas se basa en el mecanismo de Génova, consistente en una rueda en cuya periferia se tallan ranuras, que un rotor de dos palas impulsa de manera que avanza intermitentemente. El posicionamiento preciso final se basa en el apoyo de un brazo articulado en la periferia de la rueda, tal y como se aprecia en la Figura 2-19.

¹ Si fluye corriente por un sensor Hall y se aproxima un campo magnético (un imán, por ejemplo) en dirección vertical al sensor, entonces el sensor crea un voltaje saliente proporcional al producto de la intensidad de corriente (conocida) por la fuerza del campo magnético (dependiente de la proximidad de la pieza que lo genera al sensor). El voltaje se puede correlar con la separación, teniendo así una medida de la distancia. Sólo funciona con precisión en rangos de proximidad limitados a escasos milímetros.

El diseño se introdujo para mejorar los diseños convencionales probados hasta la fecha (1997) para NIRI en Gemini Sur, basados en piñones fijos al eje del motor y engranados en la periferia de la rueda con precarga por medio de muelles. Estos engranajes eran demasiado sensibles a los efectos de la contracción diferencial cuando el tamaño del disco principal de las ruedas era del orden del medio metro. Entre los inconvenientes que se encontraron los ingenieros fue que tradicionalmente los rodamientos de soporte consistían en apoyos axiales de Vespel SP3, consiguiéndose el alineado radial de la rueda mediante deslizamiento puro entre un eje de acero y un alojamiento de aluminio anodizado, y recubriendo el acero con MoS_2 . Sin embargo el Vespel producía mucha contaminación al desgastarse, y se sustituyó el sistema de soporte axial por un rodamiento axial de bolas cerámicas separadas por material autolubricante que iban apoyadas sobre ranuras talladas en la propia rueda, anodizadas y recubiertas con teflón. Este sistema se estudiará en EMIR como solución de emergencia para el enfriamiento de la rueda de grismas.

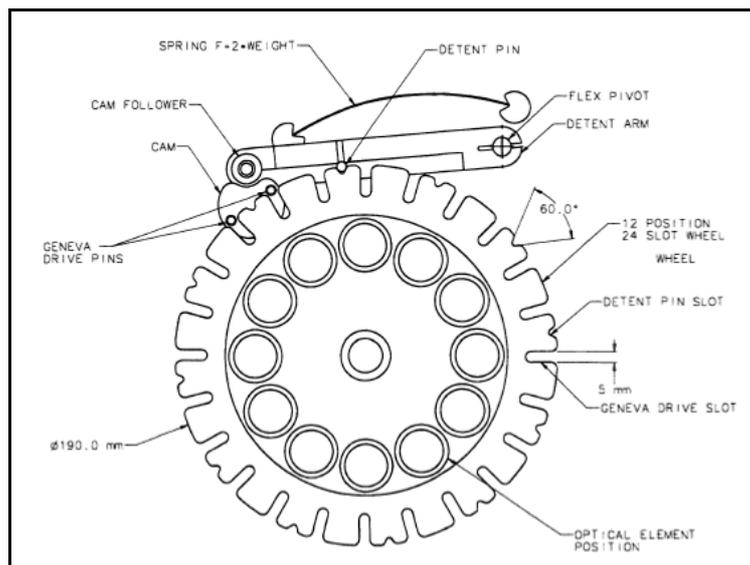


Figura 2-19 El mecanismo de Génova aplicado a una de las ruedas de IRCS. En sentido horario desde la esquina superior izquierda: resorte (precarga= $2 \cdot$ peso), pasador de retención, pivote flexible, brazo de retención, 12 posiciones/rueda de 24 ranuras, ranura del pasador de retención, ranura de la unidad motriz tipo mecanismo de Génova, posición del elemento óptico, pasadores de impulsión del mecanismo de Génova, leva, seguidor de la leva.

El mecanismo de Génova tiene varias ventajas: la precisión y repetibilidad no dependen del motor que lo mueve, sino que el pasador de retención define la

posición final de la rueda. Además el diseño está desacoplado térmicamente, en el sentido de que aunque los elementos contraigan no se pierde la funcionalidad (trabaja a cualquier temperatura entre ambiente y 60 K). Finalmente elimina la necesidad de tallar un dentado en la periferia de la rueda, y así se puede mecanizar toda la rueda con mucha precisión, atacando el plano del disco con una fresa vertical.

No obstante, este sistema de posicionado basado en retirar el requerimiento de resolución y precisión del motor, y trasladarlo a un retén que enclava sobre una entalla también tiene un inconveniente fundamental: no se puede corregir el sistema una vez instalado. Si el elemento óptico tiene requerimientos muy estrictos de posicionado, esto dificulta enormemente las tareas de puesta a punto del instrumento. Por este motivo en la rueda de grismas de EMIR, dado lo crítico del alineado de los grismas con el detector, se ha optado por la solución corona husillo frente a una configuración de mecanismo de Génova.

Durante las pruebas de validación del mecanismo se utilizaron por primera vez los motores de Phytron (ver Figura 2-20) en instrumentación criogénica. Los motores no funcionaron en un primer momento, pero el equipo de ingeniería de IRCS trabajó en el diseño de los mismos en colaboración con el fabricante, hasta conseguir uno compatible con criogenia [BELL 1998].

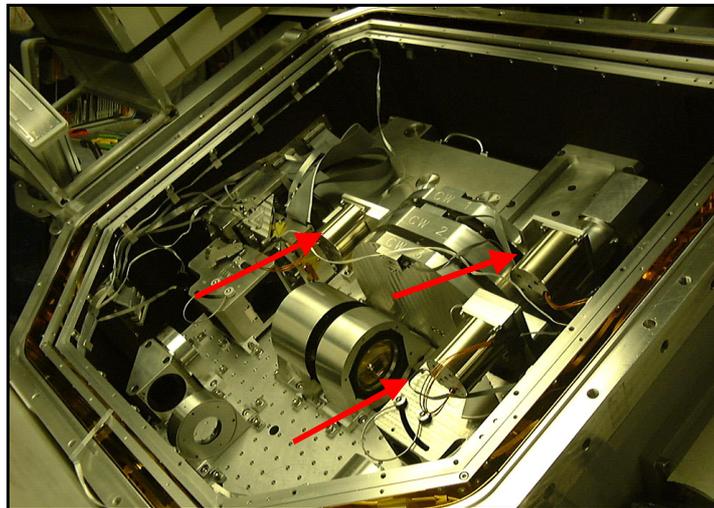


Figura 2-20 Interior de IRCS, con los motores Phytron instalados (señalados por las tres flechas rojas).

2.2.1.3. Telescopio Gemini Norte: GNIRS

El telescopio Gemini Norte (EEUU, Reino Unido, Canadá, Chile, Australia, Brasil y Argentina) tiene un espejo primario segmentado de 8.1 metros, y fue puesto en operación en 2000. El instrumento criogénico más importante es GNIRS.



Figura 2-21 Vista exterior del Telescopio Gemini Norte.

GNIRS (“*Gemini Near Infrared Spectrograph*”) hereda la experiencia de otros instrumentos criogénicos diseñados en la década de los 90 por el “*National Optical Astronomy Observatory*” (NOAO, EEUU), que se encuentran en el telescopio GEMINI SUR y se comentarán más adelante.

Una de las características más interesantes del desarrollo de GNIRS es que el equipo de ingeniería hizo un esfuerzo notable por hacer públicos los avances conseguidos en el desarrollo de la mecánica del instrumento. El portal en red del instrumento [GNIRS 2000] contiene información de gran interés sobre la tecnología empleada en su diseño.

GNIRS es un instrumento con un nivel de requerimientos de precisión similares a los que se pueden encontrar en EMIR, si bien su tamaño es inferior. Tiene en total 6 mecanismos de ruedas. Sólo las ruedas de filtros, que no requieren un enfriamiento tan crítico por tener una masa reducida, giran 360°. Las otras ruedas tienen una capacidad de giro limitada a 340° en el caso más

extremo, que les permite el uso de enlaces térmicos para que las partes móviles se enfríen rápidamente.

En todos los mecanismos de rueda se utiliza una transmisión husillo corona, con motores Phytron para criogenia; en algunos casos entre el husillo y el motor se inserta una reducción adicional por medio de piñones, para alcanzar las resoluciones que se exigen.

Los rodamientos son de acero AISI 440C que es el acero convencional para aplicaciones de criogenia. La selección del acero de los rodamientos es un aspecto crítico porque los aceros no resistentes a la corrosión (AISI 52100) tienden a oxidarse cuando se les retira la capa de aceite protector que traen de fábrica. Como se verá este aspecto ha resultado ser crítico en EMIR.

En la documentación de GNIRS se plantea que los mecanismos de giro limitado consigan la eliminación del juego en los dientes de la transmisión por medio de un muelle de torsión (similar a los de relojería) que se oponga al avance del sistema. Proponen también que el uso de un freno de Vespel SP3 puede hacer la misma función. La solución elegida no está documentada pero como se verá más adelante la elección del muelle conlleva muchos problemas y se hace inevitable el uso de frenos.

Los rodamientos que emplean para sostener las diferentes ruedas son sensiblemente menores a los rodamientos que se emplean para mover las ruedas de EMIR. En concreto se trata de rodamientos de 5/8", es decir casi 16mm frente a los 80mm que tienen los rodamientos de las ruedas de EMIR.

En cuanto a los motores, encargados a Phytron en 2000, se probaron 4 de los 12 motores comprados y de ellos tres tuvieron fallos severos en condiciones criogénicas. Por ello fueron enviados al fabricante que los modificó hasta conseguir que funcionaran. La experiencia fue idéntica en el proyecto LIRIS, del IAC, anterior a EMIR. Como se ve, el camino hasta obtener motores comerciales fiables no ha sido sencillo.

Ya en la documentación de definición del proyecto GNIRS generada en 1999 se comentaba que los micro-interruptores tienen una probabilidad de fallo lo suficientemente alta como para que tenga sentido considerar la instalación de un sensor adicional de seguridad. Durante la fase de puesta a punto del mecanismo, el sensor de emergencia tiene que ser calibrado igual que el principal, para definir las posiciones de todos los elementos ópticos respecto a él. Si hay un fallo en el interruptor principal el sistema pasa a usar el sensor

secundario de manera transparente para el usuario. Este sistema de redundancia por seguridad también se aplica en EMIR.

Uno de los estudios más interesantes llevados a cabo durante el desarrollo de GNIRS fue la selección de los rodamientos que soportan la torreta de los elementos dispersivos para espectroscopía (“*Grating Turret*”, ver Figura 2-22) Por su peso, esta torreta necesita un soporte rígido que evite flexiones estructurales excesivas que desalinearían los componentes ópticos que soporta. En la rueda de grismas de EMIR el problema es idéntico.



Figura 2-22 Ensamblaje de la "*grating turret*" de GNIRS.

GNIRS planteó la posibilidad de emplear rodamientos de rodillos, pero no estaban disponibles en acero inoxidable (tipo AISI 440C). Para evitar la corrosión habría que cromar los rodamientos, con el inconveniente de perder la uniformidad en las tolerancias de los rodillos y las pistas. La ventaja de la rigidez extra y de una rodadura de contacto lineal (mejor conductora de calor que la de contacto puntual de los rodamientos de bolas) se descartó por la incertidumbre de un apoyo irregular.

En cuanto a las configuraciones de rodamientos aplicables para la torreta, GNIRS documenta un estudio detallado de las opciones que es muy interesante, y se resume en cuatro alternativas.

La primera es el ajuste directo de los rodamientos con la interfase de aluminio. Es práctico para pequeños rodamientos en áreas no críticas. No es aplicable a la torreta porque para rodamientos grandes las diferencias de contracción son tales que las holguras/aprietes son excesivos (al ser proporcionales a la dimensión característica, en este caso el diámetro, de las piezas). Considerando que el interior de los rodamientos constituye la interfase con las piezas móviles, se tiene que o bien se sobrecarga en caliente para que en frío vaya a su sitio, o bien se ajusta menos en caliente pero en frío aparecen holguras. Por tanto esta aproximación no es atractiva.

La segunda es usar un diseño ajustable: hacer la pieza de aluminio lo suficientemente flexible en la dirección radial (con paredes delgadas y con cortes radiales) para que mantenga un buen ajuste con el rodamiento de acero, sin forzar en exceso ninguna de las dos partes. Esta estrategia tiende a funcionar mejor cuando el aluminio es la pieza externa, y siempre queda la incertidumbre de que la pieza final de aluminio no sea suficientemente rígida desde el punto de vista estructural.

La tercera es el ajuste del coeficiente de contracción añadiendo una pieza de Invar ¹. Combinando ambos materiales, aluminio e Invar, se obtiene un coeficiente integrado a 60 K que es idéntico al del acero. Este sistema funciona mejor cuando el aluminio es la parte interior, de manera que la pieza de Invar es un cilindro macizo pequeño en el interior, en vez de un anillo en el exterior rodeado de aluminio (el Invar es caro y muy difícil de mecanizar).

Finalmente está la solución de usar pistas cónicas. Los anillos exterior e interior del rodamiento serían cónicos en vez de planos. Si el ángulo es suficientemente inclinado como para que se supere la fricción, el cono desliza con respecto a la interfase de aluminio cuando ésta se expande o contrae (para ello hace falta una precarga adecuada). Si los conos de los dos rodamientos (en una pareja de rodamientos de contacto angular montados en dúplex) convergen al mismo punto, el diseño está desacoplado térmicamente, incluso cuando haya diferencia de temperaturas (durante el transitorio). Hay varios problemas con este diseño: uno es que requiere que las superficies cónicas efectivamente

¹ Aleación de hierro (64%) y níquel (36%) útil en mecánica de precisión por su muy pequeño coeficiente de dilatación.

deslicen, con lo que se está dependiendo del acierto en el ángulo del cono respecto al valor del coeficiente de fricción (desconocido a temperaturas criogénicas y en vacío); el otro es que se necesita encontrar rodamientos con interfases cónicas y no cilíndricas, o bien fabricar piezas de adaptación para modificar un rodamiento existente; finalmente no se disponía en su momento de superficies con suficiente conductividad y baja fricción en criogenia y vacío. La solución final elegida por GNIRS no se ha publicado.

Otro análisis muy ilustrativo es el que se lleva a cabo sobre los rodamientos empleados en el instrumento: básicamente, informan, 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, resultará eventualmente en el deterioro de pistas y bolas, un proceso que se propaga rápidamente una vez iniciado. Hay soluciones ‘caseras’ que han evolucionado de diferentes equipos de instrumentación. Generalmente estas soluciones implican la limpieza cuidadosa de los rodamientos comerciales para eliminar los lubricantes orgánicos que traen de fábrica, y a continuación aplicar un lubricante ‘seco’, normalmente MoS₂, al rodamiento. Después de un rodaje del rodamiento para redistribuir el lubricante, los excesos de lubricante son limpiados.

Documentan que tanto agentes secos (MoS₂ en polvo) como sprays tipo “*Dow Corning 321 Dry Film Lubricant*” han sido empleados por varios grupos, cada uno de ellos reportando un particular nivel de éxito con su técnica. El exceso de lubricante seco en un rodamiento se acumula en las jaulas de las bolas, provoca fricción adicional entre las bolas y los retenes, y eventualmente el fallo del rodamiento con tanta probabilidad como si no se hubieran lubricado en absoluto. Por ello el paso que sigue al rodaje del rodamiento es eliminar los excesos de lubricante pero sin eliminar la lubricación que sí es necesaria y efectiva. La estandarización de este proceso minimiza, dicen, pero no elimina completamente, el riesgo inherente a que personas diferentes lo lleven a cabo de maneras distintas.

Por su experiencia, el equipo de GNIRS informa que el procedimiento de adaptación de un rodamiento, llevado a cabo en la propia institución, tiene una probabilidad de dar resultados buenos que depende de muchos factores; entre ellos la habilidad del técnico que aplique el procedimiento, y la existencia de un procedimiento bien establecido que delimite bien los ingredientes y el modo de aplicación. Como resultado se tiene que siendo la solución más barata, también es la más arriesgada. GNIRS tuvo problemas con este método y por ello evaluaron otras opciones. Salvo los laboratorios especializados (tipo ESTL

“*European Space Tribology Laboratory*”, [ROBERTS 1999]) que sí han realizado tests de vida a sus rodamientos y que tienen procesos de lubricación perfectamente estandarizados (y extremadamente costosos), el tratamiento ‘casero’ de rodamientos es bastante arriesgado, concluyen.

Entre las ventajas que tiene el uso de rodamientos comerciales para criogenia están las siguientes:

1. Tienen materiales lubricantes (oro, WS_2 ¹) que sería muy difícil de aplicar sin desmontar los rodamientos.
2. Las técnicas de aplicación como la pulverización (“*sputtering*” en inglés) o la deposición por ión de láser requieren equipamiento especializado.
3. La uniformidad del producto lubricante es mucho mayor (este aspecto es crítico porque las capas de lubricante tienen espesores de pocos micrómetros y una variación mínima de dicho espesor las hace inservibles).
4. La experiencia acumulada por parte del fabricante.
5. El menor coste: la producción en lotes abarata el producto.

Para evaluar la conveniencia de comprar rodamientos comerciales en vez de tratarlos en sus instalaciones, el equipo de GNIRS realizó pruebas de vida con rodamientos lubricados por ellos mismos con el espray *Dow Corning 321*, y también con rodamientos de las siguientes casas:

1. Bearing Works: lubricación por WS_2 depositado en bolas y pistas; bolas de Si_3N_4 ; jaula de acero.
2. Tribo Corp: deposición de MoS_2 con ión de láser; bolas de acero inoxidable; jaulas de “Beralloy”, un material especial lubricado con MoS_2 .
3. Phytron – Lubricación por oro evaporado en las bolas y en las pistas (los mismos rodamientos que Phytron instala en sus motores). El coste es 10 veces mayor que los otros fabricantes.

Los rodamientos preparados en las instalaciones de GNIRS fallaron al cabo de 10^6 revoluciones. Los rodamientos de Bearing Works funcionaban después de $4 \cdot 10^6$ revoluciones y tras ser desmontados e inspeccionados no mostraban señales de daño que fuera a provocar un fallo inminente. Los rodamientos de Tribo Corp funcionaron durante $3 \cdot 10^6$ revoluciones con algunos problemas al

¹ Disulfuro de tungsteno, compuesto de propiedades lubricantes en estado sólido.

principio, debido a que el montaje y desmontaje de uno de los rodamientos había sido llevado a cabo por ellos mismos en vez de por la casa fabricante de los rodamientos (*Champion Bearings*). Los rodamientos de Phytron no se llegaron a comprar, pero teniendo en cuenta que son los mismos que usan los motores, se les estima una vida de $8 \cdot 10^8$ vueltas, sin fallos.

Finalmente de sus estudios concluyen lo siguiente: lo mejor es comprar los rodamientos comerciales, y enviarlos a tratar a un especialista. Pero hay que inspeccionarlos uno a uno, para detectar fallos debido a posibles manipulaciones del rodamiento por la empresa que los lubrica sin seguir procedimientos apropiados dictados por la casa que los diseña. Para aplicaciones en las que el uso de los rodamientos es muy intenso, merece la pena pagar el coste extra de los rodamientos listos para usar en criogenia.

2.2.1.4. Telescopio UKIRT: MICHELLE.

A pesar de ser un telescopio mucho menor que los mencionados en este capítulo, con sólo 3.8 metros de espejo primario, el UKIRT (*United Kingdom InfraRed Telescope*, Reino Unido) es el mayor telescopio dedicado en exclusiva a la astronomía infrarroja en el hemisferio Norte.



Figura 2-23 Telescopio UKIRT, dedicado exclusivamente a la astronomía en el infrarrojo.

El diseño de Michelle, el último instrumento desarrollado para este telescopio por el UKATC sigue la metodología de emplear en todos los diseños los avances comprobados como funcionales en los diseños anteriores; de manera que limitan las investigaciones para buscar soluciones novedosas sólo a aquellos casos en los que los mecanismos ya diseñados no son aplicables.

En esta línea, la experiencia acumulada en proyectos como IRCAM, CGS4, SCUBA, GMOS o UIST, la heredan las últimas generaciones de instrumentos como MICHELLE.

En la documentación pública de MICHELLE [MONTGOMERY 2003] se recoge un resumen detallado de los mecanismos que incorpora el espectrógrafo, y también un recorrido por los criterios de diseño más importantes en instrumentación criogénica. Por ser criterios que ya se han tratado en párrafos anteriores, se mencionan aquí sólo los puntos novedosos.

El funcionamiento de los rodamientos en criogenia es crítico cuando por su precisión éstos tienen poca o ninguna holgura (como es el caso de los dúplex de precisión precargados). Una de las soluciones para rodamientos de pequeño tamaño es emplear rodamientos comerciales con juego radial extra (clase C3). De esta manera, teniendo en cuenta el pequeño tamaño del rodamiento, aunque se monten en una carcasa de aluminio sin juego extra los rodamientos no quedan bloqueados al enfriarse ésta. Los rodamientos funcionan en caliente y en frío sin modificar la carcasa. En el UKATC usan este tipo de rodamientos para sustituir a los de los motores convencionales que ellos mismos modifican (siguen la estrategia de no comprar motores criogénicos comerciales).

Para los rodamientos que soportan los ejes de los husillos, se deja a temperatura ambiente una holgura (entre el rodamiento y la carcasa del husillo) calculada de manera que no impida que puedan girar y el mecanismo se pueda probar antes de enfriarlo.

Cuando los rodamientos han de soportar elementos críticos en cuanto a precisión, y no es posible introducir holguras con la carcasa de aluminio, la solución del UKATC pasa por introducir cada rodamiento en un aro de acero de comportamiento térmico similar al del acero del rodamiento (un acero AISI 416 es el típico para estos casos). El aro no tiene juego ni con el rodamiento en el interior (se usa un ajuste deslizante fino) ni con el exterior. Cuando en el enfriamiento del aluminio aprieta el interior de acero, la mayor parte de la deformación la absorbe el aro externo y sólo una parte reducida llega al

rodamiento, que no ve modificada su funcionalidad respecto a temperatura ambiente.

Los rodamientos en dúplex de contacto angular se introducen en anillos de acero de grosor de al menos 1cm (para rodamientos de diámetro interno hasta 125mm) que absorben los esfuerzos de la carcasa externa en aluminio. La carcasa de aluminio se aligera para minimizar su rigidez y evitar un esfuerzo excesivo en los rodamientos. Esta solución no había sido contemplada por GNIRS; en LIRIS se usó este tipo de diseño por recomendación del UKATC.

En cuanto al balanceado de los elementos giratorios, hacen especial hincapié en la necesidad de equilibrar éstos, por los motivos siguientes:

- Reducir la dependencia del par resistente respecto a la orientación de la rueda y/o del instrumento.
- Reducir el requerimiento de par motor máximo.
- Reducir la presencia de flexiones dependientes de la orientación.
- Reducir el comportamiento de adherencia-deslizamiento en movimientos en los que la rueda empuja al motor por efecto del desequilibrado (un fenómeno que se produjo en la rueda de la cámara de LIRIS, como se verá más adelante).
- Reducir el par mínimo de frenado que se necesita para mantener las ruedas estáticas cuando el motor se para, en cualquier orientación.

Consideran que el uso de frenos en las ruedas es imprescindible: y sus funciones son básicamente tres:

- Estabilidad del mecanismo durante el movimiento del instrumento: puesto que siempre existe un cierto grado de desequilibrado, las aceleraciones sobre la posición del centro de gravedad de la masa rotante generan un par de giro que debe compensarse. Cuanto mayor sea el par de frenado más tolerancia hay en el nivel de desequilibrado del mecanismo.
- Amortiguamiento de vibraciones inherentes al funcionamiento de los motores paso a paso.

- Para poder mantener las ruedas estables en posición cuando, para recortar la introducción de calor al sistema, los motores se desactivan al alcanzar la posición deseada de los elementos móviles.

No obstante no documentan qué materiales se pueden emplear para los frenos. En LIRIS, como se verá, por recomendación del UKATC se empleó originalmente un freno de teflón en una de las ruedas (puede verse en la Figura 2-35). Finalmente fue descartado por el elevado desgaste que sufría.

Entre los criterios generales que recomiendan para el diseño de mecanismos criogénicos, destaca la regla de diseñar los mecanismos para que puedan trabajar tanto en frío como en caliente: así se ahorran enfriamientos improductivos cuando la funcionalidad en caliente aún no esté plenamente resuelta.

2.2.2. OBSERVATORIO MOUNT GRAHAM ARIZONA, EEUU

Gestionado por el Departamento de Astronomía de la Universidad de Arizona, el Observatorio Mount Graham comenzó a construirse en 1989 y tiene tres telescopios, de los cuales el mayor, el LBT (“*Large Binocular Telescope*”, EEUU, Italia y Alemania) está parcialmente operativo desde 2008.

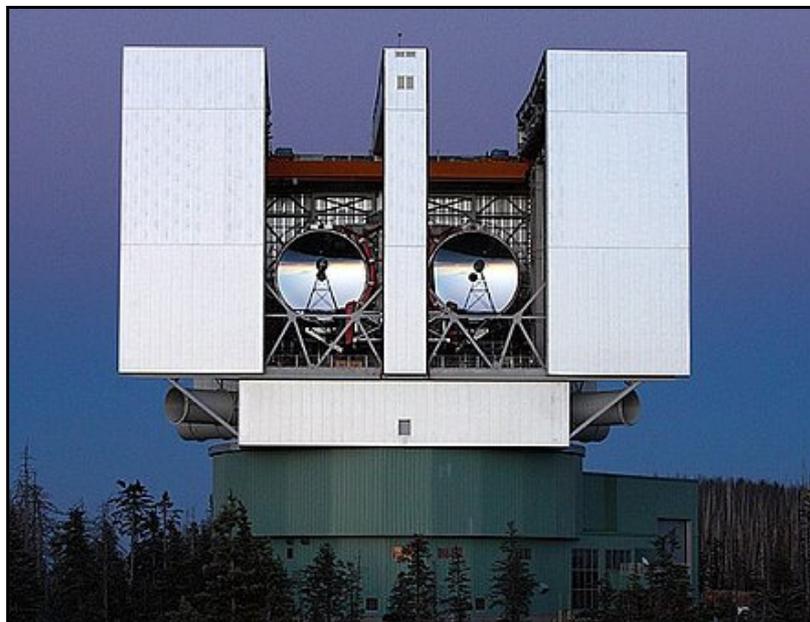


Figura 2-24 El "Large Binocular Telescope" en el observatorio Mount Graham.

El LBT es uno de los telescopios ópticos más avanzados del mundo: tiene dos espejos de 8.4 metros que le confieren la misma capacidad de captación de luz de un telescopio de 11.8 metros, y la resolución espacial de uno de 22.8 metros.

El instrumento LINC-NIRVANA (*“Near-IR / Visible Adaptive Interferometer for Astronomy”*) está siendo desarrollado entre otras instituciones por el MPIA (*“Max Planck Institut für Astronomie”*, Alemania), que ha publicado información interesante [ROHLOFF 2004] sobre los mecanismos criogénicos que han desarrollado en sus instalaciones.

Los principios que aplican son los mismos que otros instrumentos ya vistos, es decir los ingredientes de la receta son los mismos. No obstante, es importante estudiar qué componentes comerciales y soluciones propias usan, porque una vez que la funcionalidad de un componente o diseño está demostrada (lo cual lleva un gasto considerable de tiempo y dinero) es un elemento más a añadir a la lista de recursos disponibles.

- El MPIA utiliza motores de Phytron, en concreto el VSS 19 y el VSS 52 (este último ampliamente utilizado en el IAC).
- En varios de sus mecanismos emplean una reductora armónica (*“harmonic drive”*) comercial que modifican para criogenia desmontándola y lubricándola con WS₂; además cambian la carcasa exterior de aluminio (con un coeficiente de contracción diferente al de los rodamientos de soporte del eje de la reductora) por una de acero. Tienen relaciones de transmisión de 50:1 y 206:1, muy elevadas y con un ahorro de espacio importante en comparación con un sistema de husillo corona equivalente.
- En cuanto a los rodamientos, emplean los de la casa francesa ADR, de doble hilera de bolas, extrafinos, en configuración dúplex. Estos rodamientos también son tratados con WS₂.
- Para construir actuadores lineales emplean el sistema de husillo-tuerca de paso de precisión, y para ello suelen elegir eje de acero y tuerca de titanio, ambos tratados con WS₂. Los ejes están soportados por rodamientos de contacto angular en disposición dúplex. El uso por parte del MPIA de titanio para fabricar tuercas de precisión es el único caso del que se tiene constancia; el Vespel SP3 suele ser el material comúnmente elegido para esta función, y hay

empresas como Ultra Motion¹ que emplean polioximetileno en las tuercas para criogenia.

Esta experiencia acumulada, el MPIA la aplica a instrumentos como LINC-NIRVANA. Un análisis destacable que se realizó en su desarrollo, es sobre el uso de un dedo frío para acelerar el enfriamiento de una de las ruedas del instrumento. En particular se trata de la rueda de difracción, cristales de pequeño tamaño, que se quería enfriar lo más rápidamente posible. Para ello inventaron un mecanismo de dedo frío, mediante el cual se contacta radialmente la parte móvil de la rueda, para así acelerar su enfriamiento.

La operación del dedo frío conlleva la instalación de un sistema actuado por medio de un motor-husillo, es decir un mecanismo criogénico adicional. Dada la poca mejora introducida (24 horas de enfriamiento con dedo frío, 25 sin él), se retiró del instrumento.

En EMIR también se empleará esta estrategia. Se limitará al mínimo imprescindible el número de mecanismos motorizados, y se buscará acelerar el enfriamiento del sistema por métodos sencillos.

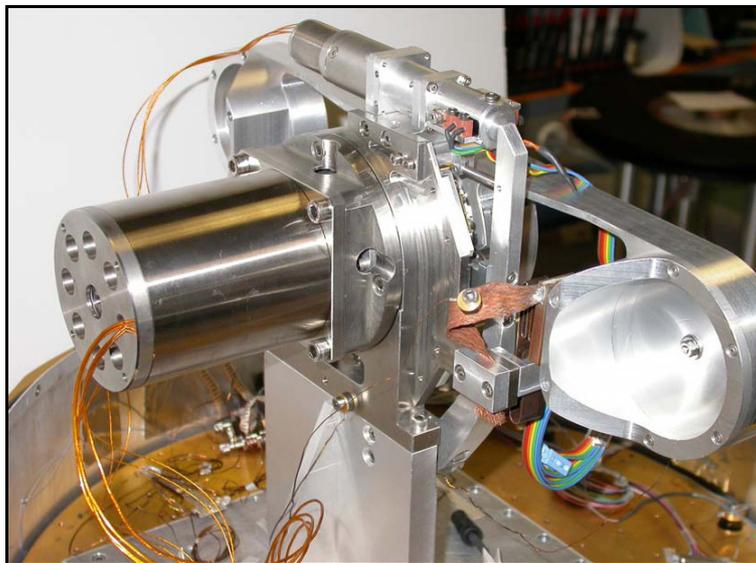


Figura 2-25 Mecanismo criogénico en Linc Nirvana que emplea motores Phytron. Como motor principal un VSS 52 (izquierda) y como motor para el dedo frío (mecanismo finalmente eliminado tras comprobar su baja efectividad) un VSS 19 (parte superior).

¹ Ultra Motion ha fabricado para EMIR actuadores lineales criogénicos que se emplean en el mecanismo de traslación del detector.

2.2.3. OBSERVATORIOS DE CERRO PACHÓN Y CERRO PARANAL, CHILE

2.2.3.1. Telescopio Gemini Sur: PHOENIX, NIRI y FLAMINGOS-II

El telescopio Gemini Sur es una réplica del Gemini Norte, desarrollado también por el NOAO (entre otras instituciones) y operado conjuntamente con su gemelo del Mauna Kea.



Figura 2-26 Vista del Telescopio Gemini Sur desde el interior de la cúpula.

Phoenix (“Infrared High-Resolution Spectrograph”)

Terminado en 1996 y modificado en 1998, Phoenix sigue la tendencia de la época (como NIRC, Figura 2-7) de utilizar motores externos acoplados al interior a través de pasamuros ferrofluídicos y de acoples de fibra de vidrio G10.

De la poca información disponible es destacable el informe sobre operación y desempeño del instrumento en el 2000 [HINKLE 2000]. En este documento se destacan los problemas del mecanismo de posicionado de una red de difracción, elemento dispersivo cuyo alineado es crítico: cambios en la posición de la red de menos de un segundo de arco generan desalineados del espectro inaceptables. El diseño original tenía dos rodamientos de rodillos cónicos de tamaño mediano (64mm de diámetro interno). El posicionado se

lograba con un husillo que engranaba sobre una corona, aproximadamente del diámetro de los rodamientos. Detectaron dos problemas críticos en el mecanismo original:

1. El husillo no era capaz de mantener la red en posición. Esto había sido solucionado por medio de la instalación de un freno activado por un solenoide. Sin embargo el solenoide fue muy difícil de ajustar para que la fuerza de frenado fuese adecuada. Al igual que se comentó en el apartado anterior, la introducción de mecanismos extras (ya sea para mejorar la conductividad, o para bloquear un mecanismo) es una solución compleja y arriesgada.
2. Los rodamientos de rodillos cónicos trabajaban bien a temperaturas criogénicas, pero debido a la naturaleza del mecanismo el rodamiento giraba apenas $\pm 1^\circ$. Como resultado el lubricante seco utilizado en el rodamiento se acumulaba en uno de los lados de los rodillos. Estas acumulaciones producían no-linealidades indeseables en la actuación del mecanismo.

Para resolver estas dificultades el mecanismo fue completamente rediseñado y fabricado de nuevo. Reemplazaron los rodamientos de rodillos por cojinetes cónicos de precisión precargados. La masa móvil fue reequilibrada. El husillo fue reemplazado por una reductora planetaria con una relación de transmisión elevada, con la que consiguieron mayores precisiones angulares. En operación el único problema detectado fue una pequeña deriva de la posición final debido a los esfuerzos torsionales acumulados en el tren planetario durante la aproximación a la posición final. Esto se resolvió moviendo hacia atrás el motor unos cuantos pasos para liberar las tensiones.

NIRI (“Gemini’s Near InfraRed Imager and Spectrometer”)

Fue construido por el Instituto de Astronomía de la Universidad de Hawái. El instrumento está en operación desde 2002. De la documentación disponible [YOUNG 2000] se puede destacar el siguiente extracto de información.

Los rodamientos que emplea el equipo de NIRI son normalmente de la casa *RMB Miniature Bearings*, que fabrican rodamientos miniatura en acero

inoxidable con jaulas de Duroid¹ y bolas tratadas con carburo de titanio (TiC). También tienen husillos de bolas en miniatura. La compañía *MPB Corporation* (hoy subsidiaria de la multinacional *Timken*) ofrece rodamientos con recubrimiento de MoS₂ y con jaulas de Vespel para las bolas.

Los rodamientos con bolas cerámicas son los que se usan preferentemente en NIRI: tienen aplicación en criogenia porque eliminan los efectos de soldadura en frío al ser de diferentes materiales las bolas y las pistas. Es necesario tomar precauciones para que las bolas no sufran deterioro durante el transporte, ya que este tipo de rodamientos son susceptibles de sufrir daños por impacto.

En mecanismos de menor precisión, dado el alto coste y las restricciones de disponibilidad asociados a la compra de rodamientos criogénicos y de alto vacío comerciales, NIRI usa cojinetes fabricados con Vespel SP3 como sustituto para los rodamientos de bolas con ejes de hasta 40mm. Debido a la contracción diferencial entre el Vespel y el metal, se necesita ajustar bien las tolerancias en caliente. La precarga axial se consigue con anillos de Vespel en forma de cojinetes, en los casos menos críticos. Para un soporte axial de alta rigidez, fabrican su propio rodamiento axial usando bolas de cerámica con jaulas de Vespel como separador de bolas. Uno de los lados del rodamiento tiene un canal en forma de V para guiar las bolas en su movimiento radial. El otro lado debe ser bien de aluminio anodizado o de acero inoxidable para soportar las cargas.

FLAMINGOS-II

Flamingos-II es un instrumento desarrollado por la Universidad de Florida, que es la evolución tecnológica de su antecesor Flamingos-I [ELSTON 2003]. El primer instrumento usa motores modificados, y para mejorar la transmisión de frío a las ruedas se emplean bolas de zafiro que ruedan sobre canales de diámetros similares a los de las ruedas.

Respecto a Flamingos-II, la información pública disponible es muy restringida y apenas se limita a informes sobre el comisionado del instrumento que aún está en marcha a fecha de redacción de esta Tesis.

¹ Durante 30 años el RT/Duroid 5813, un polímero autolubricado fabricado por la *Rogers Corporation* (E.E.U.U.) se empleó con profusión en rodamientos de precisión para aplicaciones espaciales y de vacío. Sin embargo ya no se fabrica, y apenas hay estocaje disponible. La industria aeroespacial ha encontrado su sustituto en materiales como el PGM-HT, un compuesto de PTFE, MoS₂ y fibra de vidrio [Anderson 2001].

Como aportación importante, y por eso se menciona aquí, está la propuesta de uso de bolas de zafiro. Este material cerámico tiene una composición idéntica (Al_2O_3) a la del rubí o al corindón (la denominación va ligada a su color), y se consiguen bolas de precisión de tamaños compatibles con rodamientos comerciales con relativa facilidad. La alta conductividad es su ventaja fundamental respecto al acero, o a otros materiales cerámicos empleados en rodamientos ‘híbridos’ (que combinan pistas de metal con bolas cerámicas). No es el único equipo de ingeniería que las ha estudiado como alternativa, véase el Apartado 2.2.3.2 para más detalles.

2.2.3.2. Telescopios VLT: ISAAC, CRIRES, VISIR, KMOS

Los cuatro telescopios VLT (“*Very Large Telescope*”) son la infraestructura principal del ESO (“*European Southern Observatory*”), institución europea formada por 15 estados miembros entre los cuales figura España (desde 2006).

Dentro de los VLTs hay varios instrumentos que tienen mecanismos que trabajan en condiciones criogénicas, como son ISAAC, HAWK-I, CRIRES, VISIR y KMOS (este último en desarrollo).



Figura 2-27 Los cuatro telescopios VLT, en Cerro Paranal, Chile.

ISAAC (“*Infrared Spectrometer And Array Camera*”)

ISAAC genera imágenes y espectrografía de infrarrojo cercano. En el interior del criostato se dispone de varios mecanismos criogénicos de tipo rueda, en los

cuales se han hecho avances en el sistema de rodamientos desde los años de diseño y construcción del instrumento [MOORWOOD 1993] hasta la actualidad. La línea de trabajo se centró en la modificación de rodamientos convencionales para su adaptación a las condiciones criogénicas. Fundamentalmente por sustitución de las jaulas y la instalación de separadores de teflón y posterior impregnado con MoS₂. Para incrementar la conductividad térmica en los sistemas de ruedas se investigaron diferentes materiales para las bolas, resultando que el carburo de tungsteno proporciona mejores resultados que el acero en términos de conductividad y ausencia de fusión fría con las pistas. Las bolas de zafiro también se estudiaron pero se descartaron, en parte por su alto coste. Pero el motivo fundamental se verá más adelante en el apartado dedicado al instrumento CRIRES.

Uno de los documentos más completos hechos públicos sobre rodamientos criogénicos es el publicado por el equipo de ISAAC en la referencia [LIZON 2003].

VISIR (“VLT spectrometer and imager for the mid-infrared”)

VISIR proporciona imágenes de difracción limitada y espectroscopía. En el instrumento se ha seguido la política de desarrollar un único modelo de actuador rotativo criogénico, y emplearlo para el movimiento de todos los elementos ópticos que lo requieren (11 mecanismos en total). Básicamente se trata de un mecanismo de motor paso a paso directo (el propio rotor del motor mueve el mecanismo sin una transmisión intermedia). El sistema está patentado y sólo se dispone de la breve descripción disponible en la referencia [LAGAGE 2000].

Es interesante la política de este instrumento de diseñar un único mecanismo para que se use en múltiples puntos. En el caso de EMIR no es posible esta filosofía de diseño porque sólo se tienen dos ruedas. No obstante el criterio de VISIR de estandarizar en lo posible las soluciones elegidas, como se verá en el diseño de las ruedas de EMIR, sí se ha tenido en cuenta.

KMOS (“Infrared multiple-object integral field spectrograph for the ESO VLT”)

KMOS es un espectrómetro multi-objeto infrarrojo destinado principalmente al estudio de galaxias distantes. Un mecanismo criogénico destacable en KMOS es el sistema de robots “pick off arm”. Cada robot introduce un pequeño espejo

en el haz que entra al instrumento, para captar la luz de una determinada zona del campo de visión. La imagen reflejada por el espejo es dirigida hacia un sistema de fibra óptica independiente. Distribuyendo varios robots similares¹ en el perímetro del haz, se consigue procesar múltiples objetos (estrellas, galaxias) simultáneamente.



Figura 2-28 Brazo robot criogénico para el posicionado de fibras de KMOS.

El robot de posicionado [BENNET 2008] consiste en una torreta que porta un carro de desplazamiento lineal que permite introducir el elemento óptico en el campo visual del instrumento. Se emplean guías lineales de la marca Scheneberger modificadas por la empresa Teer Coatings Ltd. que las lubrica con MoS₂ + Titanio. El movimiento de las guías se consigue con tuercas de Vespel SP3 precargadas para eliminar el juego entre los filetes de la tuerca y un husillo de acero inoxidable. Dado el pequeño tamaño de los rodamientos que soportan el husillo, estos son comprados directamente a Barden, que en su modelo “DRY” incorpora jaulas de PGM (como se vio en el apartado sobre NIRI, el sustituto al Duroid, autolubricante en criogenia, y que puede ser operado en condiciones criogénicas o ambientales sin degradación de sus propiedades).

La torreta se sostiene también en rodamientos de pequeño tamaño de la casa Barden. En su caso el ajuste entre la montura y el rodamiento se consigue

¹ 24 robots, en 2 grupos de 12 robots idénticos.

tallando la primera con EDM (“*Electrical Discharge Machining*”, mecanizado por descarga eléctrica) de manera que se consigue una geometría de flexores con suficiente rigidez radial pero que puede absorber las contracciones diferenciales (esta solución ya se comentó en el apartado dedicado a GNIRS).

La clave del éxito en el diseño y la fabricación de este mecanismo fue la campaña de pruebas de aquellos componentes que aún no estaban capacitados para uso criogénico. Por ejemplo, para detectar la posición de las guías lineales se necesitan unos dispositivos denominados LVDT (“*Linear Variable Differential Transformer*”, transformador diferencial de variación lineal) de un rango de medida superior al que proporcionaban los modelos anteriormente probados en criogenia. Se identificó un modelo de LVDT marca Schaevitz que se compró, se desmontó y desengrasó, y se sumergió en nitrógeno líquido como primera comprobación de que no se bloqueaba completamente. Algo parecido se hizo con las guías lineales Scheneberger.

Durante los tests iniciales el UKATC gana tiempo empleando un banco de pruebas en el que los mecanismos se introducen en un recipiente estanco que se llena con nitrógeno gas, y que se sumerge en nitrógeno líquido. Así ahorran tiempo en los tests iniciales como comprobación de que los ajustes entre rodamientos son correctos, o que los interruptores de fin de carrera se comportan de manera adecuada.

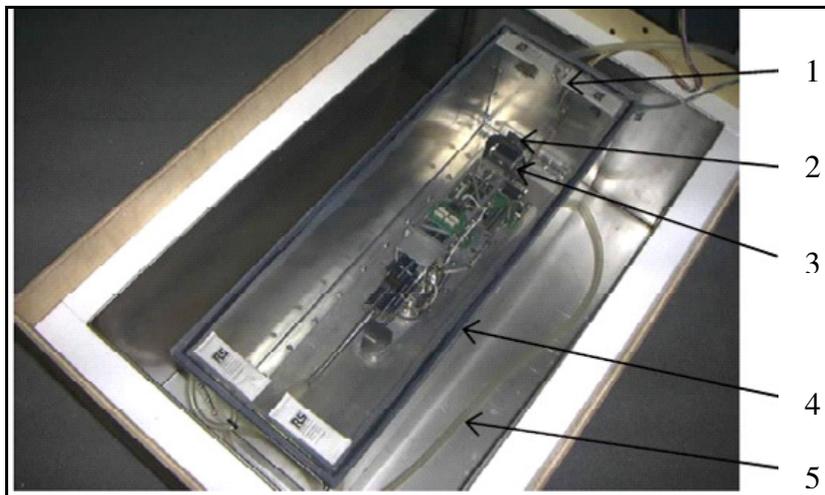


Figura 2-29 Banco de pruebas por inmersión en nitrógeno líquido de una cámara presurizada con nitrógeno gas. De arriba abajo: (1) purga con nitrógeno gas, (2) motor suspendido en apoyos isostáticos, (3) sensor de fuerza Kistler restringiendo la rotación del cuerpo del motor, actuando como un medidor de par acoplado, (4) ventana de doble cristal, (5) baño de nitrógeno líquido.

Este tipo de equipamiento nunca se llegó a desarrollar en EMIR por considerarse que se disponía de criostatos de prueba específicos. No obstante la sencillez y rapidez de uso del banco de pruebas por inmersión, y su menor consumo de nitrógeno en pruebas rápidas, hacen que sea muy práctico y su fabricación se considerará para futuros instrumentos.

En todo caso y como se subraya en la literatura del proyecto, los tests finales de los subsistemas tienen que llevarse a cabo en criostatos en los que se puedan simular las condiciones reales de trabajo: criogenia, vacío y (en la mayoría de los casos) orientación variable. Ésta es la filosofía del UKATC, compartida por EMIR.



Figura 2-30 Banco de pruebas definitivo con criogenia, vacío y orientación similares a las del instrumento final.

CRIRES (“Cryogenic InfraRed Echelle Spectrograph”)

CRIRES incorpora mecanismos criogénicos para el movimiento en modo barrido (“*scanning*”) de la posición de un prisma (1 grado de libertad) y una red *echelle* (6 grados de libertad), y tiene dos rendijas de configuración variable y dos ruedas criogénicas. Las funciones de barrido serán realizadas por motores paso a paso (Phyton) y husillos de precisión equipados con codificadores [MOORWOOD 2003]. También están realizando tests en mecanismos de barrido basados en piezo-actuadores.

La tendencia actual de la ESO para mejorar los tiempos de enfriamiento de los instrumentos no está centrada en la mejora de la conductividad térmica de los rodamientos o en el uso de dedos fríos. En este sentido parecen haber asumido

un tope tecnológico en el que no se esperan posibles mejoras: los rodamientos tienen una conductividad limitada por su propia naturaleza de contactos puntuales o lineales.

Su línea de trabajo va más en la dirección de optimizar el sistema de enfriamiento del instrumento completo

Tradicionalmente se usan depósitos de nitrógeno líquido que se llenan para el pre-enfriamiento; una vez que el instrumento ha llegado a un cierto nivel de temperatura, las temperaturas se siguen bajando y se mantienen al nivel deseado gracias a ciclos cerrados de refrigeración. Estos dispositivos introducen vibraciones que son nocivas para la estabilidad del instrumento, y por ello es deseable eliminarlas en lo posible (como medio se emplean sistemas de amortiguación diseñados específicamente para soportar los ciclos cerrados).

Este escenario (que es el de EMIR) se intenta sustituir en ESO por sistemas de conducciones de nitrógeno líquido en flujo continuo que se distribuyen por todo el interior de la masa fría con múltiples puntos de anclaje (véase la Figura 2-31). Los tiempos de enfriamiento se reducen significativamente respecto al uso de tanques de nitrógeno líquido [LIZON 2010].



Figura 2-31 Sistema de refrigeración interna de CRIRES por medio de conducciones de nitrógeno líquido distribuidas por la masa fría del instrumento.

Esa ganancia de tiempo de enfriamiento de la estructura soporte (la masa principal del sistema) les es más rentable, en cómputo global de tiempos de puesta en marcha, que el esfuerzo en mejorar la conductividad de los componentes que soportan masa móvil de los mecanismos (rodamientos fundamentalmente).

2.2.4. OBSERVATORIO DEL ROQUE DE LOS MUCHACHOS, ESPAÑA

Localizado en la isla de la Palma, el observatorio tiene tres telescopios de gran tamaño: el William Herschell (WHT), en su época el mayor del observatorio con 4.2 metros de espejo primario monolítico; el Telescopio Nazionale Galileo de 3.6 metros; y el Gran Telescopio Canarias (GTC), de 10.4 metros, el mayor telescopio del mundo en el que irá instalado EMIR.

De la instrumentación disponible para el infrarrojo, hay tres instrumentos que destacar: NOTCam en el Telescopio Nórdico (2.5 m), e INGRID y LIRIS, ambos en el telescopio WHT.



Figura 2-32 Telescopio William Herschel en el Roque de los Muchachos, La Palma (Islas Canarias), donde están instalados los instrumentos LIRIS e INGRID.

NOTCam (“Nordic Optical Telescope near-infrared Camera and spectrograph”)

El instrumento NOTCam consiste en un criostato cúbico de 60cm de lado, en el cual se alojan varias ruedas de pequeño tamaño, todas ellas movidas por motores criogénicos trabajando a $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$.

El equipo de ingeniería publicó un informe muy interesante en 2004 [COX 2004] en el que se hace un repaso de las alternativas de rodamientos

criogénicos de pequeño tamaño disponibles. También incluye información sobre métodos artesanales para modificar rodamientos convencionales, en su mayor parte información recopilada en consultas a grupos de trabajo de otros instrumentos.

INGRID (“Isaac Newton Group near Infrared Imager”)

Este instrumento fue desarrollado por el ING (*Isaac Newton Group of Telescopes*), institución con la que colabora el IAC.

La aportación más importante que se puede extraer de INGRID ha sido el estudio comparativo de la viabilidad de varios motores criogénicos [JOLLEY 2001]. La conclusión de este estudio es que de los tres fabricantes de motores criogénicos comerciales existentes (Empire Magnetics, MRC y Phytron) los motores Phytron son los que presentan la mejor relación calidad-precio. También se concluye que la fiabilidad de los motores se espera sea mayor que la de los motores modificados y que por tanto se recomienda pasar a usar los comerciales.

La Figura 2-34 y la Figura 2-33 muestran la estructura general del instrumento y los mecanismos de ruedas en el interior de INGRID.

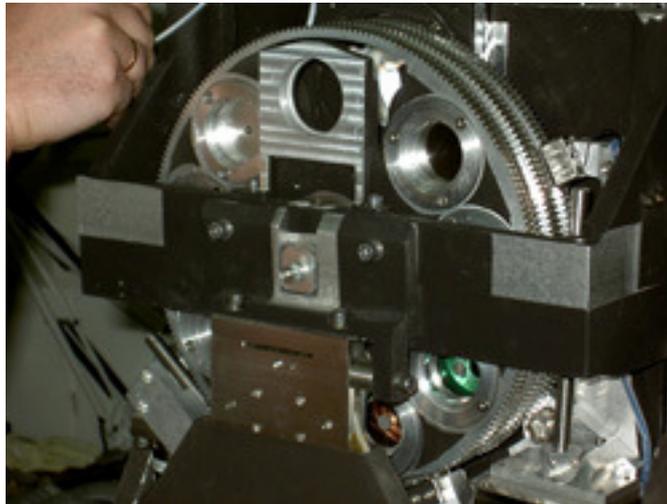


Figura 2-33 Las ruedas en el interior de INGRID.

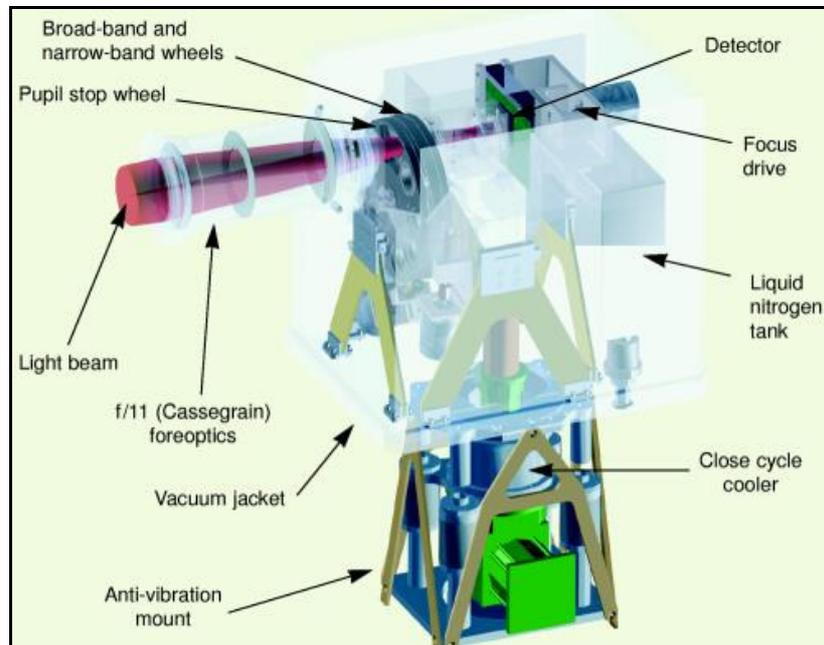


Figura 2-34 Vista en transparencia del instrumento INGRID. En sentido horario desde la esquina superior izquierda: rueda de diafragma de pupila, ruedas de filtros de banda ancha y estrecha, detector, unidad motriz de enfoque, tanque de nitrógeno líquido, refrigerador de ciclo cerrado, montura anti-vibración, cámara de vacío, óptica de re-imaginación del haz de la estación Cassegrain del telescopio (f/11), haz de luz.

El desarrollo de LIRIS coincidió con la fase de estudio de los motores de INGRID, y sus conclusiones motivaron la elección final de los motores del instrumento. A su vez, la experiencia ganada con estos motores ha sido clave en la selección de los motores de las ruedas de EMIR.

LIRIS (“Long Slit Intermediate Resolution Infrared Spectrograph”)

Es un espectrógrafo para uso común en el foco Cassegrain del telescopio WHT. Toda la óptica y los mecanismos situados dentro del criostato de LIRIS están refrigerados por debajo de 100 K. El detector opera a 77 K [MACHADO 1998].

El diseño conceptual de la mecánica de LIRIS fue encargado en 1998 al extinto “*Royal Observatory of Edimburgh*” (ROE), actualmente integrado en el “*United Kingdom Astronomy Center*” (UKATC). La experiencia de este centro en instrumentos similares hacía ideal la subcontrata del diseño conceptual.

El trabajo de concluir el diseño definitivo y la fabricación en el IAC supuso un ejercicio de ingeniería del que se extrajo gran parte del conocimiento sobre grandes instrumentos que en la actualidad se emplea en el diseño de instrumentos mayores en tamaño y complejidad, como EMIR.

A partir del diseño conceptual y durante 4 años se construyeron los mecanismos de LIRIS y durante 2003 y principios de 2004 se concluyó la fase final de integración y verificación. En la actualidad LIRIS sigue en funcionamiento como instrumento de uso común en el WHT.

LIRIS tiene seis mecanismos: una rueda de rendijas (600mm de diámetro exterior y 16 posiciones); dos ruedas de filtros (330mm de diámetro exterior y 12 posiciones cada una); una rueda de pupila (330mm de diámetro exterior y 12 posiciones); una rueda de grismas (330mm de diámetro exterior y 9 posiciones) y una rueda de cámara, que incorpora la cámara y una lente de enfoque. Todos estos mecanismos usan transmisiones de husillo corona, movidos por motores paso a paso especiales para criogenia de la marca Phytron.

Se describirán a continuación el mecanismo de la rueda de entrada y el de la rueda de la cámara, pues los mecanismos de las cuatro ruedas restantes (filtros, pupilas y grismas) son idénticos al de la rueda de entrada (Figura 2-39).

La rueda de entrada [LIRIS 2000] es el módulo responsable del posicionado de las rendijas y las aperturas en LIRIS. Está situada a continuación de la ventana de entrada del criostato, y es la etapa previa al ensamblaje del colimador.

De cara a fabricar las piezas de este subsistema, se desarrollaron cálculos relativos a las características dinámicas del mecanismo, se realizó el presupuesto de tolerancias para distribuir las entre los diferentes componentes, y se introdujeron cambios al diseño conceptual del ROE para mejorarlo. Se construyó y probó un prototipo de la rueda de entrada, que sirvió para detectar múltiples problemas, proyectar mejoras, y pulir aspectos de diseño que de otra manera hubieran pasado inadvertidos.

Las imágenes que siguen son cortes parciales de la rueda de entrada, tal y como fue concebida por el UKATC (Figura 2-35), y diseño final tras las modificaciones realizadas (Figura 2-36 y Figura 2-37). Como se ve el concepto se respetó completamente, en cambio el esfuerzo para definir el detalle fue considerable.

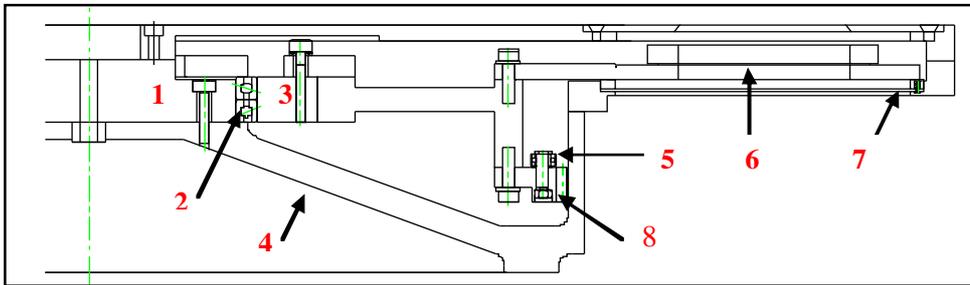


Figura 2-35 Diseño conceptual de la rueda de entrada: (1) eje central de acero, (2) dúplex de rodamientos de contacto angular, (3) anillo exterior de los rodamientos en acero, (4) bancada – carcasa inferior, (5) rodamiento de activación del micro-interruptor, (6) disco de la rueda, (7) anillo de fricción en teflón, (8) corona de la rueda.

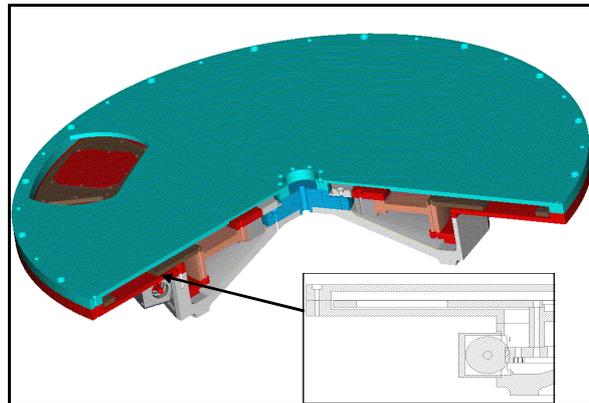


Figura 2-36 Diseño definitivo de la rueda y detalle del husillo engranado con la corona.



Figura 2-37 La rueda de entrada de LIRIS.

La rueda de la cámara (Figura 2-38 y Figura 2-39) es un mecanismo destinado al intercambio de la cámara de LIRIS por una lente de calibración o una apertura libre para dejar pasar el haz. Es un mecanismo atípico en el sentido de que la cámara es significativamente más voluminosa y pesada que el resto de componentes. Por ello la rueda debe estar contrapesada para equilibrar las masas montadas en el eje de giro.

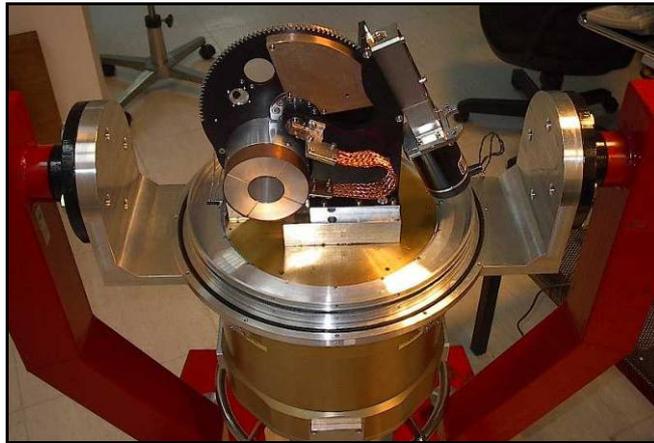


Figura 2-38 Rueda de la cámara de LIRIS en el banco de pruebas criogénico.

La rueda tiene tallado en su perímetro un dentado igual al de la rueda de entrada, y la unidad motriz es exactamente la misma que se usa en la rueda de entrada. Por tanto las características mecánicas de los engranajes son similares con la única diferencia de una menor relación de transmisión, al ser la corona de la rueda de la cámara de un diámetro menor y los dientes del mismo módulo.

Los rodamientos que se emplearon para sostener la rueda de la cámara son los mismos que se emplearon para el eje del husillo. Teniendo en cuenta la masa a enfriar, se anticipó que dichos rodamientos constituirían una ruta térmica ineficaz; y de hecho así lo fue, pues en las primeras pruebas en frío se registró un tiempo de enfriamiento excesivo para el tamaño de los componentes a enfriar. En este caso, por ser el giro necesario limitado a un rango de 180° , se añadieron enlaces térmicos (malla de cobre flexible) que uniendo cámara y bancada del criostato aseguraran tiempos de enfriamiento menores.

El sistema tuvo un problema de cuya resolución se extrajo una importante lección útil para otros mecanismos similares: debido a su propia rigidez, las mallas de cobre que enfrían la cámara actúan como un muelle que empuja la rueda alejándola de la posición en que la cámara está activa.

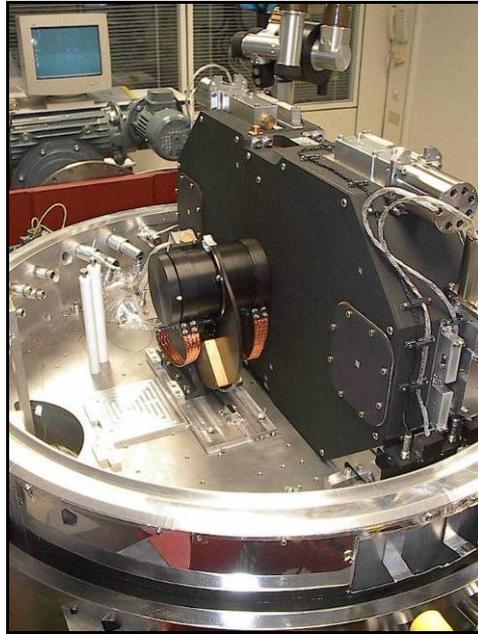


Figura 2-39 La rueda de la cámara de LIRIS (izquierda), y el módulo de ruedas centrales (derecha), que integra las ruedas de filtros, pupilas y grismas.

Esta circunstancia se tomó en principio como una ventaja ya que el efecto muelle aseguraría que el husillo estuviese siempre empujando sobre el mismo flanco de los dientes de la rueda.

En cambio el funcionamiento fue insatisfactorio, pues si bien el sistema de transmisión funcionaba correctamente en contra del efecto muelle de las mallas, al retorno (cuando la corona “persigue” al husillo empujada por las mallas) el sistema se volvió inestable. Se daba lugar un fenómeno de micro-deslizamiento que se amplificaba hasta producir la oscilación de la rueda, que entraba en resonancia impactando los dientes contra flancos opuestos del dentado del husillo.

El freno que se construyó para amortiguar el sistema eliminando la resonancia consistió en una pinza en Bronce N6 que abraza el eje de acero de la rueda. Al apretar la pinza sobre el eje de una manera controlada por medio de un tornillo, la fricción entre ambos materiales provoca el par suficiente como para neutralizar el empuje de las mallas de cobre.

En las pruebas de funcionalidad de la rueda de la cámara [LIRIS 2002] también se detectó un efecto que es interesante tener en cuenta para sistemas frenados de manera similar. El soporte estructural de la zapata de freno tiene que ser tan rígido como para que los esfuerzos de fricción que soporta no le produzcan una deformación significativa. De otra manera al detenerse el sistema motriz avanzando en una dirección dada contra el freno, si el freno acumula energía elástica de deformación, en el retorno del sistema motriz no se producirá efecto freno hasta que el giro recupere la deformación que ha sufrido la zapata de freno y entonces empiece a frenar en sentido contrario. El efecto es el mismo que el de las mallas, aparecen vibraciones en el cambio de sentido de giro.

2.3. CONCLUSIONES

El análisis de la mecánica de los instrumentos criogénicos en grandes telescopios a nivel mundial es muy útil para reunir criterios y una base de conocimientos aplicables a los mecanismos de EMIR.

Hay suficiente documentación disponible en Internet y en las publicaciones especializadas (SPIE fundamentalmente) como para tener una idea global de los problemas de diseño a los que se han enfrentado otros instrumentos. No obstante, el detalle de cómo los solucionaron sigue siendo un patrimonio de conocimiento publicado sólo en contadas ocasiones.

Existen informes accesibles sobre ciertos elementos comerciales (motores criogénicos y rodamientos criogénicos de pequeño tamaño) que garantizan la funcionalidad de este tipo de productos. En dichos informes se aboga por el uso de componentes comerciales siempre que sea posible por motivos de fiabilidad (el precio suele ser el factor limitante).

Varios equipos reportan haber tenido éxito a la hora de adaptar elementos comerciales no criogénicos a las condiciones de vacío y bajas temperaturas: actuadores lineales, LVDTs, motores, reductores armónicos y planetarios, todos ellos componentes de uso habitual en mecánica de precisión. El proceso de adaptación es puramente artesanal, y en contadas ocasiones se dispone de información detallada de los pasos realizados.

En línea con el punto anterior, en el IAC se ha ido ganando experiencia gracias al proceso de ensayo y error inherente al desarrollo de proyectos complejos como LIRIS. El coste de dicho proceso en tiempo y dinero es muy elevado, por los gastos inherentes al desarrollo de prototipos, y por la complejidad de los sistemas criogénicos.

No se ha encontrado ninguna referencia a materiales o parejas de materiales que permitan un contacto deslizante en criogenia (salvo ciertos plásticos para cojinetes de bajo rendimiento). En particular no se ha encontrado ninguna referencia a tratamientos superficiales de materiales estructurales típicos (acero, aleaciones de aluminio) que los preparen para trabajar en fricción plana (sólo hay información extensa sobre tratamientos para lubricación en rodadura).

Tampoco existe documentación ni experiencia relevante sobre ruedas criogénicas de masa elevada que tengan que girar 360°. La solución comúnmente adoptada para ruedas de masa elevada es limitar el rango de giro, lo que permite instalar enlaces térmicos flexibles anclados a un foco frío fijo.

No hay ningún estudio publicado sobre un intento de emplear cojinetes de fricción plana como soporte estructural, y a la vez como ruta de enfriamiento adicional para superar la limitación de la baja conductividad de los rodamientos de ruedas criogénicas.

2.4. REFERENCIAS

- [MONTGOMERY 2010] David Montgomery (2010) “*E-ELT Preparatory WP6000 Network 1 Final Report*” (European Southern Observatory, ESO).
- [MCLEAN 2006] Ian S. McLean (2006) “*Instrumentation development at the W. M. Keck observatory*” Art. no. 626903. Proceedings of the University of California in Los Angeles (UCLA).
- [NIRC 2008] NIRC Engineering Notes
www2.keck.hawaii.edu/inst/nirc/engineering.html
- [MCLEAN 1993] Ian S. McLean (1993) “*UCLA double-beam infrared camera system*”, Proc. SPIE Vol.1946, pp. 513-533.
- [GENNARI 1993] Sandro Gennari (1993) “*Cryogenic Stepper Motors for Infrared Astronomical*

- Instrumentation*”, Proc. SPIE Vol. 1946, pp. 601-604.
- [KASUNIC 1988] K. J. Kasunic (1988) “*Design of a rotary indexing mechanism for a cryogenic-vacuum environment*”, Proc. SPIE Vol. 1989, pp. 398-405.
- [VESPEL 2012] www2.dupont.com/Vespel/en_US/products/s/sp3.html
- [MCLEAN 1998] Ian S. McLean (1998) “*The Design and Development of NIRSPEC: A Near-Infrared Echelle Spectrograph for the Keck II Telescope*”, Proc. SPIE Vol. 3354, pp. 566-578.
- [MOSFIRE 2010] Ian S. McLean (2010) “*Design and development of MOSFIRE: the multi-object spectrometer for infrared exploration at the Keck Observatory*”, Proc. SPIE Vol. 7735, 77351E.
- [CHAMPION 2012] www.championballbearings.com.
- [KAYDON 2012] www.kaydonbearings.com.
- [ICHIKAWA 2006] Takashi Ichikawa (2006) “*MOIRCS: multi-object infrared camera and spectrograph for SUBARU*”, Proc. SPIE Vol. 6269, 6269-16.
- [YOUNG 2000] Tony T. Young (2000) “*NIRI 1 Cryostat mechanism design and fabrication*”, Proc. SPIE Vol. 4008, p. 1404.
- [BELL 1998] James Bell (1998) “*IRCS 1 Design of the cryogenic wheel mechanisms for IRCS and NIRF*”, Proc. SPIE Vol. 3354, p. 1103.
- [GNIRS 2000] GNIRS información pública del proyecto SDN0015 “*Cold motor testing for GNIRS*”, www.noao.edu/ets/gnirs/SDN0015.htm.

- [ROBERTS 1999] Emyr Roberts (1999) “*Coating Services Manager, European Space Tribology Labs (ESTL).*”
www.esrtechnology.com.
- [MONTGOMERY 2003] David Montgomery (2003) “*Precision cryogenic mechanisms for the Michelle mid-IR spectrograph*”, Proc. SPIE Vol. 4841, p. 181.
- [ROHLOFF 2004] Ralf-Rainer Rohloff (2004) “*Cryogenic actuators in ground-based astronomical instrumentation*”, Proc. SPIE Vol. 5495, p. 636.
- [HINKLE 2000] Kenneth H. Hinkle (2000) “*Phoenix: operation and performance of a cryogenic high-resolution 1- to 5- μ m infrared spectrograph*”, Proc. SPIE Vol. 4008, p. 720.
- [ANDERSON 2001] Anderson, M.J. (2001) “*Ball bearing tests to evaluate Duroid replacements*”, European Space Mechanisms and Tribology Symposium (ESMATS) Proc. 2001, pp. 43-47.
- [ELSTON 2003] Richard Elston (2003) “*Performance of the FLAMINGOS near-IR multi-object spectrometer and imager and plans for FLAMINGOS-2: a fully cryogenic near-IR MOS for Gemini South*”, Proc. SPIE Vol. 4841, p.1611.
- [MOORWOOD 1993] Alan F. M. Moorwood (1993) “*IR instrumentation for the ESO VLT*” Proc. SPIE Vol. 1946.
- [LIZON 2003] J. L. Lizon (2003) “*Selection, preparation and lubrication of middle size ball bearings for infrared instruments*”
www.eso.org/sci/facilities/develop/integration/documents/pub/ballbearing.pdf
- [LIZON 2010] J. L. Lizon (2010) “*Liquid nitrogen pre-cooling of large infrared instrument at ESO*”. SPIE Proc. Vol. 7739.

- [MOORWOOD 2003] Alan F. M. Moorwood (2003) “*CRIRES: a high-resolution infrared spectrograph for the VLT*” Proc. SPIE, Vol. 4841, p. 1592.
- [LAGAGE 2000] Pierre-Olivier Lagage (2000) “*The final design of VISIR, the mid-infrared imager and spectrometer for the VLT*”. Proc. SPIE Vol. 4008, p. 1120.
- [BENNET 2008] Richard J Bennett (2008) “*Mechanical design and testing of the cryogenic pick-off arms for the VLT KMOS*”, Proc. SPIE Vol. 7018, 70182A.
- [COX 2004] Graham Cox (2004) “*Review of NOTCam bearings*”.
www.not.iac.es/instruments/notcam/bearings.pdf
- [MACHADO 1998] Arturo Machado (1998) “*LIRIS: a long-slit intermediate-resolution infrared spectrograph for the WHT*” Proc. SPIE Vol. 3354, p. 448-455.
- [LIRIS 2000] Pablo Redondo (2000) “Diseño mecánico detallado de la rueda de entrada” (Documentación interna del IAC, DM/DD-LIR/75v.1).
- [LIRIS 2002] Pablo Redondo (2002) “Resultados de las pruebas de la rueda de la cámara” (IAC, DM/TN-LIR/344v.1).

3. ESPECIFICACIONES Y ESTUDIO DE VIABILIDAD

3.1. INTRODUCCIÓN

Como se ha explicado en el Apartado 2.1.3 anterior, EMIR tiene dos mecanismos de ruedas: la rueda de grismas y la de filtros. Esta última, por sus requerimientos y por el tamaño que se deriva del número y geometría de los componentes ópticos que lleva, es muy similar a la rueda de entrada de LIRIS. Por tanto, su viabilidad está asegurada.

El caso de la rueda de grismas merece atención especial, debido a una característica que la hace única y sin parecido con ninguna rueda criogénica de la que se tenga noticia en ningún instrumento criogénico del mundo: cada uno de los tres componentes ópticos que llevará montados (los grismas) tienen una masa de entorno a 9 kg. Además, son voluminosos y muy sensibles a las vibraciones o impactos. Ello implica altas necesidades de rigidez (para evitar deformaciones por peso propio); altas prestaciones mecánicas (por la elevada inercia de las partes móviles y la precisión requerida); comportamiento térmico mejorado (por la inercia térmica que ralentiza el enfriamiento del mecanismo); y atención especial a la seguridad (por la fragilidad del montaje de los grismas).

Este capítulo está dedicado a repasar en detalle los requerimientos de las ruedas, y a estudiar su viabilidad.

3.2. ESPECIFICACIONES

A continuación se resumen las especificaciones de las ruedas de grismas y de filtros, tal y como se detallan en la documentación del proyecto, para su posterior referencia en subsiguientes secciones. Se han incluido sólo aquellos requerimientos que son significativos para el diseño mecánico de las ruedas.

3.2.1. ESPECIFICACIONES DE LA RUEDA DE GRISMAS

La información recogida en este apartado es un extracto del documento [GRISMAS 2004]. Los códigos correspondientes a la numeración de las especificaciones dentro de este documento aparecen entre paréntesis. Las citas textuales se reproducen en *itálica*.

3.2.1.1. Requerimientos funcionales

Concepto general (5.2.1): [...] “*El mecanismo consistirá en una rueda en la que los ensamblajes de los grismas (grismas y sus monturas) serán insertados.*”

Funcionalidad de la rueda (5.2.2): [...] “*Para cumplir los requerimientos de EMIR, la rueda debe tener las siguientes funcionalidades:*

- *Soportar los ensamblajes de los grismas.*
- *Posicionar y bloquear el elemento óptico activo en su posición nominal en el haz óptico.*
- *Proporcionar la interfase térmica entre los ensamblajes de los grismas y el soporte de la unidad de grismas (en adelante RG).*
- *Proporcionar la interfase entre la RG y el banco óptico de EMIR.”*

Selección motorizada y mecanismos de inserción y retirada (5.2.3) [...] “*La RG deberá tener mecanismos motorizados para cambiar el elemento de la RG (grisma o apertura libre) que esté insertado en el haz óptico (selección del elemento activo e inserción en el eje óptico, o retirada de un elemento del eje óptico). El sistema de control de EMIR deberá gestionar la siguiente información:*

- *¿Qué componente óptico está situado en el haz óptico (si alguno lo está)?*
- *¿Está el componente bien centrado?*
- *Cómo mover la rueda para eliminar este elemento y posicionar uno nuevo.”*

Simuladores ópticos (5.2.4) [...] “*Se proporcionarán Simuladores representativos de la envolvente, interfaz mecánica y masa de los grismas. Los Simuladores serán empleados en lugar de los componentes ópticos de EMIR durante las pruebas de comportamiento mecánico.*”

Disponibilidad de capacidades de observación (5.2.5) [...] “Deberá ser posible cambiar remotamente entre modo de imagen directo y espectroscopía multi-objeto durante las operaciones”.¹

Capacidad para bloquear el eje óptico (5.2.6): [...] “El instrumento deberá proporcionar una posición de bloqueo bien en el plano de pupila o en la rueda de filtros.”²

Bloqueo del mecanismo bajo desconexión (5.2.7): [...] “El mecanismo debe mantener la configuración de geometría requerida cuando todos los componentes electromecánicos estén desactivados.”

Número de componentes ópticos (5.2.9): [...] “El espectrógrafo tendrá cuatro componentes dispersivos diferentes más una apertura libre para hacer imagen.”

3.2.1.2. Requerimientos de rendimiento

Nota: los ejes referidos en este apartado y en el resto del capítulo se orientan tal como sigue: el eje Z es paralelo al eje de rotación de la rueda; los ejes X e Y están colocados en el plano de la rueda, el eje Y coincide con la dirección espectral (dirección en la que los grismas generan el espectro de la luz que reciben).

Estabilidad gravitatoria en el eje X (5.3.1): [...] “La rueda debe tener una estabilidad gravitatoria en el eje X mejor que ± 0.12 mrad.”

Estabilidad gravitatoria en el eje Y (5.3.2): [...] “La rueda debe tener una estabilidad gravitatoria en el eje Y mejor que ± 0.06 mrad.”

Repetibilidad en el eje X (5.3.3): [...] “La repetibilidad del mecanismo en el eje X deberá ser mejor que ± 0.3 mrad.”

Repetibilidad en el eje Y (5.3.4): [...] “La repetibilidad del mecanismo en el eje Y deberá ser mejor que ± 0.2 mrad.”

Repetibilidad en el eje Z (5.3.5): [...] “La repetibilidad del mecanismo en el eje Z deberá ser mejor que ± 0.17 mrad.”

¹ Es decir, la rueda debe tener una apertura libre.

² Puesto que la rueda de los grismas coloca estos elementos en el plano de pupila, la posición de bloqueo podría ir en la propia rueda.

Precisión de la interfaz del grisma (5.3.6): [...] *“El alineado de la RG en el banco óptico, con respecto al eje óptico, será mejor que 0.17 mrad.”*

Intervalo de tiempo para cambiar entre diferentes componentes (5.3.7): [...] *“El intervalo de tiempo para cambiar entre dos posiciones adyacentes en el mecanismo deberá ser de menos de 10 segundos.”*

Intervalo de tiempo para cambiar entre modos de observación (5.3.8): [...] *“Cualquier reconfiguración del instrumento entre diferentes modos de observación deberá completarse en menos de 2 minutos.”*

Tiempo global de reconfiguración del mecanismo (5.3.9): [...] *“El tiempo para resetear el mecanismo no debe exceder de 3 minutos.”*

Rango de movimiento (5.3.11): [...] *“El rango de movimiento angular de la rueda no debe estar limitado.”*

3.2.1.3. Requerimientos físicos

Masa de la RG (5.4.3): [...] *“La masa de la RG debe ser de menos de 125 kg.”*

3.2.1.4. Requerimientos térmicos

Máxima generación de calor (5.5.2): [...] *“No se debe introducir calor debido a la circulación de corriente eléctrica (efecto Joule) por medio de los componentes electromecánicos durante observaciones.”*

Tiempo de enfriamiento (5.5.3): [...] *“La RG debe enfriarse desde temperatura ambiente hasta temperatura de trabajo en menos de 96 horas”*. Si bien la temperatura de trabajo es de 77 K, se considera que la rueda está operativa en cuanto los grismas alcanzan 160 K [HAMMERSLEY 2004].

Tiempo de calentamiento (5.5.4): [...] *“La RG no debe necesitar más de 48 horas para calentarse desde condiciones de operación hasta temperatura ambiente.”*

3.2.1.5. Requerimientos de interfase

Cambio de los ensamblajes de los grismas (5.6.3): [...] *“Será posible desmontar los ensamblajes de los grismas de la rueda y montarlos de nuevo sin desmontar la RG de su posición dentro del banco óptico de EMIR.”*

3.2.1.6. Requerimientos de materiales

Criterio guía de selección (5.7.1): [...] *”Al-6061-T6 o Al-6082-T6 serán empleados siempre que sea posible.”*

3.2.1.7. Requerimientos de diseño

Temperatura nominal de la RG (5.8.1): [...] *“La temperatura nominal de trabajo de la RG será de 77 K.”*

Presión de trabajo de la RG (5.8.2): [...] *“La unidad de grismas deberá ser operada en condiciones de alto vacío ($\sim 10^{-6}$ mbar)”*.

Criterio guía de estandarización (5.8.3): [...] *“Los componentes de la RG debes ser estándares, comerciales y bien probados y deben de ser seleccionados de tal manera que se facilite su mantenimiento.”*

3.2.1.8. Requerimientos de pintura, recubrimientos y acabados superficiales

Tratamiento superficial (5.10.1): [...] *“Todas las partes de la RG que pudieran reflejar luz hacia el instrumento deberán ser pintadas en negro empleando Nextel Velvet Coating 811-21. Las piezas de aluminio pueden ser también anodizadas en negro de acuerdo con la especificación ESA-PSS-01-703. La pintura siempre será preferente respecto al anodizado.”*

3.2.1.9. Requerimientos de robustez

Ciclo de uso (5.11.1): [...] *“La RG será operada un mínimo de 10 horas/día, 300 días/año. La configuración del mecanismo será cambiada un promedio de 20 veces por noche.”* Se acepta por consenso del proyecto que las 20 operaciones por noche promedian un total de 10 vueltas completas de la rueda, por noche.

Criterio guía de vida útil (5.11.2): [...] *“La RG deberá ser diseñada para una vida mínima de 10 años bajo las condiciones de trabajo especificadas. La vida útil empezará a contarse a partir de la primera integración de EMIR.”*

3.2.1.10. Requerimientos del entorno

Carga (5.13.1): [...] *“Las especificaciones de la RG deben cumplirse cuando el vector gravedad rote 360° en un plano perpendicular al eje Z.”*

3.2.2. ESPECIFICACIONES DE LA RUEDA DE FILTROS

La información recogida en este apartado es un extracto de la referencia [FILTROS 2003]. Los códigos correspondientes a la numeración de las especificaciones dentro de dichos documentos aparecen entre paréntesis. Las citas textuales se reproducen en *itálica*.

3.2.2.1. Requerimientos funcionales

Los requerimientos de Concepto general (5.2.1), Funcionalidad de la rueda (5.2.2), Selección motorizada y mecanismos de inserción y retirada (5.2.3), Simuladores ópticos (5.2.4) y Posición de bloqueo del haz (5.2.5) son idénticos a los de la rueda de grismas (sustituyendo en el texto grismas por filtros allí donde se mencionan los componentes ópticos en cuestión).

Bloqueo del mecanismo bajo desconexión (5.2.7): [...] *“El mecanismo debe mantener la configuración de geometría requerida cuando todos los componentes electromecánicos estén desactivados.”*

Posiciones de filtros (5.2.8): [...] *“Habrá al menos 9 posiciones en la rueda de filtros, (en adelante RF) incluyendo las siguientes:*

- *5 filtros fotométricos: Z, J, H, K, K.*
- *1 posición libre (sin filtro).*
- *1 posición de bloqueo de la luz.*
- *2 filtros de banda estrecha y/o de separación de orden.”*

3.2.2.2. Requerimientos de rendimiento

Intervalo de tiempo para cambiar entre diferentes componentes (5.3.1): [...] *“El intervalo de tiempo para cambiar entre dos posiciones adyacentes en el mecanismo deberá ser de menos de 10 segundos, sin producir interferencias térmicas ni eléctricas con el resto del instrumento. El mecanismo debe poder moverse en los dos sentidos de giro”.*

Intervalo de tiempo para cambiar entre modos de observación (5.3.2): [...] *“Cualquier reconfiguración del instrumento entre diferentes modos de observación deberá completarse en menos de 2 minutos.”*

Tiempo global de reconfiguración del mecanismo (5.3.3): [...] *“El tiempo para resetear el mecanismo no debe exceder de 3 minutos.”*

3.2.2.3. Requerimientos físicos

Masa de la RF (5.4.3): [...] *“La masa de la RF debe ser de menos de 125 kg.”*

Obstrucción del haz óptico (viñeteado) (5.4.8) [...] *“No está permitida la obstrucción de ninguna porción del haz entrante definido por el campo de visión de imagen/espectroscopía, por ningún componente físico en ningún lugar a lo largo del camino óptico del instrumento.”*

3.2.2.4. Requerimientos térmicos

Máxima generación de calor (5.5.2): [...] *“No se debe introducir calor debido a la circulación de corriente eléctrica (efecto Joule) por medio de los componentes electromecánicos durante observaciones.”*

Tiempo de enfriamiento (5.5.3): [...] *“La RF debe enfriarse desde temperatura ambiente hasta temperatura de trabajo en menos de 96 horas.”* Si bien la temperatura de trabajo es de 77 K, se considera que la rueda está operativa si los filtros alcanzan 130 K [HAMMERSLEY 2004].

Tiempo de calentamiento (5.5.4): [...] *“La RF no debe necesitar más de 48 horas para calentarse desde condiciones de operación hasta temperatura ambiente.”*

3.2.2.5. Requerimientos de interfase

Cambio de los ensamblajes de los filtros (5.6.3): [...] *“Será posible desmontar los ensamblajes de los filtros de la rueda y montarlos de nuevo sin desmontar la RF de su posición dentro del banco óptico de EMIR.”*

3.2.2.6. Requerimientos de materiales

Criterio guía de selección (5.7.1): [...] *“Al-6061-T6 o Al-6082-T6 serán empleados siempre que sea posible.”*

3.2.2.7. Requerimientos de diseño

Presión de trabajo de la RF (5.8.1): [...] *“No se permitirán presiones superiores a 10^{-5} mbar en condiciones de trabajo.”*

Temperatura nominal de la RF (5.8.2): [...] *“La temperatura nominal de trabajo de la RF será de 77 K.”*

Criterio guía de estandarización (5.8.4): [...] *“Los componentes de la RF deben ser estándares, comerciales y bien probados y deben ser seleccionados de tal manera que se facilite su mantenimiento”.*

3.2.2.8. Requerimientos de pintura, recubrimientos y acabados superficiales

Tratamiento superficial (5.10.1): [...] *“Todas las partes de la RF que pudieran reflejar luz hacia el instrumento deberán ser pintadas en negro empleando Nextel Velvet coating 811-21. Las piezas de aluminio pueden ser también anodizadas en negro de acuerdo con la especificación ESA-PSS-01-703. La pintura siempre será preferente respecto al anodizado.”*

3.2.2.9. Requerimientos de robustez

Ciclo de uso (5.11.1): [...] *“La RF será operada un mínimo de 10 horas/día, 300 días/año. La configuración del mecanismo será cambiada un promedio de 20 veces por noche.”* Se acepta por consenso del proyecto que las 20 operaciones por noche promedian un total de 10 vueltas completas de la rueda, por noche.

Criterio guía de vida útil (5.11.2): [...] *“La RF deberá ser diseñada para una vida mínima de 10 años bajo las condiciones de trabajo especificadas. La vida útil empezará a contarse a partir de la primera integración de EMIR”.*

3.2.2.10. Requerimientos del entorno

Carga (5.13.1): [...] *“Las especificaciones de la RF deben cumplirse cuando el vector gravedad rote 360° en un plano perpendicular al eje Z.”*

3.3. ESTUDIO DE VIABILIDAD: ELEMENTOS Y PARÁMETROS CRÍTICOS

Partiendo del conocimiento extraído de la documentación de otros instrumentos y de la experiencia acumulada en proyectos del IAC anteriores a EMIR (Capítulo 2) y en vista de las especificaciones de las ruedas de grismas y filtros (Apartado 3.2 anterior), se inicia la búsqueda de una solución técnica para las dos ruedas de EMIR.

La viabilidad se ha estudiado siguiendo estos pasos:

- Dados los elementos ópticos que hay que colocar en las ruedas de EMIR, y las restricciones de espacio ¿cuáles son los tamaños de ruedas que resultan?
- Teniendo en cuenta estos tamaños y los requerimientos de posicionado de las ruedas de EMIR, ¿es viable un sistema de posicionado idéntico al de LIRIS tipo husillo – corona – motor paso a paso? ¿hay margen para introducir mejoras?
- ¿Es posible emplear motores paso a paso criogénicos comerciales? ¿hay margen para introducir mejoras?
- El sistema de control de posición basado en micro-interruptores de LIRIS, ¿podría replicarse en EMIR como solución viable? ¿hay margen para introducir mejoras?
- El sistema de rodamientos de LIRIS, ¿podría replicarse en EMIR como solución viable? ¿hay margen para introducir mejoras?
- El sistema de enfriamiento de las ruedas de LIRIS, ¿podría replicarse en EMIR como solución viable? ¿hay margen para introducir mejoras?
- ¿Es factible cumplir las especificaciones de estabilidad gravitatoria?

Los siguientes capítulos responden a las preguntas anteriores.

3.3.1. CÁLCULO ELEMENTAL DEL TAMAÑO DE LAS RUEDAS DE EMIR

La Figura 3-1 y la Figura 3-2 muestran las interfases del banco óptico de EMIR en la zona de las ruedas. En fucsia se representan las superficies de apoyo donde los dos subsistemas deben ser fijados (atornillados) al banco.

El cilindro semi-transparente representa la envolvente del haz óptico en la posición correspondiente a cada rueda. Éste es el haz en el cual cada mecanismo coloca el elemento óptico (grisma, filtro) que le corresponde.

En amarillo se representa la superficie límite del banco hasta donde pueden extenderse los mecanismos.

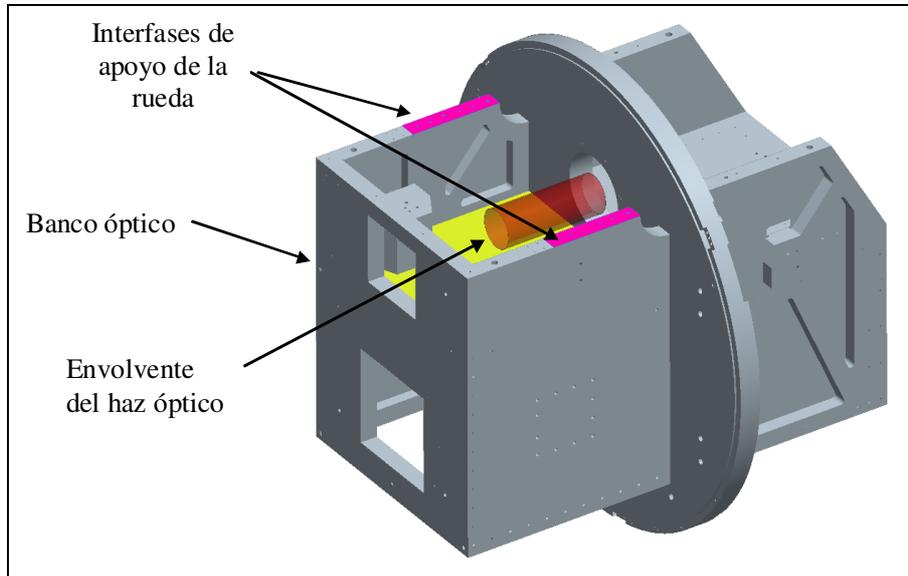


Figura 3-1 Banco óptico de EMIR con la zona de apoyo de la rueda de grismas destacada.

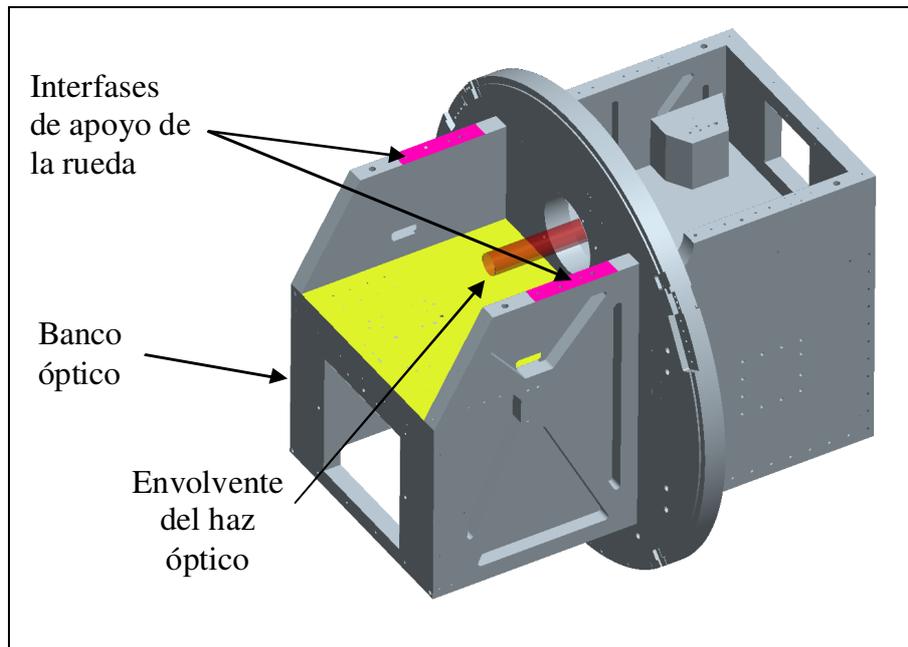


Figura 3-2 Banco óptico de EMIR con la zona de apoyo de la rueda de filtros destacada.

La altura desde los planos de apoyo hasta el eje óptico es de 150 mm. La máxima profundidad que tiene el banco entre la zona de apoyo (fucsia) y la cartela central (en amarillo) es de 301 mm. Dado que las dimensiones son las mismas se puede emplear el mismo tamaño de disco para ambas ruedas (conviene por sencillez copiar en lo posible las características de los mecanismos).

Tallando un dentado perimetral en el contorno exterior de los discos de las ruedas se puede aumentar al máximo el número de dientes que pueden integrarse en ellos, y por tanto la resolución de los mecanismos se maximiza. Esto no es importante más que en la rueda de grismas, ya que por experiencia de LIRIS se sabe que el cumplimiento de la condición de no viñeteo en los filtros no va a dar problemas (el posicionado no requiere precisiones mejores que ± 1 mm en el plano del disco, a lo sumo).

Teniendo en cuenta la posición del eje óptico de EMIR y el ancho del banco, se alcanza a definir el diámetro máximo admisible de las ruedas, que estaría en el entorno de los 540 mm – 550 mm teniendo en cuenta que en el ancho total disponible entre las cartelas del banco óptico (593 mm) también debe caber el carenado que envuelve el disco de cada rueda.

Un factor determinante del tamaño final de la corona perimetral es el número de dientes de la misma. Obviamente tiene que ser un número entero.

Si se sigue utilizando el mismo tipo de dientes de las ruedas de LIRIS (que demostraron tener la robustez adecuada en el husillo de Vespel SP3, el componente más frágil de la transmisión), al cumplirse que el diámetro primitivo es igual al número de dientes multiplicado por el módulo del dentado, entonces usando el módulo de 1.5 de LIRIS y a la vista del diámetro máximo aproximado de 540 mm contemplado anteriormente, resulta que la corona óptima para maximizar la resolución tendría 360 dientes.

Se toma ese valor también por la sencillez de cálculo que supone, tanto para fabricación como para la posterior programación del motor: cada diente cubrirá exactamente 1° de giro. Un husillo de un sólo filete de rosca como los empleados en LIRIS, hace avanzar la corona un solo diente en cada vuelta propia.

Para una corona de módulo 1.5, con un diámetro primitivo de 540 mm, el diámetro exterior es de 543 mm (quedan 50 mm de margen con el ancho del banco, una medida adecuada); y el diámetro interior del fondo del dentado es

de 537 mm, por tanto esa es la envolvente para colocar los huecos donde irán fijados los componentes ópticos.

En primer lugar se toma el caso de la rueda de grismas. Dichos grismas (3 en total, más una posición adicional para un futuro grisma convencional) pueden verse en la Figura 3-3 y la Figura 3-4. En realidad su denominación correcta sería ‘pseudo-grismas’, pues consisten cada uno en un montaje de tres elementos ópticos (dos prismas, en color amarillo y marrón en la representación 3D, y una red de difracción en verde). Están sostenidos por medio de láminas flexibles a una estructura cilíndrica fabricada en aleación de aluminio (en gris en la Figura 3-3, en Nextel en la Figura 3-4). Por sencillez, se nombrará a los ‘pseudo-grismas’ simplemente como ‘grismas’ en esta Tesis.

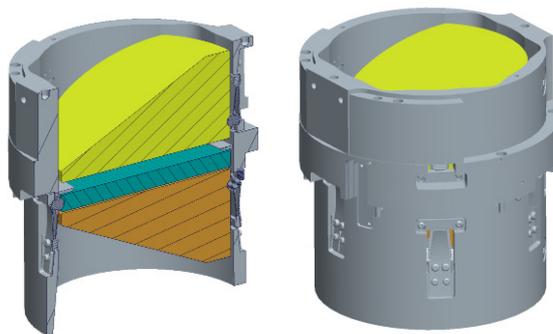


Figura 3-3 Ensamblajes de los grismas (vista en corte a la izquierda).



Figura 3-4 Los grismas de EMIR a su recepción en el IAC (2011).

Cuanto más alejados del centro están los elementos ópticos, menor es la resolución de posicionado (perjudicial) pero más margen de material queda entre posiciones (beneficioso, queda más margen para reforzar el disco de la rueda) y más espacio hay para los rodamientos. Como hace falta una apertura libre (según se especifica en el Apartado 3.2.1.1), la cual rompería la simetría de los cuatro componentes y dificultaría el equilibrado de la rueda, se opta por la disposición que se indica en la Figura 3-5. Además de las 4 aperturas principales para los grismas (radio 80 mm) se tienen dos aperturas libres (radio 54 mm). La distancia entre el eje de la rueda y el centro de las 6 aperturas es de 175 mm.

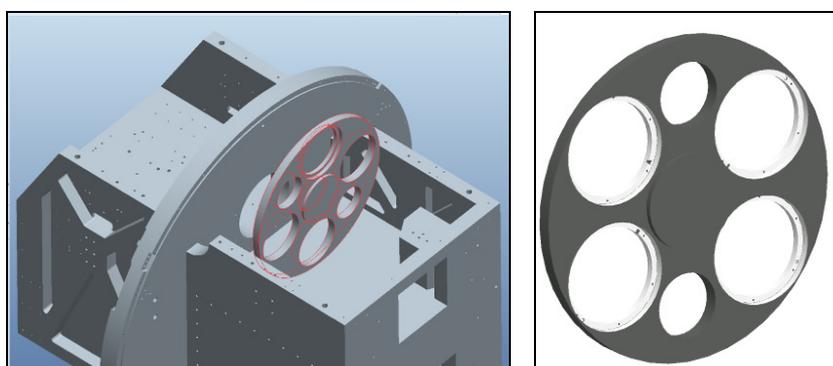


Figura 3-5 Colocación preliminar de la rueda de grismas en el Banco óptico.

Los filtros tienen un diámetro aproximado de 75 mm. Reservando espacio para una apertura libre, y para una zona opaca que bloquee el paso de la luz siguiendo la especificación (5.2.6) (descrita en el Apartado 3.2.1.1) se llega a que el número de filtros que se pueden colocar es de 14, tal y como se muestra en la Figura 3-7. La distancia entre el eje de la rueda y el centro de las aperturas es de 220 mm.

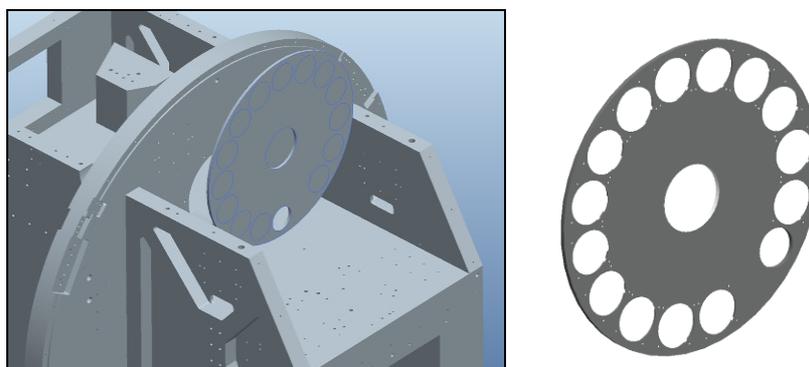


Figura 3-6 Colocación preliminar de la rueda de filtros.

En cuanto a la envolvente en el eje Z (en el eje del haz de luz), se comprueba (véase la Figura 3-6) que colocando sistemas motrices idénticos a los de LIRIS en la parte alta de las ruedas se obtiene una envolvente dimensional compacta que deja espacio para los elementos de soporte de las partes móviles (no representadas en la imagen).

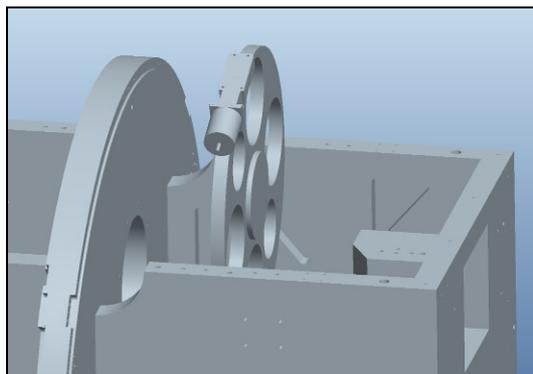


Figura 3-7 La rueda de grismas preliminar con la unidad motriz de LIRIS.

En definitiva, se concluye que a nivel de envolventes y de número de elementos ópticos a colocar, se pueden cumplir las especificaciones con el concepto básico de ruedas siguiente:

- Se fabricarán en Al 6061T6, la aleación de aluminio con la que está fabricado el resto de componentes criogénicos del instrumento.
- Consisten cada una en un disco dentado en su perímetro, de 540 mm de diámetro primitivo con dentado helicoidal de módulo 1.5, 360 dientes por rueda.
- La rueda de grismas tendrá cuatro posiciones para grismas y dos aperturas libres. El espesor de la rueda se toma de 25 mm para cálculos de masa e inercia. Los grismas pesan aproximadamente 9 kg cada uno¹, su centro de gravedad estará a 175 mm del centro de giro de la rueda
- La rueda de filtros tendrá 14 posiciones para filtros, una apertura libre y un punto ciego. El espesor de la rueda se toma de 8 mm para cálculos de masa e inercia. Los filtros están fabricados en sílice fundida (“*fused silica*”) de densidad similar a la del Al 6061T6, por tanto a nivel de masas e inercias se puede asimilar la parte móvil de la rueda de filtros como un disco macizo con

¹ Se realizó el cálculo de la masa de los grismas partiendo de sus dimensiones preliminares y de las asignaciones de material de los cristales disponibles a fecha de realización del estudio de viabilidad, y se tomó 9 kg como valor máximo (criterio conservador).

un único agujero pasante, de aleación de aluminio. Los filtros se colocan a 220 mm del eje de rotación.

- Dados los espacios circundantes a los discos no se advierte ningún problema para crear una estructura soporte suficientemente rígida entre cada disco y el banco óptico. Tampoco para integrar unidades motrices con la envolvente dimensional de las de LIRIS.

3.3.2. VIABILIDAD DEL SISTEMA CORONA – HUSILLO – MOTOR PASO A PASO – MICRO-INTERRUPTOR

El sistema de posicionado de LIRIS, basado en una corona dentada y un husillo, es la forma habitualmente utilizada (por ser la más sencilla y robusta) para actuar las ruedas criogénicas. La posición de la rueda se evalúa en lazo abierto, esto es, partiendo de una posición conocida se cuentan pasos de motor hasta la posición deseada. La posición conocida o cero del sistema se identifica cuando el mecanismo de la rueda activa al girar un interruptor eléctrico y el sistema de control lo identifica como punto de origen de la cuenta de pasos.

Para pasar a un estudio y diseño detallados es necesario validar primero el mecanismo de motor – husillo – corona – micro-interruptor en términos de repetibilidad alcanzable.

Dado que se prevé una corona de 360 dientes, y que el husillo convencional empleado en LIRIS que se propone para EMIR tiene un filete, la reducción es de 1 vuelta del husillo igual a $1/360$ de vuelta de la rueda. Los motores criogénicos usados en LIRIS son de 200 pasos por vuelta, con lo cual, si el motor está directamente acoplado al husillo, cada paso significa $1/72000$ de vuelta de la rueda, o lo que es lo mismo, 0.0873 mrad. Puesto que la especificación es de ± 0.17 mrad de repetibilidad, el requerimiento se cumpliría si la repetibilidad del motor estuviese en, o por debajo de, dos pasos.

La repetibilidad de los motores empleados en LIRIS es de ± 1 paso, debido a que cuando se desactiva el motor (requerimiento también de EMIR, ver 3.2.1.4 Requerimientos térmicos) éste se queda en la posición de paso más próxima a su última posición. Unas veces consigue arrastrar a la rueda en este movimiento, otras veces no, pero en todo caso la repetibilidad de ± 2 pasos es perfectamente viable.

A título informativo, teniendo en cuenta la distancia estimada a priori de los elementos ópticos al centro de rotación de la rueda de grismas (175 mm), la

repetibilidad medida como desplazamiento tangencial aproximadamente lineal es igual a ± 15 micrómetros, es decir cada paso representa 15 micrómetros de desplazamiento del correspondiente grisma.

En el caso de la rueda de filtros, si se coloca a 220 mm el filtro, la repetibilidad asociada al paso del motor estaría en ± 19 micrómetros aproximadamente: cumple las especificaciones de manera holgada.

Queda con ello dado por viable el uso del mecanismo husillo–corona consistente en una corona de 360 dientes, un husillo de 1 filete y un motor paso a paso de 200 pasos por vuelta acoplado directamente al husillo.

En cuanto al sistema de posición de origen, se avanza que los sistemas empleados en LIRIS, y que serán comentados con más detalle en el próximo Apartado 3.3.3.4, permiten una repetibilidad de desplazamiento tangencial de 0.01 mm en la rueda [LIRIS 2001-1]; lo cual en el perímetro de 270 mm de radio de la rueda de grismas implicaría una repetibilidad de giro de aproximadamente 0.04 mrad, mejor que la especificación con un factor cuatro.

3.3.3. VIABILIDAD DEL USO DE MOTORES DE CRIOGENIA

Es necesario analizar la posibilidad de hacer funcionar la rueda con un motor de criogenia que ya haya sido probado con éxito anteriormente. Los motores con los que se tiene más experiencia en el IAC son los motores Phytron VSS 52, usados en LIRIS, por lo cual se realizará un cálculo básico que permita determinar si su uso es viable en las ruedas de EMIR.

3.3.3.1. Ecuaciones de comportamiento dinámico

La fórmula fundamental del comportamiento dinámico de las ruedas es aquella en la que se computa la pérdida de potencia en la transmisión husillo corona:

“Potencia real que alcanza la rueda igual a potencia entregada por la unidad motriz en el engrane, multiplicada por la eficiencia de la transmisión”

Es decir $M_{rueda} \cdot W_{rueda} = M_{husillo} \cdot W_{husillo} \cdot \eta$ o lo que es lo mismo

$$M_{husillo} = \frac{M_{rueda} \cdot \frac{W_{rueda}}{W_{husillo}}}{\eta} \quad [3.1]$$

Donde:

- M_{husillo} [N·m] es el par que entrega la unidad motriz en el punto de engrane.
- M_{rueda} [N·m] es el par que provoca el movimiento de la rueda.
- W_{rueda} , W_{husillo} [rad/s] son las velocidades angulares (respectivamente de la rueda y del husillo).
- η es la eficiencia de la transmisión (adimensional), ha sido calculada en LIRIS y es de un 20% aproximadamente ($\eta=0.2$); es debida fundamentalmente a la pérdida de energía por el rozamiento entre husillo y corona.

El par que es necesario para mover una rueda se descompone en:

- El par resistente fijo $M_{\text{resistente}}$ debido¹: al par resistente de los rodamientos, al par resistente del elemento de frenado (de existir éste), al par resistente que se genera al empujar la rueda los mecanismos de posicionado de los micro-interruptores y al par cíclico por estar el centro de gravedad de las partes móviles desplazado del eje de rotación.
- El par inercial $I_{\text{rueda}} \cdot \alpha_{\text{rueda}}$ que es resultante del multiplicar la inercia de las partes móviles I_{rueda} [kg·m²] por su aceleración angular α_{rueda} [rad/s²]. Este último término inercial puede ser positivo (cuando la rueda se acelera y por tanto el par que debe entregar el motor es mayor) o negativo (que tiende a mantener la rueda en movimiento).

$$M_{\text{rueda}} = M_{\text{resistente}} + I_{\text{rueda}} \cdot \alpha_{\text{rueda}} \quad [3.2]$$

Sabiendo que la relación de velocidades angulares entre rueda y husillo es de 1:360, es decir $i = 360$, se tiene (combinando las formulas [3.3.31] y [3.3.32])

$$M_{\text{husillo}} = \frac{(M_{\text{resistente}} + I_{\text{rueda}} \alpha_{\text{rueda}}) \cdot \frac{1}{i}}{\eta} \quad [3.3]$$

¹ Sólo los dos primeros términos son aproximadamente constantes, pero se considera, para hacer más conservadores los cálculos, que todos los términos incluidos los tres últimos (cíclicos) intervienen constantemente.

Siguiendo los criterios de cálculo de LIRIS y a falta de más datos se supone que el par resistente inherente al funcionamiento del husillo es, en principio, despreciable [LIRIS 2000-2].

También se sabe que la relación de velocidades angulares es igual a la relación entre aceleraciones angulares, por tanto $\alpha_{rueda} = \alpha_{motor}/i$, y con ello la fórmula general del par motor es (combinando la ecuación anterior con la [3.3]):

$$M_{motor} = M_{husillo} + I_{husillo} \cdot \alpha_{motor} = \frac{M_{resistente}}{i \cdot \eta} + \left(\frac{I_{rueda}}{i^2 \cdot \eta} + I_{husillo} \right) \cdot \alpha_{motor} \quad [3.4]$$

Donde M_{motor} es el par entregado por el motor, e $I_{husillo}$ es la inercia de las partes móviles de la unidad motriz (incluido el rotor del motor).

3.3.3.2. Comportamiento cinemático

Para poder tener un valor aproximado de las aceleraciones angulares que se necesitan, se supone que el movimiento de las ruedas va a tener un perfil trapezoidal y simétrico en la curva de velocidades angulares (ver Figura 3-8). Según los requerimientos el criterio más restrictivo es que hay que pasar de una posición a la adyacente en menos de 10 segundos (ver requerimientos en el Apartado 3.2.1.2). En el dimensionado preliminar del disco de la rueda de grismas se vio que en ningún caso entre una posición y la adyacente el espacio angular es mayor de 90°, por tanto se toma este valor como límite más conservador de movimiento entre posiciones adyacentes.

El movimiento partirá de velocidad nula, para acelerarse en una rampa de pendiente constante (aceleración angular constante); una vez alcanzada la velocidad máxima, se mantendrá ésta estable durante un cierto tiempo, para comenzar la rampa de frenado que se supondrá simétrica (misma aceleración que en el arranque, pero negativa hasta la parada final).

Por diseño la velocidad máxima de los motores Phytron es de 2000 Hz a paso completo (10.000 Hz a cinco micro-pasos¹ por paso): es decir 10 vueltas del motor por segundo, puesto que el motor tiene 200 pasos y por tanto 200 pulsos

¹ Los motores paso a paso permiten ser operados en modo “micro-paso” con varias divisiones posibles (2 micro-pasos por paso, 5 micro-pasos por paso). La electrónica del control excita más de una fase en el devanado del motor simultáneamente, modulando el voltaje aplicado a cada una, y permitiendo un movimiento más ‘suave’. 10.000 Hz en modo 5 micro-pasos por paso es la misma velocidad de giro que 2.000 Hz a ‘paso completo’.

por vuelta. La mínima aceleración que habría que emplear en una rampa trapezoidal simétrica sería la correspondiente a un segundo para no superar el tiempo límite de 10 segundos para cubrir un giro de la rueda de 90°. El razonamiento para llegar a este valor es el siguiente: si se pudiera alcanzar la velocidad de régimen en un tiempo despreciable, entonces se podría dar ¼ de vuelta de rueda (o sea 90 vueltas del motor) en 9 segundos. Si se emplea un segundo para acelerar, y otro para decelerar, y se invierten 8 segundos en movimiento a máxima velocidad, se consigue integrar el mismo área en la curva de velocidades (por lo tanto recorrer el mismo espacio angular).

En la gráfica de la Figura 3-8 se aprecia la curva de velocidad. Como se ha dicho ω_{max} será de 2000 Hz , o lo que es lo mismo 10 vueltas por segundo o 62.83 rad/s, $\omega_0=0$, $t_0=1$ segundo y $t_1 = 4$ segundos.

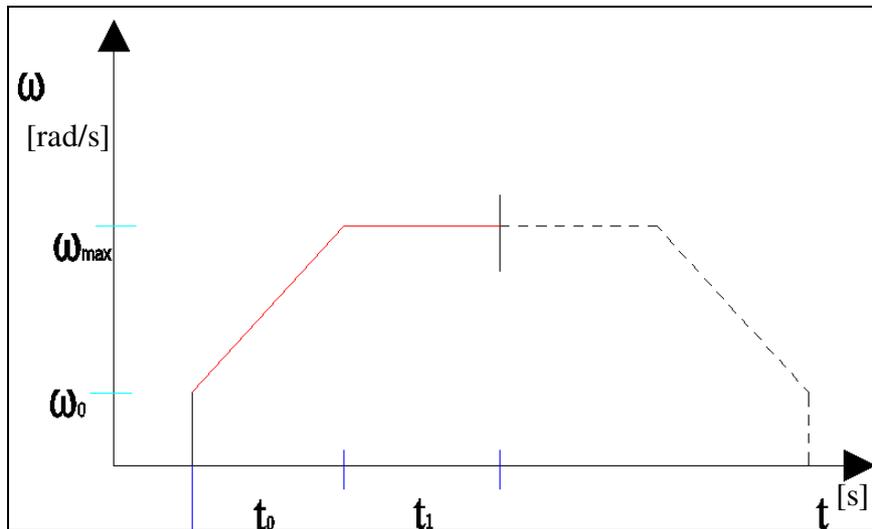


Figura 3-8 Curva de velocidad angular del movimiento típico de las ruedas.

El valor de la aceleración angular del motor necesaria para operar la rueda de grismas es de

$$\alpha_{motor} = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{62.83 \frac{rad}{s} - 0}{1s} \approx 63 \frac{rad}{s^2} \quad [3.5]$$

En cuanto a la rueda de filtros, dado que existen en total 16 posiciones en vez de cuatro y que el tiempo para pasar de una posición a la adyacente es el

mismo que para la rueda de grismas (10 segundos, requerimiento según 3.2.2.2), se tiene un requerimiento de aceleración cuatro veces menor.

3.3.3.3. Cálculo del par resistente mínimo para evitar pérdida de contacto en la transmisión

Existe un nivel de frenado mínimo necesario para las ruedas. Ello es debido a que entre los dientes de la corona y el diente helicoidal del husillo existen holguras: si la rueda sigue girando una vez que el motor ha alcanzado velocidad cero, la posición final de la rueda no será precisa ni repetitiva. Se parará como mucho en el punto en el que los dientes de rueda y husillo vuelvan a tocarse, pero la posición final es indefinida a priori.

Además, la experiencia de la rueda de la cámara de LIRIS enseña que no debe permitirse en ningún momento una pérdida de contacto entre el husillo y el dentado de la corona: si esto se produce, se generan vibraciones violentas.

Por tanto se impone una condición a cumplir: en todo momento el motor debe encontrar una resistencia por parte de la rueda que permita un contacto permanente de los dientes de husillo y corona en el flanco de empuje.

Si la deceleración del motor es α_{motor} , la deceleración de la rueda es α_{motor}/i debido a la relación de transmisión del engranaje. El par resistente mínimo para que se produzca ese frenado será el que neutralice la inercia de la rueda:

$$M_{\text{resistente mínimo}} = I_{\text{rueda}} \cdot \alpha_{\text{deceleración motor}} / i \quad [3.6]$$

La deceleración del motor es idéntica en valor absoluto a la aceleración ya calculada en [3.5].

La inercia de la rueda de grismas $I_{\text{rueda grismas}}$ es:

$$I_{\text{rueda rueda}} = I_{\text{disco grismas}} + I_{\text{grismas}} \quad [3.7]$$

Donde se ha supuesto:

- Que las dimensiones del disco son de 540 mm de diámetro, unos 25 mm de espesor (sin eliminar los huecos correspondientes a los grismas y a las aperturas libres como criterio conservador) y fabricado en aleación de aluminio Al 6061T6. Siguiendo el diseño preliminar de la Figura 3-5 se tiene una masa de 8 kg (calculado por el programa de diseño 3D, Pro Engineer, y verificado con la formulación siguiente).

$$I_{\text{disco grismas}} = 1/2 \cdot m_{\text{disco}} \cdot r_{\text{disco}}^2 = 1/2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot e \cdot r_{\text{disco}}^4 \quad [3.8]$$

Donde

- m_{disco} [kg] es la masa del disco.
 - r_{disco} [m] es su radio.
 - ρ es la densidad del Al 6061T6 ($2.73 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$)
 - e [m] es el espesor del disco.
- Que los cuatro grismas son iguales y con una masa m_{grismas} de 9 kg cada uno, dispuestos a 175 mm del centro de giro de la rueda ($r_{\text{posicionado}}$).

$$I_{\text{grismas}} = 4 \cdot (m_{\text{grismas}} \cdot r_{\text{posicionado}}^2) \quad [3.9]$$

Resolviendo [3.7], [3.8] y [3.9] resulta:

$$I_{\text{rueda grismas}} \approx 1.3 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

Y resolviendo la ecuación [3.6] con los datos conocidos resulta:

$$M_{\text{resistente mínimo grismas}} = 227 \text{ mN} \cdot \text{m}$$

En cuanto a la rueda de filtros, los componentes ópticos están fabricados en sílice que es de una densidad ligeramente inferior a la del aluminio (2.2 frente a 2.73 kg/m^3 del metal); se computa de manera conservadora la inercia como la correspondiente a un disco uniforme de 8 mm de espesor y 540 mm de diámetro en Al 6061T6 (anticipando que los simuladores de filtros serán de aluminio). Con la ecuación [3.8] se obtiene:

$$I_{\text{disco filtros}} = 0.06 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

Usando la ecuación [3.6] se llega a un:

$$M_{\text{resistente mínimo filtros}} = 11 \text{ mN} \cdot \text{m}$$

Como puede verse la diferencia entre ambas ruedas es notable, y se debe fundamentalmente a la elevada inercia generada por los grismas.

3.3.3.4. Par resistente y de empuje debido a la activación de los micro-interruptores

Si se implementa un sistema similar al de los micro-interruptores de LIRIS para el control de posición de las ruedas, se introducirá un par resistente en cada activación de los mismos, que el motor debe vencer; y se generará un par de empuje posterior, tal y como se explica a continuación.

En la Figura 3-9 se puede ver el esquema del montaje de mecanismo del micro-interruptor, tal y como fue diseñado por el UKATC como concepto preliminar para LIRIS:

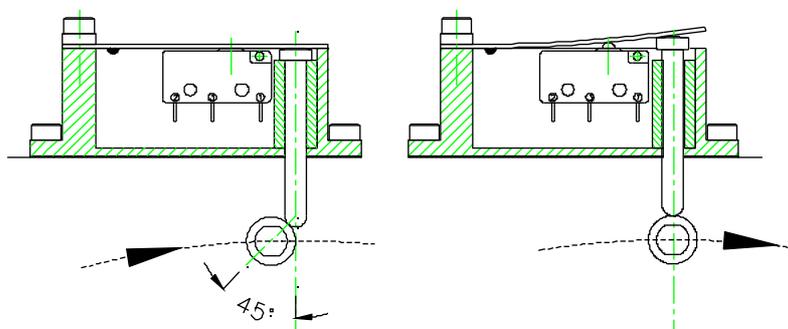


Figura 3-9 Esquema funcional del micro-interruptor de LIRIS [LIRIS 2000-1]

El sistema del micro-interruptor va acoplado en la carcasa de la rueda, de manera que el vástago se interpone en la trayectoria de un rodamiento solidario al disco de la rueda. Al girar el disco, el rodamiento y el vástago entran en contacto, y éste se retira, guiado por el tubo (Vespel SP3) en el que va insertado. Al desplazarse empuja un resorte plano (fibra de vidrio G10), que a su vez deja de presionar el micro-interruptor, y así se cierra el circuito electrónico de control de origen. El disco sigue girando hasta que el rodamiento pasa completamente, y el vástago vuelve a su posición original (empujando a la rueda por efecto del muelle plano que vuelve a pulsar el micro-interruptor). En esta secuencia, hay dos señales que pueden ser utilizadas como origen: la apertura del circuito electrónico en el punto en el que el interruptor se libera; y el cierre en el punto en el que vuelve a la posición de pulsado. En el descenso del vástago es éste el que empuja la rueda, y es necesario asegurar que el par resistente de la rueda no se vea anulado por dicho empuje.

Es decir suponiendo que igual que en LIRIS el rodamiento de activación esté en la periferia, y que el ángulo de contacto inicial es de 45° como se muestra en la Figura 3-9, habrá que introducir un par de frenado mínimo de:

$$M_{\text{empuje micro-interruptores}} = F_{\text{activación}} \cdot r_{\text{contacto del rodillo}} \quad [3.10]$$

- La fuerza de activación $F_{\text{activación}}$ del vástago es de 4 N en LIRIS según la referencia [LIRIS 2001-1]
- El radio de contacto $r_{\text{contacto del rodillo}}$ es de 270 mm como mucho, es el radio previsto para los discos de ambas ruedas en EMIR.

El resultado es de aproximadamente 1000 mN·m de par necesario para la activación, y de empuje provocado por el sistema del micro-interruptor en la bajada.

3.3.3.5. Par resistente debido al desequilibrado no corregible de la rueda

Un factor adicional a tener en cuenta es la desviación respecto al eje de giro del centro de gravedad de las partes móviles de las ruedas.

Suponiendo que la rueda de grismas en total tiene una masa de aproximadamente 44 kg (4 grismas de 9 kg, más 8 kg extra en el disco) y que se puede por diseño ajustar el equilibrado con una precisión de 1 mm (estimativo), el par debido al desequilibrado de la rueda sería de 440 mN·m aproximadamente.

En cuanto a la rueda de filtros, se supone que el desequilibrado de 1 mm sólo afecta a una masa total de 5 kg (correspondiente a un disco de 540 mm de diámetro, 8 mm de espesor en aleación de aluminio según el diseño de la Figura 3-6): es decir un par aproximado de 50 mN·m.

Puesto que el instrumento EMIR rota respecto a un eje paralelo al de las ruedas, el par debido al desequilibrado de las mismas puede actuar tanto en el sentido de giro como en el contrario. Habrá que tener en cuenta dicha incertidumbre aumentando el par resistente de la rueda ya sea en el sistema de rodamientos (aumentando a propósito la precarga de los mismos) o bien usando un sistema de freno.

3.3.3.6. Cómputo final y cálculo del par motor necesario

Existen dos escenarios para cada rueda:

Rueda de Grismas

- Mínimo par resistente: al menos debe ser de 227 mN·m. Por tanto cuando el micro-interruptor baje la rampa y la gravedad contribuya al giro, la rueda debería contar con un freno que aporte 227 mN·m + 1000 mN·m + 440 mN·m = 1667 mN·m. En previsión de las incertidumbres asociadas al diseño de la rueda de grismas, por seguridad se toma un par de freno mayorado , 2000 mN·m.
- Máximo par resistente: con la rueda frenada esos 2000 mN·m de manera continua, y teniendo que vencer además al micro-interruptor y el desequilibrado, el par total que ofrece la rueda es de 2000 mN·m + 1000 mN·m + 440 mN·m ≈ 3500 mN·m. Es decir una fuerza tangencial de unos 13 N aplicados en el perímetro de la rueda (a 270 mm del centro).

De LIRIS se extrae el dato de la inercia del husillo $I_{\text{husillo}} = 12 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$ y del rotor del motor, $17 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$, redondeando la suma de ambos a $30 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$ y según la fórmula [3.4]:

$$M_{\text{motor}} = \frac{3500 \text{ mN}\cdot\text{m}}{360 \cdot 0.2} + \left(\frac{1.3 \cdot 10^6 \text{ kgmm}^2}{360^2 \cdot 0.2} + 30 \text{ kgmm}^2 \right) \cdot 63 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$M_{\text{motor}} = 48 \text{ mN}\cdot\text{m} + (80 \text{ kgmm}^2) \cdot 63 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad [3.11]$$

$$M_{\text{motor máximo grismas}} = 53 \text{ mN}\cdot\text{m}$$

En las fórmulas anteriores se puede observar que:

- La contribución del par resistente es mucho mayor (un orden de magnitud mayor) que el par debido a la inercia de las partes móviles.
- La contribución de la inercia de la rueda es parecida a la del husillo, porque la reducción de 360:1 disminuye mucho la inercia de la rueda que 've' el motor.

Rueda de filtros

- a) Mínimo par resistente: al menos debe ser de 11 mN·m. Por tanto cuando el micro-interruptor baje la rampa y la gravedad contribuya al giro, la rueda debería contar con un freno que aporte 11 mN·m + 50 mN·m + 1000 mN·m ≈ 1060 mN·m. La contribución de los micro-interruptores es mucho mayor que la del resto de sumandos, lo que lleva a la conclusión de que, ya que la rueda de filtros no necesita la misma precisión que la de los grismas, conviene reducir el radio de activación del rodillo.
- b) Máximo par resistente: con la rueda frenada esos 1060 mN·m de manera continua, y teniendo que vencer además el micro-interruptor y el desequilibrado, el par total que ofrece la rueda es de 1060 mN·m + 25 mN·m + 1000 mN·m ≈ 2090 mN·m. Es decir una fuerza tangencial de unos 8 N aplicados en el perímetro de la rueda (a 270 mm del centro).

Actualizando este valor en la fórmula del par necesario en el motor [3.4]:

$$M_{motor} = \frac{2090 \text{ mN}\cdot\text{m}}{360 \cdot 0.2} + \left(\frac{0.06 \cdot 10^6 \text{ kgmm}^2}{360^2 \cdot 0.2} + 30 \text{ kgmm}^2 \right) \cdot 63 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$M_{motor} = 30 \text{ mN}\cdot\text{m} + (32 \text{ kgmm}^2) \cdot 63 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad [3.12]$$

$$M_{\text{motor máximo filtros}} = 32 \text{ mN}\cdot\text{m}$$

Para esta rueda:

- La contribución del par resistente también es un orden de magnitud mayor que el par debido a la inercia de las partes móviles.
- Se puede minimizar el par motor necesario si se disminuye la distancia a la que opera el micro-interruptor. De hecho en LIRIS el rodillo que activa el micro-interruptor no está en la periferia de la rueda sino a 100 mm del centro, por lo que el par introducido en la activación es la mitad del previsto en los cálculos anteriores para la rueda de filtros de EMIR.
- La contribución de la inercia de la rueda es un orden menor que la del husillo, porque la reducción de 360:1 disminuye mucho una inercia ya de por sí pequeña, al ser la rueda y la óptica que porta muy livianas.

La gráfica de la Figura 3-10 muestra la curva de par del motor VSS 52 funcionando a ‘medio paso’ (dos micro-pasos por paso). El fabricante recomienda que de manera preventiva para optimizar la vida del motor sólo se emplee el 60% del par máximo disponible a la velocidad de régimen, es decir el 60% de 260 mN·m, 156 mN·m. El factor de seguridad es de 3 en la rueda de grismas y más de 5 en la de filtros.

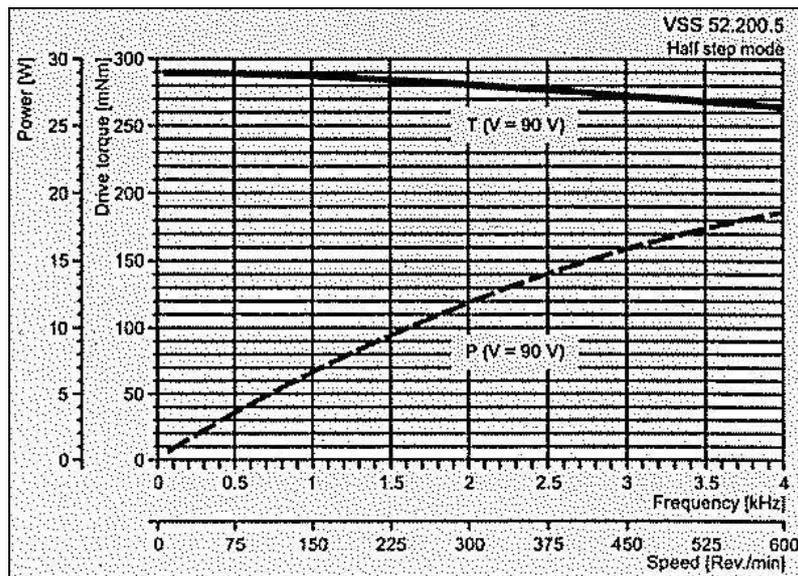


Figura 3-10 Prestaciones del motor VSS 52 de Phytron [PHYTRON 2012].

Otro factor a tener en cuenta es que el fabricante recomienda que la inercia de la carga a mover no sea superior a 20 veces la inercia del motor [PHYTRON 2012]. En la rueda de grismas la inercia total del sistema mecánico visto por el motor es de $62 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$ ($50 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$ del disco y los grismas, más $12 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$ del husillo) mientras que el rotor del motor tiene una inercia de $17 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$; es decir según este criterio el motor VSS 52 seguiría siendo válido.

Sobre este motor en principio no se tienen dudas de su funcionalidad ya que en LIRIS está dando resultados satisfactorios. Pero se desconoce es el par que entrega en condiciones de frío y vacío, que nunca se midió en LIRIS. Las gráficas como la de la Figura 3-10 tienen datos registrados a temperatura ambiente, no a temperatura criogénica (según el propio fabricante). Si los valores aportados por el fabricante no fuesen válidos a temperaturas

criogénicas, es posible que el motor se quedase corto para mover la rueda de grismas, que es el componente donde se concentran mayores incertidumbres.

Se propone la construcción de un banco de pruebas criogénico para los motores VSS 52 y VSS 57 de la casa Phytron. El motor VSS 57 nunca se ha probado en el IAC. Para validar el mismo podría emplearse el mismo banco que para el VSS 52, pues sus tamaños son parecidos, y así se tendría una alternativa, de no ser suficiente el VSS 52.

El banco de pruebas de motores que se propone permitirá registrar su comportamiento a diversos regímenes de par y velocidad. Los datos resultantes permitirán elegir uno u otro, o en su defecto determinar la necesidad de un motor más potente.

3.3.4. VIABILIDAD DEL SISTEMA DE MICRO-INTERRUPTORES

La repetibilidad del punto de activación de los micro-interruptores de LIRIS es de 0.01 mm (medidos en la dirección del movimiento del vástago, es decir en dirección radial respecto a la rueda) [LIRIS 2001-2]. En el caso de ser empujado el activador del micro-interruptor con una rampa de 45°, ello supone que a esos 10 micrómetros les corresponde un recorrido tangencial también de 10 micrómetros, aproximadamente. Para que se cumpla la especificación más restrictiva (rueda de grismas de EMIR) se requiere que el punto de activación esté a una distancia de $0.01/0.00017 \text{ rad} = 58 \text{ mm}$. Ya que se colocaría el punto de activación en el perímetro de la rueda (de radio 270 mm), hay un margen más que suficiente para usar este sistema.

Los micro-interruptores de LIRIS tienen la desventaja de que, tal y como ocurrió en las pruebas de este instrumento, existe la probabilidad de que si el mecanismo se bloquea, la rueda sufre un impacto súbito [LIRIS 2001-3].

Es conveniente desarrollar un prototipo de actuadores que sea más fiable, pues esta posibilidad de parada súbita no es admisible en EMIR: paralelamente al diseño de la mecánica de las ruedas de grismas y de filtros, se fue desarrollando en EMIR un concepto de la montura de los grismas. Desde un principio se vio que la sujeción de los cristales (Figura 3-3) se veía comprometida por su gran tamaño y por el escaso margen de espacio disponible para sujetarlos. Además, deben sujetarse por un sistema flexible que permita las contracciones diferenciales de los materiales ópticos respecto a la montura. La solución, un sistema de láminas flexibles, es muy sensible a

choques y vibraciones, dado que los cristales se sujetan por pura fricción con las láminas y pueden desalinearse si se someten a aceleraciones (se estima el límite admisible en 20 m/s^2 , aproximadamente dos veces la aceleración de la gravedad).

Se estudiará la posibilidad de que el sistema de actuación del micro-interruptor sea de múltiple activación (es decir que se actúe más de una vez por giro de la rueda, idealmente una vez por elemento óptico) y que en cada punto de activación el sistema de control sepa identificar dicho punto y distinguirlo del resto. Es por tanto necesario desarrollar un prototipo para activadores de micro-interruptor mejorados. Y comprobar que tienen la repetibilidad necesaria para cumplir las especificaciones de repetibilidad de las ruedas.

3.3.5. VIABILIDAD DEL SISTEMA DE RODAMIENTOS PRINCIPALES

Hay tres aspectos muy importantes relativos a los rodamientos: la precisión, la disponibilidad, y la posibilidad de usarlos como freno por medio de su precarga.

3.3.5.1. Precisión de los rodamientos

Las especificaciones de repetibilidad en el eje X y en el eje Y ($\pm 0.3 \text{ mrad}$ y $\pm 0.2 \text{ mrad}$ respectivamente) dependen fundamentalmente del error de cabeceo no repetitivo de los rodamientos, ya que los juegos entre piezas que soportan la rueda serán nulos por su propio diseño.

Existen datos del comportamiento de la rueda de entrada de LIRIS [LIRIS 2001-4] de los cuales se puede extraer información del nivel de cabeceo de sus rodamientos.

Se conoce la oscilación vertical de la rueda en los puntos de colocación de los elementos ópticos; se le ha sustraído la oscilación debida a los errores de planicidad de la propia rueda.

Teniendo en cuenta la posición radial de los puntos de medida (a 160 mm del centro de la rueda), y traduciendo las lecturas de desplazamiento vertical (amplitud máxima de $\pm 8 \text{ micrómetros}$ según la Figura 3-11) a oscilaciones angulares del plano medio de la rueda, se obtiene un cabeceo entorno a X e Y de aproximadamente $\pm 0.05 \text{ mrad}$.

Por tanto la especificación más restrictiva (± 0.2 mrad) es alcanzable y es viable el uso de rodamientos de precisión en dúplex, tal como se emplearon en LIRIS.

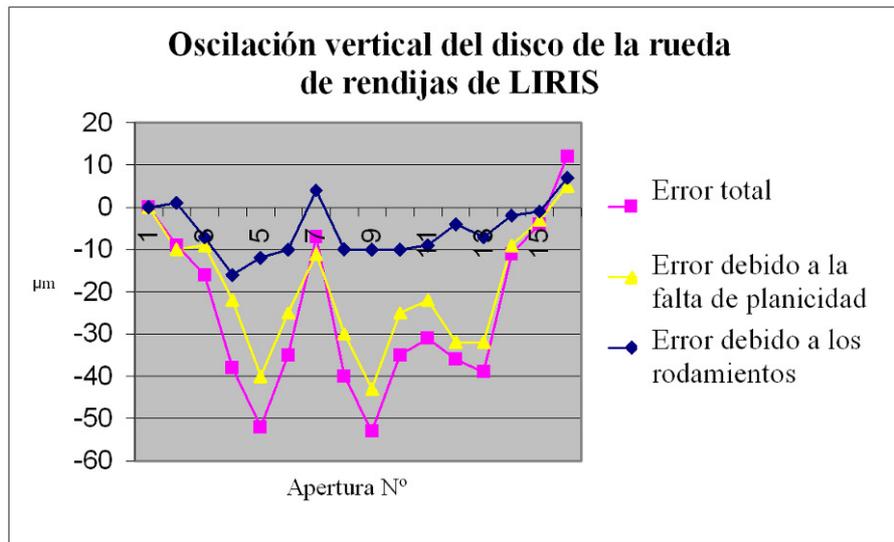


Figura 3-11 Oscilación vertical del disco de la rueda de rendijas de LIRIS. Componente total (magenta), error de planicidad del disco (amarillo), error asociado a los rodamientos (azul).

3.3.5.2. Disponibilidad de los rodamientos

Los rodamientos principales de las ruedas de LIRIS, además de su elevado coste y alto tiempo de entrega, sólo son suministrados por un proveedor en el mundo. Durante el desarrollo de LIRIS no se encontraron alternativas a estos rodamientos, y pese a que se hicieron pruebas con rodamientos comerciales modificados en el IAC, no se pudieron validar los mismos.

En línea con la recopilación de información que se hizo en el Capítulo 2, se propone ampliar el conocimiento en el IAC por medio de:

- 1º La realización de un estudio de mercado que permita identificar fuentes alternativas de rodamientos para criogenia, a ser posible de precio asequible y no limitados a un único proveedor en el mundo.

2° Una investigación de cómo funcionan los procedimientos usados en otros instrumentos para transformar rodamientos comerciales en aptos para criogenia, realizando los procedimientos en el IAC.

3.3.5.3. Capacidad para generar par resistente en los rodamientos

Comparando los 2000 mN·m de par resistente mínimo que se requieren en la rueda de grismas con los 1060 mN·m que se requieren en la rueda de filtros pero que pueden rebajarse en un factor considerable acercando el micro-interruptor al eje de giro, se ve que hay una diferencia notable: en el caso de la rueda de filtros, igual que en LIRIS, podría ser suficiente el par resistente de los rodamientos para retener la rueda. Para ello basta con precargar los rodamientos, aumentando su rigidez y el par resistente, incrementando así la compresión de las bolas contra las pistas. Pero en el caso de la rueda de grismas, existe la incógnita de si los rodamientos podrán precargarse tanto. Y si el nivel de precarga conseguido se podrá mantener en el paso de condiciones ambientales a condiciones criogénicas.

En el peor de los casos, si no hubiese más remedio que implementar un freno continuo para conseguir los pares resistentes, se podría utilizar Vespel SP3 por lo que en principio hay garantías de que la construcción de la rueda de grismas es factible.

3.3.6. ESPECIFICACIONES DE COMPORTAMIENTO TÉRMICO Y ESTABILIDAD GRAVITATORIA

Para garantizar que el tiempo máximo de enfriamiento hasta temperatura nominal se cumple, sería necesario calcular la capacidad calorífica de las piezas de las ruedas, y la conductividad de sus estructuras mecánicas. Es decir, sería necesario tener diseñadas las ruedas a un nivel preliminar, diseño que no está disponible a este nivel de estudio de viabilidad.

En todo caso, con la experiencia que se tiene de LIRIS se puede dar por viable el tiempo de enfriamiento de la rueda de filtros de manera directa. Es de un tamaño parecido al de la rueda de entrada de LIRIS y los tiempos de enfriamiento de ésta (entorno a las 17 horas [LIRIS 2001-5]) están bastante por debajo de los tiempos indicados para EMIR (96 horas).

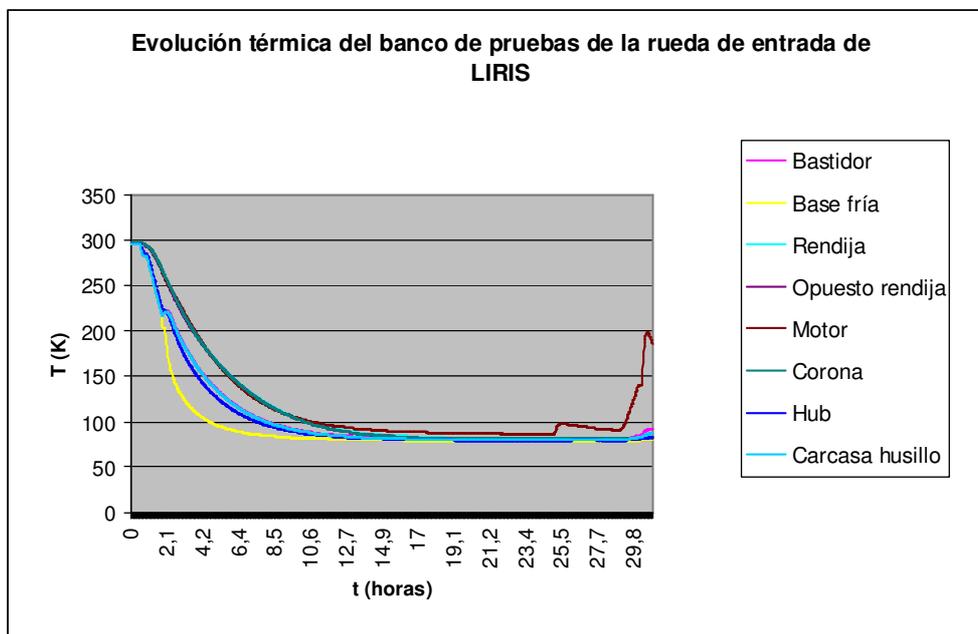


Figura 3-12 Evolución térmica de la rueda de entrada de LIRIS en el transitorio desde temperatura ambiente [LIRIS 2001-5].

En cambio, para la rueda de grismas a nivel de estudio de viabilidad sólo es posible concretar que es necesario un diseño preliminar para poder estudiar el comportamiento térmico de la rueda. No es posible un cálculo estimativo.

De la misma forma, garantizar el cumplimiento de las especificaciones de estabilidad gravitatoria de la rueda de grismas implica análisis estructurales del sistema de soporte de los grismas: la rueda, los rodamientos, y la bancada de soporte que se ancle al banco óptico. Elementos aún sin definir.

No obstante estudiando la especificación más restrictiva (± 0.06 mrad de cabeceo entorno al eje Y, ver 3.2.1.2) se puede valorar la complejidad de alcanzar los valores prescritos. Para ello se ha elaborado un esquema de estructura básica que se muestra en la Figura 3-13.

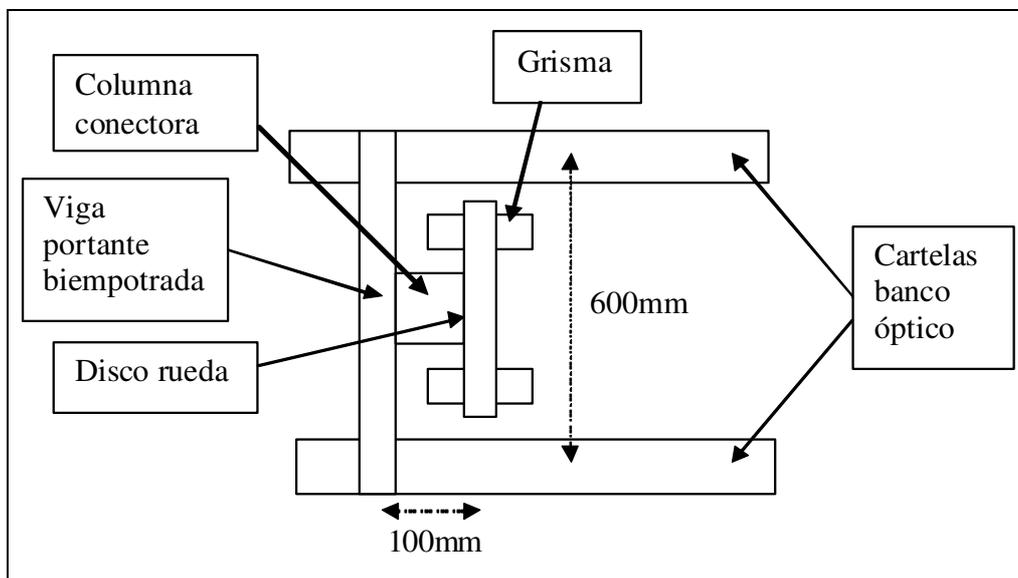


Figura 3-13 Diagrama de la estructura soporte de la rueda de grismas (vista en planta, el vector gravedad actuaría en el centro geométrico del disco de la rueda y en dirección perpendicular al papel, sentido entrante).

Se estima que la masa de las partes móviles de la rueda (grismas y disco) es de 44 kg; se supone que esta masa va a ser soportada por una viga, de sección cuadrada en principio, atornillada a las cartelas del banco óptico. La columna conectora entre la rueda y la viga mediría 100 mm y sería de sección lo suficientemente grande como para que su deflexión no sea necesario tenerla en cuenta; el centro de gravedad de las partes móviles iría en el plano de simetría de los rodamientos soporte, por tanto la flexión de los rodamientos (que serían de tipo dúplex con una gran rigidez a torsión) será mínima. Los grismas, a su vez, irían colocados en la rueda de manera que su centro de gravedad estaría en el plano central del disco, con lo que no generarían deformaciones del mismo. En conclusión, la torsión de la viga sería el factor representativo de la deformación de la estructura.

Entonces la fórmula [3.13] [ROARK'S 2002] dicta que la inclinación límite de ± 0.06 mrad podría obtenerse con una viga de sección cuadrada de Al 6061 T6 de 58 mm de lado, como se demuestra a continuación.

$$\theta = \frac{M \cdot L}{K \cdot G} \quad [3.13]$$

Donde:

- La torsión θ [rad], es en este caso 0.06 mrad.
- M [N·m] es el par torsor, que en el caso estudiado sería la mitad del par total de $440 \text{ N} \cdot 100 \text{ mm}$, es decir $22 \text{ N} \cdot \text{m}$ (la mitad por simetría de la viga).
- L [m] es la longitud del vano sometido a torsión, es decir 300 mm.
- K [m^4] es un parámetro geométrico dependiente de la sección de la viga, para una sección cuadrada $K = 2.25 \cdot a^4$ donde “a” es el semi-lado del cuadrado.
- G [Pa] es la rigidez a torsión del material de la viga, para el Al 6061T6 serían 69 GPa.

El resultado despejando la variable “a” de la fórmula es que con viga cuadrada de 58 mm de lado basta para cumplir la especificación de estabilidad gravitatoria en el caso de la rueda de grismas. Es perfectamente factible a nivel de envolvente dimensional.

La conclusión en cuanto a especificaciones de comportamiento térmico y de deflexión gravitatoria es que en la rueda de filtros la viabilidad está garantizada, y sólo en el caso del comportamiento térmico de la rueda de grismas es necesario un estudio más detallado que requiere un diseño preliminar previo de la rueda.

3.3.7. MATRICES DE CUMPLIMIENTO A NIVEL DE ESTUDIO DE VIABILIDAD

Para resumir el presente capítulo es muy útil reflejar los resultados de los análisis de viabilidad en una tabla que muestre las especificaciones y su grado de previsible cumplimiento. Es lo que se muestra en las siguientes matrices de cumplimiento (Tabla 3-1 y Tabla 3-2).

3. ESPECIFICACIONES Y ESTUDIO DE VIABILIDAD

3.3.7.1. Matriz de cumplimiento de especificaciones de la rueda de grismas

Código	Descripción abreviada	Comentarios	Viabilidad
5.2.1	El mecanismo consistirá en una rueda	Por sencillez, envolvente dimensional reducida, experiencia.	Sí
5.2.2	La rueda soporta los grismas, posicionándolos y bloqueándolos en el haz, estableciendo la interfase térmica y estructural.	Sin comentarios.	Sí
5.2.3	Selección motorizada y mecanismos de inserción y retirada.	Se consigue con una corona dentada, actuada por un husillo movido por un motor paso a paso; el sistema de control cuenta pasos a partir de una posición de origen marcada por un micro-interruptor.	Sí
5.2.4	Se proporcionarán simuladores mecánicos de los grismas.	Sin comentarios.	Sí
5.2.5	Actuación remota.	Con el sistema de control sobre motor e interruptor.	Sí
5.2.6	Posición de bloqueo.	Irán en la rueda de filtros.	Sí
5.2.7	Bloqueo en desconexión.	Para ello se deberá calibrar un par resistente mínimo que estabilice la rueda mientras el motor está apagado; se ha estudiado el valor de dicho par, que deberá ser generado bien por la precarga de los rodamientos, o por un freno externo (por definir).	Sí
5.2.9	Cuatro grismas y una apertura libre.	Cuatro grismas y dos aperturas libres para hacer el disco simétrico	Sí
5.3.1	Estabilidad gravitatoria en X.	El requerimiento en Y es más restrictivo, y si se cumple, se cumple automáticamente en X por estar el disco contenido en el plano XY.	Sí
5.3.2	Estabilidad gravitatoria en Y ± 0.06 mrad.	Se cumple con una estructura de viga sencilla, y el correcto posicionamiento de las masas en el plano medio de la rueda, y del conjunto de las masas rotantes en el plano de los rodamientos.	Sí

3. ESPECIFICACIONES Y ESTUDIO DE VIABILIDAD

5.3.3	Repetibilidad en giro entorno a X.	El requerimiento en Y es más restrictivo, y si se cumple, se cumple automáticamente en X por estar el disco contenido en el plano XY.	Sí
5.3.4	Repetibilidad en giro entorno a Y ± 0.2 mrad.	Unos rodamientos como los de la ruedas de LIRIS bastarían para cumplir este requerimiento (los rodamientos introducen el cabeceo, el resto de componentes no tienen juego no repetitivo y las flexiones de origen gravitatorio están consideradas en 5.3.1 y 5.3.2).	Sí
5.3.5	Repetibilidad en giro entorno a Z ± 0.17 mrad.	Se consigue con una corona de 360 dientes, husillo de 1 filete, motor paso a paso de 200 pasos por vuelta, interruptor de origen de repetibilidad similar al de LIRIS (0.01 mm activación radial).	Sí
5.3.6	Alineado de la rueda en el banco óptico mejor que 0.17 mrad.	Se consigue mediante topes de posicionado mecanizados a medida.	Sí
5.3.7	Cambio entre posiciones adyacentes en menos de 10 segundos.	Se cumple usando un motor VSS 52 de Phytron y rampas de velocidad trapezoidales de 1 segundo de aceleración y 600 rpm de velocidad de régimen.	Sí
5.3.8	Reconfiguración en menos de 2 minutos.	La especificación anterior garantiza que cualquier grisma pueda ser colocado en el haz en, como mucho, 30 segundos.	Sí
5.3.9	Inicialización en menos de 3 minutos.	Mecánicamente implica dar una vuelta completa de la rueda para encontrar la referencia de origen, esto puede hacerse en 40 segundos desde cualquier posición.	Sí

3. ESPECIFICACIONES Y ESTUDIO DE VIABILIDAD

5.3.11	Rango de movimiento ilimitado.	La rueda no tiene topes al giro, ni limitaciones al ángulo girado. No obstante de cara al enfriamiento del sistema, eliminar este requerimiento facilitaría introducir mallas flexibles de cobre.	Sí
5.4.3	Masa menor de 125 kg.	La masa móvil se estima en 44 kg incluidos los grismas; la estructura portante más sencilla (viga cuadrada de 600 mm y 58 mm de lado, Al 6061T6) aportaría menos de 6 kg; total 50 kg. Hay margen más que suficiente para un carenado, motor y husillo, interruptores y tornillería.	Sí
5.5.2	No introducir calor durante observaciones.	El par resistente de la rueda permite apagar el motor una vez la rueda está en posición, así éste no introduce calor al sistema criogénico.	Sí
5.5.3	Enfriamiento del grisma desde T ^a ambiente hasta 160 K en menos de 96 horas.	Se necesita un diseño preliminar para estudiarlo.	Pendiente
5.5.4	Calentamiento en menos de 48 horas.	Se necesita un diseño preliminar para estudiarlo.	Pendiente
5.6.3	Montaje y desmontaje de los grismas sin sacar la rueda de EMIR.	Se diseñará un sistema de montaje sencillo que mantenga la repetibilidad por medio de topes de posicionado. El carenado llevará una tapa de apertura fácil.	Sí
5.7.1	Al 6061T6 donde sea posible.	Este material tiene las propiedades de rigidez estructural y conductividad térmica compatibles con los conceptos empleados en el estudio de viabilidad.	Sí
5.8.1	Temperatura nominal de trabajo 77 K.	Se emplearán materiales / componentes mecánicos / lubricación compatibles con criogenia.	Sí

3. ESPECIFICACIONES Y ESTUDIO DE VIABILIDAD

5.8.2	Alto vacío 10 ⁻⁶ mbar.	Se elegirán materiales compatibles a nivel de desgasificación, se diseñará siguiendo prácticas adecuadas para evitar embolsamiento de aire en zonas cerradas.	Sí
5.8.3	Componentes estándares, comerciales y bien probados donde sea factible.	Se seguirá este criterio.	Sí
5.10.1	Pintado en Nextel negro como 1 ^a opción, o anodizado en negro como 2 ^a .	Se seguirá este criterio, hay experiencia e infraestructura en el IAC para aplicar estos tratamientos.	Sí
5.11.1	3000 vueltas al año, 10 horas de actividad por jornada, 300 noches al año.	Se emplearán tratamientos de lubricación que garanticen esta especificación, y componentes mecánicos que soporten esa vida útil.	Sí
5.11.2	Vida útil 10 años	Se elegirán componentes compatibles con esta duración.	Sí
5.13.1	El instrumento puede girar 360° en Z	El diseño se hará de tal manera que por simetría, correcta distribución de masas y par de frenado adecuado se mantengan las prestaciones en cualquier orientación del instrumento.	Sí

Tabla 3-1 Matriz de cumplimiento de la rueda de grismas.

3.3.7.2. Matriz de cumplimiento de especificaciones de la rueda de filtros

Código	Descripción abreviada	Comentarios	Viabilidad
5.2.1	El mecanismo consistirá en una rueda.	Sin comentarios.	Sí
5.2.2	La rueda soporta los filtros, posicionándolos y bloqueándolos en el haz, estableciendo interfase térmica y estructural.	Sin comentarios.	Sí

3. ESPECIFICACIONES Y ESTUDIO DE VIABILIDAD

5.2.3	Selección motorizada y mecanismos de inserción y retirada.	Sistema idéntico al de la rueda de grismas.	Sí
5.2.4	Se proporcionarán simuladores mecánicos de los filtros.	Sin comentarios.	Sí
5.2.5	Actuación remota.	Sistema idéntico al de la rueda de grismas.	Sí
5.2.7	Bloqueo en desconexión.	Igual que en la rueda de grismas, con la garantía de que ya se ha hecho en LIRIS para ruedas de tamaño y características similares.	Sí
5.2.8	Mínimo 7 filtros, una posición abierta y una cerrada.	14 filtros, una posición abierta y una cerrada.	Sí
5.3.1	Cambio entre posiciones adyacentes en menos de 10 segundos.	Con un sistema idéntico al de la rueda de grismas se puede conseguir en 2.5 segundos.	Sí
5.3.2	Reconfiguración en menos de 2 minutos.	La posición más lejana (a 180°) puede alcanzarse en 20 segundos usando el mismo sistema mecánico que en la rueda de grismas.	Sí
5.3.3	Inicialización en menos de 3 minutos.	Mecánicamente implica dar una vuelta completa de la rueda para encontrar la referencia de origen, esto puede hacerse en 40 segundos desde cualquier posición.	Sí
5.4.3	Masa menor de 125 kg.	La masa móvil se estima en 5 kg incluidos los filtros, y la estructura portante será aún más ligera que la de la rueda de grismas.	Sí
5.4.8	No se admite viñeteado (obstrucción del haz óptico).	Con la resolución inherente al uso del mismo sistema motriz que el de la rueda de grismas, se pueden conseguir movimientos incrementales de 19 micrómetros (tangenciales), más que suficientes para centrar correctamente los filtros y que no haya partes opacas que obstruyan el haz.	Sí
5.5.2	No introducir calor durante observaciones.	El par resistente de la rueda permite apagar el motor una vez la rueda está en posición.	Sí

3. ESPECIFICACIONES Y ESTUDIO DE VIABILIDAD

5.5.3	Enfriamiento del filtro desde Tª ambiente hasta 130 K en menos de 96 horas.	En LIRIS se consigue alcanzar 77 K en 17 horas para una rueda de características similares (la rueda de entrada)	Sí
5.5.4	Calentamiento en menos de 48 horas.	El calentamiento es más rápido que el enfriamiento por tanto se garantiza el tope de 17 horas.	Sí
5.6.3	Montaje y desmontaje de los filtros sin sacar la rueda de EMIR.	Igual que en la rueda de grismas, con la ventaja de que los requerimientos de precisión en el montaje de los filtros se limitan al no viñeteado y por tanto son mucho más relajados.	Sí
5.7.1	Al 6061T6 donde sea posible.	Igual que en la rueda de grismas, sin problemas.	Sí
5.8.1	Temperatura nominal de trabajo 77 K.	Se emplearán materiales / componentes mecánicos / lubricación compatibles con criogenia.	Sí
5.8.2	Alto vacío 10 ⁻⁶ mbar.	Se elegirán materiales compatibles a nivel de desgasificación, se diseñará siguiendo prácticas adecuadas para evitar embolsamiento de aire en zonas cerradas	Sí
5.8.3	Componentes estándares, comerciales y bien probados donde sea factible.	Se seguirá este criterio	Sí
5.10.1	Pintado en Nextel negro como 1ª opción, o anodizado en negro como 2ª.	Igual que en la rueda de grismas	Sí
5.11.1	3000 vueltas al año, 10 horas de actividad por jornada, 300 noches al año.	Igual que en la rueda de grismas	Sí
5.11.2	Vida útil 10 años.	Igual que en la rueda de grismas	Sí
5.13.1	El instrumento puede girar 360° en Z.	Igual que en la rueda de grismas	Sí

Tabla 3-2 Matriz de cumplimiento de la rueda de filtros.

3.4. CONCLUSIONES

Se han estudiado los requerimientos de diseño de las ruedas y se han analizado las envolventes espaciales del banco óptico de EMIR en la zona de instalación de éstas.

Las soluciones empleadas en LIRIS (ruedas dentadas en su periferia, engranando con husillos movidos por motores criogénicos comerciales, y sistemas de control de posición basados en micro-interruptores) son aplicables a las ruedas de EMIR.

Se han estudiado los parámetros mecánicos fundamentales de estas soluciones: relaciones de transmisión, resolución de giro de las ruedas, repetibilidad de posicionado, par motor disponible, comportamiento térmico y estructural. En vista de los resultados positivos, reflejados en las tablas de cumplimiento de las especificaciones, se puede garantizar que el diseño de las ruedas es viable.

Hay varios aspectos que por falta de experiencia previa van a requerir especial atención, y son:

- Conocer las prestaciones de los motores criogénicos candidatos a emplearse en las ruedas. Se plantea la necesidad de construir un banco de pruebas de los motores, ante la incertidumbre de si las prestaciones declaradas por el fabricante son fiables. Las curvas de par que proporciona en sus catálogos están registradas a temperatura ambiente.
- Dada la escasa disponibilidad de rodamientos criogénicos se plantea un estudio de mercado para localizar fabricantes, y paralelamente se estudiará el procedimiento para modificar rodamientos convencionales en el IAC.
- El mecanismo de los micro-interruptores de LIRIS tiene el inconveniente de que, si no está perfectamente calibrado, puede atascarse provocando el bloqueo súbito de la rueda. Esto es inadmisibles en la rueda de grismas, por lo que se deberá buscar una mejora al diseño de LIRIS.
- Aún no está definido cómo se va a conseguir un par resistente adecuado en la rueda de grismas: si va a ser posible utilizar el par inherente a la precarga de los rodamientos dúplex soporte o si será necesario un sistema de freno.

- La velocidad de enfriamiento de la rueda de grismas, que debe pasar de temperatura ambiente a 160 K en menos de 96 horas, es crítico. Por la elevada masa de los grismas y por la naturaleza de las monturas de los mismos (poco conductiva al ser soportados los cristales con láminas flexibles) no es garantizable a nivel de estudio de viabilidad que pueda alcanzarse dicho objetivo; en todo caso es necesario un diseño preliminar de la rueda para poder estudiar esta especificación.

3.5. REFERENCIAS

- [GRISMAS 2004] Pablo Redondo (2004) “*Grisms Unit Specifications*” DM/SR-EMI/540v.2 IAC.
- [HAMMERLEY 2004] Peter Hammersley (2004) “Thermal calculations for EMIR” IP/TN-EMI/518v.1 IAC.
- [FILTROS 2003] Pablo Redondo (2003) “*Filters Unit Specifications*” DM/SR-EMI/540v.2 IAC.
- [LIRIS 2000-1] Pablo Redondo (2000) “Diseño mecánico detallado de los sistemas de *microswitch*” DM/DD-LIR/73v.2 IAC.
- [LIRIS 2000-2] Pablo Redondo (2000) “Diseño mecánico detallado de los sistemas motrices” DM/DD-LIR/74v.1 IAC.
- [PHYTRON 2012] Phytron “*Extreme Environment Stepper Motors*”
ftp://ftp.phytron.de/datasheets/stepper_motors/vss-gb.pdf
- [LIRIS 2001-1] Pablo Redondo (2001) “Resultado de las pruebas en caliente de la rueda de entrada de LIRIS” DM/PR-LIR/178v.1 IAC.
- [LIRIS 2001-2] Pablo Redondo (2001) “Medición de la repetibilidad de los mecanismos de *microswitch*”

- para los mecanismos de LIRIS” DM/PR-LIR/147v.1 IAC.
- [LIRIS 2001-3] Pablo Redondo (2001) “Comprobación de la funcionalidad del *microswitch* en frío” LIRIS DM/PR-LIR/146v.1 IAC.
- [LIRIS 2001-4] Pablo Redondo (2001) “Pruebas del mecanismo de la rueda de entrada en CPM (ciclado E4)” DM/PR-LIR/302v.1 IAC.
- [LIRIS 2001-5] Pablo Redondo (2000) Módulo de la rueda de entrada en L2 DM/TN-LIR/541v.1 IAC.
- [ROARK’S 2002] Warren C. Young “*Roark’s Formulas for Stress and Strain*”, ed. 2002, McGraw-Hill, p. 401.

4. DISEÑO PRELIMINAR Y PROTOTIPADO DE LAS RUEDAS

4.1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se describe la fase de diseño preliminar, prototipado y pruebas de componentes parciales, que ha permitido plasmar las ideas conceptuales del Capítulo 3 en modelos reales para la rueda de grismas y filtros. Los prototipos fueron probados en condiciones criogénicas para así validar las soluciones propuestas y pasar al diseño definitivo de las ruedas.

La experiencia en diseño de mecanismos criogénicos dicta que se deben poner a prueba cada uno de los subsistemas susceptibles de comportarse de manera imprevista a bajas temperaturas y vacío. Después, debe probarse la unidad completa compuesta por esos subsistemas, pero sólo cuando se ha garantizado que los componentes son funcionales. Si no, se puede dar el caso de que una unidad compleja falla y no se puede localizar el origen del fallo. Para probarla en frío la unidad se instala en un criostato inaccesible desde el exterior para tomar medidas, o tocar los componentes, la situación a evitar es que el mecanismo falle (por ejemplo que una rueda no gira), pero no se sepa la causa.

La secuencia del trabajo de desarrollo de los prototipos ha sido la siguiente:

1° Diseñar un sistema de micro-interruptores mejorado. Probarlo en caliente para verificar su funcionalidad. Medir su comportamiento dinámico (la fuerza que se requiere para la activación).

2° Revisar el diseño de las cajas de los husillos (unidades motrices) y construir un prototipo. Probarlo y medir en caliente el comportamiento dinámico (par resistente).

3° Rodamientos de las ruedas: encontrar rodamientos criogénicos o construirlos a partir de rodamientos convencionales. Medir su comportamiento dinámico en caliente, y en criogenia usando un banco de pruebas construido para este propósito. Estudiar si es posible generar el par de retención de las ruedas con la precarga de los rodamientos.

4° Motores: caracterizar a temperaturas criogénicas aquellos motores que potencialmente pudieran usarse en las ruedas, integrando también el nuevo sistema de husillo, para probarlo en criogenia.

5° Con todos los datos anteriores disponibles, se actualizan los cálculos de requerimientos de par y de frenado en las ruedas para así saber qué freno es necesario y poder orientar las investigaciones sobre los materiales para discos de fricción (si se concluye que éstos son necesarios).

6° Discos de fricción para generar par de frenado: investigar materiales para construir frenos de fricción, y caracterizarlos en condiciones criogénicas. Sólo si no se consigue el par de frenado con rodamientos precargados.

7° Sistema de frenado de emergencia: en el caso de que los frenos fueran necesarios y el banco de pruebas de los frenos de fricción no diera resultados positivos, desarrollar un sistema para tener una solución de respaldo.

8° Prototipo de la rueda de grismas: fabricar un modelo a escala real y con los mismos componentes que se pretende integrar en el diseño definitivo, integrando los resultados de las investigaciones anteriores. Probarlo en frío para validar micro-interruptores, transmisión y rodamientos de las ruedas en criogenia y vacío. Medir la repetibilidad de posicionado de las ruedas. Paralelamente medir el comportamiento térmico (tiempo de enfriamiento y de calentamiento) para analizar si se cumplen especificaciones o se requieren aportaciones extras de conductividad.

9° Prototipo de la montura de los filtros: Fabricar un modelo que permita un montaje sencillo de los filtros en su rueda. La idea es facilitar el mantenimiento de la rueda, para que se puedan instalar nuevos filtros sin desmontarla de EMIR y sin tener que manipular pequeñas piezas (tornillos) en el procedimiento de intercambio.

4.2. PROTOTIPO DE LOS MICRO-INTERRUPTORES

Se ha diseñado y fabricado un prototipo de un nuevo diseño que mejora las prestaciones de los ensamblajes de micro-interruptores de LIRIS. Estos sistemas, como se ha comentado en el Capítulo 3, dieron problemas de bloqueo que serían fatales en el caso de la rueda de grismas de EMIR.

El nuevo sistema de micro-interruptor debe activarse de tal manera que bajo ningún concepto un fallo pudiera dar lugar al bloqueo súbito de la rueda (y provocar así un desalineado catastrófico de los cristales de los grismas en sus monturas).

Se aprovecha la idea de usar láminas flexibles como elementos de activación, pero en vez de un contacto súbito de un vástago contra un rodamiento pequeño, se pasa a usar un rodamiento móvil que asciende una rampa de manera progresiva.

Además este sistema permite el uso de múltiples puntos de activación diferenciados: si lo que activa el micro-interruptor es una rampa tallada en la periferia de la rueda, puede haber una rampa por elemento óptico. Y además, haciendo que cada rampa tenga una anchura diferente, el sistema de control puede saber en qué rampa se encuentra la rueda de un modo sencillo: basta contar los pasos de motor que el micro-interruptor permanece activo sobre la rampa al girar la rueda.

La idea básica del nuevo diseño es sustituir el vástago del diseño de LIRIS por un sistema de paralelogramo deformable construido con láminas metálicas. Este sistema (sin juego, sin rozamiento, repetitivo, sin necesidad de lubricación) es idóneo para aplicaciones criogénicas de elementos móviles con pequeño recorrido, como es el caso.

El diagrama de la Figura 4-1 muestra el funcionamiento elemental del sistema de paralelogramo deformable.

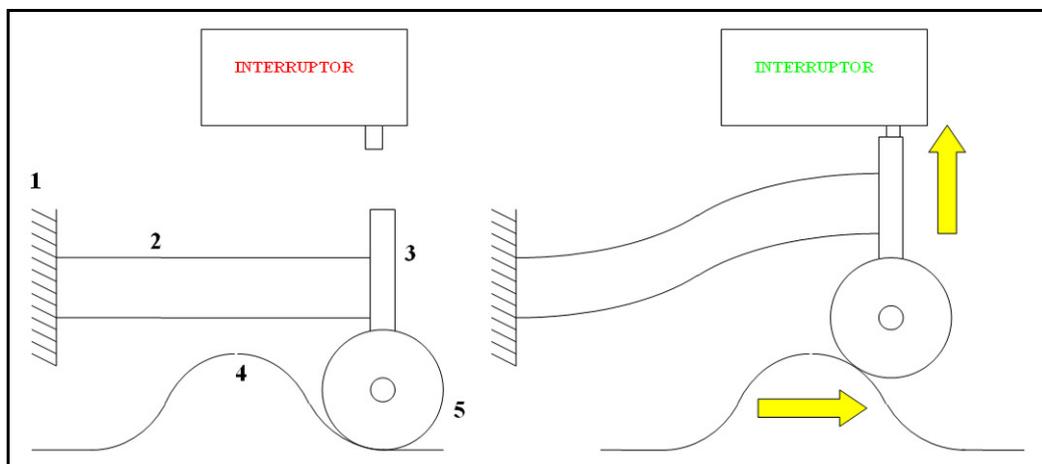


Figura 4-1 Sistema de paralelogramo deformable: Soporte fijo (1), láminas flexibles (2), soporte móvil (3), leva (4), rodillo (5).

El rodillo debe ser un rodamiento de tipo miniatura apto para criogenia, la leva está tallada en la propia periferia de la rueda y las láminas flexibles se pueden fabricar a partir de galgas de acero de espesor calibrado. El soporte fijo, que

sostendría tanto al mecanismo como al interruptor iría montado en el carenado de la rueda.

El uso de galgas de acero flexibles permite cierta libertad a la hora de poner a punto el prototipo: existen galgas comerciales de espesores que van de décima en décima de milímetro; se prueban espesores (iguales para las dos láminas) hasta que se encuentra la rigidez adecuada. En este diseño interesa que la rigidez sea la mínima imprescindible ya que el esfuerzo de levantar el rodillo y activar el micro-interruptor se transmite como un pico puntual de par resistente al giro de la rueda.

Tras construir los primeros prototipos funcionales, se vio que existía un problema del diseño inicial reflejado en la Figura 4-1: el recorrido útil del botón del micro-interruptor es muy pequeño, y si no se ajustaba bien el recorrido de la leva, se corría el riesgo de que el pulsado del botón fuera brusco; e incluso de que, si el soporte móvil chocaba con el cuerpo del interruptor, se bloquease el movimiento de la leva deteniendo súbitamente la rueda.

Para evitar esto se introdujo otra lámina flexible en el mecanismo, ésta de mayor rigidez que las que forman el paralelogramo: es la responsable de pulsar el botón del micro-interruptor. De esta forma es más difícil que el mecanismo, por un mal ajuste o por contracciones diferenciales imprevistas durante el enfriamiento, bloquee la rueda.

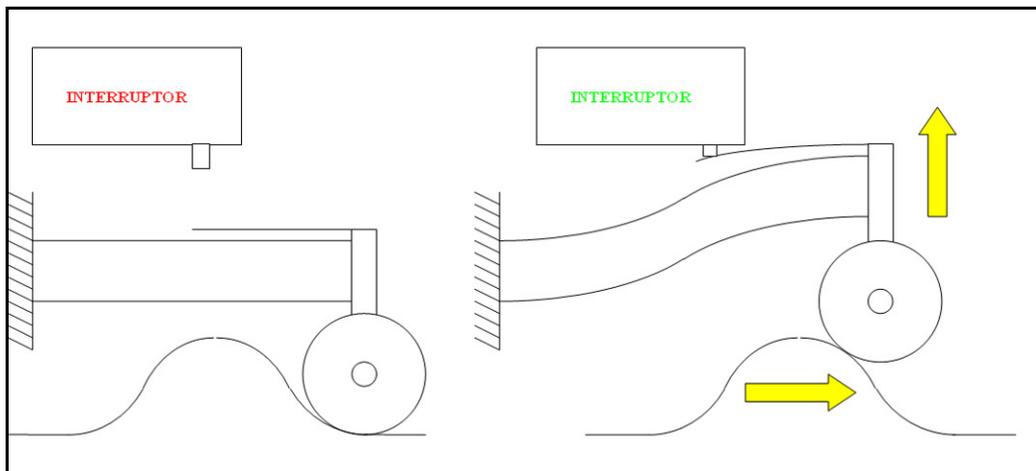


Figura 4-2 Sistema mejorado para evitar impactos en interruptor y rueda.

El diseño del prototipo resultado de estos ensayos se muestra en la Figura 4-3.

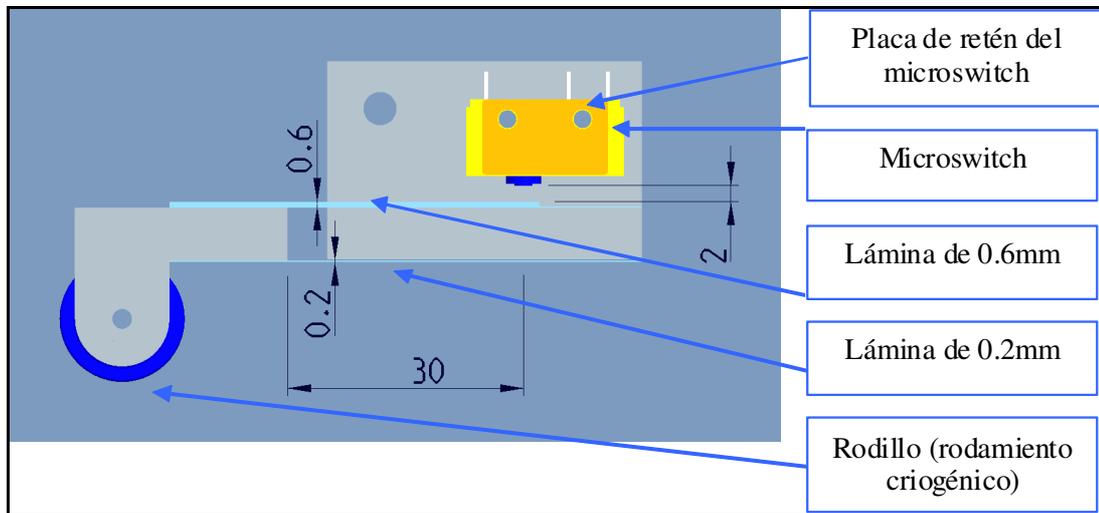


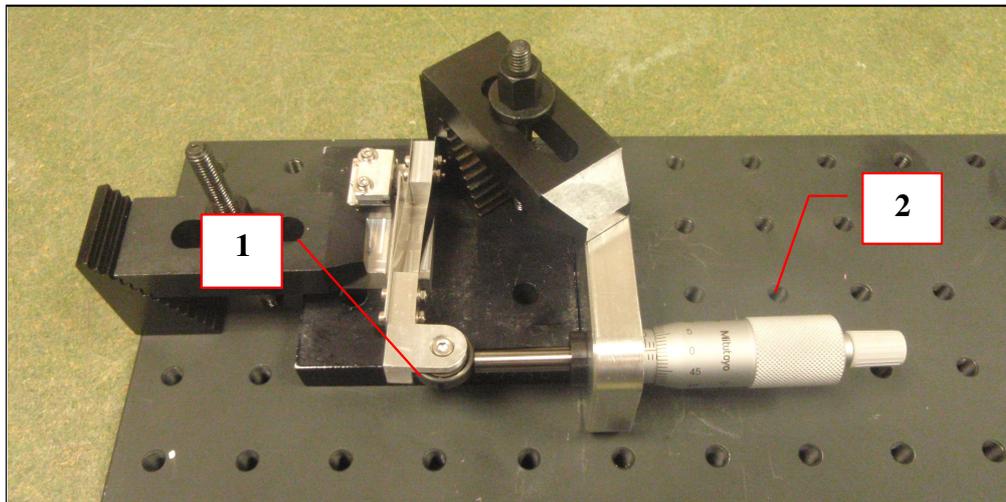
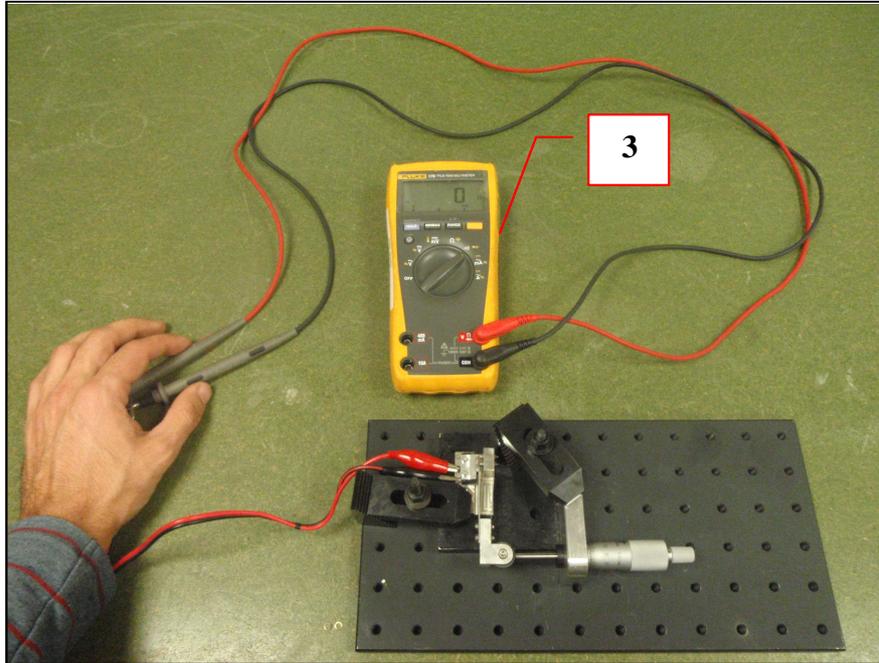
Figura 4-3 Diseño preliminar de los sistemas de micro-interruptores.

La justificación de diseño del prototipo es la siguiente:

- El rodamiento elegido es el mismo que previsiblemente hará falta para el husillo, en cuanto a tamaño y compatibilidad criogénica. Se elige este rodamiento para no emplear otro modelo con el consiguiente problema de suministro.
- Las láminas flexibles son de acero, y en el taller del IAC en el momento de la fabricación se disponía de galgas de 0.2, 0.4 y 0.6 mm. Se destinó la más gruesa a la lámina de activación del micro-interruptor, y las más delgadas al paralelogramo.
- La distancia principal del brazo, 30 mm en la zona deformable de las láminas de 0.2 mm, fue elegida de manera arbitraria en principio, con la idea de recortar las láminas o alargarlas en función de los resultados prácticos. Al ser estos satisfactorios, se cerró el diseño con esa medida.

Para el prototipo se llevó a cabo una prueba de activación y repetibilidad en condiciones ambientales. En esta prueba (Figura 4-4) se midió por medio de un micrómetro que el punto de activación del micro-interruptor tiene una repetibilidad de ± 0.01 mm, medido como desplazamiento del rodillo en la dirección perpendicular a las láminas. La repetibilidad fue la misma tanto en la activación como en la desactivación del interruptor. Estas medidas son

coherentes con los resultados de las pruebas que en su momento se hicieron en LIRIS para los sistemas de micro-interruptores.



**Figura 4-4 Banco de pruebas del sistema de micro-interruptor: micro-interruptor (1)
Tornillo micrométrico (2) Tester (3).**

Para la rueda de grismas, con rampas a 45° colocadas en un radio cercano al del fondo del dentado (tal y como se ve en las imágenes de la Figura 4-5), un desplazamiento radial de 0.01 mm equivale a un desplazamiento tangencial del mismo valor, y ello, aproximando ángulo por tangente (por lo limitado del desplazamiento angular) equivale a 0.04 mrad de giro de la rueda. La repetibilidad de la rueda según las especificaciones es ± 0.17 mrad, con lo cual se tiene que el sistema es válido desde el punto de vista de la repetibilidad. En la rueda de filtros el requerimiento es mucho menos restrictivo.

En cuanto a fuerza necesaria para la activación, se midieron con un dinamómetro 3.5 N de fuerza normal a las láminas para activar el micro-interruptor. Éste es el valor máximo, la fuerza aumenta linealmente de cero hasta llegar a este máximo cuando se activa el interruptor.

La validación en frío se llevó a cabo integrando los sistemas de micro-interruptor en el prototipo de la rueda de grismas. Se describe en el Apartado 4.8.3.2.

Varios apuntes sobre el sistema de micro-interruptor:

- La separación de los micro-interruptores (siempre se coloca uno redundante por seguridad) será tal que en ningún momento se activen simultáneamente los dos. Esto es para reducir el pico máximo de par resistente que genera su activación.
- El brazo de palanca de las láminas es tal que el esfuerzo de contacto que se genera en la ascensión de la rampa de activación siempre genera un par que aprieta el tornillo de ajuste (Figura 4-5). Con ello se garantiza que éste nunca llegará a soltarse. Y en el caso improbable de que se produjera un apriete y el conjunto del bastidor del micro-interruptor girase, siempre lo haría en el sentido en que el rodillo se aleja de la rueda, por tanto no hay posibilidades de bloqueo de la misma.
- En línea con lo comentado respecto de la necesidad de probar todos los componentes uno por uno: en el caso de los micro-interruptores se comprobó que algunos lotes traen componentes defectuosos (la activación no es repetitiva y la conductividad del micro-interruptor una vez activado es inestable). Se desecharon estos micro-interruptores defectuosos. Siempre es necesario validarlos uno a uno.

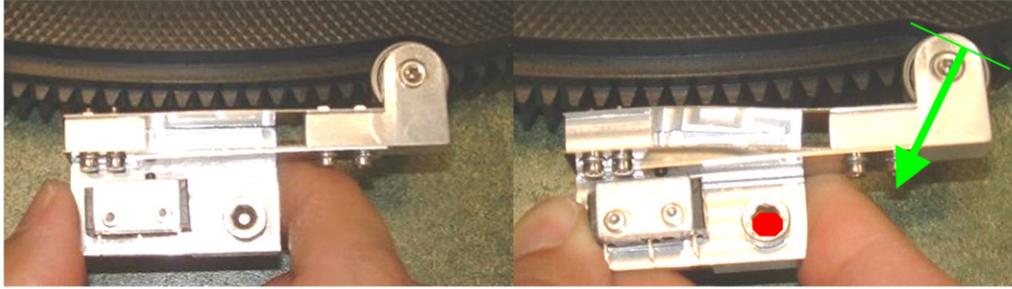


Figura 4-5 Activación del micro-interruptor. Las fuerza desarrollada (vector verde perpendicular a la rampa de leva) genera un par con sentido horario respecto al hipotético punto de pivote, marcado en rojo.

4.3. PROTOTIPO DE LA CAJA DEL HUSILLO

Se implementan varias modificaciones partiendo del diseño original de las unidades motrices de LIRIS (Figura 4-6).

El husillo engrana con los dientes de la corona que tienen perfil helicoidal. Normalmente en este tipo de engranajes la superficie de los dientes de la corona tiene doble curvatura, de manera que el contacto con los dientes del husillo es lineal a lo largo de todo el ancho del diente. No obstante, en LIRIS ya se introdujo el diseño con curvatura simple: el contacto es puntual, pero dado el pequeño nivel de los esfuerzos de transmisión, no es problemático. Al contrario, eliminando esa segunda curvatura (tallando los dientes de la corona como un barrido recto de una sección trapezoidal) se permite que el alineado de la corona y el husillo no sea crítico, sino que admita los errores que se puedan producir durante la contracción de las piezas.

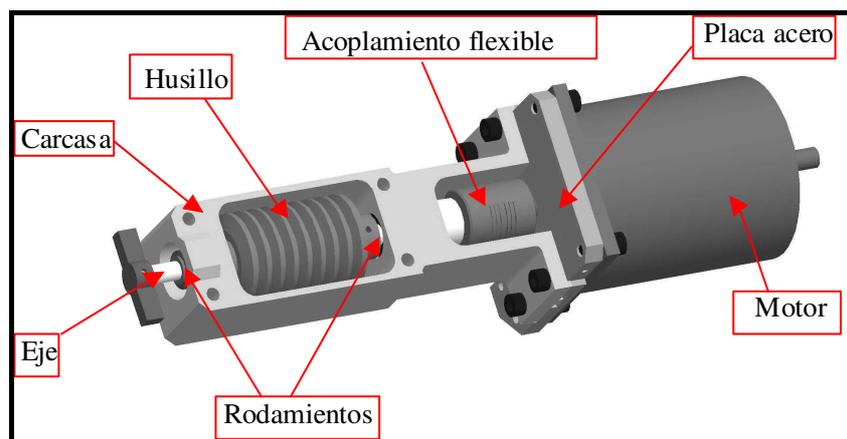


Figura 4-6 Estructura de la unidad motriz.

El husillo se fabrica en Vespel SP3 de DuPont, la poliamida dopada con MoS_2 que la hace autolubrificante en condiciones criogénicas. El husillo está montado en un eje de acero inoxidable que a su vez es soportado por delante y por detrás del husillo por dos rodamientos radiales de bolas especiales para uso criogénico. Los rodamientos se encastran en una carcasa de aluminio que también soporta al motor, a través de una brida intermedia de acero inoxidable que absorbe los esfuerzos debidos a la contracción diferencial de la carcasa y motor. La carcasa forma un cierre estanco que sella la apertura del carenado de la rueda por donde se accede al engrane con la rueda. El motor se acopla al eje de acero a través de un acoplamiento flexible que compensa los desalineados radiales y los movimientos axiales relativos durante el enfriamiento. De esta manera se protege al motor y a los rodamientos del husillo de esfuerzos excesivos.

En primer lugar, se realizó un estudio de mercado para indagar si existían alternativas comerciales a los rodamientos empleados en LIRIS (marca RMB, modificados en el IAC añadiendo polvo de MoS_2), comerciales y de menor coste a los descritos en la referencia [COX 2004] referida en el Apartado 2.2.4.

Se identificó un fabricante, Bearing Works en EEUU [BEARING W. 2012], que ofrece rodamientos preparados para aplicaciones criogénicas: pistas de acero inoxidable AISI 440C, jaulas de Vespel SP3, y lubricación con MoS_2 en las pistas. Su coste es mucho menor que el de los comentados en la referencia anterior (35 dólares por unidad frente a los 400 euros de los rodamientos especiales para criogenia de RMB).

El estudio de viabilidad de las ruedas del Capítulo 3 arrojó como resultado que el modelo VSS 52 de Phytron era adecuado tanto para la rueda de grismas como para la de filtros. No obstante, como se verá más adelante en el presente capítulo, se ha previsto como plan de contingencia frente a la incertidumbre del rendimiento real de dicho motor poner a prueba el modelo de tamaño inmediatamente superior (VSS 57). Este motor podría ser necesario en la rueda de grismas por lo que el análisis de los husillos tendrá en cuenta ambas alternativas de motores.

Con los motores de LIRIS (VSS 52), el máximo par que garantiza el fabricante son algo menos de 300 $\text{mN}\cdot\text{m}$ (dato extraído de la gráfica de la Figura 3-10), y con el modelo siguiente (VSS 57) el par que se deduce de los datos proporcionados (no hay gráfica del fabricante para este modelo) son 540 $\text{mN}\cdot\text{m}$. Este último dato es resultado de extrapolar el tope de par de la

4. DISEÑO PRELIMINAR Y PROTOTIPADO DE LAS RUEDAS

gráfica del VSS 52 usando la proporción de los pares máximos de retención (350 N y 630 N respectivamente). La información de los pares máximos de retención se encuentra en la documentación del fabricante (reproducida en la Figura 4-7). Es decir: $300 \text{ mN}\cdot\text{m} \cdot (630/350) = 540 \text{ mN}\cdot\text{m}$ para el VSS 57.

Size	Standard Part 200 steps/rev.	Electrical Characteristics									Mechanical Characteristics					
		Parallel Windings ⁶⁾ (4 leads)			Series Windings (4 leads)			Unipolar Connection (5 or 6 leads)			4) 5)	5)	Loads			
		1)	2)	3)	1)	2)	3)	1)	2)	3)	Holding Torque	Detent Torque	Rotor Inertia	axial	radial	Mass
		I/Ph	R/Ph	L/Ph	I/Ph	R/Ph	L/Ph	I/Ph	R/Ph	L/Ph						
A	Ω	mH	A	Ω	mH	A	Ω	mH	mNm	mNm	kg cm ²	N	N	kg		
19	VSS 19.200.0.3	0.3	6	2.2	0.15	24	8.8	0.21	12	2.2	3.4	0.9	0.009	3	3	0.05
	VSS 19.200.0.6	0.6	2.1	0.55	0.3	8.4	2.2	0.42	4.2	0.55						
	VSS 19.200.1.2	1.2	0.625	0.15	0.6	2.5	0.6	0.84	1.25	0.15						
25	VSS 25.200.0.3	0.3	12	6	0.15	48	24	0.21	24	6	12	2	0.002	5	5	0.08
	VSS 25.200.0.6	0.6	3.25	1.5	0.3	13	6	0.42	6.5	1.5						
	VSS 25.200.1.2	1.2	0.95	0.4	0.6	3.8	1.6	0.84	1.9	0.4						
32	VSS 32.200.0.6	0.6	4.6	5.3	0.3	18.4	21.2	0.42	9.2	5.3	40	3	0.01	5	15	0.17
	VSS 32.200.1.2	1.2	1.25	1.2	0.6	5.0	4.8	0.84	2.5	1.2						
	VSS 32.200.2.5	2.5	0.3	0.3	1.25	1.2	1.2	1.75	0.6	0.3						
33	VSS 33.200.0.6	0.6	7.5	9.3	0.3	30	37.2	0.42	15	9.3	68	3.3	0.018	5	15	0.26
	VSS 33.200.1.2	1.2	1.9	2.2	0.6	7.4	8.8	0.84	3.8	2.2						
	VSS 33.200.2.5	2.5	0.47	0.6	1.25	1.88	2.4	1.75	0.94	0.6						
42	VSS 42.200.0.6	0.6	7.25	11	0.3	29	44	0.42	14.5	11	120	5	0.045	20	40	0.35
	VSS 42.200.1.2	1.2	1.7	3	0.6	6.8	12	0.84	3.4	3						
	VSS 42.200.2.5	2.5	0.34	0.7	1.25	1.36	2.8	1.75	0.68	0.7						
43	VSS 43.200.0.6	0.6	9.5	22.9	0.3	38	91.6	0.42	19	22.9	235	7	0.077	20	40	0.52
	VSS 43.200.1.2	1.2	2.6	5.2	0.6	10.4	20.8	0.84	5.2	5.2						
	VSS 43.200.2.5	2.5	0.5	1.2	1.25	2	4.8	1.75	1	1.2						
52	VSS 52.200.1.2	1.2	2.65	7	0.6	10.6	28	0.84	5.3	7	350	13	0.15	25	70	0.72
	VSS 52.200.2.5	2.5	0.6	1.6	1.25	2.4	6.4	1.75	1.2	1.6						
	VSS 52.200.5	5	0.165	0.4	2.5	0.66	1.6	3.5	0.33	0.4						
56	VSS 57.200.1.2	1.2	3.9	9.5	0.6	15.6	38	0.84	7.8	9.5	630	50	0.24	40	80	0.99
	VSS 57.200.2.5	2.5	0.8	2.4	1.25	3.2	9.6	1.75	1.6	2.4						
	VSS 57.200.5.0	5	0.25	0.8	2.5	1	3.2	3.5	0.5	0.8						

1) I/Ph: Phase current
 2) R/Ph: Phase resistance
 3) L/Ph: Phase inductance
 4) Holding torque in bipolar mode with parallel windings, 2 phases ON at rated current
 5) 7 mNm ~ 1 inoz
 6) Standard wiring at delivery (if no wiring mode was given in the order)
 Design voltage 42 V_{DC} (operation with SELV type supply)
Bold letters = Preferred types

Important:
 All values given above were measured at room temperature of 25 °C (77 °F) and atmospheric pressure.

Figura 4-7 Extracto de las características de los motores Phytron.

Los rodamientos que sostienen el eje del husillo van a estar sometidos, por una parte, a la precarga necesaria para eliminar juegos debidos a contracciones

diferenciales, y por otra a cargas axiales y radiales debidas a las fuerzas que se transmiten entre rueda y husillo.

En cuanto a la precarga, que se consigue con un muelle de compresión coaxial con el eje, colocado en el extremo opuesto al del motor, los datos de LIRIS [LIRIS 2000] que serán similares en EMIR son:

- A consecuencia de las tolerancias de las piezas empleadas en el montaje, la precarga en frío está entre los 2.4 N y los 12.3 N (7.35 N de media).
- A temperatura ambiente la precarga de los rodamientos está entre los 22 y los 30 N (26 N de media).

Es decir el valor más crítico para la precarga implica 30 N de carga axial.

Respecto a las fuerzas generadas durante el funcionamiento de la rueda, las fórmulas aplicables son [SHIGLEY 1985]:

$$\text{- Fuerza tangencial} = \text{Momento} / \text{radio primitivo} \quad [4.1]$$

$$\text{- Fuerza axial} = \text{Fuerza tangencial} / \text{tg } \beta \quad [4.2]$$

$$\text{- Fuerza radial} = \text{Fuerza axial} \cdot \text{tg } \alpha_n / \text{cos } \beta \quad [4.3]$$

Donde

- β [rad] es el ángulo de avance de la hélice.
- α_n [rad] es el ángulo de inclinación de los flancos de los dientes, también conocido como ángulo de presión.

La situación más restrictiva en cuanto a esfuerzos generados en el husillo, es cuando se produce el bloqueo de la rueda y el motor está entregando el máximo par. A continuación se resuelven las ecuaciones [4.1], [4.2] y [4.3] para los motores VSS 52 y VSS57 en esas condiciones.

Caso 1: Motor VSS 52

- Par máximo tornillo- rueda: $M_{\text{motor}} = 300 \text{ mN}\cdot\text{m}$.

- Radio primitivo del tornillo: $r = 13 \text{ mm}$ (elegido idéntico al de LIRIS [LIRIS 2000])
- Fuerza tangencial: $F_t = 23 \text{ N}$
- Ángulo de la hélice: $\beta = 3.3^\circ$
- Fuerza axial : $F_x = 401 \text{ N}$
- Ángulo de inclinación de los flancos: $\alpha_n = 20^\circ$
- Fuerza radial: $F_r = 146 \text{ N}$
- Resultante en el plano perpendicular al eje: 147.9 N .

Caso 2: Motor VSS 57

- Par máximo tornillo- rueda: $M_{\text{motor}} = 450 \text{ mN}\cdot\text{m}$.
- Radio primitivo del tornillo: $r = 13 \text{ mm}$
- Fuerza tangencial: $F_t = 35 \text{ N}$
- Ángulo de la hélice: $\beta = 3.3^\circ$
- Fuerza axial : $F_x = 600 \text{ N}$
- Ángulo de generación: $\alpha_n = 20^\circ$
- Fuerza radial: $F_r = 219 \text{ N}$
- Resultante en el plano perpendicular al eje: 221.6 N .

Para seleccionar rodamientos capaces de soportar la carga impuesta en las ruedas, se adoptó el siguiente criterio: si una rueda se bloquea, y el motor intenta seguir girando, tiene que bloquearse éste antes de que falle ningún elemento de la transmisión. Es decir, ningún componente mecánico de la transmisión puede romper aunque el motor alcance su máximo par admisible. En esa situación el motor pierde pasos y no gira (no se daña).

Entonces partiendo de las cargas axiales y radiales calculadas se verifica que no se superan las cargas máximas estática y dinámica de los rodamientos: la estática aplica al uso del rodamiento a bajas revoluciones, o cargado sin girar; la dinámica combina la carga radial y axial con ciertos factores de distribución tabulados, para dar una carga única representativa.

Por su tamaño, tres modelos de rodamientos de Bearing Works se pueden instalar en los husillos, son los modelos R4, R6 y R8; sus cargas máximas se indican en la Tabla 4-1 Capacidades de carga de los rodamientos Bearing Works compatibles con la envolvente dimensional del husillo. (datos extraídos de la página Web del fabricante [BEARING W. 2012]). Los valores, siguiendo las indicaciones del fabricante, incluyen una rebaja de la resistencia del 20% por ser los rodamientos de acero inoxidable.

	Capacidad de carga Dinámica	Capacidad de carga Estática (Cor)
R4 (1/4" diam. int.)	1185 N	491 N
R6 (0.375" diam. int.)	2680 N	1139 N
R8 (0.5" diam. int.)	3146 N	1658 N

Tabla 4-1 Capacidades de carga de los rodamientos Bearing Works compatibles con la envolvente dimensional del husillo.

El eje del husillo estará soportado por dos rodamientos, uno de ellos fijo y otro móvil. Por rodamiento fijo se entiende uno cuya posición relativa al eje no cambia. Por contraposición, el rodamiento móvil tiene un ajuste deslizante con el eje, para permitir que su posición se ajuste automáticamente en el transitorio de temperatura ambiente a criogénica.

Para el prototipo se eligió una configuración mixta de R4 como rodamiento deslizante (por tener el menor diámetro y por ello las contracciones diferenciales ser más reducidas); con un R8 en la zona más cercana al motor, para soportar los esfuerzos axiales y ser el rodamiento fijo.

Este cambio (LIRIS emplea dos rodamientos de tamaño similar al R4) también facilita el montaje del husillo, ya que los diámetros del eje van escalonados.

Dado que la carga axial que deberían soportar los rodamientos del husillo del motor VSS 57 (600 N despreciando el efecto de la precarga) estaría por encima del nivel de la carga radial estática máxima del modelo R4 (491 N), se desaconseja girar el husillo en la dirección que carga axialmente el rodamiento móvil: es decir la rueda de grismas girará sólo en un sentido, mientras que la de filtros podría girar en los dos porque la carga axial máxima (401 N) no supera el límite estático del rodamiento.

En cuanto a las cargas dinámicas, para su cálculo se emplea la tabla de la Figura 4-8 proporcionada por el fabricante. El factor carga radial estática máxima entre carga axial es $Cor/Fa = 1695/600 = 2.9$ para el husillo del motor VSS 57, que es aún bajo de acuerdo con la tabla de selección (empieza a partir de un factor 5). En el caso del VSS 52, el factor sería $Cor/Fa = 491/401 = 1.2$, aún más bajo.

Equivalent Dynamic Load Rating "P"
 Typically load conditions on radial ball bearings are a combination of radial and axial loads. In order to establish the equivalent radial load with definite force and direction we use the following formula:

Cor/Fa	e	Fa/Fr ≤ e		Fa/Fr > e	
		X	Y	X	Y
5	0.35	1	0	0.56	1.26
10	0.29	1	0	0.56	1.49
15	0.27	1	0	0.56	1.64
20	0.25	1	0	0.56	1.76
25	0.24	1	0	0.56	1.85
30	0.23	1	0	0.56	1.92
50	0.20	1	0	0.56	2.13
70	0.19	1	0	0.56	2.28

$P = XFr + YFa$ (kgf)
 Fr=RADIAL LOAD(kgf) X=RADIAL LOAD FACTOR
 Fa=AXIAL LOAD(kgf) Y=AXIAL LOAD FACTOR

Figura 4-8 Cargas dinámicas admisibles de los rodamientos de Bearing Works.

Suponiendo que es aceptable usar los rodamientos con este grado de carga axial, y tomando la fila correspondiente a un factor 5 (el más bajo tabulado), la carga dinámica equivalente P calculada con los parámetros tabulados por el fabricante, y los esfuerzos axial y radial correspondientes al motor VSS 52 resulta ser:

$$P = 0.56 \cdot 73 \text{ N} + 1.26 \cdot 401 \text{ N} = 546 \text{ N}$$

Y para el motor VSS 57:

$$P = 0.56 \cdot 105 \text{ N} + 1.26 \cdot 600 \text{ N} = 815 \text{ N}$$

(Nota: las cargas radiales están divididas entre 2 porque la fuerza radial generada en el husillo se reparte entre los dos rodamientos de apoyo).

El fabricante asegura 10^6 vueltas sin fallos para una carga dinámica de 1185 N en el rodamiento más débil, el R4. Por tanto a pesar de que la proporción de carga axial sea más alta que lo normal para rodamientos de contacto radial, se supone que ambos rodamientos, R4 y R8, pueden soportar las cargas.

Un cambio que se introdujo en el prototipo fue sustituir las anillas de precarga apiladas que se empleaban en LIRIS: estas arandelas cónicas tienen una constante elástica tan alta que es muy difícil controlar la precarga cuando se pasa de caliente a frío, dado que una contracción de décimas supone un aumento de la carga elevado.



Figura 4-9 Anillas de precarga apiladas (LIRIS) frente a muelles de cobre-berilio de la casa Smalley.

Para sustituirlas se concibió una unidad motriz que emplea muelles de cobre-berilio de la casa Smalley [SMALLEY 2012]. Estos muelles tienen una constante elástica inferior lo que les permite absorber la contracción diferencial sin cambios significativos en la precarga.

El prototipo del husillo se pondrá a prueba en el banco de pruebas de los motores descrito en el Apartado 4.5.

4.4. BANCO DE PRUEBAS DE LOS RODAMIENTOS DE LAS RUEDAS

El uso de rodamientos en condiciones criogénicas plantea problemas críticos para el funcionamiento de los mecanismos, debido a la lubricación y a las contracciones diferenciales. En LIRIS el frenado de la rueda necesario para que ésta se detenga cuando el motor se desactiva, es proporcionado por la precarga de los rodamientos. Por ello no se hace necesario el uso de un freno adicional.

Los objetivos del estudio de los rodamientos para EMIR fueron:

1° Elegir el rodamiento más rígido compatible con las restricciones de espacio, analizando las dimensiones de grismas y de filtros, y el espacio disponible en el diseño básico de los discos.

2° Realizar un estudio de mercado para encontrar alternativas a los rodamientos empleados en LIRIS (rodamientos Kaydon [KAYDON 2012] de contacto angular).

3° Estudiar en condiciones criogénicas si por medio de la precarga de los rodamientos elegidos es posible conseguir el nivel de frenado requerido en cada rueda, o si por el contrario hacen falta frenos.

4° Estudiar si es posible mejorar la conductividad térmica de los rodamientos, mejorando su contacto con las piezas adyacentes.

4.4.1. TIPO Y TAMAÑO DE LOS RODAMIENTOS

Los rodamientos de contacto angular montados en dúplex son la opción más recomendable en cuanto a rigidez y precisión. Además aportan una conductividad extra al ser una pareja en vez de un único rodamiento. El ajuste del nivel de precarga permite (ver la Figura 4-10 Precarga de rodamientos en dúplex) generar un par resistente que ayuda al frenado de la rueda. Por tanto se consideran la mejor opción. La sección estrecha no es un requerimiento porque el espacio disponible permite rodamientos convencionales.

A la vista de la distribución de los grismas y de los filtros explicada en el Apartado 3.3.1, así como el espacio disponible en la dirección del eje de las ruedas, se llegó a la conclusión de que la envolvente aceptable de los rodamientos era de 100 mm de diámetro máximo, y 40 mm de altura.

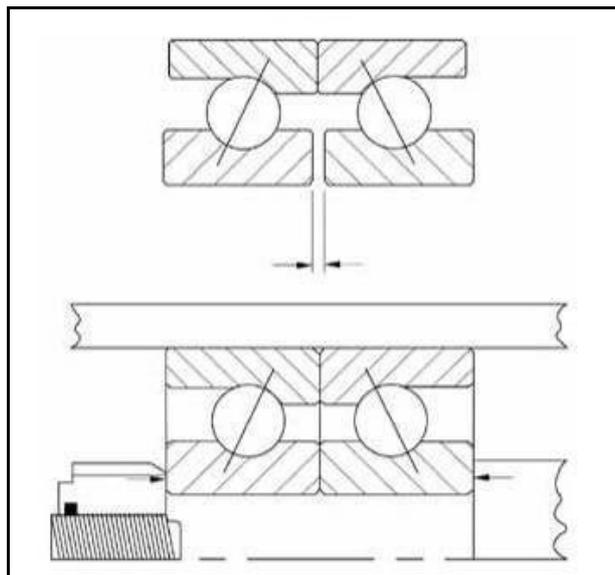


Figura 4-10 Precarga de rodamientos en dúplex: mecanizando a medida el espesor de los anillos interiores se genera una separación que, al eliminarse con el apriete del montaje, induce una “precarga”, una tensión en el dúplex que aumenta su rigidez.

4.4.2. ESTUDIO DE MERCADO

A través de Internet se hizo una búsqueda de todos los fabricantes de rodamientos que pudieran suministrar componentes compatibles con criogenia. En concreto se buscaba la siguiente lista de requerimientos.

- Rodamientos con pistas de acero inoxidable (para evitar la corrosión, al no estar protegidos por aceite, que es incompatible con el vacío).
- Bolas de cerámica para evitar la soldadura fría entre bolas y pistas.
- Jaula de material autolubricante en vacío.
- Bajo precio (menor de 1500 euros por dúplex).

Se generó la siguiente lista de fabricantes y/o empresas de modificación de rodamientos, tras ser consultados fueron descartados por no poder suministrar componentes compatibles:

Impact Bearing, NES Custom bearing and Testing, SMB bearings, IBSCO, AST bearings relubrication facilities, Barden, National Precision Bearing, Pecamor Kubar, INR, American Motion Products, Emerson Bearing, FEYC, Brammer.

Entre las empresas que dieron respuestas positivas:

- La empresa ADR suministra rodamientos modificados para criogenia pero el coste es excesivo (más de 6000 euros por la pareja).
- La ya mencionada Bearing Works suministra rodamientos compatibles con criogenia, pero sólo de tipo radial, no dúplex de contacto angular. Estos rodamientos se emplearán en los husillos como se comentó en el Apartado 4.3.
- Sólo una empresa llamada Champion Bearings en EEUU tenía productos compatibles con los requerimientos de criogenia, a un coste más bajo que ADR. No disponían de rodamientos de sección estrecha, y de los tamaños disponibles la serie 7011 se ajustaba en dimensiones a las envolventes previstas.
- La empresa FAG [FAG 2012] suministra rodamientos convencionales, que pueden ser preparados para criogenia por dos empresas: Dicronite [DICRONITE 2012], y WS2.CO.UK [WS2 2012].

Se decidió poner a prueba tres opciones:

1. Comprar rodamientos de Champion Bearings (aptos para criogenia).
2. Comprar rodamientos de FAG y enviarlos a la empresa más barata entre Dicronite y WS2.CO.UK (Dicronite es una marca comercial, usan WS₂, bisulfuro de tungsteno, igual que la empresa WS2.CO.UK).
3. Comprar rodamientos FAG y modificarlos con bisulfuro de molibdeno en polvo, disponible en el IAC.

4.4.2.1. Rodamientos de Champion Bearings

Se encargaron dos dúplex de rodamientos de la serie 7011 a Champion Bearings, híbridos (con doble carga de bolas de carburo de tungsteno), sin separador (jaula) entre ellas para aumentar su par resistente (por recomendación del fabricante), y con un recubrimiento de WS_2 en las pistas.

Los primeros problemas surgieron cuando los dúplex de rodamientos (uno para pruebas y el otro para respaldo) fueron enviados en un estado de baja calidad, sin emparejar, y sin un envoltorio adecuado. Los tests de ensamblaje demostraron que no habían sido mecanizados para cumplir con las especificaciones de precarga.

Después de varias pruebas, se concluyó que una precarga de 0.2 mm era la óptima en cuanto a par resistente (2000 mN·m según se calculó en el Apartado 3.3.3.6). En el proceso de determinar esta precarga, uno de los rodamientos resultó dañado, lo cual fue una señal de que el nivel de precarga aplicado estaba cerca de lo tolerable por los rodamientos.

Una importante lección aprendida de esta etapa fue que el uso de una jaula en los rodamientos es imprescindible, especialmente cuando funcionan a bajas velocidades y con una precarga elevada. Sin jaula, el movimiento de giro se inicia con un par resistente aceptable, pero al cabo de varias vueltas, se vuelve cada vez mayor de una forma impredecible. La razón es la fricción entre las bolas, lo cual causa fuerzas de compresión que se acumulan revolución tras revolución. Al final el par resultante es demasiado elevado porque las bolas se están empujando fuertemente unas contra otras, y contra las pistas. También se pudo apreciar que las bolas estaban rayadas a causa de este contacto entre ellas.

La opción de usar la versión de rodamientos con todas las bolas que cupieran, fue eliminada, a pesar de que a mayor número de bolas, mayor es la conductividad térmica del rodamiento. De hecho, los rodamientos de doble carga sin jaula se usan cuando las velocidades de giro son muy elevadas, y las precargas ligeras: la aceleración normal de giro de las bolas a altas velocidades las mantiene separadas unas de otras, debido a la fuerza centrífuga.

Los rodamientos fueron enviados a las instalaciones de Champion Bearings para su reparación, consistente en instalar una jaula de Delrin que separase las bolas, y también para añadirles la precarga de 0.2 mm que faltaba.

Los rodamientos reparados fueron recibidos en mal estado de nuevo, pero esta vez habían sido fabricados según las especificaciones.



Figura 4-11 Dúplex de rodamientos tal y como fueron enviados por Champions Bearings

Se llevó a cabo una limpieza meticulosa de los rodamientos sumergiéndolos en alcohol isopropílico, y después usando aire seco filtrado para retirar los residuos y el alcohol.

Una vez que la rueda fue reensamblada, la jaula de Delrin demostró ser esencial para el buen funcionamiento de los rodamientos, al menos en caliente, ya que la variabilidad del par resistente fue eliminada.

Además la precarga de 0.2 mm era adecuada pues proveía el par resistente de 2000 mN·m que se había estimado adecuado. Todo ello exclusivamente en pruebas ambientales.

4.4.2.2. Rodamientos convencionales FAG modificados con Dicronite DL5

Antes de pasar probar los rodamientos de Champion en condiciones criogénicas, se adquirieron rodamientos comerciales tratados con un proceso de lubricación para hacerlos compatibles con criogenia.

Se compró para ello una pareja de rodamientos de acero inoxidable (100Cr6) de precisión (P4S) para cabezales de maquinaria herramienta (B7210E.T.P4S.UL) de la marca FAG, en dúplex. Las dimensiones son iguales a las de los rodamientos Champion excepto en el espesor que variaba un milímetro, diferencia no representativa de cara a la funcionalidad (la parte

crítica de la contracción diferencial es en la dimensión mayor, el diámetro externo).

Los rodamientos eran de acero inoxidable (bolas y pistas), con jaula de resina fenólica (guiada por la pista exterior) y con precarga ligera. Fueron enviados a la filial de Dicronite en Italia para su tratamiento.

Después del tratamiento con Dicronite, los rodamientos se protegieron con aceite especial para su transporte. A su recepción en las instalaciones del IAC, fueron limpiados meticulosamente con alcohol isopropílico, y después secados con aire seco filtrado. Este procedimiento es el estándar recomendado por Dicronite, ya que ellos garantizaban que el recubrimiento no se vería afectado por el alcohol.

Los rodamientos fueron guardados para su montaje posterior en el banco de pruebas criogénico. No obstante, se comprobó que el par resistente que ofrecían era muy bajo e insuficiente para la rueda de grismas (se midieron 30 mN·m), por lo que se decidió emplear una galga para generar la precarga de 2000 mN·m.

4.4.2.3. Rodamientos FAG modificados con polvo de MoS₂

Finalmente, se probó la opción de comprar rodamientos convencionales y lubricarlos con polvo de MoS₂ disponible en el IAC. Este procedimiento se aplicaba antes de existir rodamientos criogénicos comerciales, sobre rodamientos de pequeño tamaño, como los de los husillos, y no había experiencia en su aplicación a rodamientos del tamaño de los de EMIR.

Los rodamientos eran el modelo 7210B.TVP.UO de FAG, con jaulas de poliamida guiada por las propias bolas. Son rodamientos de contacto angular (igual que los de cabezal de herramienta pero menos precisos).

Se entregan de fábrica en una bolsa de plástico hermética, protegidos con un aceite especial que evita su oxidación. Para limpiar este aceite, primero se sumergieron en alcohol isopropílico, pero aún así quedaron restos de aceite ya que aparecían manchas que atenuaban el brillo típico del acero inoxidable pulido.

Para mejorar la limpieza, se sumergieron en jabón desengrasante, que después se eliminó con agua, después se secó con aire filtrado, y se metieron en un horno a 100 °C para evaporar el agua que quedó sin secar. Después de esto se

volvieron a limpiar con alcohol isopropílico, y se volvieron a meter en el horno a 60 °C.

En primer lugar los rodamientos se montaron sin lubricación por polvo de MoS₂, tal y como salieron del horno. Se apreció el mismo efecto contemplado en los rodamientos de Champion. A cada vuelta, el par resistente se incrementaba, hasta que se bloquearon.

Para evitar esto, se añadió polvo de MoS₂ que se aplicó con un pequeño pincel, y después se rotó el rodamiento aplicando un chorro de aire seco, que se llevó el exceso de polvo. El procedimiento se repitió 10 veces. Una vez lubricados el fenómeno de bloqueo desapareció. Sin embargo, el par resistente fue tan pequeño como el observado en el set de FAG original, insuficiente para mantener la rueda en una posición estable.

La precarga del rodamiento se aumentó usando galgas entre las pistas exteriores de los rodamientos, lo cual incrementó la distancia entre las pistas interiores y con ello la tensión de trabajo de las bolas. El galgado óptimo para conseguir el par resistente de 2000 mN·m se identificó en 0.1 mm.

4.4.3. AJUSTE DEL NIVEL DE PRECARGA EN CONDICIONES CRIOGÉNICAS

Para comprobar el comportamiento de los tres dúplex preparados, se adaptó un criostato de forma que los rodamientos se alojaban en su interior, y giraban con ayuda de un pasamuros que, operado desde el exterior del criostato permitía realizar medidas de par.



Figura 4-12 Banco de pruebas de los rodamientos.

Estas pruebas también fueron útiles de cara a diseñar la interfase de los rodamientos con las piezas circundantes. El diseño de partida consistió en un eje de acero interior, con tolerancias que permitiesen a los rodamientos del dúplex deslizar con ajuste fino. En el exterior, se empleó un alojamiento de aluminio con la holgura suficiente como para que, en frío, los rodamientos tuvieran con el mismo una interferencia mínima.

Los resultados no obstante fueron negativos, en el sentido de que ninguno de los tres dúplex funcionaron cuando estaban precargados. A las pocas vueltas se atascaban, siendo imposible girarlos más.

Entonces se probó una configuración nueva, consistente en introducir entre el alojamiento de aluminio y los rodamientos un anillo corrugado especial para montajes de materiales disimilares sometidos a fuertes cambios de temperatura. Estos anillos los fabrica Euro Bearings [EUROBEARINGS 2012].



Figura 4-13 Anillos de centrado de Euro Bearings.

La segunda serie de pruebas resultó también en fallo de los tres dúplex. La conclusión fue que es inviable la solución de frenar la rueda tan sólo con ayuda de la precarga de los rodamientos. En LIRIS se consiguió, y es una solución que funciona, sin embargo las ruedas de LIRIS necesitan mucho menos par resistente porque tienen una inercia mucho menor que la de la rueda de grismas de EMIR. Sería una solución válida, en todo caso, para la rueda de filtros, de inercia parecida.

Como última prueba con los rodamientos, se volvieron a ensamblar, esta vez sin precarga extra. En frío los rodamientos de FAG (con Dicronite y con MoS_2) mostraban pares de giro idénticos a los pares de giro medidos en caliente, lo cual sirvió para validar el sistema de los anillos Euro Bearings. Con los

rodamientos de Champion hubo problemas: se bloquearon y no se podían girar más que con pares excesivamente elevados. Al final llegaron a un punto en el que no podían girarse más. Al abrir el banco de pruebas se comprobó la causa del fallo: una de las jaulas de uno de los rodamientos del dúplex estaba rota. Tras investigar las posibles causas se llegó a la siguiente conclusión: las jaulas de Delrin estaban guiadas por la pista interior, es decir los diámetros exterior de la pista e interior de la jaula tenían una tolerancia de ajuste deslizante. Al enfriar el Delrin se contrae más que el acero y aprisiona la pista interior. Debido a las tensiones, la jaula rompió y virutas de Delrin cayeron en las pistas. Por su dureza, al pasar las bolas sobre las virutas, se marcó una pista, con lo que el rodamiento quedó inutilizado.

Al final de las pruebas de los rodamientos, hubo que resolver un problema inesperado. Durante todo el periodo comprendido entre la compra, la preparación para criogenia y las pruebas, que resultó ser de unos 4 meses, los dos dúplex de FAG mostraban claros síntomas de oxidación en las superficies exteriores de las pistas. Se contactó a Dicronite Italia y Dicronite Alemania para buscar posibles explicaciones. Su comentario fue que los rodamientos no pueden ser expuestos a aire húmedo (75% de humedad en la sala de tests), y caliente (unos 23 °C). Efectivamente, aunque las pruebas se desarrollaron en criogenia, el almacenamiento de los componentes previo a las pruebas fue en condiciones ambientales. En resumen, el tiempo que pasan expuestos al aire una vez desengrasados debe reducirse.

No obstante, en contraste, los rodamientos Champion dañados, que se almacenaron en la misma habitación de pruebas sin ninguna protección, estaban intactos en cuanto a oxidación se refiere. Y habían sido tratados con WS₂, el mismo componente básico del Dicronite. Para estudiar más en detalle el proceso de corrosión, los rodamientos (Champion y FAG) fueron expuestos al siguiente test: fueron sumergidos en un baño de alcohol; se sacaron del alcohol mojados, y se depositaron en una superficie de acero inoxidable. Poco a poco el alcohol se fue evaporando y los rodamientos empezaron a estar expuestos al aire. La cuestión que se intentaba resolver era si el alcohol combinado con la humedad aumentaba la velocidad de oxidación de los rodamientos recubiertos con WS₂: el resultado es que no se apreció ninguna progresión en el proceso de oxidación.

Entonces, se llevó a cabo un segundo experimento. Se repitió el proceso pero esta vez se depositaron los rodamientos en una superficie de aluminio. Esta vez, a las 24 horas los rodamientos de FAG sí mostraban un claro avance del

proceso de oxidación, mientras que los rodamientos de Champion, fabricados en acero 440C, seguían intactos.

Las siguientes imágenes (Figura 4-14 a Figura 4-18) muestran el aspecto de los rodamientos.



Figura 4-14 Rodamiento en AISI 440C de Champion (sin oxidación). Aún no expuesto a baño de alcohol isopropílico. Expuesto a condiciones ambientales durante más de 4 meses desde su recepción en el IAC.



Figura 4-15 Pista interior del rodamiento en AISI 440C de Champion (sin oxidación). Aún no expuesto a baño de alcohol isopropílico. Expuesto a condiciones ambientales por más de 4 meses desde su recepción en el IAC.



Figura 4-16 Pista exterior del rodamiento en AISI 440C de Champion (oxidación en varias zonas, no en la zona de rodadura). Expuesto a baño de alcohol isopropílico. Expuesto a condiciones ambientales por más de 4 meses desde su recepción en el IAC.



Figura 4-17 Rodamiento en 100Cr6 de FAG (muy oxidado). Aún no expuesto a baño de alcohol isopropílico. Expuesto a condiciones ambientales por más de 4 meses desde su recepción en el IAC.



Figura 4-18 Rodamiento en 100Cr6 de FAG (extremadamente oxidado). Expuesto a baño de alcohol isopropílico y reposo sobre superficie de aluminio. Expuesto a condiciones ambientales por más de 4 meses desde su recepción en el IAC.

Finalmente, se realizó un estudio de mercado para saber qué materiales plásticos podrían encontrarse que pudiesen ser empleados para fabricar jaulas autolubricantes. Conocidos eran:

- El Vespel SP3, cuyo único problema es el elevado coste.
- El Delrin, que tiene alta resistencia al desgaste y muy bajo coeficiente de fricción, pero no aporta lubricación. No se conocen fabricantes de POM dopado con MoS_2 o WS_2 que pudiese lubricar el rodamiento por transferencia de material desde la jaula, por desgaste.
- El teflón, que tiene el problema de ser demasiado poco resistente al desgaste, por lo que podría contaminar el rodamiento con virutas, tampoco aporta lubricación. Se conocen fabricantes de teflón dopado pero no se resuelve el problema de la dureza, a excepción del PGM-HT que tiene fibra de vidrio.
- El PGM-HT que es el sustituto del Duroid pero que al ser fabricado por Barden Corporation, no está disponible comercialmente (Barden vende el rodamiento, no el material para fabricar la jaula).

- El nylon 6/6 que es usado por la ESO (véase la referencia [LIZON 2003] del Capítulo 2) pero que tampoco aporta lubricación.

En resumen, para rodamientos tamaño mediano, la opción fiable más barata es el Vespel SP3: a pesar de su coste, elimina el problema de tener que lubricar el rodamiento, pues por transferencia la jaula va “manchando”, al gastarse, todo el rodamiento. Y el coste del material (1000 euros) para modificar un dúplex es relativamente barato¹. La conclusión de estas pruebas fue la siguiente:

1° Se ha conseguido hacer funcionar, en condiciones criogénicas, rodamientos convencionales tras limpiarlos y aplicarles MoS₂, pero sólo cuando éstos tenían precarga ligera. Es necesario un sistema de frenado independiente de los rodamientos, es decir no se puede frenar la rueda con la precarga de los rodamientos.

2° Es necesario que los rodamientos tengan precarga leve, de fábrica, y no aumentarla. Puesto que la rigidez de las ruedas es mayor si se sube la precarga, y ésta no se puede subir, es importante que el centro de masas de las partes móviles se centre en el plano de simetría del dúplex, para minimizar las cargas gravitatorias que generen par torsor.

3° Champion Bearings puede suministrar rodamientos compatibles con criogenia pero no para mecanismos críticos. Los acabados de los rodamientos no son adecuados. Los ya adquiridos podrían servir para probar prototipos, o incluso para la rueda de filtros, previa reparación del problema con la jaula; pero no para la rueda de grismas definitiva.

4° El acero AISI 440C es mucho mejor que el 100Cr6 por su resistencia a la oxidación. Aunque los rodamientos de 100Cr6 se denominen “inoxidables”, en realidad sólo contienen un 1.6% de cromo, y sí son sensibles a la corrosión si se les retira el aceite protector que traen de fábrica.

¹ Como referencia, los rodamientos de la rueda de entrada de LIRIS (Kaydon SB040BZ6Z con pistas de AISI440C, tratamiento lubricante Microseal 100-1, diámetro interno 100 mm, separación por bolas) costaron \$4279 el dúplex (2001). Los rodamientos de las ruedas de filtros y de grismas de LIRIS, de tamaño intermedio (50 mm de diámetro interior) con idéntico tratamiento costaban \$1826 el dúplex. El ESTL ofertaba rodamientos similares a éstos últimos, a 3870 euros el dúplex (2001).

5° Lo anterior es especialmente válido si los rodamientos se tratan con WS₂, y más aún si se ponen en contacto con Al 6061T6 y han sido impregnados con alcohol.

6° Para la rueda de grismas final es necesario comprar rodamientos de precisión en un material que sea más resistente que el 100Cr6. Se recomienda cambiar la jaula por una plástica autolubrificante en criogenia que esté guiada por la pista exterior, en concreto el Vespel SP3 es el material más recomendable.

4.5. BANCO DE PRUEBAS DE LOS MOTORES

El objetivo del banco de pruebas de los motores es caracterizar el comportamiento criogénico de los motores candidatos a mover las ruedas de EMIR (Phytron VSS 52 y VSS 57). La caracterización implica:

- Determinar cuáles son las curvas par - velocidad angular para los posibles valores de intensidad de corriente (máximo 2.5 A), así como para las diversas configuraciones de micro-paso (paso completo, 2 micro-pasos por paso, y cinco micro-pasos por paso).
- Estudiar la evolución de las características mecánicas del motor con la temperatura (se sabe que da problemas a temperaturas criogénicas, al calentarse por efecto Joule los devanados del estátor). También si existen problemas en el transitorio de temperatura ambiente a temperatura criogénica.
- Estudiar comportamientos dinámicos como por ejemplo la respuesta a las variaciones de par resistente.
- Comprobar la fiabilidad del motor en términos de pasos reales girados frente a un comando de n pasos por parte del controlador.

Cada motor formará parte de un subsistema denominado unidad motriz: el motor criogénico paso a paso está unido a un eje, que lleva un husillo, que engrana con una corona tallada en la periferia de la rueda. Hay dos configuraciones de la unidad motriz, una para probar el motor VSS 52, y otra para el motor VSS 57.

El diseño de la unidad motriz es prácticamente idéntico para las dos ruedas, las únicas variaciones se dan en la placa de acople del motor a la caja del husillo debido a los diferentes tamaños de los motores VSS 52 y VSS 57. Es el diseño que se ha detallado en el Apartado 4.3.

La decisión fue no probar solamente los motores sino también la unidad motriz de que forman parte. Esto por varios motivos:

- Por la propia construcción del banco de pruebas, es necesario evitar que las fuerzas generadas por el desalineado existente entre el eje interior en frío y el pasamuros en la pared del criostato de pruebas, en caliente, se transmitan al motor, porque el resultado sería que los propios tests dañarían al motor.
- La unidad motriz nunca se probó de manera separada en LIRIS, sino que simplemente se comprobó que funcionaba porque las ruedas del instrumento se mueven. No obstante, no se sabe qué nivel de par resistente introduce, y si su comportamiento en caliente y en frío varían debido a las contracciones diferenciales (fundamentalmente de eje, rodamientos y carcasa de aluminio).
- Emplear la unidad motriz completa es también garantía de que se reproducen en los tests las condiciones de enfriamiento que afectan al motor, lo cual es crítico para su funcionamiento.

4.5.1. DESCRIPCIÓN DE LA MECÁNICA DEL BANCO DE PRUEBAS

El banco de pruebas (Figura 4-19 Vista general del banco de pruebas.y Figura 4-20) se compone de tres ensamblajes mecánicos diferentes:

- El criostato.
- El elemento a ser probado con su soporte, localizados dentro del criostato.
- El sistema de medida de par, externo, con su soporte acoplado al criostato.

El criostato proporciona un soporte físico contenido en un ambiente de alto vacío y criogenia. El criostato usado para estas pruebas se ensambló partiendo de uno de pruebas del proyecto LIRIS. Consiste a su vez en tres partes principales (Figura 4-19 Vista general del banco de pruebas.): la carcasa (el recipiente metálico en el que se hace vacío), los tanques de nitrógeno líquido contenidos en el interior de la carcasa, y las pantallas de radiación, que van soportadas y enfriadas por los propios tanques y en el interior del criostato aíslan la zona de pruebas del entorno más caliente (las paredes de la carcasa).

Todos los componentes de la carcasa del criostato están fabricados en aluminio y cada parte independiente está conectada con las demás a través de juntas de elastómero engrasadas con grasa especial para sellado de recipientes de vacío.

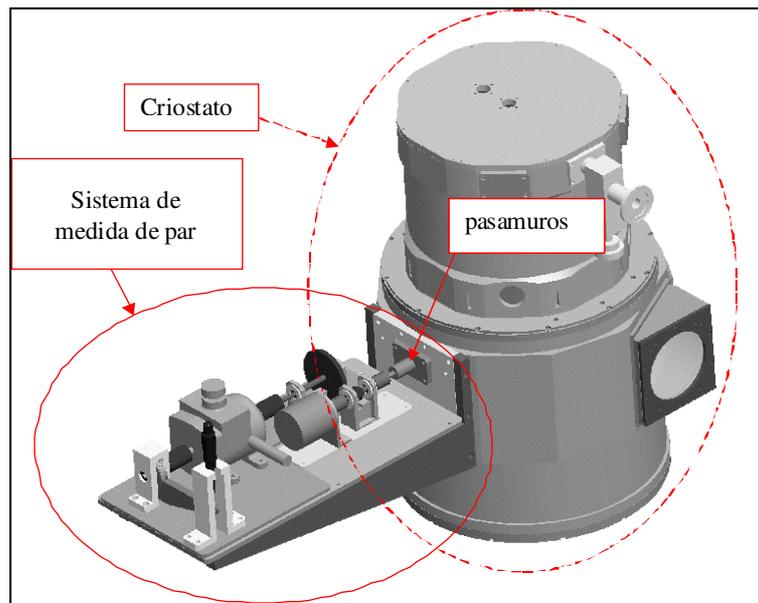


Figura 4-19 Vista general del banco de pruebas.

Retirando el cilindro superior de la carcasa y las pantallas del criostato, se puede acceder a la base fría del tanque, y sobre ella se coloca la placa fría que hace de soporte a la unidad motriz. La unidad motriz se fija de manera repetitiva en este soporte, lo cual permite alinear más fácilmente la unidad respecto al criostato y sus aperturas.

El funcionamiento del criostato se basa en que las piezas colocadas sobre la base fría (parte superior del tanque de nitrógeno líquido) se enfrían por conducción. La conductividad térmica en el contacto se intenta optimizar, y para ello se emplean acabados y planicies de calidad en las interfases (rugosidad N6, es decir de 0,8 micrómetros, y planicies de al menos 0.01 mm). También se añade grasa especial para contactos térmicos en criogenia.

El esquema de enfriamiento que se empleó en LIRIS para resolver el calentamiento excesivo del motor durante su operación en vacío se ilustra en la

Figura 4-21: para hacer posible el acople de una placa de enfriamiento a la parte trasera del motor, éste es fabricado con agujeros roscados en la parte trasera, y el cableado tiene salida lateral (ambas son modificaciones especiales sobre el motor estándar). La transmisión de calor entre la placa trasera del motor y la bancada se realiza con láminas de cobre libre de oxígeno de 0.04 mm de espesor, suficientemente flexibles para no generar tensiones, y con la alta conductividad térmica del cobre.

Para analizar el comportamiento dinámico de la unidad motriz, es necesario instalar un sensor de par y un codificador que mida velocidades, acoplados al eje de la unidad. Esto implica una integración compleja porque estos sensores no pueden ser instalados en vacío ni criogenia.

Para transmitir el movimiento rotatorio desde el interior al exterior, un pasamuros ferrofluídico se acopla a la pared del criostato. Por un lado se acopla a los elementos del interior, y por el exterior se acopla a los elementos de medida.

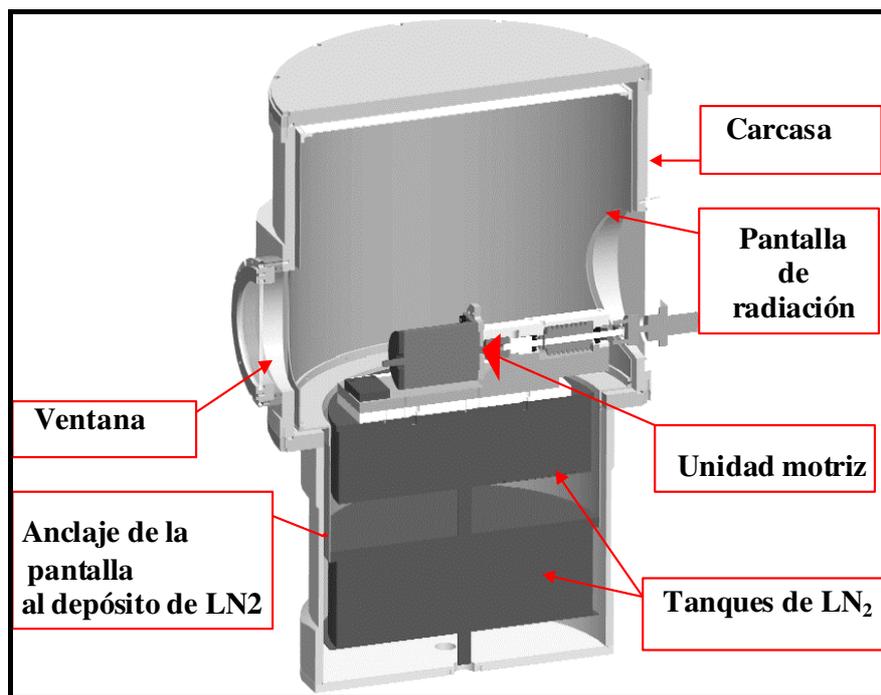


Figura 4-20 Corte transversal del criostato con la unidad motriz ensamblada en su interior.



Figura 4-21 Vista del interior del banco de pruebas. Se aprecia la placa de enfriamiento trasera del motor (señalada con la mano) y en el lado opuesto, un acoplamiento aislante con una varilla de fibra de vidrio.

El acoplamiento entre el pasamuros y el eje de la unidad motriz es el punto más crítico del sistema, ya que al enfriarse el criostato, el alineado de ambos ejes cambia.

En principio se optó por un sistema de Junta de Oldham, en la que una “pala” acoplada al eje del husillo (puede verse en el extremo izquierdo del eje en la Figura 4-6), empujaba un disco con un par de vástagos equidistantes del eje del pasamuros.

No obstante este sistema fue retirado y cambiado por una junta compuesta por dos acoplamientos flexibles, unidos entre sí por medio de una varilla de fibra de vidrio, lo suficientemente rígida a torsión pero aislante térmica (Figura 4-21).

Con este sistema se aunaban las flexibilidades de ambos acoplamientos para asegurar una mayor permisividad en cuanto a tope de desalineado admisible (muy difícil de predecir con exactitud en frío).

El lado externo del pasamuros se acopla a un sistema de engranajes que acaban por un lado en un sensor de par dinámico y por otro en un codificador de posición, ambos montados sobre una placa que hace de plataforma soporte.

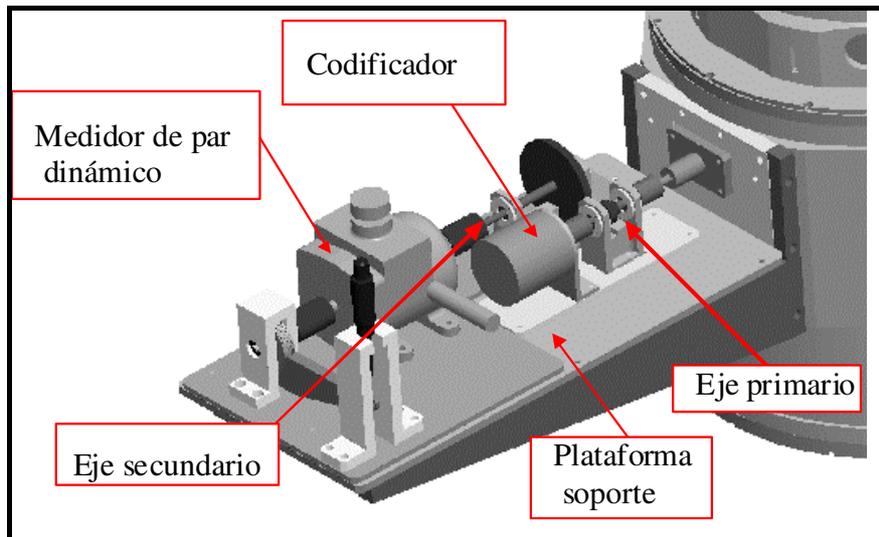


Figura 4-22 Sistema de medida externo.

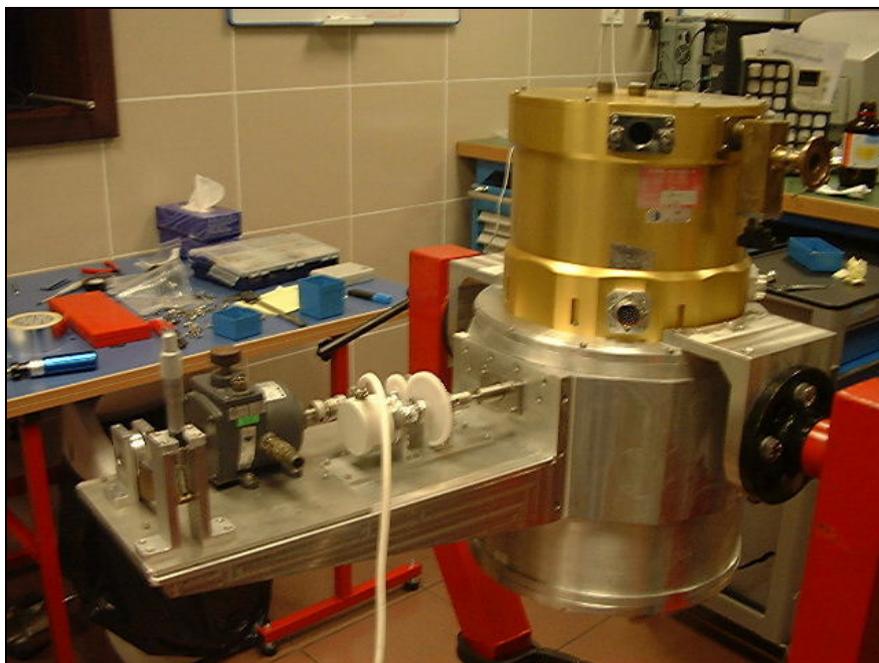


Figura 4-23 Fotografía del sistema de medida del criostato de pruebas de los motores.

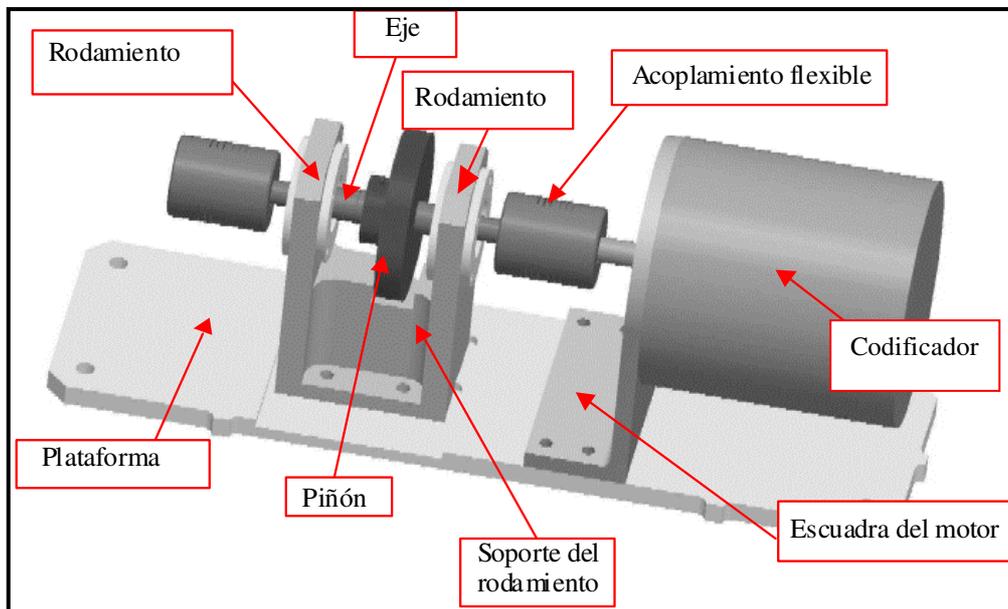


Figura 4-24 Eje primario del sistema de medida: Bloque del codificador.

La entrada del sistema de medida es el movimiento de rotación del pasamuros que hace girar el eje primario, el cual termina en el codificador. El codificador lee la posición del eje motriz para comprobar que se posiciona con precisión, y también da información de la velocidad de giro del motor.

En un punto intermedio del eje primario, entre los rodamientos que lo soportan, hay montado un piñón que engrana con otro del eje secundario, transmitiéndole el giro. Los piñones son de plástico Duracon, se usan tres modelos: de 20, 40 y 80 mm. Dependiendo del motor que esté siendo probado, el eje primario lleva un piñón de 20 dientes o bien uno de 40 dientes. El eje se sostiene sobre la placa soporte a través de una pieza en U que porta rodamientos que sujetan el eje (rodamientos FAG de tipo radial, convencionales).

Fue necesario crear un sistema de engranajes para adaptar la capacidad de par de motor y sensor, así como para conseguir la inercia total adecuada.

El bloque del sensor de par dinámico es muy semejante al bloque del codificador, consta de un eje soportado por rodamientos y que lleva un piñón de 80 dientes que engrana con el piñón del eje primario.

El sensor de par dinámico funciona gracias a una galga extensiométrica coaxial con el eje del sensor que se deforma en función del par torsor que trasmite el

eje. Éste a su vez está en contacto con la carcasa del sensor por medio de escobillas que cierran un circuito que lee la deformación de la galga extensiométrica del eje.

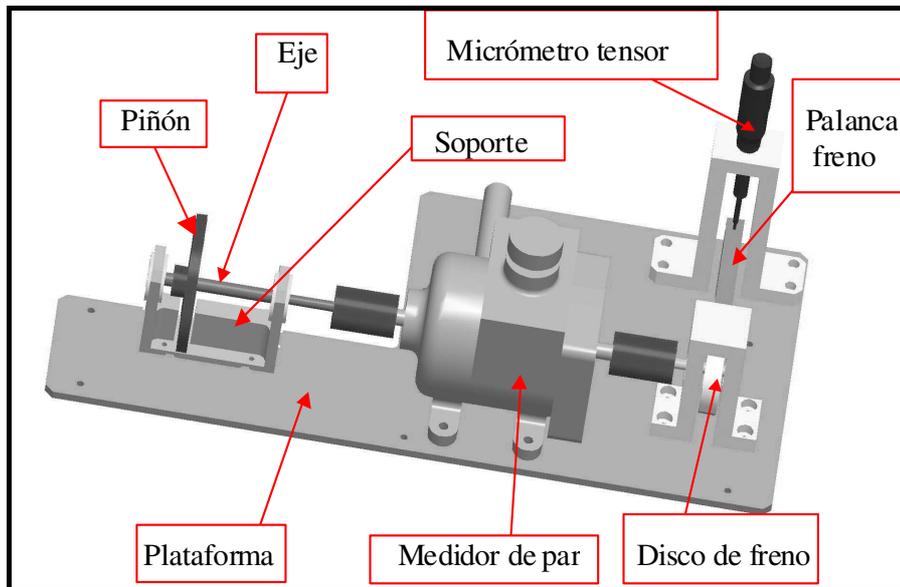


Figura 4-25 Eje secundario: bloque del sensor de par dinámico.

El sensor de par dinámico (Lebow modelo 1102-50) es el componente esencial porque mide, en tiempo real y en movimiento, el par entregado por el motor. Era un componente en desuso en el IAC y que tuvo que ser enviado a fábrica para su puesta a punto. También fue calibrado en el IAC para que sus medidas fueran fiables. Para ello se emplearon medidores de par calibrados, y aplicándolos al eje del sensor, se fueron tomando puntos de par y construyendo el polinomio de interpolación de señal de salida (voltaje) - par.

El sistema de medida de par no está completo si no existe un freno que, del lado opuesto del eje del sensor, introduzca el par resistente que el motor bajo test tiene que vencer. Como último elemento del tren de engranajes que forman los ejes primario y secundario, se tiene un freno de disco regulable por medio de una palanca activada por un micrómetro. Este sistema permite seleccionar manualmente el par resistente que se le impone al motor.

Para establecer una conexión flexible entre ejes en el banco de pruebas, se emplean acoplamientos flexibles de aleación de aluminio, que por su forma tallada en hélice poseen una gran rigidez torsional y suficiente capacidad de

acomodar desalineados, tanto angulares como lineales, entre los ejes que conectan, que son

- Motor – eje del husillo.
- Pasamuros ferrofluídico – Eje primario (en el exterior).
- Eje primario - Encoder.
- Eje secundario - Sensor de par.
- Sensor de par – Freno.

Además del equipamiento mecánico descrito, se emplean tres sensores de temperatura en las pruebas. Uno mide la temperatura del soporte de la unidad motriz, el otro la temperatura de la placa delantera del motor, y el tercero la de la placa trasera de enfriamiento del motor. Los sensores que se emplean son tipo Cernox de la casa Lakeshore, un estándar en las pruebas criogénicas del IAC.

Un solo sensor de presión se emplea para indicar el nivel de vacío en el interior del criostato. Es un sensor de tipo integrado que barre todo el rango de presiones desde presión atmosférica a alto vacío (en las pruebas se alcanza del orden de 10^{-6} mbar).

Para simular las condiciones de trabajo a las que están expuestos los motores, es necesario reproducir en la medida de lo posible tanto el par resistente de las ruedas como la inercia a mover por el motor.

Puesto que se empleará un único banco de pruebas para ambos motores, es necesario adaptar el sistema según el motor que se esté probando.

Las piezas y componentes que requieren un cambio son (Figura 4-26):

- El motor.
- Las placas de enfriamiento y de sujeción del motor (trasera y delantera respectivamente).
- El piñón del eje primario.
- La placa de ajuste (“separador”) del eje secundario.

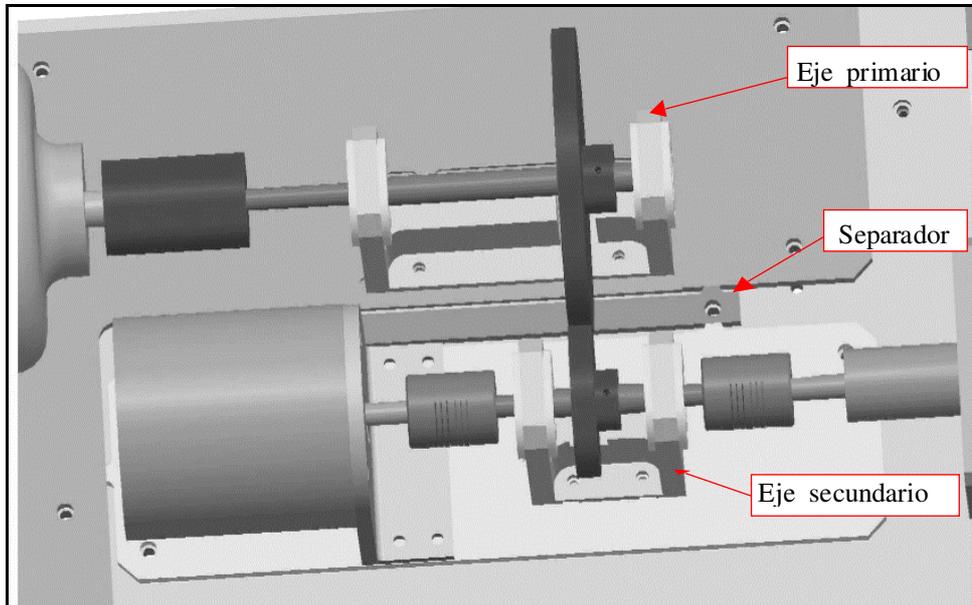


Figura 4-26 Sistema de regulación de la distancia entre ejes.

La desmultiplicación que se realiza con los piñones de los ejes primario y secundario debe adaptarse. Cuando se usa una reducción de 4, se conecta el piñón de 20 dientes en el eje primario y el de 80 en el secundario. En este caso las plataformas de soporte de ambos ejes están en contacto directo. Cuando la relación de transmisión es de 2:1, el piñón de 40 dientes reemplaza al de 20 y entonces es necesario añadir una placa intermedia separadora de 10 mm entre los soportes de los ejes.

4.5.2. FORMULACIÓN MECÁNICA DEL BANCO.

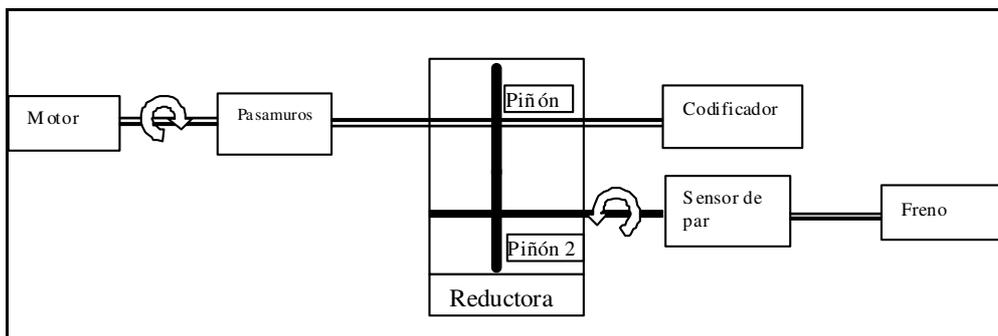


Figura 4-27 Diagrama del tren de transmisión.

La siguiente fórmula da el valor del par motor:

$$M_{motor} = \left(I_{eje_motriz} + I_{eje_primario} + I_{codificador} + \frac{I_{eje_secundario} + I_{sensor_par} + I_{freno}}{i^2 \cdot \eta} \right) \cdot \alpha_{motor} + \frac{Mr_{sensor_par}}{i \cdot \eta} + Mr_{codificador} + Mr_{pasamuros} \quad [4.4]$$

Donde:

- M_{motor} [N·m] es el par que entrega el motor (es el valor a medir).
- I_{eje_motriz} [kg·m²] es la inercia de todas las partes móviles de la unidad motriz, incluido el rotor del motor.
- $I_{eje_primario}$ [kg·m²] es la inercia del eje primario incluido el pasamuros.
- $I_{codificador}$ [kg·m²] es la inercia del codificador.
- $I_{eje_secundario}$, I_{sensor_par} e I_{freno} [kg·m²] son las inercias de dichos componentes.
- i es la relación de velocidades del engrane de los piñones de los ejes primario y secundario, $i = \text{velocidad motor/velocidad eje secundario}$.
- η es la eficiencia de la transmisión (se ha tomado un 90% como criterio conservador).
- α_{motor} [rad/s²] es la aceleración del motor.
- Mr_{sensor_par} [N·m] es el par resistente medido en el sensor, que es el que se aplica al freno.
- $Mr_{codificador}$ [N·m] es el par resistente que ofrece el codificador.
- $Mr_{pasamuros}$ [N·m] es el par resistente que ofrece el pasamuros.

Tal y como se detalla más adelante en el Apartado 4.5.4.1, se midieron $Mr_{codificador}$ y $Mr_{pasamuros}$ a temperatura ambiente, resultando que la suma de los pares resistentes de ambos elementos era de 16 mN·m.

En el caso del motor Phytron VSS 52, con una relación de transmisión de 1:4 (piñones 20 y 80) la fórmula [4.4] quedaría simplificada así:

$$M_{motor\ 52} = 47 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2 \cdot \alpha_{motor} + 16 \text{ mN}\cdot\text{m} + Mr_{sensor\ par}/3.8 \quad [4.5]$$

Y en el caso del motor Phytron VSS 57, con una relación de transmisión de 1:2 (piñones 40 y 80):

$$M_{\text{motor } 57} = 112 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2 \cdot \alpha_{\text{motor}} + 16 \text{ mN}\cdot\text{m} + M_{r_{\text{sensor par}}} / 1.9 \quad [4.6]$$

Existe una limitación introducida por el sensor de par: no es posible superar su capacidad de carga, de 350 mN·m (dato del fabricante). Para calcular el valor máximo del último sumando de las ecuaciones [4.5] y [4.6] se sustituye $M_{r_{\text{sensor par}}}$ por dicho valor. Entonces las ecuaciones quedarían simplificadas así:

$$M_{\text{máxima frenada motor } 52} = 47 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2 \cdot \alpha_{\text{motor}} + 108 \text{ mN}\cdot\text{m}$$

$$M_{\text{máxima frenada motor } 57} = 112 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2 \cdot \alpha_{\text{motor}} + 200 \text{ mN}\cdot\text{m}$$

Estos valores son coherentes con las estimaciones de par para las ruedas, ya que las ecuaciones características como se han visto en el Apartado 3.3.3.6 son:

Filtros según la ecuación [3.12]: $M_{\text{motor}} = 32 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2 \cdot \alpha_{\text{motor}} + 30 \text{ mN}\cdot\text{m}$

Grismas según la ecuación [3.11]: $M_{\text{motor}} = 80 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2 \cdot \alpha_{\text{motor}} + 48 \text{ mN}\cdot\text{m}$

Es decir en el banco de pruebas los motores verán una inercia mayor (criterio conservador), y el rango de par resistente al que se les someterá puede ser mayor (criterio conservador también) que los respectivos valores si estuviesen moviendo las ruedas.

4.5.3. SISTEMA DE TOMA DE DATOS DEL BANCO

El diagrama de la Figura 4-28 resume las interconexiones entre los diferentes componentes electrónicos encargados de la toma de medidas en el banco.

- El codificador está conectado directamente al controlador de Phytron, y le envía la información de la posición del motor.
- El controlador Phytron está conectado al puerto serie del computador de manera que se puede comandar el motor gracias a un programa instalado en el PC. El programa permite especificar el perfil de movimiento del motor y a la vez permite visualizar la información que recibe del codificador (el controlador de Phytron no dispone de pantalla de visualización).

- El sensor de par está conectado al visualizador de par y permite ver el par en tiempo real.
- El controlador de temperatura lee la información de temperatura que llega de los sensores localizados en el interior del banco.
- El controlador de presión lee la información que le llega del sensor y la muestra en pantalla. No obstante no hay lazo de control controlando la actividad de la bomba de vacío (una bomba turbo molecular respaldada por una bomba de membrana): ésta opera de manera continua y en cuanto se alcanza la presión de trabajo, se puede cerrar una válvula, desconectar la bomba y el criostato mantiene el nivel de vacío hasta un cierto tiempo. Pasado ese tiempo, hay que volver a conectar la bomba para eliminar el gas que se ha ido soltando en el interior.

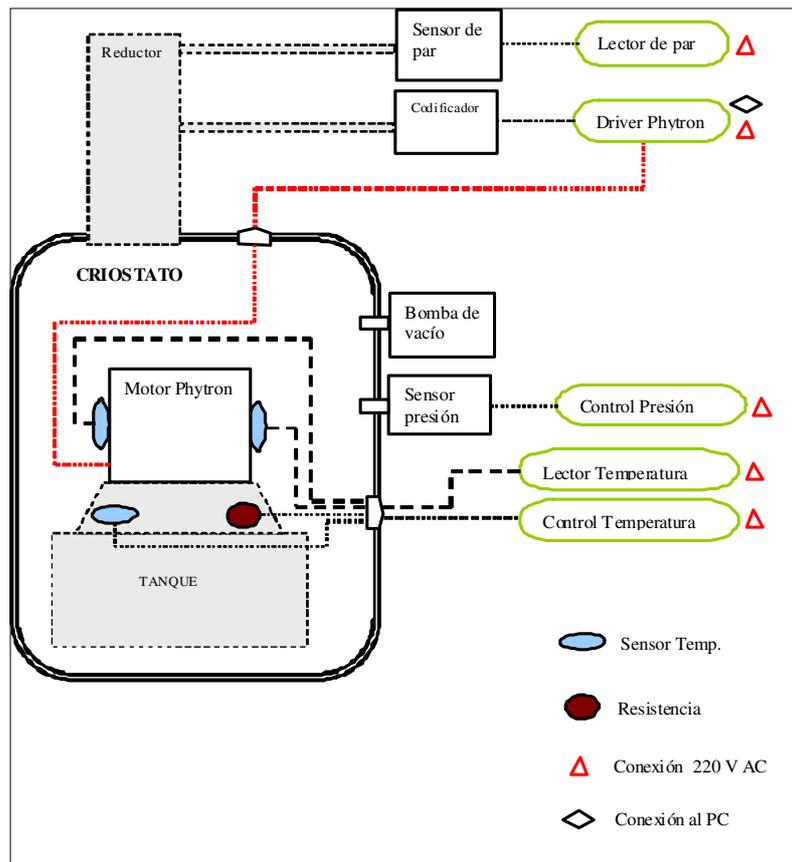


Figura 4-28 Esquema funcional del banco de pruebas.

4.5.4. DESCRIPCIÓN DE LAS PRUEBAS

Los siguientes apartados describen las pruebas mencionadas.

4.5.4.1. Medida de los pares resistentes estáticos a temperatura ambiente

Para caracterizar el sistema mecánico del banco y poder definir los términos de la ecuación [4.4] comentada en el Apartado 4.5.2, se realizó una campaña de medida de los pares resistentes de cada elemento interviniente. Las medidas realizadas fueron:

- Par resistente del motor VSS 52 sin conectar (“*detent torque*” en la tabla de la Figura 4-7) (*¹)
- Par resistente de los rodamientos de la unidad motriz.
- Par resistente del pasamuros.
- Par resistente de los ejes exteriores.
- Par resistente del codificador.
- Par resistente de la cadena motor + eje del husillo + pasamuros + eje primario + codificador. (*)
- Par resistente del eje secundario (sin aplicar freno).
- Calibración del medidor de par, aplicando pares conocidos y correlacionándolos con las lecturas de voltaje.
- Calibración final del sistema, para obtener la relación entre el par medido en el sensor de par y el par real entregado por el motor.

Para todo este proceso se usan llaves dinamométricas manuales.

4.5.4.2. Simulación de los tests a temperatura ambiente usando motores no criogénicos

Esta simulación fue necesaria de cara a:

- Probar el comportamiento mecánico del sistema.
- La puesta a punto del sistema de adquisición.

¹ Nota: Los apartados marcados con (*) se repiten para el motor VSS 57.

La descripción de los tests se hace en detalle en el siguiente apartado, correspondiente a los tests a temperaturas criogénicas.

4.5.4.3. Tests criogénicos preliminares

Se llevaron a cabo con todo el sistema integrado, incluyendo el motor VSS 52 (pero desacoplado del eje de la unidad motriz). El eje primario se retiró en un principio para poder medir el par resistente del pasamuros en vacío. Antes del sellado del criostato para arrancar el vacío, se comprobó el correcto funcionamiento del motor.

Este montaje del banco de pruebas se utilizó para:

- Validar el comportamiento del sistema de vacío y de criogenia.
- Medir los pares resistentes de los rodamientos de la unidad motriz.
- Comprobar el funcionamiento del sistema de medida de la temperatura.
- Estudiar el comportamiento térmico del motor: poniéndolo a funcionar a una velocidad de régimen dada, se registró el aumento de la temperatura en la carcasa.
- Calcular la mínima intensidad de corriente necesaria para que el motor se moviese sin estar acoplado a la unidad motriz.

4.5.4.4. Pruebas criogénicas

Una vez que se completaron las pruebas preliminares, se abrió el criostato y los acoplamientos flexibles se fijaron al eje del motor. También se acopló la placa de enfriamiento de la parte trasera del motor que en LIRIS se había identificado como muy útil para evitar sobrecalentamientos del motor en funcionamiento (Figura 4-21).

Una vez se alcanzó la temperatura de nitrógeno líquido en el interior del criostato, se realizaron las siguientes pruebas:

- Se repitió la secuencia de movimiento empleada en los tests preliminares, pero esa vez con el enfriamiento trasero anclado.
- Se midió la mínima intensidad de corriente para operar el motor acoplado a la unidad motriz.

La información disponible de los catálogos en red del fabricante incluyen información registrada a temperatura ambiente. Los tests se emplearon para medir la evolución del par frente a la velocidad para diferentes niveles de intensidad, a temperatura de trabajo.

Para comparar los resultados de catálogo con los reales de funcionamiento de los motores, se tomaron datos de par a cuatro regímenes de velocidad (150, 300, 450 y 600 rpm) para cada valor del amperaje de alimentación (0.9, 1.4, 1.8 y 2.5 A).

4.5.5. RESULTADOS Y CONCLUSIONES

La Figura 4-29 y la Figura 4-30 muestran las gráficas del fabricante y, superpuestas, los resultados de los tests. El fondo de las imágenes son las curvas de par publicitadas por el fabricante, con línea de color negro. Por debajo de las curvas del fabricante pueden verse las curvas reales correspondientes a diversos niveles de amperaje en cada motor. Ni siquiera con el máximo nivel de intensidad se alcanzan los valores de par que los motores supuestamente son capaces de entregar.

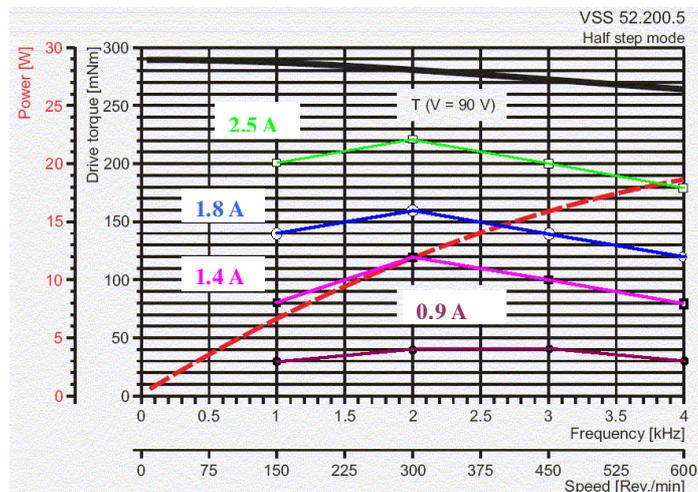


Figura 4-29 Medidas reales de par en comparación con las curvas del fabricante para el modelo VSS 52, en modo 2 micro-pasos por paso, para diversos valores de la intensidad de corriente. (Nota: la línea roja discontinua es parte de la gráfica del fabricante, indica la potencia consumida y corresponde con la escala vertical “Power [W]” a la izquierda de la gráfica).

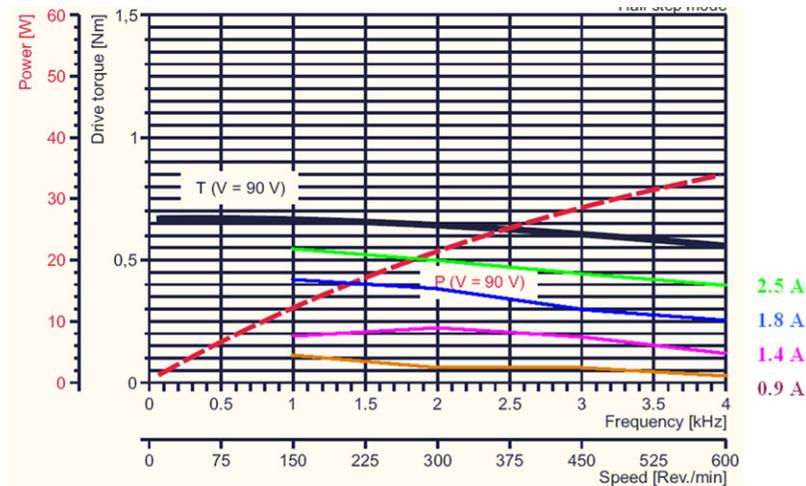


Figura 4-30 Medidas reales de par en comparación con las curvas del fabricante para el modelo VSS 57¹, en modo 2 micro-pasos por paso, para diversos valores de la intensidad de corriente. (Nota: la línea roja discontinua es parte de la gráfica del fabricante, indica la potencia consumida y corresponde con la escala vertical “Power [W]” a la izquierda de la gráfica).

Las curvas originales de las gráficas corresponden al modo “*half step*” es decir dos micro-pasos por paso (400 micro-pasos por vuelta). Con los datos obtenidos del banco de pruebas se han construido gráficas semejantes para ambos motores, en los tres regímenes de paso (completo, 2 micro-pasos por paso y 5 micro-pasos por paso). Sólo se muestran las gráficas correspondientes a las medidas en “*half step*” por simplicidad.

El resto de gráficas, así como los datos recogidos en todas las pruebas del banco de los motores, se encuentran disponibles en el documento [EMIR 2003].

A continuación se resumen las conclusiones del trabajo asociado al banco de pruebas de los motores descrito anteriormente:

- El par parásito introducido por los componentes de la unidad motriz (husillo) es despreciable tanto en condiciones ambientales, como a temperaturas criogénicas ($< 1 \text{ mN}\cdot\text{m}$).

¹ Nota: en realidad esta gráfica es la del motor VSS 65, que se ha usado en lugar de la que correspondería, la del VSS 57, que no está publicada por el fabricante. No obstante las gráficas son muy similares, con la excepción de que el par máximo para el VSS 57 al corte con el eje vertical se estima (ver Apartado 4.3) en $540 \text{ mN}\cdot\text{m}$ frente a los $650 \text{ mN}\cdot\text{m}$ del VSS 65.

- La temperatura en las placas frontal y trasera del motor se ha mantenido en el rango de 77 K a 90 K. En estos niveles el cambio de rendimiento del motor es inapreciable.
- La placa de enfriamiento en la parte trasera del motor cumple bien su función, y la temperatura en la parte trasera del motor es muy parecida a la medida en el flanco frontal, con diferencias siempre por debajo de 10 K. A la temperatura de 80 K, el coeficiente de expansión térmica del acero es de $8 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ [SHUMAKER 1993] y una variación de 10 K en una longitud de 70 mm (longitud del motor VSS 57) provoca un cambio dimensional de 6 micrómetros, suficientemente bajo para no afectar a la funcionalidad del motor.
- Las curvas de par dadas por el fabricante no son representativas del funcionamiento de los motores. En general, puede esperarse un 60% de la potencia prevista por el fabricante, cuando el motor trabaja a 5 micro-pasos por paso, y al máximo amperaje.
- El funcionamiento del motor es significativamente mejor cuanto mayor es el número de micro-pasos por paso. Esto podría deberse al hecho de que a bajas frecuencias las vibraciones inducidas por los pulsos de motor se acercan más a las frecuencias propias de los motores, y por tanto se aumentan los niveles de vibración. La mejoría se percibe tanto en un menor ruido durante el funcionamiento, como en un par máximo alcanzable mayor, como en una mejor fiabilidad ante picos súbitos de par resistente.
- El uso de la máxima intensidad admisible no necesariamente lleva a un aumento inaceptable de la temperatura del motor si la duración del movimiento es la prevista para las ruedas. El nivel de refrigeración obtenido gracias a la implementación de la placa trasera es suficiente para que los motores cumplan con el ciclo de uso previsto para las ruedas de grismas y de filtros.
- Las variaciones en el par que tiene que vencer el motor no afectan a su funcionamiento si el par máximo que vence está debajo del umbral admisible para la intensidad de corriente suministrada y la velocidad de giro requerida. Cambios bruscos de par por debajo de ese tope máximo, no tienen efectos negativos.

- Cuando se opera en modo paso completo no se percibieron errores de posicionado (pérdida de pasos), y los máximos errores medidos fueron de ± 2 micro-pasos en modo 1/5 para ambos motores.
- Aunque el motor VSS 52 es capaz de entregar el par necesario para mover tanto la rueda de grismas como la rueda de filtros, se empleará el motor VSS 57 para la rueda de grismas: el motor tiene un comportamiento aceptable, y dada la escasa diferencia de precio respecto al VSS52 merece la pena emplear el utilizado en las pruebas y comprar otro como repuesto.

4.6. BANCO DE PRUEBAS DE LOS COJINETES AUTOLUBRICADOS PARA CRIOGENIA

En el Apartado 4.4.3 se estudió el comportamiento de los rodamientos precargados en criogenia y se llegó a la conclusión de que no se podía depender del par debido a la precarga de los rodamientos, pues era muy difícil controlar ésta en frío. Es decir, se concluyó que hace falta un elemento de freno independiente.

Puesto que los rodamientos de alta calidad lubricados para criogenia son elementos críticos, difíciles de conseguir y caros, se plantea la duda de si es posible una solución simple a partir de cojinetes planos autolubricados.

Además existe interés en mejorar en lo posible la ruta térmica de enfriamiento entre las partes móviles de las ruedas y la estructura fija. Como se vio en el Capítulo 2, algunos instrumentos ya han probado la técnica de introducir mecanismos adicionales que mejoran la conductividad térmica estableciendo un puente térmico que puede retirarse para que la rueda gire. Es el caso del instrumento LINC-NIRVANA: la conclusión del equipo de diseño fue que los resultados no compensaban la complejidad del sistema mecánico adicional previsto.

Este apartado resume los estudios que se llevaron a cabo para identificar y eventualmente validar posibles materiales o tratamientos que formasen superficies autolubricadas para actuar:

- Como frenos de las ruedas.
- Como soportes estructurales de las mismas, tipo cojinete plano.

- Como rutas térmicas que mejorasen los tiempos de enfriamiento de las masas móviles.

4.6.1. CONCEPTO GENERAL DEL SISTEMA DE FRENADO Y SELECCIÓN DE MATERIALES

Hay dos conceptos de diseño que se podrían aplicar a las ruedas.

El más simple, es el uso de un único rodamiento de contacto angular, que empujase la parte móvil contra una superficie de apoyo autolubrificante. Sería ideal encontrar un rodamiento con un tamaño cuanto más pequeño mejor: el requerimiento sería que soportase la carga axial que se tendría que aplicar al rodamiento para mantener el sistema lo suficientemente rígido. El motivo de emplear el rodamiento más pequeño disponible es que cuanto más pequeño sea el rodamiento, menor será el efecto de la contracción diferencial respecto a las piezas (eje interno y anillo externo) que lo sujeten. Por su parte la superficie de apoyo autolubrificante mantiene la posición axial del disco, genera un par de fricción e introduce conductividad térmica adicional. Se hará referencia a este sistema como el modelo de ‘rodamiento contra cojinete’ (Figura 4-31).

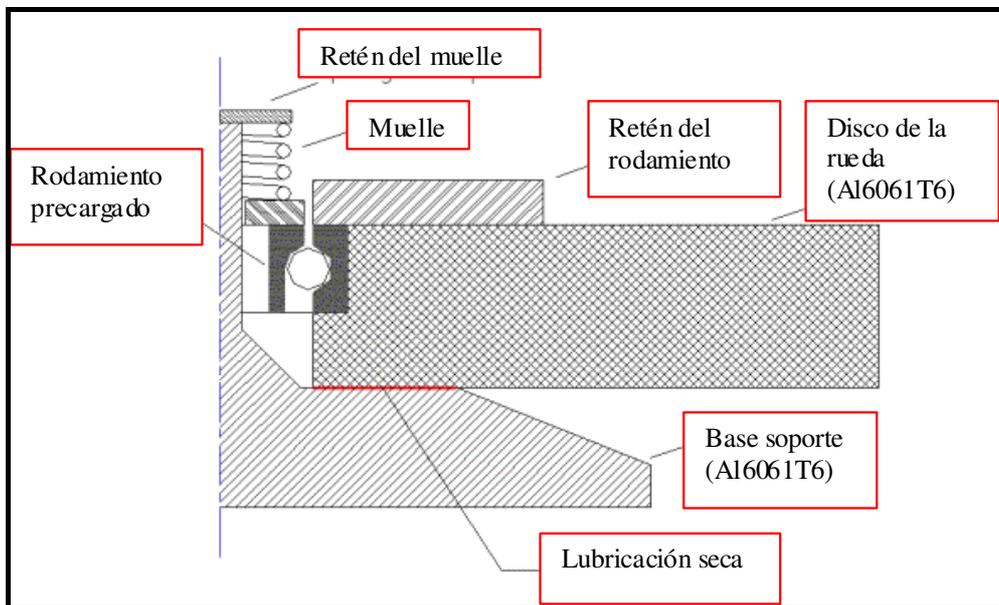


Figura 4-31 Esquema del sistema de rodamiento contra cojinete autolubricado.

Una segunda solución sería el uso de una pareja de rodamientos de contacto angular en dúplex para mantener la rueda, y en paralelo e independientemente

un freno de fricción para proporcionar enfriamiento y par resistente. La solución tiene la ventaja de separar la función estructural de la de frenado, a costa de introducir el dúplex con los problemas que ello conlleva, pero que en principio estarían resueltos gracias al trabajo del banco de pruebas de los rodamientos. A esta solución se la denominará modelo de ‘rodamientos dúplex más freno’.

Estas dos soluciones implican la colocación de un cojinete concéntrico con los rodamientos (en forma de anillo). Lo ideal sería que dicho anillo tuviese un diámetro pequeño por tres motivos:

1º La superficie del cojinete debe tener un acabado muy bueno en cuanto a planicidad. Cuanto mayor sea el diámetro en relación al espesor del cojinete, mayores problemas de distorsión se encontrarán.

2º En el caso de que se genere suciedad debido a la abrasión de las superficies en contacto, es necesario crear un sistema que recoja esa suciedad y la almacene lejos de las superficies ópticas. Debería tratarse de un sistema de laberinto. La posibilidad de un freno de pinza periférico se descarta, ya que en todo caso el sistema deberá tener un radio menor que el radio de colocación de las superficies ópticas. De otro modo al girar EMIR la suciedad caería hacia estas superficies.

3º De necesitarse un material caro, o un recubrimiento caro, el precio de un anillo pequeño será mucho más bajo.

Para cualquiera de las dos opciones es necesaria:

- Una superficie autolubrificante ‘en seco’ (es decir no son válidas las grasas o aceites porque son incompatibles con el vacío y las bajas temperaturas).
- Un coeficiente de rozamiento bajo para minimizar el desgaste y que la dependencia del par de frenado con respecto a la carga normal sea baja (es decir baja sensibilidad a la carga normal, para poder afrontar la incertidumbre inherente a los cambios dimensionales debidos a la contracción de los materiales).
- Un comportamiento estable del coeficiente de fricción, es decir que mantenga un valor del coeficiente de rozamiento constante durante la vida del material.

- Que su uso sea compatible con criogenia y vacío: que no desgasifique debido a propiedades del material (por ejemplo el nylon es higroscópico) ni debido al desgaste inherente al proceso de fricción.
- La estimación de la cantidad de vueltas que sería necesario girar la rueda de grismas para asegurar el tiempo de vida estimado del instrumento es la siguiente: 10 vueltas completas en cada noche x 300 noches de uso hábiles por año x 10 años de uso ininterrumpido = 30.000 vueltas. Esa es la vida útil a conseguir en los frenos.
- Un material con el coeficiente de contracción más próximo al del aluminio. Si es posible, que dicho material tenga una alta conductividad. Estos criterios descartan los plásticos frente al uso de soluciones basadas en materiales metálicos como base: como puede verse en la Figura 4-32, las conductividades de los plásticos son muy inferiores en todo el rango de temperaturas criogénicas. Se dejan como alternativa en el caso de que no se encuentre una solución basada en materiales que sean buenos conductores.

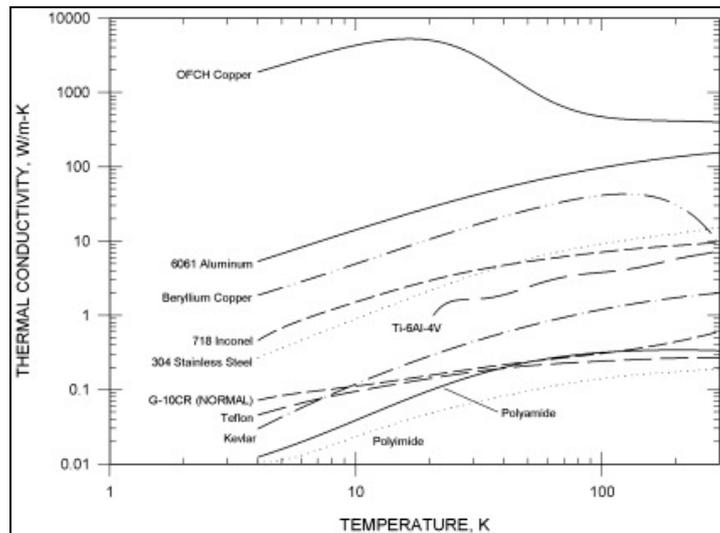


Figura 4-32 Conductividad térmica a bajas temperaturas.
Fuente [MARQUARDT 2000].

Los candidatos que se contemplaron en un principio fueron:

- Bronce N6 contra acero: se sabe que funciona en criogenia porque existe un freno de fricción en la rueda de la cámara de LIRIS, que funciona sin problemas a 77 K (como se vio en el Capítulo 2).

- Aleación de aluminio (Al 6061T6) anodizado recubierto con teflón: existe un procedimiento industrial disponible [NITUFF 2012] que proporciona una capa de 25 micrómetros de teflón sobre la base de una pieza de aluminio anodizado.
- Aleación de aluminio (Al 6061T6) recubierto con WS_2 : existe un recubrimiento comercializado llamado Dicronite, con el que se tiene experiencia en el tratamiento de los rodamientos. Se identificaron dos tratamientos de Dicronite potencialmente aplicables, el DL5 y el D++, por recomendación del fabricante.
- Aleación de aluminio (Al 6061T6) recubierto con $TiN + MoS_2$: a sugerencia de Dicronite se probó este recubrimiento que proporciona coeficientes de rozamiento dinámico de 0.2 con acero de tipo 440C.
- Aluminio (Al 6061T6) recubierto con Keronite: es el nombre comercial [KERONITE 2012-1] de un proceso patentado de oxidación electrolítica por plasma que genera capas de alúmina de bajo espesor en aluminio o aleaciones de aluminio. Fue desarrollado en los años 60 para los programas espaciales de EEUU, con la idea de poder aportar dureza superficial y resistencia al desgaste y corrosión a aleaciones blandas (de aluminio, magnesio o titanio). El tratamiento Keronite de por sí no es autolubricante pero proporciona una base dura sobre la cual se puede aplicar una capa de recubrimiento lubricante.

4.6.2. OBJETIVOS DE LAS PRUEBAS

La información que se quiere obtener durante los tests de los materiales a probar es la siguiente:

- Coeficientes de fricción (estático y dinámico).
- Resistencia del freno al desgaste: en este sentido los candidatos que consisten en recubrimientos superficiales son más críticos que los materiales uniformes (bronce), ya que cuando se desgasta el recubrimiento, termina la vida útil del freno. Cada rueda debe sobrevivir un total de 30.000 vueltas completas (según las especificaciones descritas en 3.2.2.9). Durante el test se llevará un registro del par para tener constancia de la evolución del coeficiente de fricción. Una vez que el disco sea desmontado, se medirá la variación del espesor de la pieza.

- Comportamiento térmico: se efectuará un registro constante de la temperatura durante las pruebas, para observar la capacidad de evacuación del calor generado en la fricción.
- Vibración y ruido: también es necesario registrar la aparición de ruido en el sistema, por ejemplo el que proceda del típico comportamiento de adherencia-deslizamiento.
- Producción de suciedad: debido al desgaste, predeciblemente se producirán restos en forma de viruta, se estudiará este fenómeno para encontrar una solución a la retirada de esos elementos contaminantes.

4.6.3. CÁLCULOS Y DISEÑO DE LOS COJINETES

El diseño de los discos probeta para las pruebas de fricción depende de las restricciones que impone el uso de rodamientos criogénicos para guiar el giro de los discos. Idealmente se podrían haber empleado rodamientos del tamaño de los reales de las ruedas, pero eso conllevaría una fabricación, transporte, y tratamientos mucho más costosos. De hecho, se contactó con las empresas Dicronite y Keronite y se acordó que para un tamaño reducido de pieza, entorno a 50 mm máximo, harían el tratamiento y el envío gratis a cambio de un informe de los resultados obtenidos.

Puesto que los rodamientos más grandes de los que se tenía acopio en la fecha de desarrollo del prototipo eran los R8 de Bearing Works, se diseñó el concepto de banco que se muestra en la Figura 4-33, en el que la pieza que marca el tamaño de las pistas de fricción es el propio rodamiento R8.

En el diseño, para minimizar los esfuerzos parásitos debidos a la aplicación del par, se coloca el plano central del rodamiento en el mismo plano de la pista de deslizamiento. El diámetro interior (30 mm) de los discos se ajusta entorno a la carcasa soporte del rodamiento. Se elige un espesor de 10 mm para facilitar que las piezas sean lo suficientemente rígidas y por tanto se pueda conseguir una planicidad adecuada en las superficies a tratar. El diámetro exterior se elige (50 mm) tal que la sección toroidal del disco es cuadrada, con el objetivo de tener una relación de aspecto robusta que permita acabados superficiales y tolerancias de planicidad estrictas. El radio medio es de 20 mm.

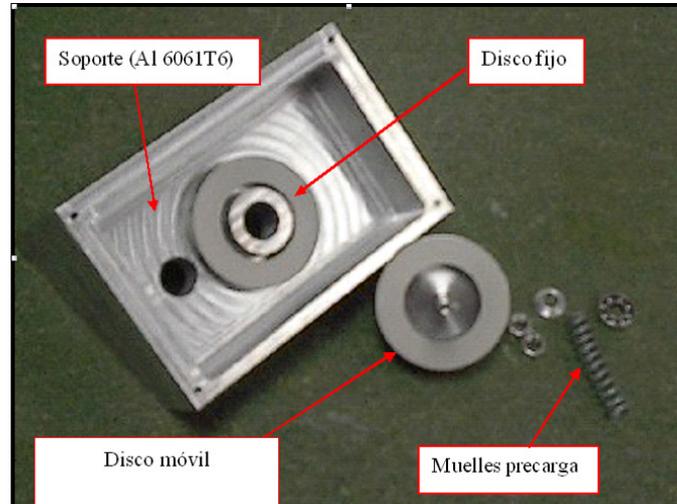


Figura 4-33 Componentes de la parte criogénica del banco de pruebas de los cojinetes criogénicos.

Los modelos empleados comúnmente para caracterizar el comportamiento de los discos a fricción son dos: el de presión uniforme y el de desgaste uniforme.

Las fórmulas que relacionan la precarga, el par resistente, el coeficiente de fricción y las dimensiones de los discos son [LINGAIAH 1994]:

- Criterio de la presión uniforme entre superficies en contacto:

$$M = \mu \cdot F \cdot \frac{2}{3} \frac{(r_{ext}^3 - r_{int}^3)}{(r_{ext}^2 - r_{int}^2)} = \mu \cdot F \cdot K_p \quad [4.8]$$

Donde:

- M [N·m] es el par resistente al giro debido al rozamiento.
- F [N] es la fuerza normal a las superficies en contacto.
- R_{ext} [mm] es el radio exterior del anillo.
- R_{int} [mm] es el radio interior del anillo.
- K_p [mm] es el radio equivalente según el criterio de presión uniforme.

$$K_p = \frac{2}{3} \frac{(r_{ext}^3 - r_{int}^3)}{(r_{ext}^2 - r_{int}^2)} = 20.3mm \quad [4.9]$$

- Criterio de desgaste uniforme en el contacto:

$$M = \mu \cdot F \cdot \frac{(r_{ext} + r_{int})}{2} = \mu \cdot F \cdot K_D \quad [4.10]$$

$$\text{donde } K_D = \frac{(r_{ext} + r_{int})}{2} = 20mm \quad [4.11]$$

El radio efectivo que se deduce del modelo de presión uniforme y el del modelo de desgaste uniforme difieren muy poco (20.3 mm y 20 mm respectivamente), por lo que se empleará directamente el radio medio, 20 mm, para los cálculos de par.

La precarga del muelle de compresión, y por tanto la fuerza normal actuando en la zona de rozamiento se fija en 90 N. El criterio seguido es que la presión en el caso de los discos probeta y más tarde en el modelo final de la rueda sea el mismo para que los resultados del banco de pruebas sean significativos.

Para evaluar cuál es la fuerza normal en la rueda se supone que el diseño sea de rodamiento contra cojinete (igual que en el banco de pruebas). La carga mínima que habría que aplicar sobre la superficie en este caso sería la suficiente para mantener las superficies en contacto en la orientación de trabajo de la rueda. La masa de las partes móviles de la rueda se estimó en 44 kg en el Capítulo 3. En el peor de los casos (la rueda en horizontal con su peso separándola de la superficie de fricción), la precarga del rodamiento contra la superficie debía ser de 440 N, para que no se produjese el despegue de las superficies en contacto. En el caso de los discos de fricción de la rueda de grismas, se estimó que el radio medio podrían ser unos 50 mm para dejar hueco en el centro a los rodamientos; con un ancho de 20 mm (para mantener proporciones parecidas a las probetas, dándole rigidez al anillo para poder conseguir un buen acabado en la superficie de deslizamiento) se tendría un área total de contacto entorno a cinco veces mayor que respecto a los discos del banco.

Para que la presión de contacto aparente fuese la misma en discos definitivos y en las probetas, se tomó en las probetas aproximadamente la quinta parte de la fuerza normal en los discos definitivos, es decir 90 N.

El par resistente necesario para mantener el correcto funcionamiento de la rueda de grismas son 2000 mN·m. Teniendo en cuenta el criterio de desgaste uniforme, se aplicaría la fórmula [4.10]: $F = 440$ N sería la fuerza normal,

$T = 2000 \text{ mN}\cdot\text{m}$, y si el radio medio son 50 mm como valor promedio del disco de fricción en la rueda, resulta que el coeficiente de rozamiento ideal es de 0.09.

Con este valor se tiene una referencia para determinar si es posible emplear el modelo de rodamiento contra cojinete. Efectivamente, si se encuentran parejas de materiales que tengan un coeficiente de rozamiento mayor, ya que no es posible disminuir la precarga habría que disminuir el radio de los discos, para lo cual hay un límite marcado por el diámetro de la columna que soporta la rueda principal; o bien aceptar un frenado mayor lo que conlleva mayor demanda de par motor (para lo que también hay límites).

En cambio si se obtiene un rozamiento menor, habría que aumentar el radio, lo que también tiene sus límites y es costoso, o bien aumentar la precarga.

En este caso habría más libertad de acción porque aumentar la precarga de un único rodamiento no da problemas de gripado en frío, y los rodamientos aguantan cargas mucho mayores que las posibles en este diseño: y a mayor precarga, mayor fuerza normal entre superficies del freno, mayor rigidez y mejor conductividad térmica.

De no resultar prácticas ninguna de las dos soluciones, entonces habría que renunciar a la simplicidad del diseño de rodamiento contra cojinete, usar un dúplex y por medio de anillos de frenado precargados frenar la rueda.

Entre los materiales que van a ser empleados se tienen coeficientes de fricción que oscilan en ambiente entre 0.5 (bronce sobre acero sin lubricar) y 0.04 (teflón). Ambos valores se obtuvieron experimentalmente usando el método de la rampa inclinada, expresamente para el banco de pruebas dado que en la literatura los coeficientes varían ampliamente.

En el caso del primer coeficiente se tendrían (usando de nuevo la fórmula [4.10] con una fuerza normal de 90 N) pares resistentes en el banco de pruebas de 900 mN·m.

Este nivel de par puede vencerse, para hacer girar el disco de freno de manera automatizada, empleando el motor Phytron disponible para condiciones ambientales (modelo ZSS 57, par máximo 500 mN·m a 60 rpm), con un coeficiente de reducción de 1:2 entre el eje del freno y el eje acoplado al motor.

4.6.4. DESCRIPCIÓN MECÁNICA DEL BANCO DE PRUEBAS

En función de los cálculos expuestos en el apartado anterior, se diseñaron y fabricaron discos con las dimensiones que aparecen en el extracto del plano de fabricación ilustrado en la Figura 4-34.

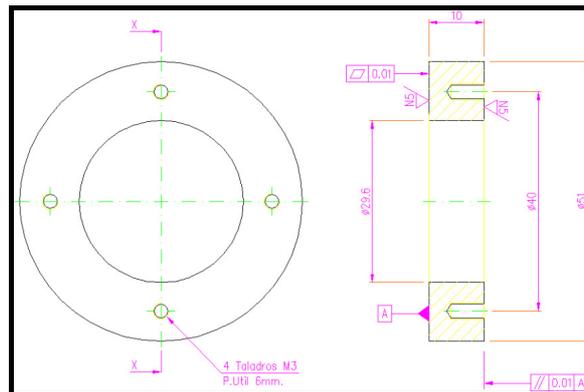


Figura 4-34 Dimensiones del cojinete de pruebas.

La Figura 4-35 muestra el 3D del banco de las pruebas que fue diseñado para las pruebas de los frenos. Como se ve, el sistema es el mismo que se empleó en el banco de pruebas de los motores, con ligeras variaciones.

En primer lugar (de izquierda a derecha) se observa un acoplamiento flexible (rojo) que permite acoplar un motor ZSS 57 (no mostrado, iría sobre la plataforma azul claro) al medidor de par dinámico (gris).

A la salida del eje del medidor de par, se coloca un sistema de engranajes que va a permitir jugar con la combinación de par/velocidad. Si el par resistente es muy alto en el freno (acoplado al final de la cadena, soportado por la escuadra azul), se usará un desmultiplicador para que el motor pueda mover la carga.

Si el par es suficientemente bajo, se puede invertir el engrane de manera que la velocidad de giro sea mayor (y por tanto puedan realizarse más vueltas del freno en el mismo tiempo, reduciendo la duración de las pruebas de vida).

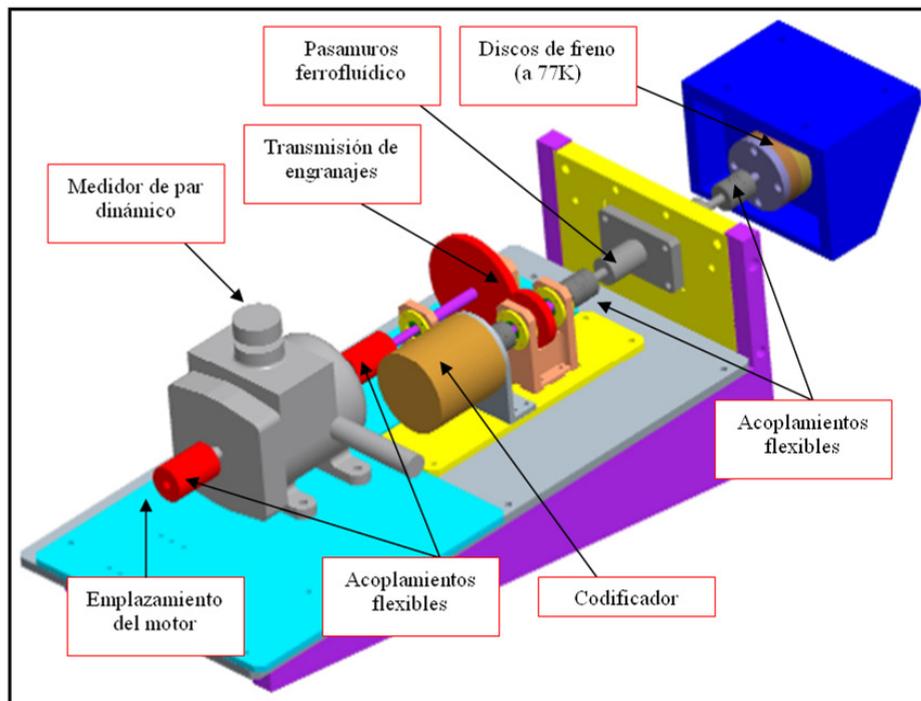


Figura 4-35 Modelo 3D del sistema de pruebas. A la derecha la parte criogénica, y a la izquierda la parte exterior al criostato a temperatura ambiente.

La parte criogénica del sistema (la que va dentro del criostato) consiste en una carcasa soporte sobre la que se monta uno de los discos, y un eje que porta el otro disco y que se precarga contra el primero por medio de un muelle de compresión.

La precarga del muelle se controla midiendo la longitud final del muelle y comparando la medida con una tabla de valores de deformación-carga previamente desarrollada para el muelle.

Previo al montaje del sistema en el banco de criogenia y vacío, se caracterizan en caliente los valores de par resistente y del coeficiente de fricción estático para varias precargas. Esto se realiza con un sensor de par electrónico acoplado al disco móvil, como se muestra en la Figura 4-36.



Figura 4-36 Medición del par de frenado en condiciones ambientales.

Las siguientes imágenes (Figura 4-37 a Figura 4-39) muestran el banco de pruebas durante la fase de pre-integración y puesta a punto.



Figura 4-37 Criostato del banco de pruebas: tanques de nitrógeno líquido y base fría.



Figura 4-38 Ensamblando los componentes de la parte externa del banco de pruebas.



Figura 4-39 Integración de la parte fría (discos de freno en estructura soporte) en el interior del banco de pruebas.

En cuanto al acople de la parte criogénica con el pasamuros de rotación del criostato, se reutilizó el sistema empleado en el banco de pruebas de los motores: una junta flexible compuesta por dos acoplamientos y una varilla intermedia de fibra de vidrio, tal y como se muestra en la Figura 4-40.



Figura 4-40 Ensamble de los acoplamientos flexibles entre la parte fría del banco y el eje al exterior.

Las imágenes a continuación (Figura 4-41 y Figura 4-42) corresponden al montaje final, vaciado del criostato a 10^{-4} mbar y enfriamiento con nitrógeno líquido. Un sensor de temperatura acoplado al disco fijo permite monitorizar en tiempo real la temperatura del disco. También se instalaron calentadores de manera que el sistema pudiese llevarse rápidamente a temperatura ambiente en caso de ser necesario para acelerar el cambio de discos de un material a otro.

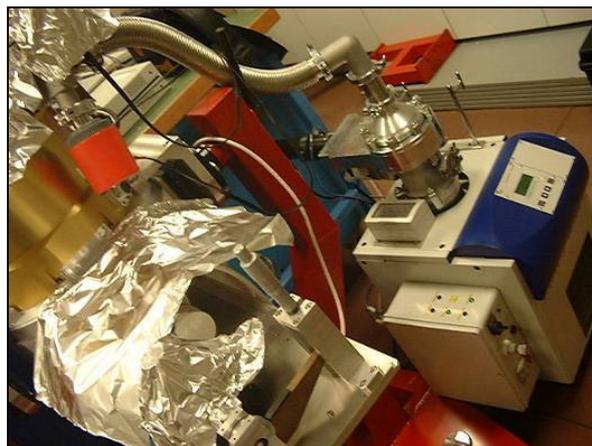


Figura 4-41 Equipo de vacío: bomba turbo molecular con bomba de membrana como respaldo. El papel de aluminio protege de salpicaduras de nitrógeno líquido.



Figura 4-42 Enfriamiento del banco de pruebas por medio de nitrógeno líquido vertido en los tanques.

4.6.5. RESULTADOS DEL BANCO DE PRUEBAS

4.6.5.1. Al6061 + Dicronite DL-5 contra sí mismo

Con el montaje descrito en el apartado anterior se toman medidas de par estático y se registran 260 mN·m ($\mu = 0.14$) en los primeros dos intentos, que suben a 390 mN·m ($\mu = 0.22$) en los dos siguientes con inicio de fenómeno de adherencia-deslizamiento. Se descarta como solución viable porque es inadmisibles que las ruedas (particularmente la de grismas) presenten comportamiento de adherencia-deslizamiento en condiciones ambientales.

Se desmonta el sistema y se aprecia que la superficie de deslizamiento muestra claros síntomas de destrucción con arrastre de material, de manera que se alcanza la capa de sustrato inferior. Se descartó como solución.

4.6.5.2. Al 6061T6 + Dicronite D++ contra sí mismo

A fecha de realización de las pruebas, Dicronite propuso el empleo de esta variante de su tratamiento, del que no dio más referencias. Se probaron los discos con idéntico resultado al Dicronite DL-5. Se descartó como solución.

4.6.5.3. AISI 316 + Dicronite-DL5 contra AISI 316 + Dicronite-DL5

Presenta un coeficiente de fricción alto ($\mu = 0.35$) y se da fenómeno de adherencia-deslizamiento. Se descarta como solución. En este caso es interesante comentar que la solución de AISI 316 + Dicronite es comúnmente empleada para rodamientos en condiciones de vacío. Es una solución válida y usada muy comúnmente, e incluso el fabricante reporta comportamientos del orden de $\mu = 0.03$ para la prueba del plano inclinado, contra sí mismo.

Las pruebas realizadas con una carga de 90 N, que en este caso suponen un incremento de carga de 90 veces respecto al peso propio, ya que los anillos de acero pesan aproximadamente 1 N (100 g de masa), demuestran que el modelo de Coulomb que supone que el coeficiente de rozamiento es independiente de la carga normal no es válido de manera universal. Y también que los coeficientes de rozamiento que ofrecen los fabricantes son resultados muy concretos válidos en condiciones muy específicas. Para el Dicronite, extrapolar que el funcionamiento comprobado en rodamientos (donde el fenómeno de fricción se da sobre rodadura y no sobre deslizamiento puro), es válido para cojinetes, hubiera sido un error.

4.6.5.4. Al 6061T6 + TiN+ MoS₂ contra sí mismo

Se probaron en condiciones ambientales y tuvieron comportamiento de adherencia-deslizamiento, idéntico al Dicronite, con un par estático de entorno a 450 mN·m ($\mu = 0.25$). Se descarta como solución.

4.6.5.5. Al 6061T6 + TiN+ MoS₂ contra AISI 316

Idéntico al anterior. Se descarta como solución.

4.6.5.6. Al 6061T6 + Nituff contra Al 6061T6 + Nituff

Se inicia el procedimiento de medida de par estático en condiciones ambientales con un registro de 250 mN·m ($\mu = 0.14$) que tras 5 vueltas completas y 20 medidas va aumentando progresivamente, estabilizándose a partir de la 15ª medida en 330 mN·m. El coeficiente de fricción estático sería de $\mu = 0.18$.

Se desmonta el sistema y se comprueba la presencia de rayas localizadas en la zona media de los discos. Pese a todo, ya que no se ha dado fenómeno de adherencia-deslizamiento y el par tiende a estabilizarse, se toma la decisión de montar el sistema de nuevo y se integra en el criostato de pruebas.



Figura 4-43 Discos de Al6061 recubiertos de Nituff tras las medidas de par en condiciones ambientales.

Durante el transcurso de las pruebas se registra la temperatura de la pastilla fija de freno, la presión en el interior del criostato y el par motor que se le aplica al freno desde el exterior.

La secuencia de operación es: giro del freno a 20 rpm, cuando la temperatura alcanza un valor alto (entre 95 y 100 K) se detiene el movimiento y se vuelve a arrancar cuando la temperatura ha descendido al entorno de los 90 K.

No hay un criterio fijo para la temperatura límite superior o inferior (ésta última no puede bajar de los 77 K, temperatura del refrigerante, nitrógeno líquido), y a veces las pruebas se detienen por tener que ausentarse el personal a cargo de las mismas.

En total se somete al freno a unas 27000 vueltas, en el transcurso de 24 horas (dos turnos de 12 horas)

Los resultados de las medidas en frío son los que se indican en la Figura 4-44. La medida promediada de par en cada prueba se representa en la curva fucsia “Par medido”, el ajuste automático de Excel a una recta es la gráfica “Ajuste lineal”.

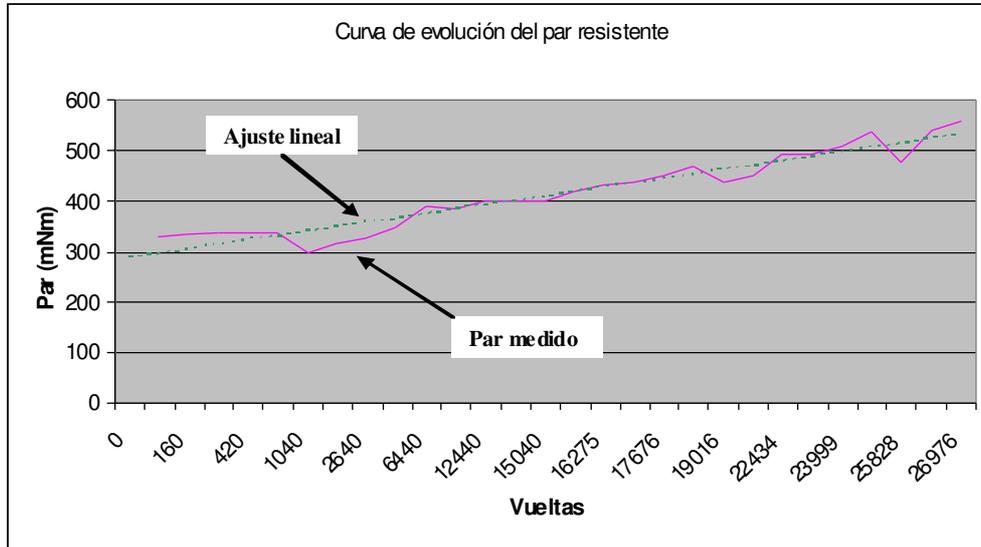


Figura 4-44 Evolución del par resistente de los discos de Al6061 tratados con Nituff.

La evolución térmica del banco de pruebas se muestra en la Figura 4-45. Las temperaturas techo toman valores fijos (100 K) a partir de un cierto punto porque se adoptó como criterio detener las pruebas a partir de esa temperatura, para evitar sobrecalentamientos.

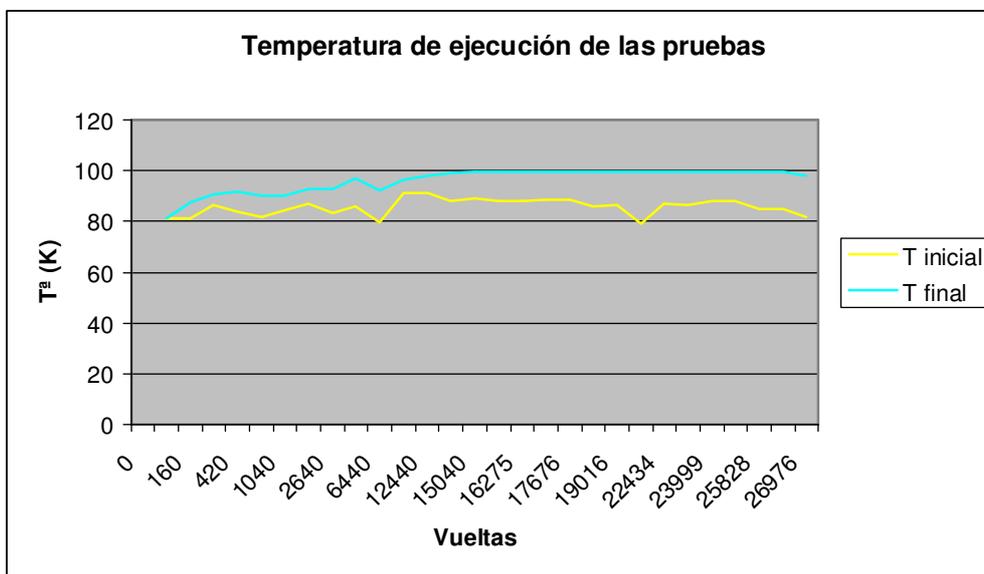


Figura 4-45 Evolución de la temperatura del disco fijo en las pruebas del Nituff. La tendencia a estabilizarse es una prueba de la aceptable conductividad de la solución.

Una vez finalizadas las pruebas en frío, se calentó el banco y se realizó una medida del par de arranque, el resultado fue de entre 600 y 700 mN·m, lo cual se corresponde bien con las últimas medidas realizadas en frío.

Se examinó el banco una vez abierto para localizar la presencia de posibles restos debidos al desgaste de las pastillas. Efectivamente se encontraron restos, si bien no demasiado abundantes, de tamaño muy pequeño (aspecto de purpurina). Los discos estaban notablemente más marcados en un área entre el diámetro medio de contacto y el interior, por lo que se supone que el contacto no fue todo lo uniforme que se deseaba; y que el desgaste de ser más uniforme habría sido menor, y hubiera dado lugar a un incremento menor del par.

Las medidas llevadas a cabo en metrología dimensional revelaron desgastes de entre 13 y 19 micrómetros de la zona de fricción respecto de la zona exterior en la pieza móvil, y de 1 y 6 micrómetros en la pieza fija.



Figura 4-46 Los discos de Al 6061T6 tras las pruebas a temperaturas criogénicas. Nótese cómo la superficie desgastada no coincide con la superficie total enfrentada.

Las conclusiones extraídas de estas pruebas fueron las siguientes:

- No es directamente comparable el funcionamiento del freno en caliente al funcionamiento en frío. El aumento progresivo del par resistente en caliente es mucho mayor que en frío para las mismas condiciones de precarga,

incluso cuando la velocidad de giro en frío fue 20 veces mayor. Se puede deducir que a temperaturas criogénicas se ralentiza el inevitable desgaste de los discos.

- El par aumentó sensiblemente durante las pruebas. Por una parte el progresivo desgaste de los frenos va dando lugar al aumento del coeficiente de fricción. Por otra parte, dentro de cada ciclo de operación (entre que se arranca a temperaturas bajas y se detiene cerca de 100 K), el aumento de la temperatura es paralelo a un aumento del par. Cuando el sistema vuelve a temperaturas bajas y se arranca un nuevo ciclo, el par es inferior al último registrado en el ciclo anterior, pero superior a los primeros registros de dicho ciclo anterior.
- Lo que sí es similar es el coeficiente de fricción a temperaturas criogénicas y a temperatura ambiente, para el mismo estado de desgaste. En la integración en caliente el último par medido fue de 330 mN·m y en el arranque de las pruebas en frío el par medido estaba entorno a ese mismo valor. En las últimas medidas en frío y en las que se llevaron a cabo una vez calentado el criostato, también se alcanzaron valores semejantes.
- El valor del coeficiente de fricción dinámico en frío osciló entre $\mu = 0.18$ y $\mu = 0.39$.
- El vacío no se ve afectado por el fenómeno de fricción. El valor de la presión no cambió en ningún momento de las pruebas. Es decir, no se produce ningún fenómeno de desgasificación del material inherente a su proceso de desgaste.

En todo caso la conclusión más importante alcanzada hasta ese punto de la evolución de las pruebas, fue que se necesitaba un sustrato duro (anodizado) que diera soporte a la capa de lubricante. El lubricante aplicado directamente sobre el aluminio no cumple su función porque se produce adherencia y arrastre del sustrato.

4.6.5.7. Al 6061T6 + Keronite contra Al 6061T6 + Keronite

Se fabricaron 8 discos de aleación de aluminio con las dimensiones estándar para la prueba, y se enviaron a tratar a la empresa Keronite. La empresa por su experiencia sugirió que se emplearan cuatro recubrimientos diferentes.

- Keronite sin lubricante.
- Keronite con MoS₂.
- Keronite con Nitruro de Boro (en adelante BN).
- Keronite con PTFE.



Figura 4-47 Discos recibidos tras el tratamiento con Keronite.

Medidas de par a temperatura ambiente (20 °C) y a presión atmosférica

El primer paso fue medir los pares de fricción de las probetas a temperatura ambiente, es decir a 20 °C y presión atmosférica. Esta medida se llevó a cabo en un banco clase 1000. En cada test se repitió la medida veinte veces durante 5 vueltas para registrar el par resistente estático medio.

- Al6061 tratado con Keronite en los dos discos.

Al completar las 5 vueltas el promedio de las 20 medidas es de 495 mN·m, con resultados en el rango de 490-500 mN·m ($\mu = 0.27-0.28$), produciéndose comportamiento de adherencia-deslizamiento. No se apreció deterioro de las superficies ni suciedad debida al desgaste. En vista del elevado coeficiente de rozamiento, se descartó el Keronite puro como superficie apta para los frenos de fricción.

- Al6061 tratado con Keronite + MoS₂ en los dos discos.

Resultados en el rango de 200-215 mN·m ($\mu = 0.11 - 0.12$) con deslizamiento suave. No se apreció deterioro de las superficies ni suciedad debida al desgaste. El comportamiento fue muy satisfactorio.

- Al6061 tratado con Keronite + BN en los dos discos.

Medidas en el intervalo 270-290 mN·m ($\mu=0.15-0.16$) con comportamiento de adherencia-deslizamiento. No se apreció deterioro de las superficies ni suciedad debida al desgaste. Pese a tener un comportamiento no tan adecuado como el MoS₂, se considerará un potencial candidato a ser empleado en criogenia.

- Al6061 tratado con Keronite + PTFE en los dos discos.

Se obtuvieron lecturas en el intervalo de 200-215 mN·m ($\mu=0.11-0.12$) con deslizamiento suave. No se apreció deterioro de las superficies ni suciedad debida al desgaste durante dos vueltas. Entonces apareció un comportamiento de adherencia-deslizamiento, y el par se incrementó hasta 300 mN·m durante las 10 vueltas siguientes.

Después de este paso, las probetas de Keronite con MoS₂ y con BN, las únicas que se consideraron aptas, se instalaron en el criostato de pruebas. Se midió entonces el par resistente a presión y temperatura ambiente, después en vacío a temperatura ambiente.

Medidas a temperatura ambiente, en vacío.

- Al6061 tratado con Keronite + MoS₂ en los dos discos.

El par se reduce desde 200-215 mN·m antes de empezar la evacuación del criostato, a 144 mN·m a 1 mbar, 108 mN·m a 10⁻² mbar, y finalmente llega a un mínimo de 72 mN·m a 10⁻⁴ mbar (ver Figura 4-48).

- Al6061 tratado con Keronite + BN en los dos discos.

Antes de que el criostato fuera evacuado se midió de nuevo el par, que vuelta tras vuelta se incrementó hasta que a la décima vuelta alcanzó un valor de entre 600 y 750 mN·m, con un comportamiento de adherencia-deslizamiento ruidoso. El par es medido durante el procedimiento de evacuación, en dos vueltas para cada valor de presión intermedio (1 mbar, 10⁻² mbar, 10⁻⁴ mbar), y el comportamiento de adherencia-deslizamiento, así como los valores de par medidos en condiciones ambientales se mantuvieron.

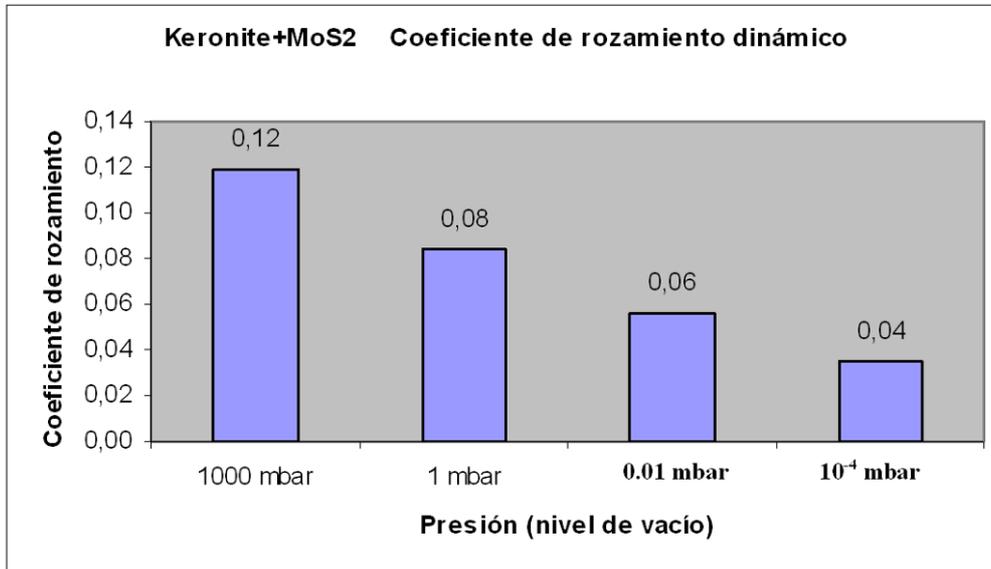


Figura 4-48 Dependencia del nivel de vacío (presión en el interior del criostato) del par resistente debido a la fricción: al alcanzar el nivel estándar de vacío (10^{-4} mbar) el coeficiente se reduce a la tercera parte respecto a los valores medidos en condiciones de presión atmosférica.

Teniendo en cuenta los resultados observados con el BN, los tests con Keronite + PTFE no se llevaron a cabo en vacío ni en criogenia. El motivo fue que el material ideal debe comportarse satisfactoriamente (coeficiente de rozamiento bajo y estable, ausencia de fenómeno de adherencia y deslizamiento) tanto a temperatura ambiente como en condiciones criogénicas. De no ser así, las pruebas preliminares que se realizan antes de todo enfriamiento criogénico para comprobar la funcionalidad básica de los mecanismos no serían posibles, y ello supondría asumir un riesgo de fallo en criogenia que no es aceptable.

Medidas en condiciones criogénicas

- Al6061 tratado con Keronite + MoS₂ en los dos discos.

A medida que la temperatura bajó el vacío mejoró hasta alcanzar los $3 \cdot 10^{-6}$ mbar, y el par permaneció a 72 mN·m. El anillo rotó a 60 rpm durante 2300 revoluciones, 1150 en cada sentido, sin cambios notables en el par, ni ruidos o vibraciones. Entonces la velocidad de rotación se aumenta a 150 rpm y los anillos se rotaron durante 1800 vueltas (900 en cada sentido), sin que se produjera ni ruido ni cambios en el par. La velocidad de giro se incrementó

hasta 300 rpm, y en 25900 vueltas (14950 en cada sentido) el par permaneció totalmente estable a 72 mN·m, sin ruido apreciable.

En total se dieron 15000 vueltas en cada sentido, con un total de 30.000 vueltas. Durante las pruebas, la temperatura en el disco fijo nunca superó los 80 K (temperatura base 78 K) ni siquiera durante largos periodos de movimiento. Fue debido al bajo nivel de fricción (baja generación de calor) y a la conductividad debida al reducido espesor (0.01 mm en promedio) de la capa cerámica. La temperatura sólo fue medida en el anillo estático.

Tal y como se mencionó anteriormente, el coeficiente de fricción no cambió de temperatura ambiente a la criogénica, y después de 30.000 revoluciones se mantuvo perfectamente estable a 0,04. En los test no se observó la generación de partículas de suciedad a simple vista. Una vez que el criostato fue abierto se observaron los efectos de las pruebas en las muestras. Las medidas de metrología no dieron cambio de espesor apreciable.



Figura 4-49 Los discos tratados con Keronite+MoS₂ tras las pruebas.

- Al6061 tratado con Keronite + BN en los dos discos.

A temperaturas criogénicas (78 K) las medidas se repitieron durante 10 vueltas, y los valores permanecieron idénticos a los registrados en vacío (10^{-4} mbar) y a 20 °C. Hubo fenómeno de adherencia-deslizamiento y el coeficiente de rozamiento fue excesivo. Por tanto no es aceptable el uso de este tratamiento.

Tal y como se mencionó anteriormente, ni el Keronite + PTFE ni el Keronite sin lubricante se probaron ni en vacío ni en criogenia.

De los resultados descritos en los párrafos anteriores se concluye lo siguiente:

1. El Keronite +MoS₂ es la única combinación fiable.
2. Para esta solución el valor del coeficiente de fricción dinámico osciló entre los $\mu = 0.12$ y $\mu = 0.04$, respectivamente en ambiente y en vacío. No hay cambios debidos a la temperatura, es decir el comportamiento no cambia por el hecho de añadir al vacío una bajada de las temperaturas.
3. El coeficiente de fricción en vacío se mantuvo estable durante 30.000 vueltas, sin aumento apreciable.
4. Fue posible girar el sistema en caliente sin que se deteriorase el recubrimiento (óptimo para poder realizar pruebas en caliente).
5. El vacío no se vió afectado por el fenómeno de fricción. El valor de la presión no cambió en ningún momento de las pruebas. Es decir que no se produce ningún fenómeno de desgasificación del material inherente a su proceso de desgaste.
6. Existe una alta conductividad térmica que se deduce del hecho de que la temperatura del disco fijo no haya sufrido cambios apreciables. Para bajos espesores de la capa cerámica (0.01 mm en las muestras empleadas), el fabricante reporta [KERONITE 2012-2] valores de conductividad de $0.2 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ a temperatura ambiente. El Vespel SP3 tiene a temperatura ambiente una conductividad de $0.47 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ [VESPEL 2012], que es más del doble, pero sería imposible construir un freno de 0.01mm de espesor en este plástico. Como referencia, el Al 6061T6 tiene (a 77 K) una conductividad de entorno a $100 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, véase la gráfica de la Figura 4-32. En esta gráfica puede observarse que para casi todos los materiales la conductividad térmica disminuye al bajar la temperatura.
7. El shock térmico que se produce al bajar bruscamente la temperatura del sustrato (aleación de aluminio) no produce fallos en el recubrimiento.
8. Los resultados de coeficientes de fricción estático y dinámico son idénticos hasta la resolución que permiten los instrumentos de medida (10 mN·m). Se

supone que es debido a que una vez rodada la pareja en cuestión, el coeficiente dinámico y el estático se vuelven muy parecidos, ya que las superficies se van puliendo y la transferencia de material hace que la situación al arranque y a una cierta velocidad sea la misma.

9. En cuanto a las otras soluciones (BN, PTFE, Keronite sin lubricante), el comportamiento no ha sido satisfactorio (par progresivamente mayor, fenómeno de adherencia-deslizamiento) en condiciones ambientales, y se descartan.

Por todo ello, con la excepción de la variación del coeficiente de fricción con el vacío, el Keronite con lubricación de MoS_2 parece una solución adecuada para los discos de fricción de las ruedas.

4.6.5.8. Bronce N6 contra AISI 316

La solución de bronce contra acero es comúnmente empleada en condiciones ambientales, aunque siempre con aceites. Se construyeron probetas de bronce N6 para enfrentarlas con una probeta de acero AISI 316 en seco. Con esta pareja de materiales el resultado es insatisfactorio, hay comportamiento de adherencia-deslizamiento y pares entorno a 800 mN·m ($\mu = 0.44$). Se descarta como solución.

4.6.5.9. Bronce Ampco M4 contra bronce Ampco M4

Es una alternativa al cobre-berilio en cuanto a sus propiedades mecánicas (alta resistencia a temperaturas extremas), más barato y sin los riesgos asociados a la toxicidad del berilio [AMPCO 2012]. Se observó un comportamiento idéntico al de las parejas de bronce N6 y acero. Se descarta como solución.

4.6.6. CONCLUSIONES GENERALES DEL BANCO DE PRUEBAS DE LOS FRENOS DE FRICCIÓN

De todos los materiales probados, sólo hay dos parejas que sean válidas para construir cojinetes de fricción en condiciones criogénicas. Ambas requieren una base dura de alúmina (anodizado u oxidación electrolítica por plasma¹) con

¹ Algunos metales como el aluminio forman de manera natural una capa superficial de óxido (alúmina) que les proporciona protección contra la corrosión, por pasivación. En anodizado convencional, la capa de óxido crece en la superficie por aplicación de una diferencia de potencial mientras la pieza está inmersa en un electrolito ácido. En la oxidación electrolítica

un recubrimiento posterior que transforme el sustrato en una superficie tribológica (PTFE en el caso del Nituff y MoS₂ en el caso del Keronite).

Todas las demás parejas de materiales estudiadas presentaban fenómenos de adherencia-deslizamiento que hacían que su uso no fuese viable.

Aún quedan por probar los plásticos como el PTFE, el Vespel o el Delrin, de los cuales se sabe que tienen un buen comportamiento en criogenia.

Por ser malos conductores se dejaron como solución marginal de frenado si no funcionaban los candidatos sobre base metálica.

Con los coeficientes de rozamiento hallados, la solución del Keronite es la mejor: tiene un coeficiente muy bajo que permite jugar con la precarga, es estable y no varía apenas al haber desgaste inapreciable, no produce residuo, y tiene mejor conductividad que el Nituff.

La Tabla 4-2 Resumen de los resultados de las diferentes parejas de materiales probados. resume los resultados de las pruebas.

Material 1	Material 2	μ ambiente	¿Adherencia-deslizamiento?	μ vacío	μ criogenia
Al 6061T6+Dicronite DL5	Al 6061T6+Dicronite DL5	0.14-0.22	SI	X	X
Al 6061T6+Dicronite D++	Al 6061T6+Dicronite D++	0.14-0.22	SI	X	X
AISI 316 + Dicronite	AISI 316 + Dicronite	0.35	SI	X	X

por plasma se aplican potenciales mayores (al menos 200V en el caso del aluminio). Localmente se excede la tensión de ruptura dieléctrica de la capa de óxido, y tienen lugar descargas, que generan reacciones localizadas de plasma a altas temperaturas y presiones, que modifican el óxido que se está formando.

DL5	DL5				
Al 6061T6 + TiN+ MoS ₂	Al 6061T6 + TiN+ MoS ₂	0.25	SI	X	X
Al 6061T6 + TiN+ MoS ₂	AISI 316	0.25	SI	X	X
Al 6061T6 + Nituff	Al 6061T6 + Nituff	0.14-0.18	NO	0.18- 0.39	0.18-0.39
Al 6061T6 + Keronite	Al 6061T6 + Keronite	0.27-0.28	SI	X	X
Al 6061T6 + Keronite+ MoS ₂	Al 6061T6 + Keronite+ MoS ₂	0.11-0.12	NO	0.12- 0.04	0.04
Al 6061T6 + Keronite+ BN	Al 6061T6 + Keronite+B N	0.15-0.16	SI	0.15- 0.16	0.15-0.16
Al 6061T6 + Keronite+ PTFE	Al 6061T6 + Keronite+ PTFE	0.11-0.12	SI	X	X
Bronce N6	AISI 316	0.44	SI	X	X
Bronce Ampco M4	AISI 316	0.46	SI	X	X

Tabla 4-2 Resumen de los resultados de las diferentes parejas de materiales probados.

Con los resultados obtenidos, para lograr aplicar 2000 mN·m en criogenia en la rueda de grismas, con Keronite + MoS₂, fue necesario cambiar parámetros del

diseño, puesto que el coeficiente de rozamiento estaba por debajo de los 0.09 óptimos. Las opciones eran:

- Subir la precarga de 440 N a unos 900 N, manteniendo el radio medio del anillo de freno en 50 mm. Suponía un aumento considerable de la presión en el contacto, por lo cual no era garantizable que la resistencia al desgaste de los frenos fuera la misma que en las pruebas.
- Subir el radio del anillo de freno de 50 mm a 100 mm. Ello suponía una relajación de la carga, pero también un mayor coste de fabricación del anillo.

Hay que tener en cuenta que si el coeficiente de rozamiento casi se triplica al pasar de vacío a presión atmosférica, el funcionamiento de la rueda en caliente exigirá al motor mucho más par. En concreto si el frenado pasa de 2000 mN·m a 6000 mN·m, en las condiciones más adversas (activación del micro-interruptor y venciendo el desequilibrado), volviendo a la ecuación [3.11] el par motor necesario para mover la rueda es:

$$M_{motor} = \frac{7500 N \cdot mm}{360 \cdot 0.2} + 80 kgmm^2 \cdot 63 \frac{rad}{s^2}$$
$$M_{motormáximo} = 109 N \cdot mm$$

Este nivel de par puede ser suministrado por el motor VSS 57 (entrega hasta 400 mN·m según los datos de la Figura 4-30).

4.7. PROTOTIPO DEL SISTEMA DE FRENADO ALTERNATIVO

Al mismo tiempo que se realizaban las pruebas de los discos de frenado, se investigó una solución alternativa de emergencia:

- Que pudiese sustituir a los frenos de fricción si los éstos no introducían ninguna mejora a nivel de conductividad térmica.
- Que fuese compatible con el uso simultáneo de los cojinetes: quizá éstos sí se podían usar pero no rendían lo suficiente, en cuanto a par resistente generado y/o incremento de la conductividad térmica aportada por los rodamientos.

A la vista de los resultados positivos del Nituff, que fue uno de los primeros materiales en probarse, se abrió la posibilidad de emplear frenos tipo escobilla: ya se tenía una superficie lo suficientemente resistente, y se sabía que con láminas de cobre-berilio, de alta resistencia y rigidez, se podrían implementar resortes.

En el concepto mostrado en la Figura 4-50, el dúplex es el soporte estructural y térmico básico de la rueda. No aparecen los frenos de fricción, que aún se estaban estudiando como posible solución.

Por un lado, un rodamiento axial con un complemento completo de bolas de acero inoxidable aumentaría la ruta térmica, a la vez que introduciría un par resistente adicional. Estas bolas rodarían en ranuras que se mecanizarían en el disco de la rueda. Este concepto de rodamiento fue resultado del análisis de instrumentos como NIRI y Flamingos-II (comentado en el Apartado 2.2.3.1). Se hizo un estudio de mercado para seleccionar fabricantes de bolas de zafiro en previsión de que fuese necesario implementar el diseño conceptual.

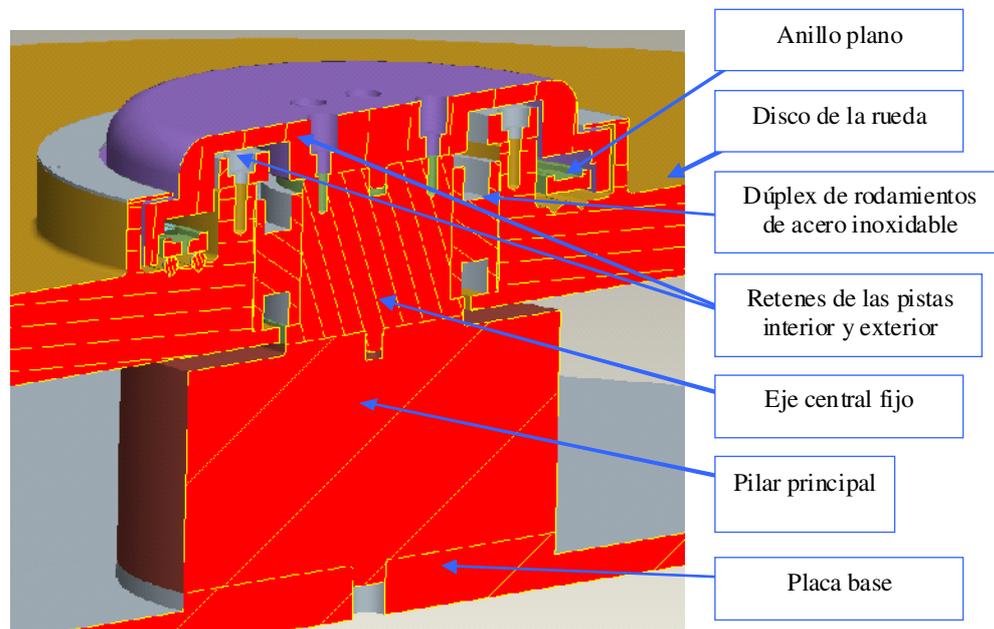


Figura 4-50 Diseño de dúplex con sistema de frenado de emergencia.

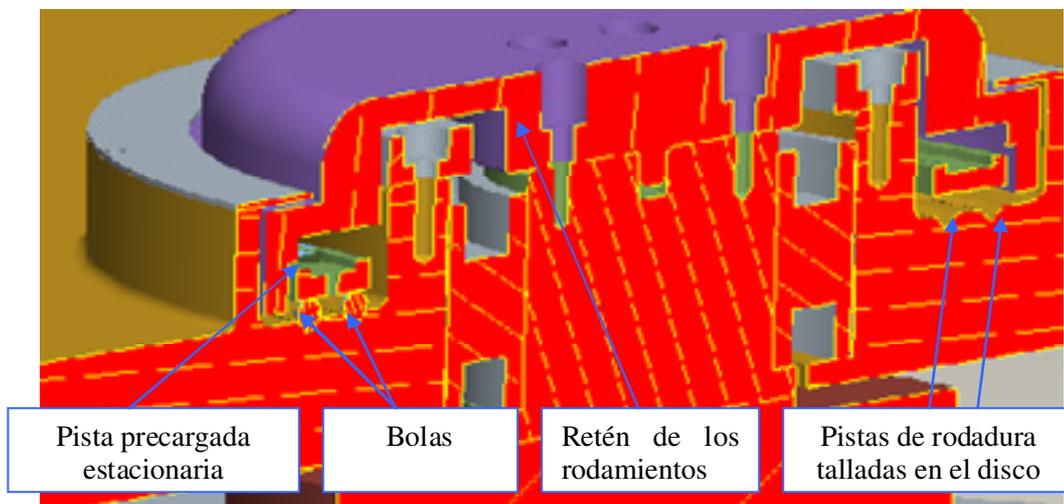


Figura 4-51 Rodamiento axial incorporado al propio diseño de la rueda.

Una pista plana anular estática de acero inoxidable estaría permanentemente apoyada en las bolas. Esta pista estaría precargada contra las bolas por medio de láminas flexibles de acero inoxidable, y también estaría térmicamente anclada a la tapa de cierre de los rodamientos por medio de bandas de cobre.

Por otro lado, un freno de fricción consistente en láminas dobladas de cobre-berilio templado generaría un camino térmico adicional entre los elementos estáticos y los que rotan, y aportaría parte del par de frenado necesario. Para regular el par, se previeron un total de 8 ballestas escobilla de cobre-berilio, de manera que se pudieran poner 2, 4, 6 u 8 (siempre número par para conseguir una configuración simétrica) hasta llegar al par adecuado. Las ballestas estarían curvadas con una deformación tentativa de 5 mm de sueltas a instaladas, con la idea de ir ajustando la deformación si fuese necesario más o menos par.

En las imágenes de la Figura 4-52 y la Figura 4-53 se muestran los componentes previamente citados tal y como se fabricaron en paralelo al banco de pruebas de los discos de fricción.

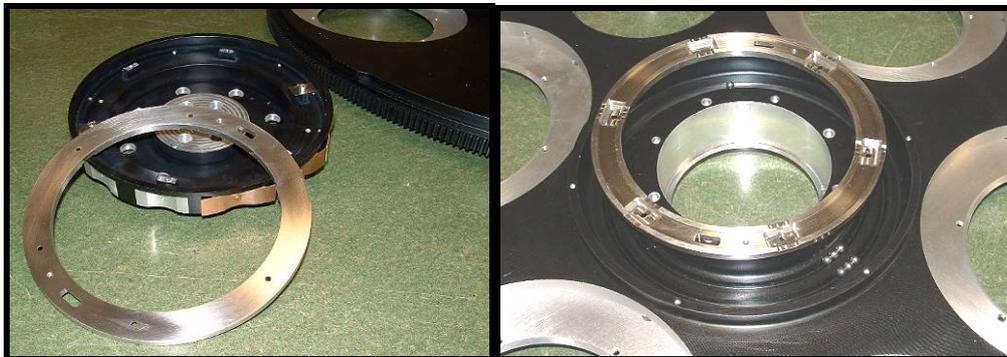


Figura 4-52 Montaje del sistema de frenado alternativo (I).

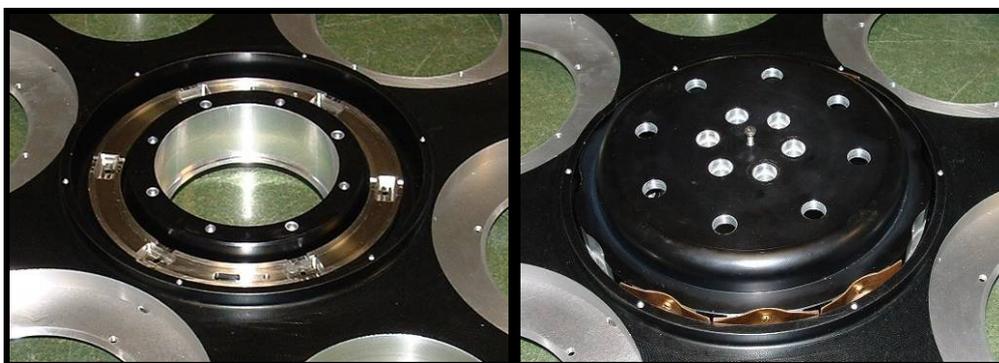


Figura 4-53 Montaje del sistema de frenado alternativo (II).

Finalmente como se verá, los resultados positivos del banco de pruebas de los frenos hicieron que esta solución de emergencia no fuera necesaria. No obstante se implementó el diseño para que fuese posible emplearlo en caso de necesidad.

4.8. PROTOTIPO DE LA RUEDA DE GRISMAS

Empleando los conocimientos adquiridos en las pruebas descritas en los apartados anteriores, se diseñó y construyó un prototipo de la rueda de grismas. La rueda de filtros no se consideró crítica porque como se vio en el estudio de viabilidad, por su parecido con la rueda de entrada de LIRIS podía copiarse el diseño de ésta con garantías de éxito.

La rueda prototipo fue probada en términos de repetibilidad mecánica, tiempo de reconfiguración, bidireccionalidad, control de posición y comportamiento térmico.

El prototipo reprodujo el diseño de la unidad de grismas en cuanto a tamaño, parámetros mecánicos del engranaje, geometría y capacidad de carga del disco, y capacidad calorífica de las partes móviles. No fue representativo de la rigidez de la carcasa de la unidad de grismas final, ni de la interfase de la carcasa con el banco óptico.

Además de permitir probar la funcionalidad de la unidad, la fabricación del prototipo fue en sí misma un banco de pruebas para comprobar la adecuación del diseño de la rueda en cuanto a la viabilidad de fabricación de sus piezas.

La pieza clave, el disco de la rueda, fue diseñada con la idea de ser reutilizada en el diseño definitivo. Para ello se hizo en primer lugar un estudio de la rigidez necesaria en este elemento, con la idea de poder darle al disco el espesor y forma necesarios.

El sistema de rodamientos se diseñó de manera que fuese fácilmente adaptable al uso de un único rodamiento contra una superficie de apoyo deslizante, y también a dos rodamientos en dúplex. Para ello el disco de la rueda aloja el dúplex, y por debajo lleva un disco de aluminio tratado con Keronite (el anillo móvil). Otro disco enfrentado con el anterior se une a la base fría bien de manera rígida (opción de rodamiento contra cojinete) o con un resorte que lo empuje contra la rueda (solución del dúplex más freno).

Se añadió también el sistema de frenado de emergencia descrito en el Apartado 4.7. El prototipo de la rueda incluye los prototipos de husillo (Apartado 4.3) y micro-interruptores (Apartado 4.2) ya validados: en criogenia el del husillo (en el banco de pruebas de los motores), y sólo en caliente el de los micro-interruptores (se pondrá a prueba con la rueda).

4.8.1. DISCO DE LA RUEDA

El diseño del disco se hizo partiendo del boceto básico de disposición de grismas explicado en el Capítulo 3 (Figura 3-5). Para la parte central de la pieza, se incorporaron las ranuras y el tambor de frenado comentados como sistema de frenado alternativo (Apartado 4.7, véase la Figura 4-52 Montaje del sistema de frenado alternativo (I)).

En el momento de proceder al diseño del disco se había contratado con una institución externa al IAC (el *Laboratoire d'Astrophysique de Marseille*, LAM)

la fabricación de los grismas y sus monturas. Se acordó un plano de interfase entre los grismas y el disco de la rueda, y se convino que como mucho el centro de gravedad de los grismas estuviese a 5mm del plano de interfase, para minimizar el par que por su peso éstos ejercerían sobre el disco.

Para definir el espesor del disco se hizo un análisis en elementos finitos simplificado (empleando la herramienta Pro Mecánica de ProEngineer, el software de diseño 3D empleado en el IAC) de la deformación debida al peso de los grismas. Se estudió la alternativa de un disco aligerado para optimizar el diseño. El objetivo del aligerado era reducir la contribución del disco al peso total del instrumento, así como al tiempo de enfriamiento de la unidad. Se supuso en principio que de no realizarse la optimización, el disco sería más estable bajo cargas gravitacionales, ya que la contribución a la rigidez del material extra eliminado sería mayor que el peso propio que aportaría.

Por tanto se arrancó el estudio sobre el diseño aligerado (por ser más crítico), con el espesor de 25mm que se había usado en el Capítulo 3.

Los diseños de los grismas ya estaban en esa época lo suficientemente avanzados como para poder establecer un tope más ajustado a su masa, en concreto 7.5 kg fue el límite superior. Se supuso que todos los grismas pesarían lo mismo, por tanto el disco portaría 4 bloques de 7.5 kg cada uno.

Entonces en el modelo 3D se acoplaron al disco cuatro simuladores de grisma, de 7.5 kg cada uno, y se redistribuyó su masa de manera que el centro de gravedad de cada simulador quedase colocado a 5 mm del plano medio del espesor del disco.

Se realizaron análisis en 3 posiciones del disco con sensibilidades estructurales distintas respecto a la deformación inducida por la gravedad (casos de orientación de carga 1, 2 y 3 en la Figura 4-54).

De esa manera se pudo determinar la posición en la que se daban las mayores deformaciones. Se concluyó que dicha posición crítica era aquella en la que el plano que pasa por los ejes de las aperturas libres era perpendicular al vector gravedad (Caso 2).

En esta orientación el cabeceo de los grismas fue de ± 0.01 mrad, mientras que en las otras dos fue de ± 0.007 mrad. Por cabeceo se entiende la inclinación del eje del grisma respecto al plano vertical, y se calcula a partir de los

desplazamientos de dos nodos, uno en el centro de la cara circular frontal del grisma, y otro en la periferia de dicha cara.

Los signos \pm son debidos a que la inclinación medida en una determinada orientación cambiará de signo cuando la gravedad esté orientada en sentido contrario relativo a la rueda (cuando todo el instrumento gire 180°).

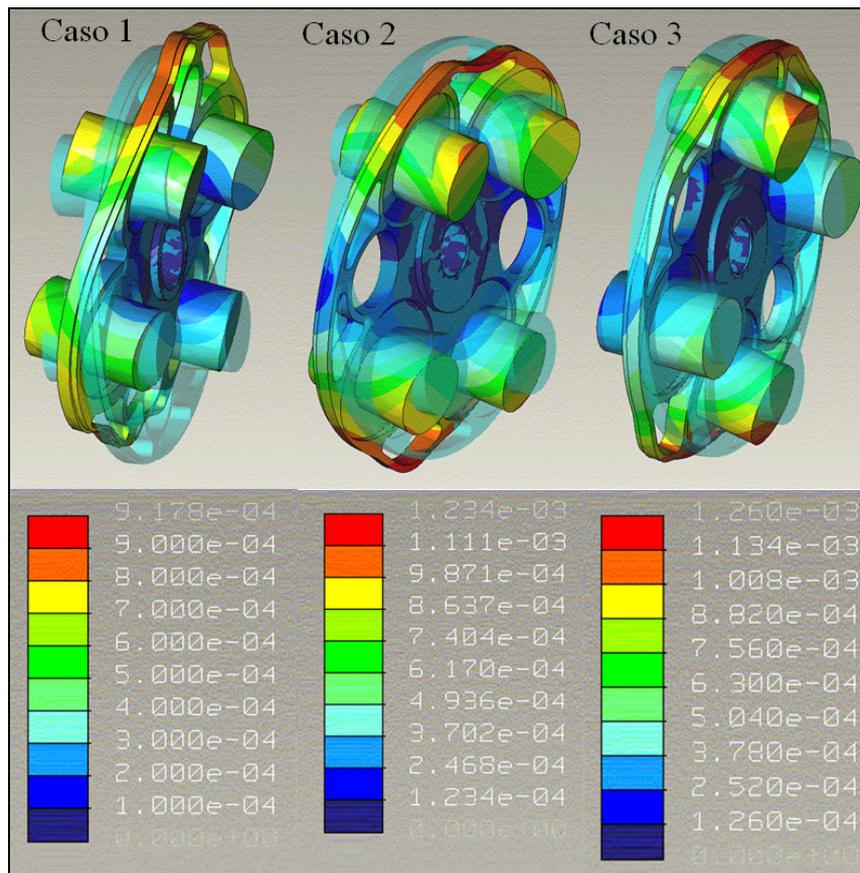


Figura 4-54 Modelo de elementos finitos simplificado del diseño tentativo del disco de la rueda de grismas, en versión aligerada. La acción de la gravedad (en sentido vertical descendente en los modelos) se estudia en tres variantes siendo el caso 2 el más crítico. Las escalas muestran desplazamiento total (módulo del vector desplazamiento) en milímetros.

Se comprobó que no se alcanzaba el límite máximo de ± 0.01 mrad que se tomó como límite admisible para dejar margen a la inclinación debida a la deformación de estructura y rodamientos (sobre un total de ± 0.06 mrad tal y como se recoge en las especificaciones, y teniendo en cuenta que habría que

diseñar la viga principal con más rigidez que la elemental calculada en el Apartado 3.3.6).

Se repitió el análisis en la orientación más desfavorable eliminando los rebajes del disco. El resultado, tal como estaba previsto, fue una deformación menor, en concreto un giro de ± 0.009 mrad.

Dado que el aligerado complica la obtención de las tolerancias de planicidad de los planos de apoyo de los grismas, por las tensiones residuales que introduce en la pieza un mecanizado más agresivo, y en vista de la escasa mejora en peso que se conseguía con él, se descartó.

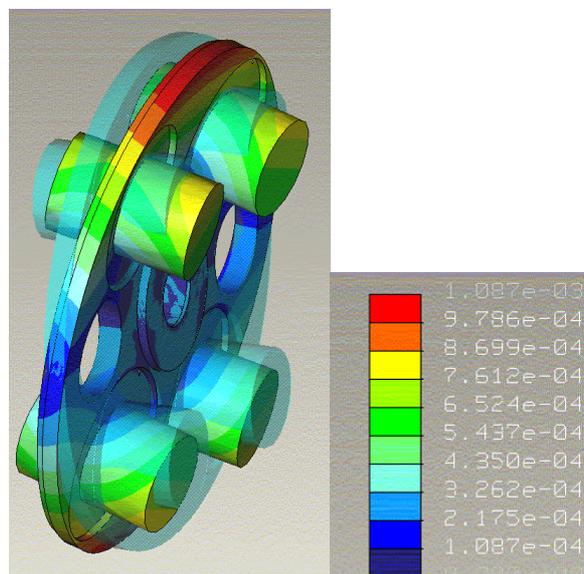


Figura 4-55 Modelo de carga en posición más desfavorable, sin rebaje. Se muestran los desplazamientos totales, la escala de colores muestra medidas en milímetros.

Se concluyó que la estimación de un espesor de 25 mm del Capítulo 3 era suficientemente conservadora de cara a garantizar la rigidez del disco, y se adoptó como espesor de la pieza.

La fabricación del disco se encargó a la empresa Aratz, que también se encargó del proceso de Nituff posterior. El dentado exterior, el perfil de leva perimetral y las tolerancias especificadas para las superficies de interfase (el agujero para el dúplex de rodamientos, los planos de asiento de los grismas) se fabricaron de acuerdo con los requerimientos de diseño.

Pese a que las pistas en forma de V del sistema alternativo de freno se incorporaron al diseño del disco, la solución del rodamiento axial fue eliminada debido a restricciones de fabricación. No fue posible fabricar unas pistas de acero con la precisión necesaria como para que este concepto aportase algo a la conductividad del sistema. La planicidad mínima necesaria para construir un rodamiento plano (como el tentativo que se fabricó y que puede verse en la Figura 4-53) era de 0.01 mm. Sin embargo, el escaso espesor de la pieza de acero que empujaba las bolas contra los canales en V invalidó la idea original, en esta pieza no se pudieron conseguir planicidades mejores de 0.015 mm.



Figura 4-56 Inserción de los rodamientos en el alojamiento del disco de la rueda de grismas.

Como sustitutos de los grismas reales, se fabricaron simuladores. Se componen de dos piezas, un anillo de aluminio que hace de interfase con el disco de la rueda, y el cuerpo principal hecho en acero inoxidable. Y también sobre estos cuerpos principales se añadieron retículos de alineado sujetos por láminas flexibles de fibra de vidrio. Véase la Figura 4-57.

Los simuladores tienen las siguientes características:

- Masa igual a la máxima esperable para los grismas (7.5 kg).
- Centro de gravedad en el mismo punto que los grismas (desplazado 5 mm respecto al plano de apoyo).
- Comportamiento térmico lo más parecido posible a los grismas. Para ello se realizó una estimación de la capacidad calorífica de los grismas reales en función de sus masas y materiales, y se comprobó que el simulador de acero inoxidable tenía una capacidad calorífica ligeramente inferior a los grismas originales [EMIR 2005].



Figura 4-57 Simulador de los grismas en acero inoxidable.

4.8.2. SISTEMA DE MICRO-INTERRUPTORES Y UNIDAD MOTRIZ

El prototipo de los micro-interruptores se muestra en la Figura 4-58, integrado en el prototipo de la rueda. En la imagen se puede ver cómo uno de los micro-interruptores está activado (el de la izquierda) al estar el rodillo que lo activa en la parte alta de la rampa tallada en la periferia de la rueda.

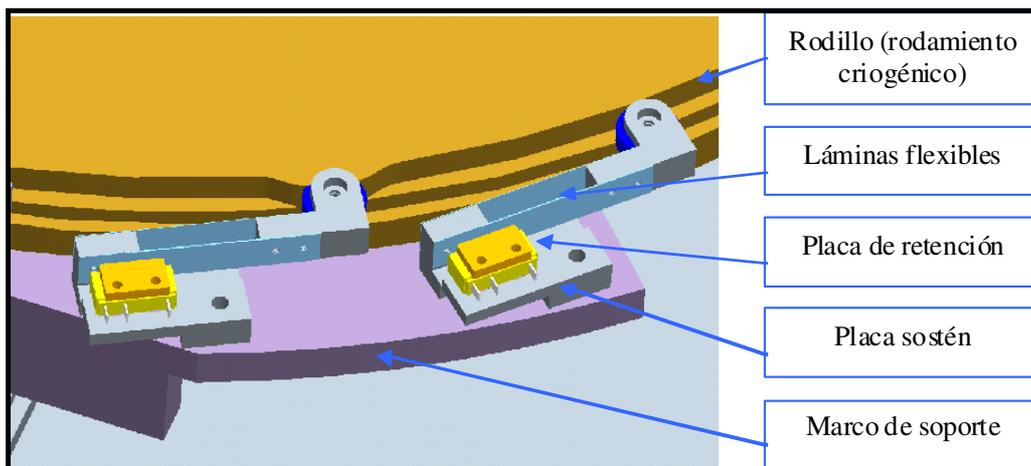


Figura 4-58 Diseño 3D del soporte de los micro-interruptores del banco de pruebas.

La unidad motriz puede verse en la Figura 4-59, con la carcasa suprimida en la imagen de la derecha, para poder ver la parte interior:

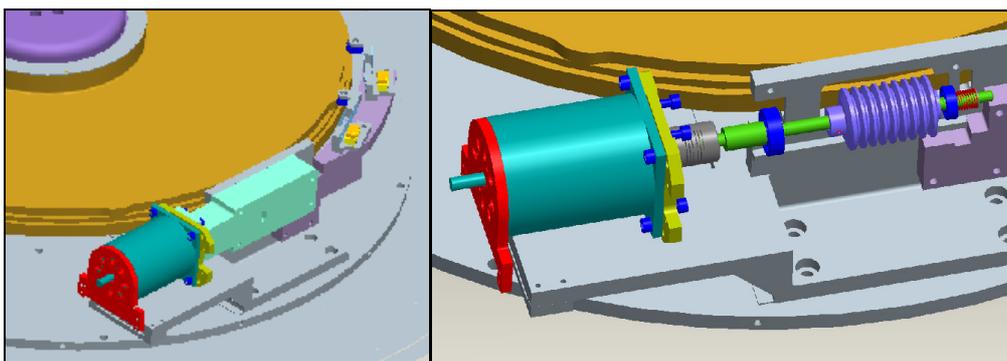


Figura 4-59 Modelo 3D de la unidad motriz ensamblada en el prototipo.

4.8.3. PRUEBAS DE FUNCIONALIDAD DEL PROTOTIPO DE LA RUEDA SIN FRENOS DE DISCO

4.8.3.1. Pruebas en condiciones ambientales

Una vez completada la fabricación del prototipo, y a falta de obtener resultados definitivos de los frenos de fricción (aún no se había probado el Keronite + MoS₂), se puso a prueba el sistema de frenado de seguridad de ballestas de cobre-berilio y poner en funcionamiento la rueda de manera tentativa. Para ello se empleó uno de los dúplex de Champion Bearings cuyos rodamientos fueron previamente retocados para eliminar la interferencia en frío de las jaulas (ver Apartado 4.4.3).

Las pruebas de repetibilidad en condiciones ambientales consistieron en girar la rueda 360° y volver al punto de partida. Para ello se empleó un motor Phytron paso a paso ZSS 57 sin preparación especial para criogenia. Los resultados fueron positivos, ya que en una batería de 20 pruebas consecutivas el error estuvo siempre bajo especificaciones (repetibilidad respecto a Z limitada a ± 0.17 mrad, que es equivalente a un desplazamiento de ± 30 micrómetros de desplazamiento lineal a 175 mm del centro de giro). Para medir las desviaciones, se empleó un telescopio de alineado con un monitor para visualización (Figura 4-60).



Figura 4-60 Pruebas del prototipo de la rueda en condiciones ambientales. Un telescopio de alineado permite visualizar en una pantalla de televisión la posición de un retículo instalado sobre la rueda.

Esta prueba sirvió para validar en caliente el funcionamiento de los micro-interruptores ya operados por la rueda (antes sólo habían sido operados con micrómetros). También para comprobar el funcionamiento de la transmisión husillo corona, que no tuvo problemas.

El sistema de freno de emergencia no dio el resultado deseado: se observó que se generaba, debido a la fricción seca, vibraciones en ciertas partes del recorrido de la rueda. Estas vibraciones debidas al efecto de adherencia y deslizamiento no pudieron ser eliminadas; pese a ello se probó a instalar el prototipo en el criostato para así comprobar su funcionamiento.

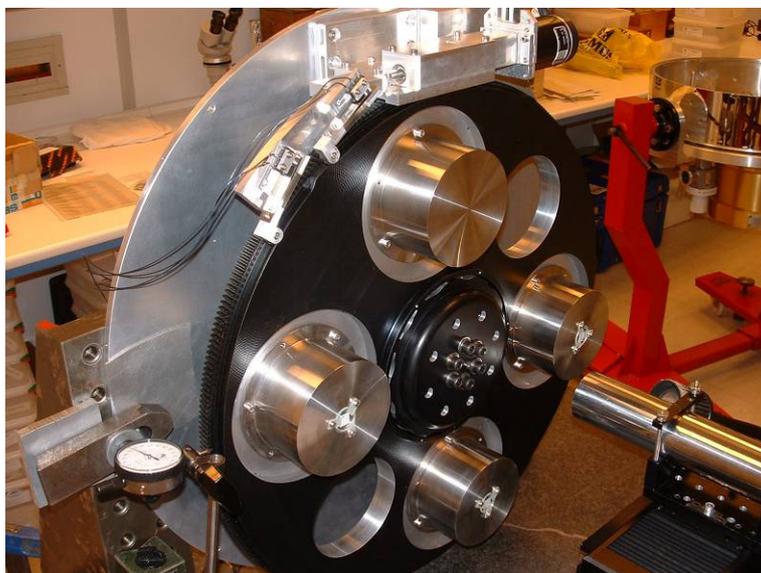


Figura 4-61 Detalle del prototipo durante los tests a temperatura ambiente.

4.8.3.2. Primeras pruebas en condiciones criogénicas

Las pruebas se llevaron a cabo en Febrero de 2006. El montaje era idéntico al de las pruebas en condiciones ambientales, con la salvedad del motor, que en este caso fue el VSS 57, validado en el banco de pruebas de los motores.

Se realizó un primer enfriamiento del prototipo de la unidad de grismas en el criostato de pruebas de EMIR (Figura 4-62), para registrar la evolución de la temperatura de las partes móviles.

La disposición original del prototipo en el criostato limitaba la operatividad mecánica, porque los sensores de temperatura de la rueda y de los simuladores de los grismas impedían el giro de la rueda más allá de algunos grados (un giro mayor rompía los cables de los sensores instalados en la masa móvil).

El procedimiento de pruebas consideraba la actuación del motor durante un número limitado de revoluciones, de cara a identificar que no estaba bloqueado, para lo cual no era necesario un movimiento amplio de la rueda.



Figura 4-62 Vista general del criostato de pruebas con el prototipo de la rueda de grismas.

La evolución del enfriamiento fue correcta y válida según las especificaciones. La gráfica de la Figura 4-63 muestra la transición hasta temperaturas criogénicas.

Para medir la repetibilidad de posicionado de la rueda, se preparó un equipo similar al de las pruebas en caliente, consistente en un telescopio de alineado enfocando a través de la ventana del criostato, apuntando a los retículos montados en los simuladores. La imagen capturada por una cámara acoplada al telescopio se mostraba en un monitor de televisión, igual que en las pruebas a temperatura ambiente.

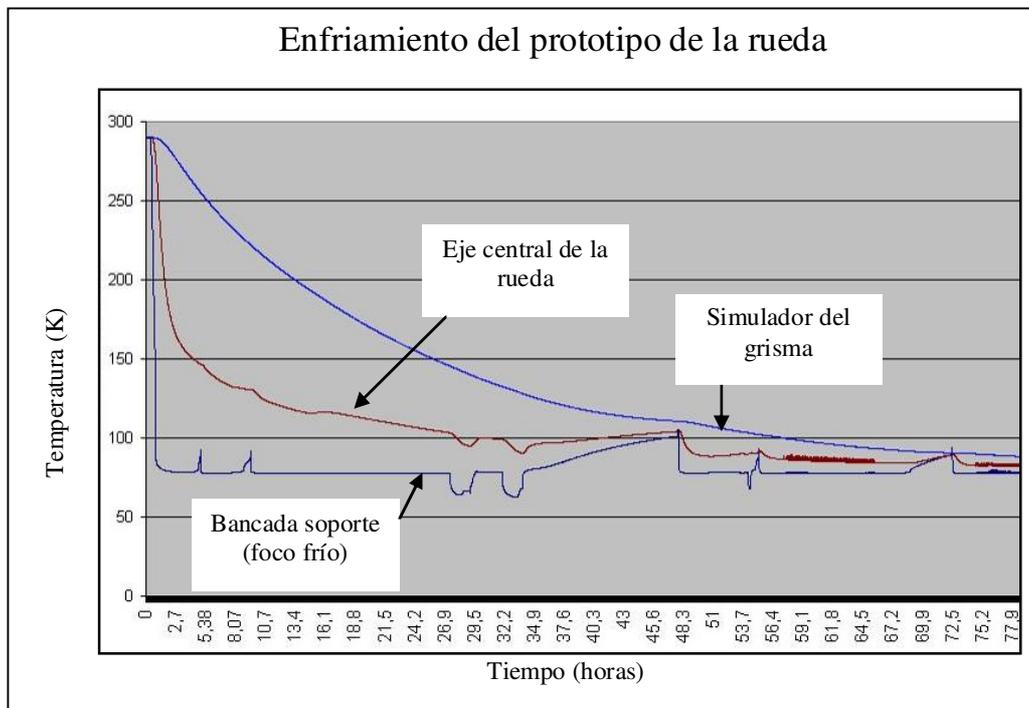


Figura 4-63 Registro de temperatura de las pruebas. La temperatura de los simuladores de los grismas se estabilizó en unas 77 horas. Se alcanzaron los 160 K en los simuladores a las 22 horas de iniciado el enfriamiento (límite según especificaciones: 96 horas).

Finalmente en este test la repetibilidad no fue medida, ya que en el giro la rueda experimentaba vibraciones y generaba ruidos que no eran admisibles de cara dar por válida la funcionalidad del mecanismo. También se detectó un problema inherente a tener la rueda dentro del criostato, que fue que la iluminación era insuficiente como para tener una imagen nítida de los retículos, vistos desde el exterior.

Cuando se abrió el criostato y la rueda se encontraba en condiciones ambientales de presión y temperatura, se movió, pero el movimiento tampoco fue robusto, debido a las vibraciones, tal y como había sucedido en las pruebas previas. Al desmontar los rodamientos uno resultó dañado.

Con esto se cerró la primera serie de pruebas del prototipo, con las siguientes conclusiones:

1° El sistema de frenado de emergencia no es válido pues se produce un fenómeno de adherencia deslizamiento que no es admisible.

2° El comportamiento de los rodamientos fue correcto, lo cual valida en principio la solución del dúplex, sin embargo las operaciones de montaje son críticas pues al introducir o sacar los rodamientos de la rueda pueden producirse excesos de carga que los dañan.

3° Para realizar medidas de repetibilidad es necesario incorporar al criostato de pruebas un sistema de iluminación que permita ver el interior con suficiente nitidez.

4° Los micro-interruptores funcionaron aunque no se pudo comprobar la repetibilidad en frío.

5° En cuanto al enfriamiento, el ritmo al que se enfriaron los simuladores de los grismas fue aceptable. No obstante se desconoce en qué medida el sistema de frenado de seguridad aportó una parte importante de la conductividad, o si los rodamientos en dúplex, por sí solos, hubieran sido suficientes para enfriar la rueda al ritmo especificado.

4.8.3.3. Segundas pruebas en condiciones criogénicas

Las pruebas realizadas hasta este punto finalizaron en los primeros meses del año 2006. La situación en la que se encontraba el prototipo era la siguiente:

1° Se tenía una solución válida para los rodamientos en dúplex, pero sin precargar, y sólo quedaba un rodamiento sin dañar.

2° Concluidas las pruebas de los frenos de fricción se había llegado a la conclusión de que el Keronite + MoS₂ era la mejor solución y probablemente la única que tenía sentido como material para un disco de fricción.

3° No se logró hacer funcionar correctamente el sistema de frenado de seguridad, ni siquiera modificando la precarga introducida por las ballestas de cobre-berilio.

En vista de estas limitaciones, se modificó el montaje para emplear el concepto de 'rodamiento contra cojinete'. Se fabricaron dos cojinetes de Al 6061T6 y se enviaron a tratar con Keronite + MoS₂ siguiendo el mismo procedimiento de

las probetas ya probadas con éxito. Uno de los cojinetes iría montado sobre la parte inferior del disco de la rueda, y el otro, iría fijo a la bancada del prototipo. Uno de los rodamientos del dúplex de Champion se sustituyó por un separador, con lo que el rodamiento restante empujaba el disco contra la bancada (produciendo el contacto entre las pistas de los discos de Keronite), y generando con ello el par resistente de frenado de 6000 mN·m necesario para tener 2000 mNm en frío (según las conclusiones del Apartado 4.6.6).

En Septiembre de 2006 se integró el prototipo en el criostato de pruebas de EMIR y las pruebas de funcionamiento preliminar tuvieron resultados alentadores: se consiguió un movimiento continuo de la rueda, sin interrupciones, salvo por una zona en la que se produjeron vibraciones y comportamiento de adherencia deslizamiento que también fue advertido en condiciones ambientales. La rueda al pasar por esa zona tenía un comportamiento estable en cuanto a la transmisión mecánica, pero no obstante las vibraciones localizadas en un sector del giro la hacían entrar en resonancia. En total se dieron unas 20 vueltas.

Durante las pruebas se movió la rueda en vueltas completas en ambas direcciones, para ajustar los parámetros de velocidad, aceleración e intensidad de corriente. Se advirtió que la mínima intensidad admisible para poder operar la rueda de manera fiable eran 1.8 A y que a menores valores se producían fallos.

El prototipo quedó almacenado durante el periodo de Septiembre de 2006 hasta Diciembre de 2006 en el que se intentaron hacer pruebas adicionales, sin éxito por problemas en la operatividad del criostato de pruebas. Se cancelaron las pruebas hasta Julio de 2008.

4.8.3.4. Terceras pruebas en condiciones criogénicas

El 17/07/2008 se retoman las pruebas con el prototipo, por parte de un equipo de trabajo dirigido por Mainer Insausti (Departamento de Óptica del IAC), ya que temporalmente el autor había interrumpido su participación en el proyecto.

Como se vio en el apartado anterior, se había ya identificado en el pasado la dificultad para obtener medidas de la posición de la rueda en el interior del criostato: en parte debido a la deficiente iluminación del interior que ya había sido mejorada usando leds, pero también por la propia incertidumbre que añadía el sistema de medición: el sistema para medir se basa, tal como se

muestra en la Figura 4-60, en un telescopio de alineado con cámara de vídeo acoplada y un monitor de televisión para visualizar las imágenes.

El telescopio tiene una diana interna para precisar el apuntado. Está montado en una mesa de traslación XYZ, motorizada y controlada remotamente. En el criostato, la rueda tiene en los simuladores de los grismas retículos cuyo alineado con la diana del telescopio se compara para determinar los movimientos de la rueda. La observación se hace a ojo desnudo, es decir mirando en el monitor de televisión. Al hacer las observaciones no se toman fotografías, se determina el error mediante apreciación visual, y se concluye que la resolución es de 25 pasos, correspondientes a 0.44 mrad.

Puesto que la resolución de la rueda está en ± 0.17 mrad, el sistema de medida no tiene la resolución suficiente. Aún así se realizaron pruebas de movimiento con la rueda. Pero se observó que aún había una zona en que la rueda vibraba y se perdía el recuento de pasos de motor (a lo largo de las pruebas sólo se detectó una zona problemática).

El prototipo queda almacenado después de esta prueba, y no se usa hasta Julio de 2010, con la reincorporación del autor al proyecto EMIR.

4.9. PROTOTIPO DE LA MONTURA DE LOS FILTROS

Los filtros irán montados en su rueda y el subsistema estará colocado al lado del detector. Para facilitar que un filtro pueda ser cambiado por otro, sin sacar la rueda de dentro del criostato de EMIR, se diseñó un prototipo que sigue la idea de montar los filtros con un sistema de ballestas.

Un simple giro de la montura permite que el filtro quede en posición, sin necesidad de atornillarlo. El motivo es minimizar el montaje de tornillos (especialmente tornillos pequeños) en el interior del criostato, por el riesgo de que alguno se caiga durante la manipulación y se quede en el interior del criostato. De ocurrir esto, es posible que se requiera desmontar todo el instrumento hasta localizar la pieza suelta: las labores de apertura del instrumento para buscar un tornillo pueden suponer semanas de trabajo.

El autor de la Tesis se ausentó del IAC durante el periodo Octubre de 2006 hasta Julio de 2010, por lo que con la excepción de las pruebas comentadas en el apartado anterior, el diseño de las ruedas quedó en suspenso durante este tiempo.



Figura 4-64 Prototipo del sistema de sujeción de los filtros en la rueda de filtros.

Los Capítulos 5 y 6 corresponden a los trabajos realizados desde esa última fecha hasta la finalización de la Tesis. El diagrama de Gantt de la Figura 4-65 muestra la evolución temporal de la Tesis desde el comienzo del estudio de viabilidad de las ruedas en 2003.

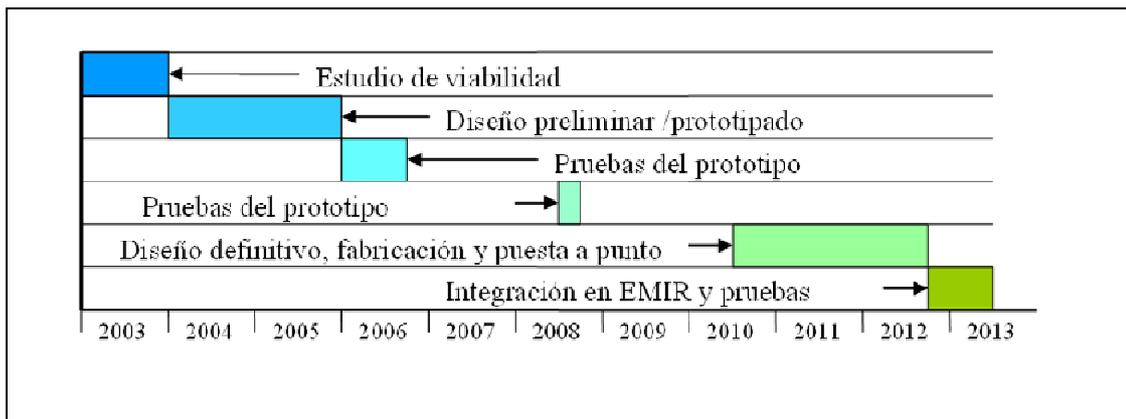


Figura 4-65 Diagrama de Gantt de la evolución temporal de la Tesis.

4.10. CONCLUSIONES

Se han diseñado y fabricado prototipos y bancos de pruebas para probar individualmente cada uno de los subsistemas que componen las ruedas que son susceptibles de comportarse de manera imprevista en vacío y/o a bajas temperaturas: los micro-interruptores, el husillo, el sistema de rodamientos, los motores y los frenos de fricción.

Se ha diseñado un sistema de micro-interruptores que mejora las prestaciones de los originales de LIRIS, evitando posibles impactos a las ruedas (crítico en el caso de la de grismas). Se ha probado a temperatura ambiente y tiene la repetibilidad necesaria para cumplir con las especificaciones.

Se ha revisado el concepto de husillo de LIRIS y se han encontrado rodamientos criogénicos comerciales de bajo coste, aptos para este montaje. Se ha medido su comportamiento (par resistente) tanto en condiciones ambientales como en condiciones criogénicas, resultando ser satisfactorio en ambos casos (par resistente despreciable).

Para los rodamientos de la rueda de grismas, la más crítica por su elevada masa, se han investigado varias opciones alternativas a la de los rodamientos empleados en LIRIS (que es en cambio válida para la rueda de filtros y se tiene como solución de respaldo). Se ha encontrado un fabricante de rodamientos criogénicos del tamaño apropiado y bajo coste, y se han superado algunos defectos de los mismos iterando con el fabricante. Pero se concluye que la fiabilidad de estos rodamientos no es suficiente como para instalarlos en la rueda de grismas.

Se ha llegado a la conclusión de que, al menos en la rueda de grismas, no se puede confiar en el par resistente generado en los dúplex de rodamientos por su precarga. Para conseguir el par resistente necesario, la precarga se hace excesiva y los rodamientos fallan. La única opción que se vislumbra como apropiada en coste y fiabilidad, es modificar rodamientos de acero inoxidable especial (más resistente que el 100Cr6) sustituyendo la jaula separadora de las bolas con Vespel SP3, y emplear un freno de fricción.

Se ha caracterizado el funcionamiento de los motores VSS 52 y VSS 57 de Phytron, en condiciones criogénicas, acoplados al sistema de husillo. En general el par motor disponible es un 60% del garantizado por el fabricante. Aún así, el motor VSS 52 (empleado en LIRIS) es viable para la rueda de

filtros (puede generar el par requerido en esta rueda) y el motor VSS 57 es viable para la rueda de grismas.

Se han puesto a prueba múltiples combinaciones de tratamientos superficiales del Al 6061T6 que eran potencialmente aptos para fabricar frenos de fricción construidos con este material. La caracterización criogénica de dos de ellos (Nituff y Keronite + MoS₂) los valida como candidatos a los frenos de las ruedas de EMIR. No obstante el Nituff (anodizado duro + PTFE) tiene un coeficiente de fricción superior al admisible, por lo que sólo el Keronite + MoS₂ se adapta a las exigencias: bajo coeficiente de fricción, no interfiere con el vacío, buena conductividad, comportamiento estable y vida útil dentro de las especificaciones.

Queda seleccionado como material para los frenos, a falta de decidir si soportará el peso de la rueda de grismas (a modo de cojinete, cargado con un solo rodamiento) o bien será precargado con un resorte (actuando como freno independiente del soporte estructural de la rueda).

Se ha construido un prototipo de la rueda de grismas que, empleando un sistema alternativo de emergencia basado en escobillas de cobre berilio, se ha probado en condiciones criogénicas. Se ha comprobado que los tiempos de enfriamiento de los simuladores de los grismas son aceptables. En cambio no se ha podido validar completamente el prototipo por la inestabilidad del sistema de frenado, que ha quedado descartado.

En cuanto a la rueda de filtros, su diseño sólo se ha avanzado preparando un prototipo del mecanismo de acople de las monturas de los filtros. Este sistema facilita la instalación de nuevos filtros sin sacar la rueda del instrumento (se requiere abrir el instrumento, pero no hace falta extraer la rueda).

4.11. REFERENCIAS

- [BEARING W. 2012] Bearing Works Inc. www.bearingworks.com.
- [LIRIS 2000] Pablo Redondo (2000) "Diseño mecánico detallado de los sistemas motrices" DM/DD-LIR/74v.1 IAC.
- [SHIGLEY 1985] Joseph E. Shigley (1985) "Diseño en Ingeniería Mecánica", McGraw-Hill, p. 689

- [SMALLEY 2012] Smalley Steel Ring Company.
www.smalley.com.
- [KAYDON 2012] Kaydon Bearings. www.kaydonbearings.com.
- [FAG 2012] FAG. www.FAG.com.
- [DICRONITE 2012] Dicronite LTD. www.dicronite.com.
- [WS2 2012] WS2 Coatings LTD. www.ws2.co.uk.
- [EUROBEARINGS 2012] Euro Bearings LTD.
www.euro-bearings.com.
- [EMIR 2003] Pablo Redondo (2003) “*EMIR Cryomotor Test Report*”, DM/PR-EMI/809 v.1 IAC.
- [SHUMAKER 1993] David L. Shumaker (1993) “*The Infrared and Electro Optical Systems Handbook*”, SPIE.
- [MARQUARDT 2000] E.D. Marquardt (2000) “*Cryogenic Material Properties Database*” , *11th International Cryocooler Conference National Institute of Standards and Technology Boulder, CO 80303*.
- [NITUFF 2012] http://www.anesdur.com/Eng_Nituff.htm.
- [KERONITE 2012-1] www.keronite.com.
- [LINGAIAH 1994-2] K. Lingaiah Ph.D. “*Machine Design Data Handbook*”, Ap. 19.20, McGraw-Hill 1994.
- [KERONITE 2012-2] <http://www.keronite.com/page-view.php?pagename=plasma-electrolytic-oxidation-material-characteristics>.
- [VESPEL 2012] http://web.archive.org/web/20070221055253/http://www2.dupont.com/Vespel/en_US/Literature/sp1.pdf.

- [AMPCO 2012] http://www.ampcometal.com/common/datasheets/es/AM4_EX.pdf
- [EMIR 2005] Pablo Redondo (2005) “Comportamiento térmico transitorio de la rueda de grismas de EMIR”, DM/TN-EMI/728.v1 IAC.

5. DISEÑO FINAL, FABRICACIÓN Y PUESTA A PUNTO DE LAS RUEDAS

5.1. INTRODUCCIÓN

En Julio de 2010 se retoma el diseño de las ruedas tras un intervalo de casi cuatro años en los que EMIR avanzó en otros subsistemas. En dicho intervalo (Octubre de 2006 a Julio de 2010) no se hizo ninguna modificación en la mecánica de las ruedas.

En el equipo de EMIR del IAC, David Abreu y Mainer Insausti trabajaron, al margen de esta Tesis, en la creación de un sistema de procesamiento de imágenes de retículos. Consiste en un software que calcula el centroide de la imagen de una cruz, calculando su posición en coordenadas relativas al origen de la imagen. Tomando imágenes sucesivas sin tocar el sistema de adquisición (con una cámara fotográfica digital montada en un soporte rígido y estable) se pueden comparar las posiciones de los centroides resultantes de varias fotos para así analizar las desviaciones de una a otra.

Este sistema permite alcanzar la resolución mínima para poder medir la repetibilidad de la rueda de grismas en condiciones criogénicas. La rueda estaría visible a través de una ventana del criostato, y con un sistema de iluminación por leds dentro de la cámara de vacío, se consiguen imágenes de calidad suficiente desde el exterior. A simple vista la mejor resolución que se alcanza es de 5 pasos del motor [INSAUSTI 2010], es decir 0.44 mrad. Puesto que en la rueda de grismas la repetibilidad es de ± 0.17 mrad, el sistema de medida ‘a ojo’ no es suficiente (como se comentó en el Apartado 4.8.3.4).

En el plazo de los casi 4 años transcurridos hay otro avance importante para las ruedas y es que los grismas están diseñados y fabricados. Por tanto se conocen con exactitud las masas y dimensiones de los mismos. También aparece un requerimiento previsto anteriormente pero aún sin concretar, y es que los grismas no pueden ser sometidos a impactos, choques o aceleraciones de un valor superior a 2·g; las masas de los cristales principales de cada uno de estos conjuntos ópticos está sostenida en posición por tres láminas flexibles cuyo contacto con el cristal es mínimo, apenas un apoyo de tipo cuenco cónico en esfera. Por tanto son muy sensibles y susceptibles de desalinearse si se golpean, o si se desarrollan fuerzas inerciales importantes.

Estos avances hacen plantearse nuevas soluciones al diseño de la rueda de grismas, en dos aspectos fundamentales:

1º El uso de un sistema de rodamiento contra cojinete sólo será viable si la precarga es tal que en ningún caso puedan producirse ni vibraciones ni impactos por la falta de rigidez del sistema. En las pruebas descritas en capítulos anteriores se han observado vibraciones y ruidos que provocan resonancia del prototipo. Estos defectos tienen que ser eliminados.

2º Se pone en entredicho la funcionalidad de la rueda como elemento crucial en el enfriado de los grismas. Al estar éstos suspendidos por láminas flexibles de escaso espesor y mínimo contacto con los cristales, la rueda deja de cumplir un papel importante como puente térmico por conducción entre grismas y foco frío: por muy lentamente que se enfríe, al enfriarse los cristales prácticamente por radiación pura y mucho más lentamente que el disco, el tiempo de enfriamiento de éstos se verá mínimamente influenciado por la temperatura del disco.

Respecto a la rueda de filtros, no hay novedades, por lo cual se retoma el diseño sin nuevas aportaciones.

La secuencia de actividades desarrolladas en el periodo Julio 2010 hasta Septiembre de 2012, que cubren el diseño definitivo, fabricación y puesta a punto de las ruedas, se resume en:

- Julio 2010 – Septiembre 2010: cierre del diseño de las ruedas. Se encarga a los talleres del IAC la fabricación de los componentes de las dos ruedas.
- Septiembre 2010 – Junio 2011: fabricación de los componentes definitivos necesarios para repetir las pruebas de funcionalidad de los cojinetes de la rueda de grismas (bancada, soportes de los rodamientos).
- Junio 2011: pruebas de los cojinetes con un único rodamiento. Se concluye que es necesario trabajar con un dúplex de rodamientos y separar la función de freno de la de soporte estructural. Se valida la solución del cojinete para la rueda de filtros.
- Julio 2011 – Septiembre 2011: fabricación de los componentes definitivos necesarios para mover la rueda de grismas (carcasa y componentes del husillo).

- Septiembre de 2011: pruebas de validación del enfriamiento de los grismas. Se concluye que con el dúplex de rodamientos y los frenos sin función estructural es suficiente para enfriar los grismas a la velocidad requerida. El motor de la rueda falla.
- Septiembre de 2011 - Enero de 2012: fabricación de los componentes restantes de las ruedas.
- Enero – Abril 2012: pruebas de funcionalidad mecánica de la rueda de grismas. Se reemplaza el motor fallido y el motor de reemplazo falla también. Se identifica la causa del fallo en una incorrecta selección de los muelles de precarga del husillo. Se mandan a reparar los motores. Se encargan dos motores de repuesto VSS 57.
- Abril de 2012: pruebas de la rueda de filtros. Se identifica un micro-interruptor que falla en frío, y se realizan pruebas intensivas de repetibilidad de los micro-interruptores. Se identifica que los micro-interruptores disponibles no son idénticos (mismo modelo, pero distinto fabricante) que los de LIRIS. Se encarga la compra de los micro-interruptores originales de LIRIS.
- Abril – Junio 2012: Pintado de las ruedas con Nextel.
- Mayo – Septiembre 2012: Puesta a punto de las ruedas.

En los siguientes capítulos se describen con más detalle estas etapas.

5.2. DESCRIPCIÓN DE LOS DISEÑOS DEFINITIVOS

5.2.1. RUEDA DE GRISMAS

5.2.1.1. Concepto general

Es un carrusel que soporta los grismas, y los sitúa en el eje óptico. La rueda de grismas va montada en el banco óptico de EMIR al cual se atornillará. El posicionado del módulo de la rueda en el banco es crítico, por lo que se utilizan topes para asegurar su correcto alineamiento (Figura 5-1).

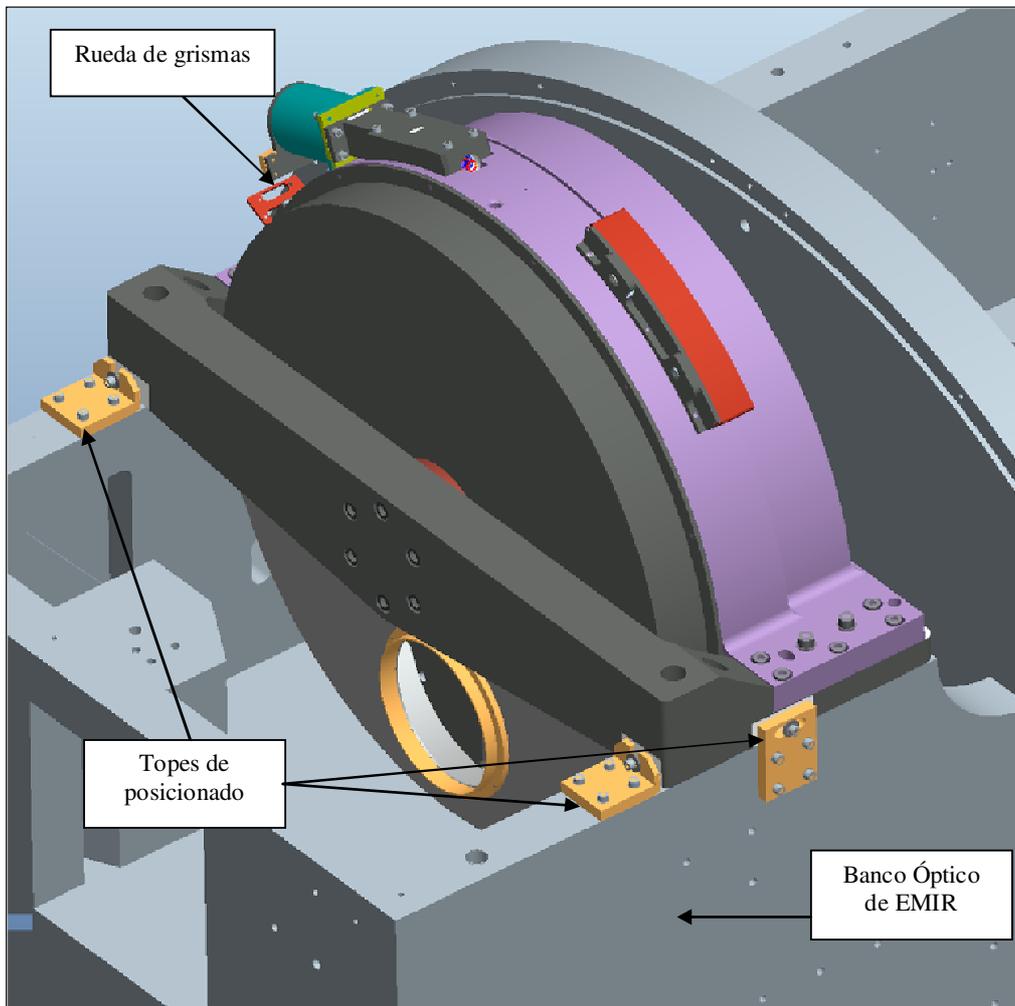


Figura 5-1 Rueda de grismas integrada en el banco óptico.

5.2.1.2. Componentes del mecanismo

El mecanismo consta de una parte fija, la carcasa protectora, y una parte móvil, el disco de la rueda en su interior (Figura 5-2). Todas las piezas son soportadas por una bancada principal que es la interfase con el banco óptico de EMIR

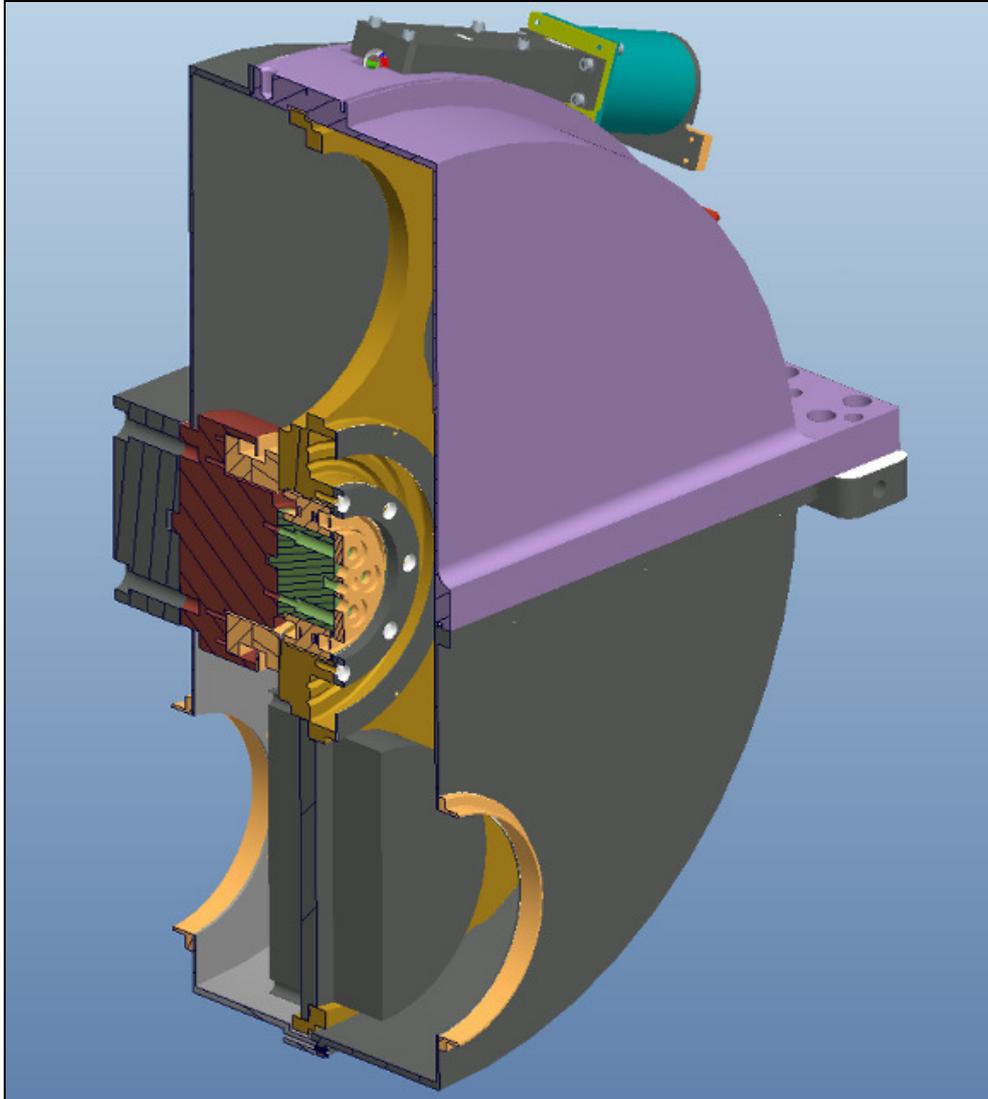


Figura 5-2 Vista en corte del mecanismo de la rueda (sin los grismas integrados).

La carcasa se compone (Figura 5-3) de cuatro bloques desmontables: la carcasa principal que tiene la función de soportar la unidad motriz y los micro-interruptores, y tres piezas adicionales que encierran el mecanismo; además a la entrada y la salida del haz de luz se disponen baffles (anillos) que evitan la entrada de luz no deseada al camino óptico.

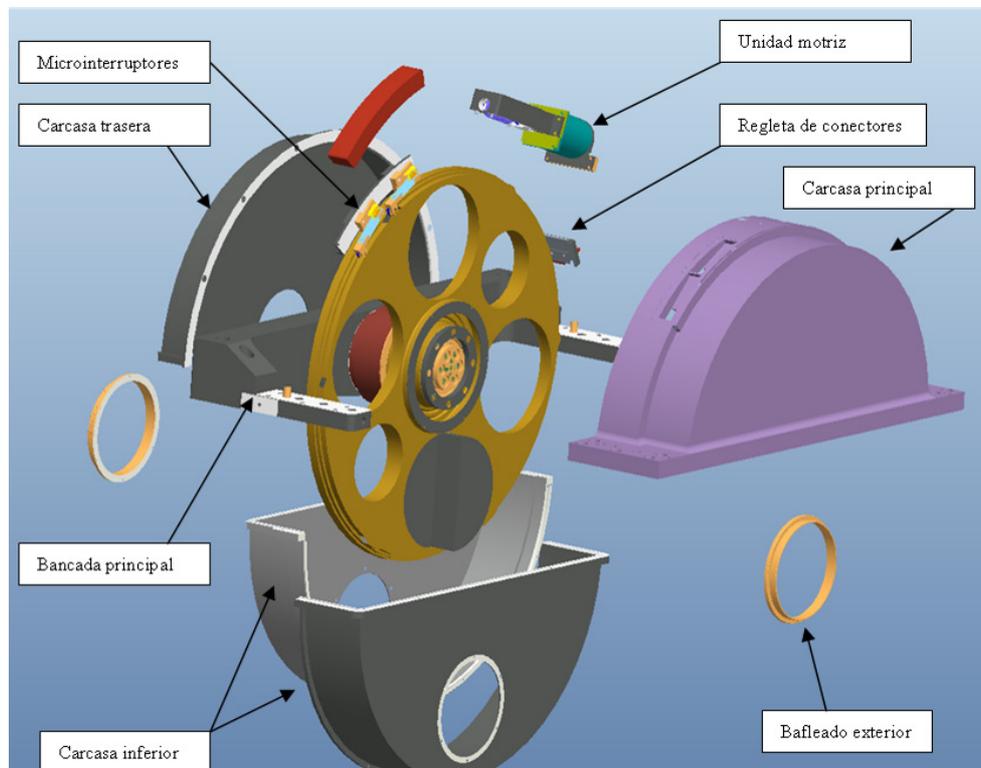


Figura 5-3 Despiece de la carcasa de la rueda de grimas y de los componentes montados en ella.

Sobre la bancada principal se monta una extensión cilíndrica de aluminio, y sobre ésta el eje central de la rueda, fabricado en acero inoxidable de la serie 400.

El disco va soportado por un dúplex de rodamientos modelo FAG XCB 7011-E-2RSD-T P45-UL, de contacto angular, los cuales proporcionan la rigidez y la precisión necesaria al giro¹. Los rodamientos tienen la precarga nominal 'ligera' de fábrica, sólo aportan un par residual despreciable a los efectos del frenado y retención de la posición final.

Las pistas exteriores de los rodamientos del dúplex van sujetas directamente a la rueda por medio de un anillo de fijación. Para el centrado radial de los rodamientos se emplean unas láminas calibradas corrugadas deformables de Eurobearings (mostradas en la Figura 4-13); permiten al sistema absorber las contracciones diferenciales durante el transitorio y a temperaturas criogénicas.

¹ Los cálculos de rigidez necesaria para los rodamientos se encuentran en la referencia [EMIR 2004]

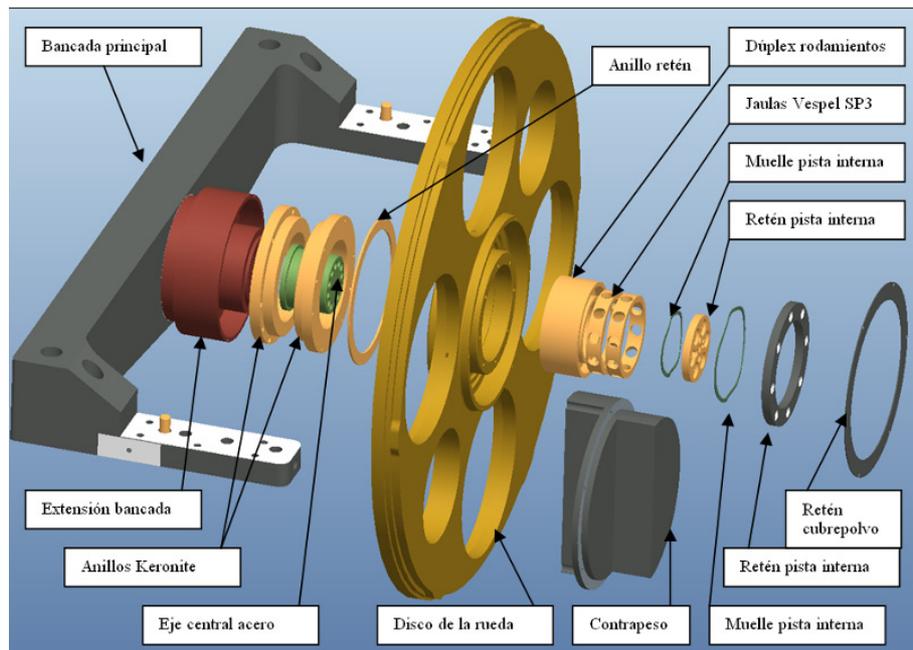


Figura 5-4 Despiece de las partes móviles en el interior de la carcasa (no mostrada).

Los anillos de Keronite + MoS_2 (Figura 5-4) proporcionan el par de frenado. Uno está atornillado a la extensión de la bancada, y el otro al disco de la rueda. Para evitar la contaminación por polvo de MoS_2 proveniente de la fricción de los discos, se incluye un anillo retén de la suciedad.

El disco de la rueda está reutilizado del prototipo, y ha sido modificado para adaptarlo a los cambios que ha habido en el diseño óptico de los grismas desde el primer diseño de 2006 hasta la versión final de 2010.

Con este diseño existe la posibilidad de sustituir el rodamiento inferior del dúplex por un anillo elevador, de tal manera que toda la precarga del rodamiento se cargue en el contacto entre los anillos de Keronite. En el diseño nominal el anillo estará precargado contra el disco por medio de un muelle, mientras que en la opción de cojinetes se tendrán éstos unidos solidariamente a bancada y disco, y precargados a través del rodamiento.

Hay un total de 6 posiciones en la rueda:

- Dos aperturas libres para trabajar en modo imagen (por contraposición al modo espectroscópico, que es cuando hay un grisma activo en el haz).

- Una posición preparada para un futuro grisma de baja resolución, reemplazado, hasta que éste esté disponible, por un contrapeso.
- Tres posiciones para los grismas ya fabricados.

Las monturas de los grismas fueron diseñadas y fabricadas por el *Laboratoire d'Astrophysique de Marseille* [LAM 2010]. Para cada una (identificada por la letra de su banda en el espectro: H, J y K) la rueda tiene un plano de apoyo con un taladro calibrado y una ranura que permiten el montaje repetitivo. Como se ha comentado, el aspecto más crítico de estos componentes es que no pueden ser sometidos a impactos pues existe un alto riesgo de desalineado de los cristales en el interior de la montura.

La unidad motriz y los micro-interruptores engranan y son activados respectivamente con la corona dentada y por las rampas talladas en la periferia del disco de la rueda.

La unidad motriz (Figura 5-5 y Figura 5-6) lleva un motor PHYTRON VSS 57, que mueve un husillo de Vespel SP3, montado en un eje de acero inoxidable. La conexión entre motor y eje del husillo es flexible en todas las direcciones salvo la de giro, gracias al uso de un acoplamiento flexible.

El husillo tiene módulo 1.5 y un único filete, y la rueda 360 dientes, por lo que la relación de transmisión es de 1 vuelta de la rueda por cada 360 vueltas del husillo.

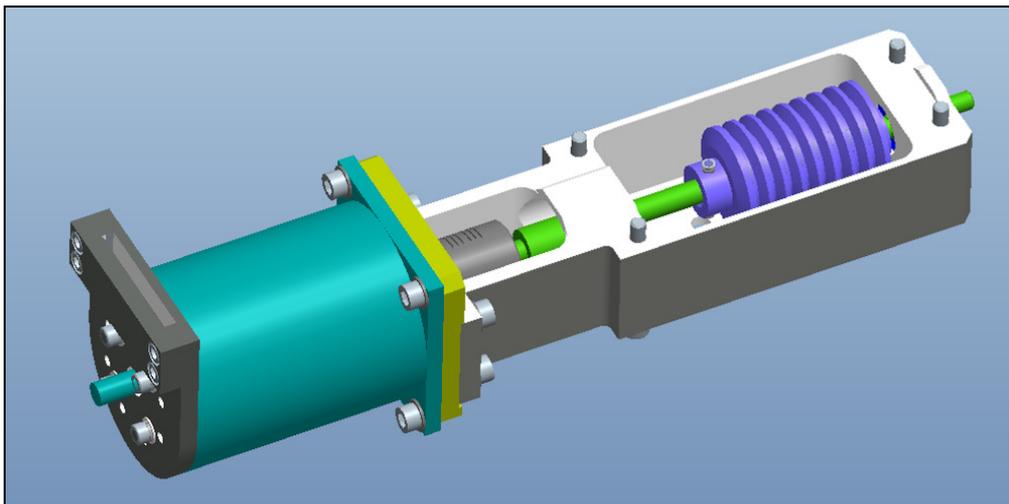


Figura 5-5 Unidad motriz de la rueda de grismas (idéntica a la de filtros salvo el motor).

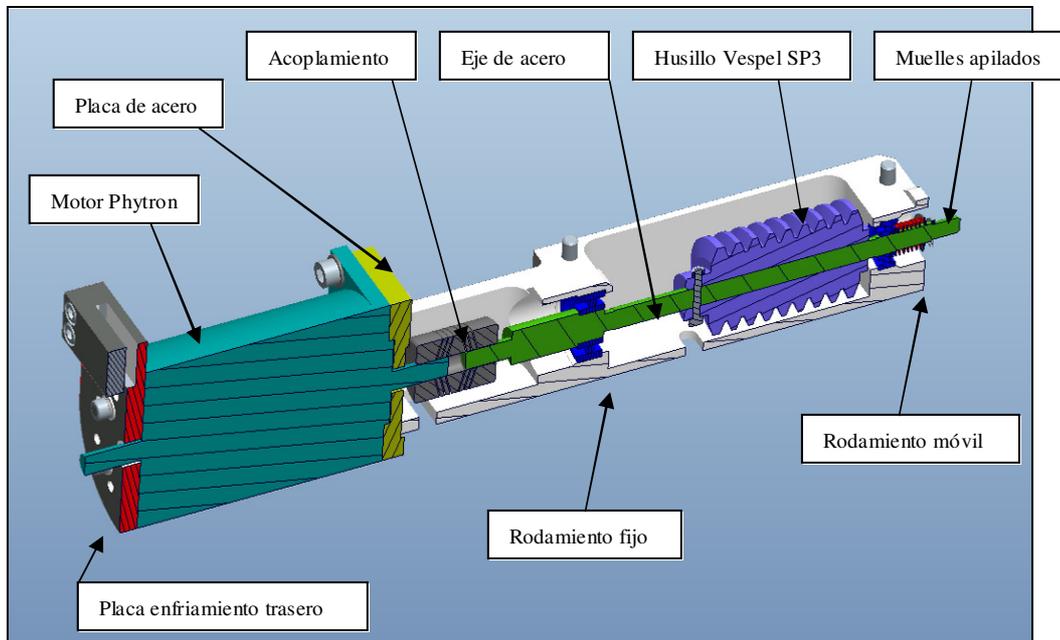


Figura 5-6 Corte transversal de la unidad motriz

En cuanto a los mecanismos de activación de los micro-interruptores (Figura 5-7), se han incluido dos unidades igual que en el prototipo de la rueda de grismas, con la posibilidad de usar la segunda en caso de fallo de la primera. Los micro-interruptores son de la marca y modelo CherryV4N2T7.



Figura 5-7 Sistema de actuación de los micro-interruptores.

Como método de unión entre piezas, siempre se usan tornillos de acero inoxidable que es el estándar en instrumentos criogénicos. Este material es compatible con el vacío (no desgasifica como puede hacerlo el cinc que constituye el galvanizado), no se genera óxido contaminante (al entrar en

contacto el aluminio y el acero, con la humedad del aire presente en condiciones ambientales, se genera par galvánico que produce óxido en el acero). La resistencia de los tornillos de acero inoxidable es suficiente para este tipo de aplicaciones, no sometidas a cargas elevadas.

5.2.1.3. Masa y dimensiones características

El desglose de masas de la unidad de grismas es:

- Bancada principal (Al6082): 11.0 kg.
- Carcasa (Al6082):10.2 kg.
- Disco de la rueda (Al6082): 7.6 kg.
- Contrapeso (acero inoxidable): 8.6 kg.
- Unidad motriz: 2.1 kg.
- Micro-interruptores (dos unidades): 41 g (cada una).
- Resto de componentes fabricados, y tornillería: 7.1 kg.
- Total mecanismo: 46.6 kg.
- Grismas:
 - Banda J: 9.24 kg.
 - Banda H: 8.44 kg.
 - Banda K: 8.16 kg.

Masa total de la unidad de grismas: 72.4 kg.

La Figura 5-8 y la Figura 5-9 muestran las vistas en plano del diseño. El disco tiene 4 aperturas de 160 mm, dos aperturas libres de 80 mm y un diámetro externo de 544 mm.

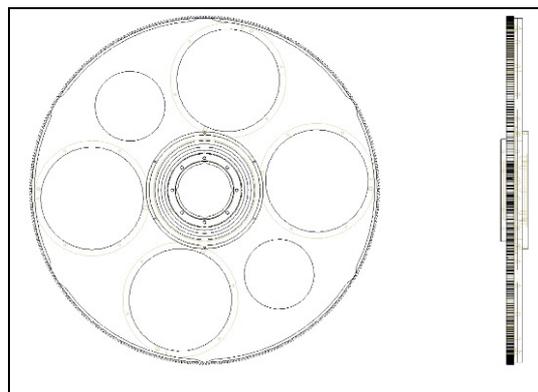


Figura 5-8 Vistas del disco de la rueda de grismas.

El espesor del disco es de 25 mm en la sección más delgada y de 45 mm en la sección central. En cuanto a la unidad completa, las cotas principales se muestran en la Figura 5-9.

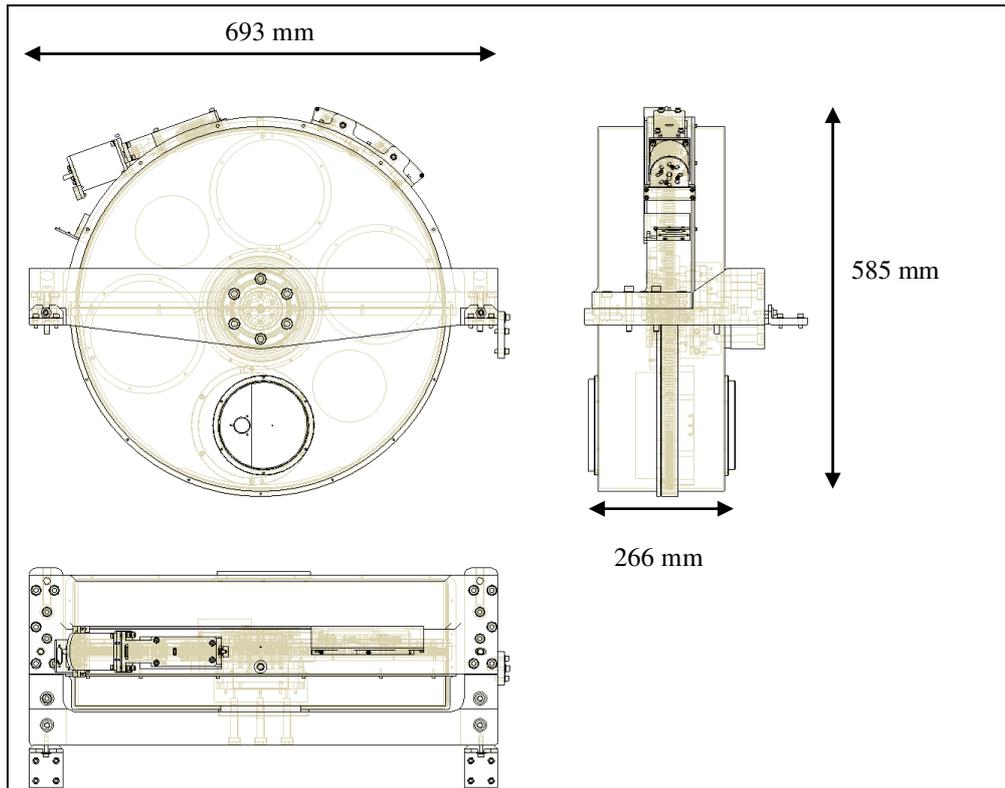


Figura 5-9 Dimensiones de la rueda de grismas.

5.2.1.4. Integración

La unidad se montará en el banco óptico pasando a través de una apertura del criostato, descendiendo colgada de un punto de anclaje previsto en la parte superior de la carcasa principal del carenado. Este punto de anclaje está alineado con el centro de gravedad del conjunto para evitar inclinaciones durante la fase de inserción.

Dentro del criostato, unas varillas de acero inoxidable guían la unidad hasta su posición final en el banco. Una vez posada sobre el banco, la posición final se

alcanza apretando tornillos montados en topes calibrados de amarre. Éstos pueden ser mecanizados en la dirección Y y Z (el plano de la interfase con el banco óptico es el plano YZ, el eje Z es el eje del haz óptico), para ajustar la posición final de la rueda con la precisión necesaria. Los únicos desajustes que no se podrían retocar sin un mecanizado de la rueda son los correspondientes a un acercamiento al banco óptico (habría que mecanizar la bancada principal).

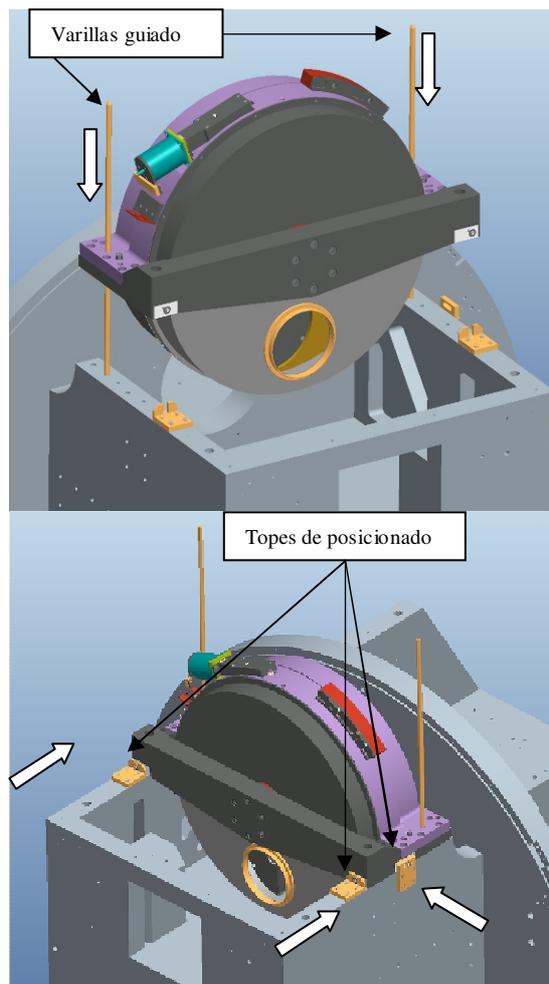


Figura 5-10 Sistema de inserción y fijación de la posición de la rueda de grismas en EMIR.

Para facilitar el intercambio de grismas si fuese necesario extraerlos, la carcasa en su parte superior se ha fabricado dividida en dos piezas: la principal que

hace de soporte estructural de la unidad motriz y de los micro-interruptores, y una tapa de acceso fácil de retirar (Figura 5-11).

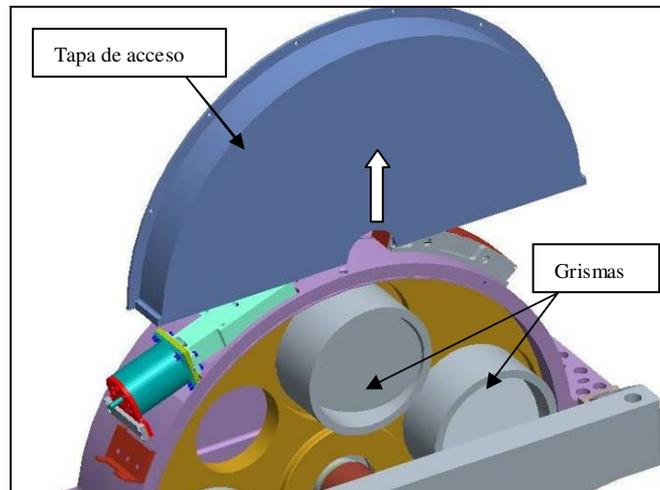


Figura 5-11 Desmontaje de la tapa de instalación de grismas.

5.2.2. RUEDA DE FILTROS

5.2.2.1. Concepto general

Sigue el mismo concepto mecánico que la rueda de grismas, consistente en un carrusel que tiene 14 posiciones para 14 filtros, más una apertura libre, más una posición de bloqueo del haz.

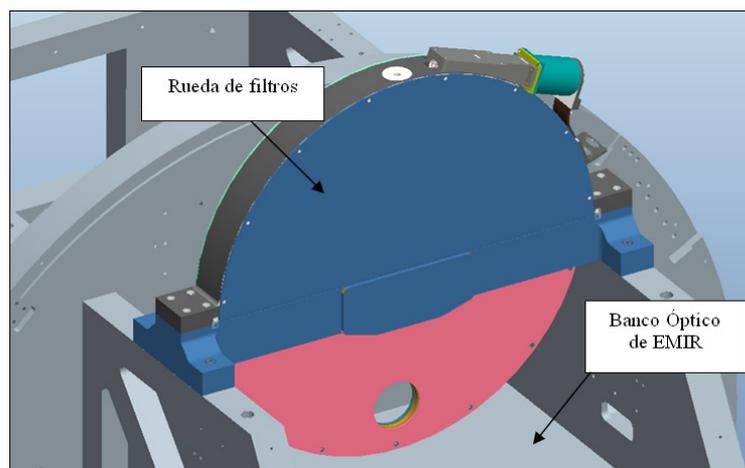


Figura 5-12 Rueda de filtros integrada en el banco óptico.

5.2.2.2. Componentes del mecanismo

Igual que en la rueda de grismas, la carcasa proporciona el soporte estructural y la protección de la rueda. La bancada principal da soporte a la carcasa principal, que sostiene la unidad motriz y los micro-interruptores. Cuatro tapas cierran la unidad, una de ellas provista de un sistema de bisagra que permite abrir el carenado para acceder a los filtros y manipularlos si fuese necesario cambiarlos (Figura 5-13).

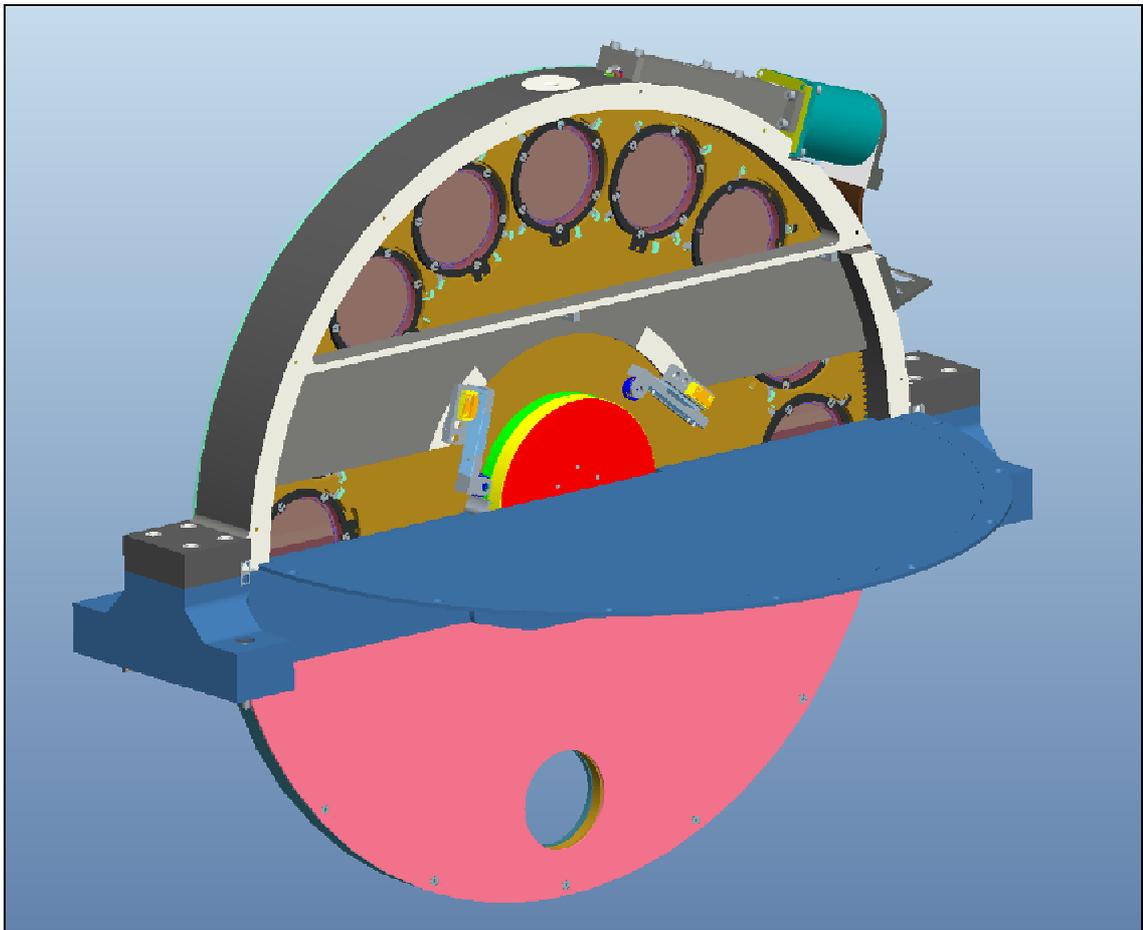


Figura 5-13 Vista de la rueda de filtros con la tapa de acceso abatida.

El perímetro de la rueda se mecaniza con 360 dientes de la misma geometría que los de la rueda de grismas, también tratados con Nituff (anodizado duro con teflón), que engranan con el husillo de la unidad motriz. En esta rueda el motor es un PHYTRON VSS 52.

Las unidades de micro-interruptor se instalan, en la rueda de filtros, en el interior de la carcasa, porque así se reduce el par de giro que generan al activarse (aparte disminuye la envolvente dimensional de la unidad). Puesto que los requerimientos de repetibilidad de la rueda de filtros son menores, es posible operar los micro-interruptores en un radio menor. La Figura 5-14 muestra un despiece del mecanismo.

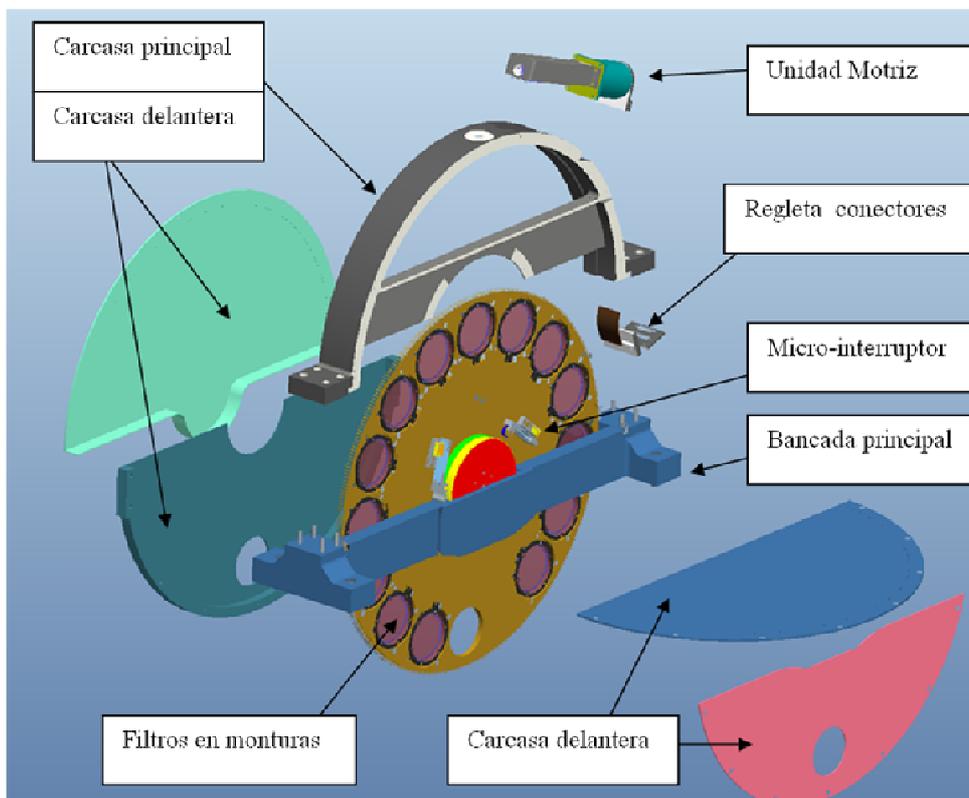


Figura 5-14 Despiece de la carcasa de la rueda de filtros.

La rueda de filtros va a ser operada con bastante más frecuencia que la de grismas, y por ello en vez de múltiples rampas de activación se ha empleado una única rampa (una placa de activación con perfil de leva) que proporciona la referencia de cero de la rueda. En esta rueda también se integran dos unidades de micro-interruptor por redundancia, para evitar que el sistema de control de posición se quede sin referencias si fallase uno de los micro-interruptores.

El ensamblaje de los rodamientos de esta rueda utiliza el sistema de rodamiento contra cojinete. Esto gracias a que por un lado los filtros no tienen tanta necesidad de estabilidad como los grismas; y por otro lado, como la masa de los elementos móviles es menor, la precarga del rodamiento se puede ajustar libremente hasta que los frenos de fricción proporcionan el par necesario para el posicionado repetitivo de la rueda.

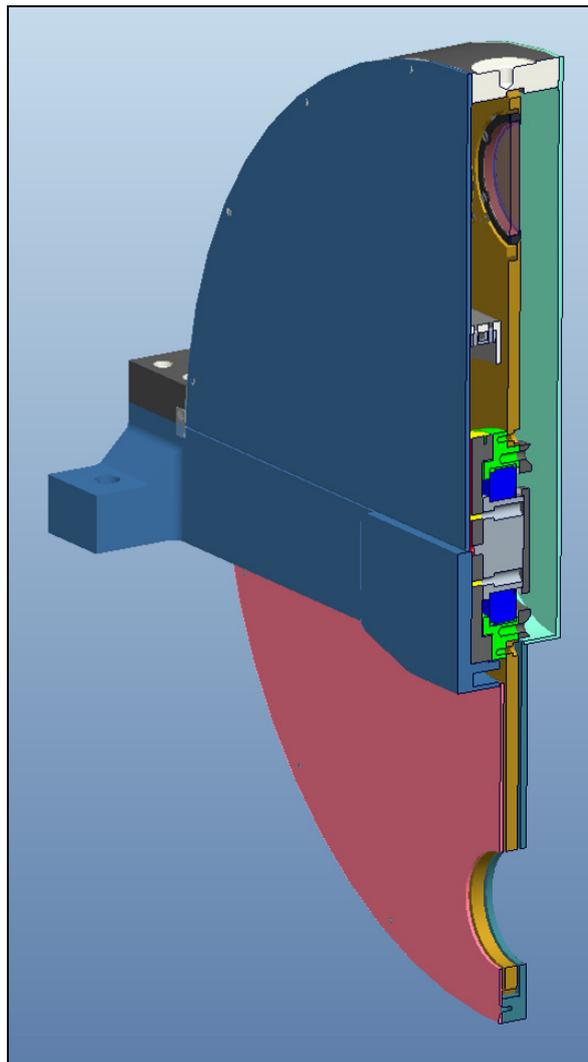


Figura 5-15 Vista en corte de la rueda de filtros.

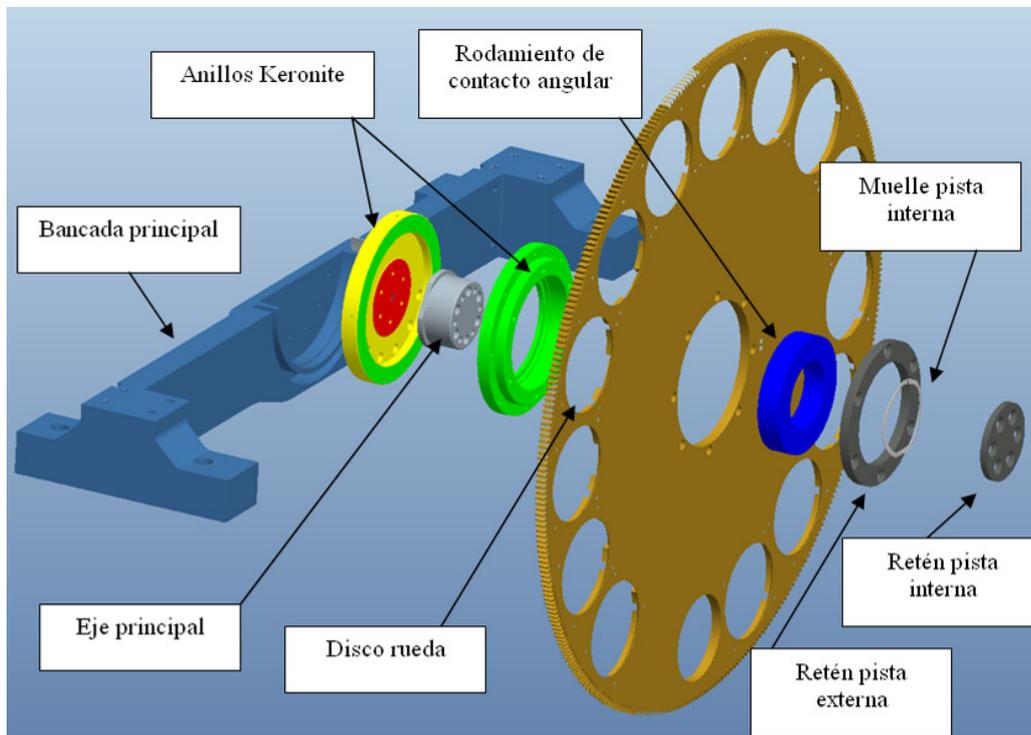


Figura 5-16 Despiece de las partes móviles en el interior de la carcasa (no mostrada).

5.2.2.3. Montura de los filtros

Los filtros se colocan en monturas de aleación de aluminio que se integran en el disco de la rueda sin necesidad de retirar ninguna pieza (tornillos o láminas).

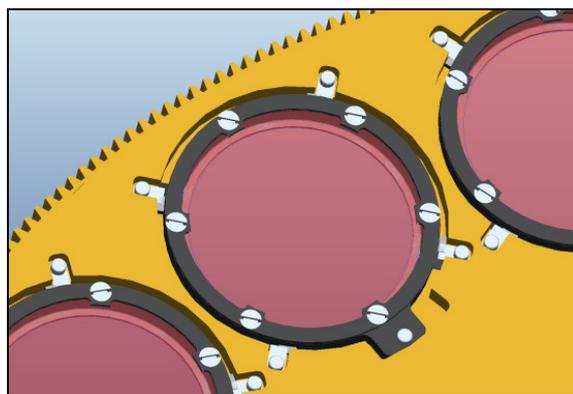


Figura 5-17 Monturas de los filtros integradas en el disco.

Simplemente con un movimiento de rotación, la montura queda fijada en su posición por medio de cuatro ballestas de cobre-berilio.

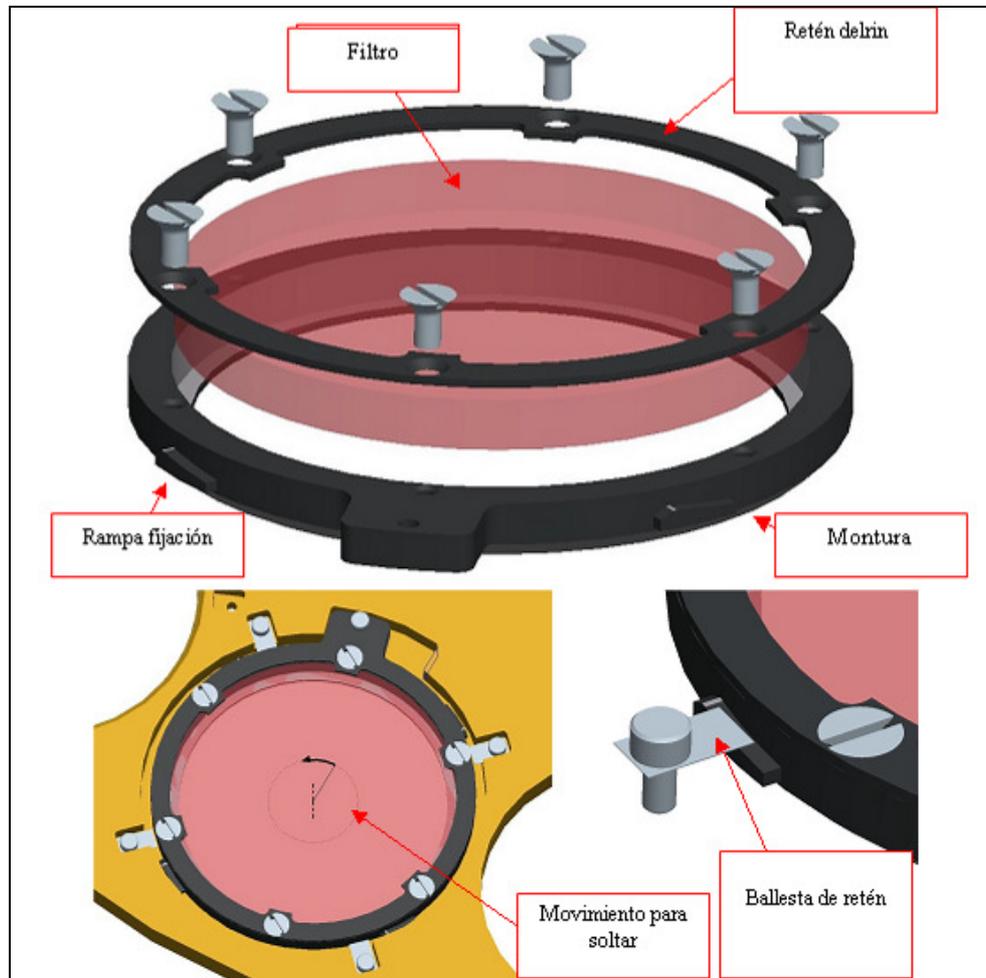


Figura 5-18 Funcionamiento de la montura de los filtros.

Para sustituir a los filtros reales en caso de que aún no estuvieran comprados, y para equilibrar la rueda, se han fabricado ‘simuladores de filtros’ con masa similar a la de los elementos ópticos, que se integrarán en la rueda en sustitución del filtro correspondiente. Son de aleación de aluminio Al 6082T6 pintados en Nextel.

5.2.2.4. Masa y dimensiones características

La masa de la unidad de filtros es de 20.9 kg, repartidos de la manera siguiente:

- Bancada principal (Al6082): 5.0 kg.
- Carcasa (Al6082): 6.9 kg.
- Disco de la rueda (Al6082): 2.9 kg.
- Unidad motriz: 1.8 kg.
- Resto de componentes fabricados, y tornillería: 3.2 kg.
 - Total mecanismo: 19.8 kg.
- Filtros en sus monturas: 80 g (cada uno)
- Total de la unidad de filtros: 20.9 kg.

La Figura 5-19 y la Figura 5-20 muestran las vistas en plano del diseño. El disco tiene 14 aperturas con interfaces para las monturas de los filtros, una apertura de 70 mm, y un diámetro externo de 544 mm. El espesor del disco es de 8 mm en la sección más delgada. En cuanto a la unidad completa, las cotas principales se muestran en la Figura 5-20.

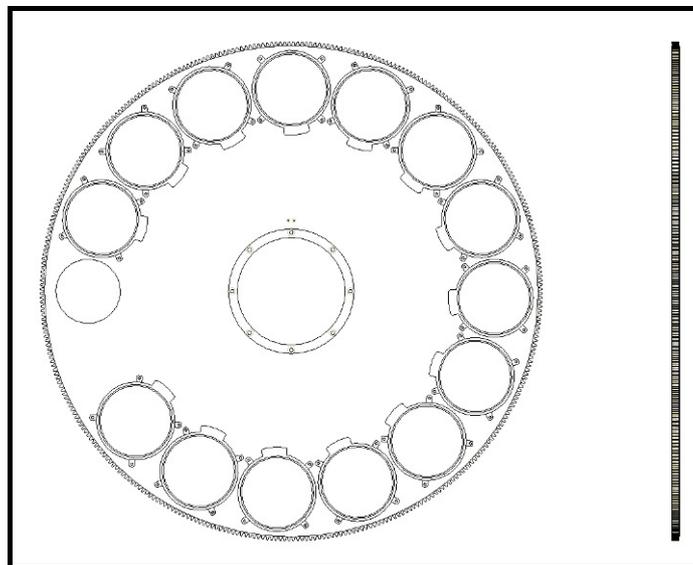


Figura 5-19 Vistas del disco de la rueda de filtros.

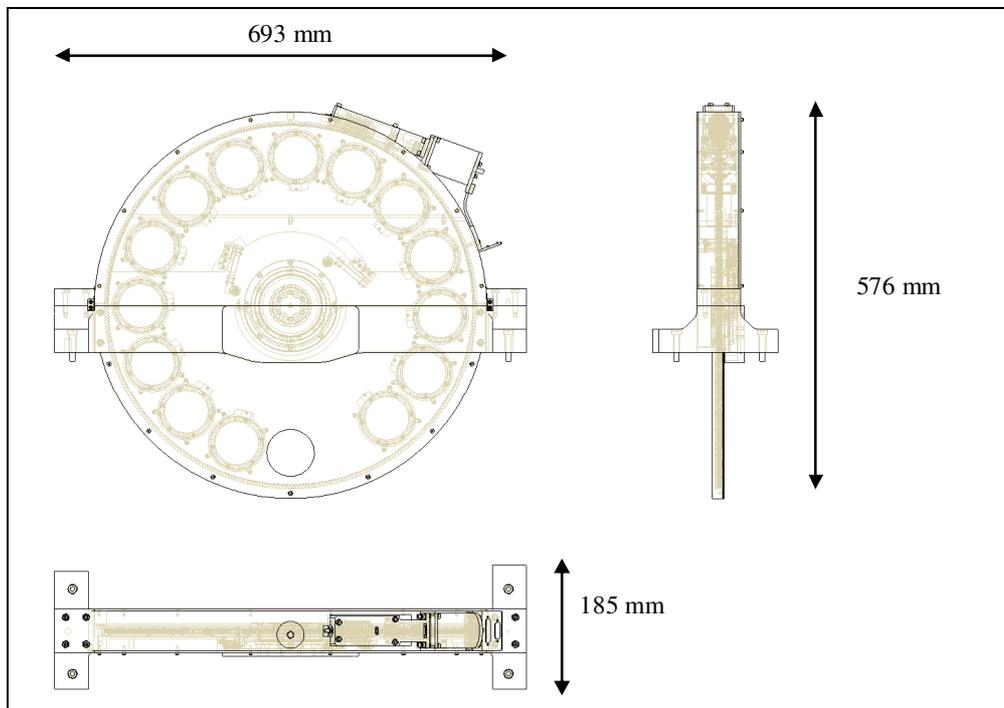


Figura 5-20 Dimensiones básicas del ensamblaje de la rueda de filtros.

5.2.2.5. Integración

La unidad se montará en el banco óptico pasando a través de una apertura del criostato, descendiendo colgada de un punto de anclaje previsto en la parte superior de la carcasa principal. Este punto de anclaje está alineado con el centro de gravedad del conjunto para evitar inclinaciones durante la fase de inserción.

Una vez dentro del criostato, unas varillas de acero inoxidable guían la rueda hasta su posición final en el banco. En este caso, dada la escasa precisión que se requiere para el posicionado de la rueda, no se han añadido placas de tope para fijar la posición de la rueda. Directamente se atornilla una vez se posa sobre el banco óptico.

5.3. PUESTA A PUNTO DE LAS RUEDAS DEFINITIVAS

5.3.1. PUESTA A PUNTO DE LA RUEDA DE GRISMAS

5.3.1.1. Pruebas de funcionalidad del sistema cojinete + rodamiento

Se toma la decisión (Mayo 2011) de poner a prueba por última vez el concepto de rodamiento contra cojinete hasta el punto de poder asegurar que en ningún caso se tendrán vibraciones. De ser así, por mínimas que sean, se pasará al sistema ya previsto para dar máxima rigidez a la rueda: un dúplex de rodamientos sostendrá el disco, uno de los discos tratados con Keronite + MoS₂ será fijado al disco y el otro se precargará contra él actuando como un freno. De esta manera también se podrá controlar mejor el par de frenado, pues al dejar de funcionar la superficie de deslizamiento a la vez como sostén estructural, se puede variar la precarga de frenado sin miedo de que la estructura se debilite. Esto también abre la puerta a rebajar las condiciones de trabajo (la carga total) que ha de sostener el cojinete.

Se ensambló la rueda con los cojinetes (Figura 5-21 y Figura 5-22) y los simuladores de acero, y se colocó sin precargar en horizontal. De ésta manera el propio peso actuaba de precarga, con la ventaja de que la presión estaba perfectamente distribuida en las dos superficies deslizantes en contacto. Era una situación menos exigente que la posición vertical final del sistema, que desgastaría más una zona concreta del anillo (la más próxima al suelo, suponiendo que la rueda siempre se girase en la misma posición de EMIR).

Se llevó a cabo una batería de pruebas consistentes en girar la rueda, a mano, en condiciones ambientales, a un ritmo de 60 rpm, en sentidos alternos cada 100 vueltas, durante al menos 15000 vueltas que se marcó como objetivo de 50% de vida garantizada. Hacer esto en condiciones criogénicas hubiera sido imposible, dado que no se disponía de un criostato de pruebas a escala de los rodamientos más los discos de Keronite. Y hacer las pruebas en un criostato mayor, integrando el motor para poder mover la rueda, hubiese sido impensable: el motor se calienta cada poco tiempo, y hay que detener las pruebas para permitir que se recupere. Los costes en tiempo y en refrigeración del criostato hacían prohibitiva una prueba de estas características.



Figura 5-21 Eje central de acero y anillo inferior de Keronite.

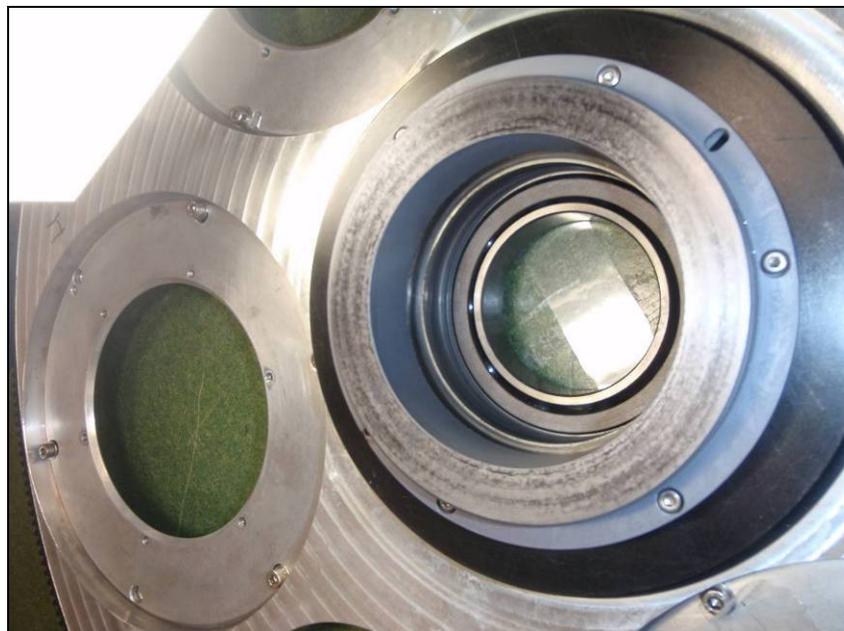


Figura 5-22 Anillo superior de Keronite acoplado al disco de la rueda.

El gráfico de la Figura 5-23 muestra la evolución de las pruebas en cuanto a par medido en la rueda: teniendo en cuenta un radio de apoyo de 50 mm (radio medio de la zona de contacto de los cojinetes de Keronite), y una carga igual al peso soportado por los cojinetes (388 N) se despeja el coeficiente de rozamiento que se representa:

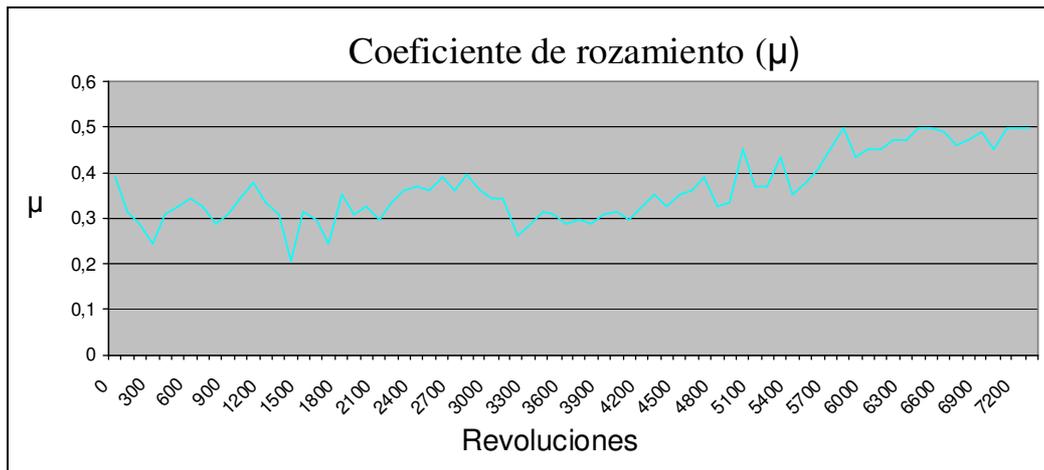


Figura 5-23 Evolución del par resistente de los discos de Keronite.

Como se ve los valores distan mucho del medido en el banco de pruebas de los frenos de fricción (0.12 en condiciones ambientales), lo cual se supone que es debido a un no cumplimiento de la linealidad de la ley de Coulomb. Es decir, la fuerza de rozamiento no es igual a una constante por la carga normal en el caso de superficies reales, sino que debido a las irregularidades, cuando cambian las áreas en contacto y la carga total, se producen desviaciones de la situación supuestamente ideal.

La gráfica no muestra la presencia de ruido, que se dio de la manera siguiente. Entre las vueltas 300 y 500 se percibió un ruido leve que se achacó a un posible proceso de ‘rodaje’ de los cojinetes. No obstante a la altura de las 1000 vueltas el ruido era notorio por lo que se decidió llevar a cabo un proceso de relubricación de la superficie. Para ello se empleó Molykote D321-R que es una mezcla de grafito con MoS_2 en forma de spray usado convencionalmente para la lubricación de mecanismos criogénicos ligeros.

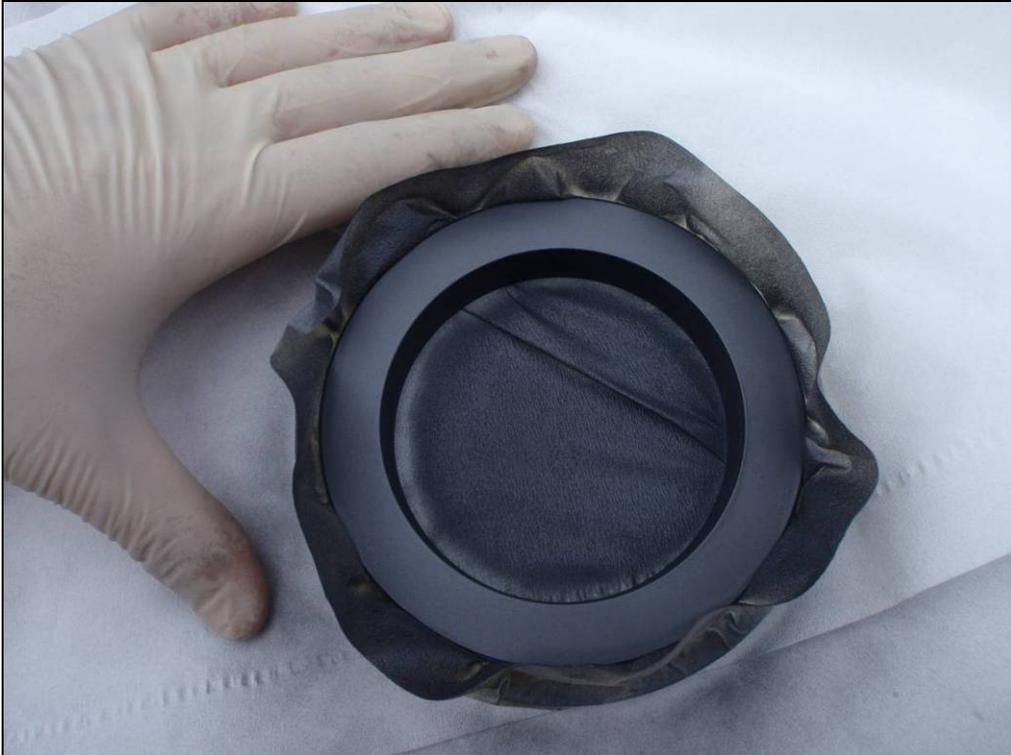


Figura 5-24 Lubricación de los discos de Keronite con Molykote D321-R.

Sin embargo, al nivel de las 2500 vueltas, el ruido reapareció y fue creciendo hasta que a las 3000 vueltas totales se decidió volver a lubricar. La idea era que quizá el lubricante iría llenando poros de la matriz cerámica de Keronite de manera que a partir de un cierto punto el ruido no volvería a aparecer. Tras esta segunda lubricación, que se hizo con tres golpes de spray de 1 segundo cada uno (como se ve un procedimiento puramente artesanal) se midió el incremento de espesor de la capa lubricada y resultó ser de 7 micrómetros por aplicación, 21 micrómetros en total. Este valor era el máximo admisible para la rueda: de desgastarse de manera desigual, teniendo en cuenta los radios de las superficies de apoyo, que tienen un máximo de 56 mm en los cojinetes, se calcula que la inclinación con 22 micrómetros en un extremo y cero micrómetros en el otro, alcanza justo la especificación de repetibilidad angular alrededor de los ejes X e Y, que es de ± 0.2 mrad.

Este último intento de lubricación tampoco tuvo resultados positivos, y al alcanzarse las 6000 vueltas el ruido volvió a aparecer y duró hasta la vuelta 7200, en que se detuvieron las pruebas.

Además, se apreció que la aplicación de lubricante MoS_2 por el método spray con Molykote tenía una desventaja adicional: la producción de residuo de MoS_2 era excesiva, ya que el desgaste generaba grandes cantidades de polvo de este material en las inmediaciones de los cojinetes.

Por último, la evolución al alza del par registrado revelaba un daño de los cojinetes en lugar de una mejora con el rodaje. Se inspeccionaron, y se localizó un fallo en la superficie de uno de los cojinetes. Observado al microscopio se percibió como una burbuja abierta, quizá una porosidad subyacente del anillo de Al 6061T6, que quedó expuesta y sin lubricación. También en uno de los bordes de la pequeña fosa se apreció lo que aparentaba ser material base arrastrado por fricción.



Figura 5-25 Anillo de Keronite dañado en un punto.

Los dos cojinetes se enviaron a Keronite para su inspección y recubrimiento.

La conclusión de las pruebas fue que, en el caso de la rueda de grismas, donde la rigidez es fundamental para la supervivencia de los elementos ópticos, no se puede aplicar el diseño de rodamiento contra cojinete. Esta inestabilidad quedó patente durante las pruebas descritas en este apartado. El uso de un dúplex de

rodamientos es imprescindible en esta rueda. En cuanto a la rueda de filtros, se contempló como viable el diseño de la misma, puesto que la precarga en ella es mucho menos exigente dada la poca masa de las partes giratorias, por un lado, y la mucho menor fragilidad de los filtros frente a las vibraciones, por otro.

5.3.1.2. Pruebas de validación del enfriamiento de los grismas

Tras las conclusiones del apartado anterior, se procedió (Julio 2011) a integrar la rueda esta vez usando un dúplex de rodamientos, y los discos de fricción como simple freno y no como soporte estructural.

El ajuste del frenado se logró precargando los discos de fricción con un muelle, hasta lograr el apriete necesario que genera el par de freno requerido (2 N·m). En ese momento se recibieron en el IAC los tres ensamblajes de los grismas y se decidió enfriarlos a temperatura de trabajo para determinar la eficiencia de la rueda en cuanto a la velocidad de enfriamiento.

Esta prueba se realizó también para ‘ciclar’ térmicamente (enfriar a temperatura criogénica y volver a temperatura ambiente) los grismas, pues se presupone que el alineado de los mismos en frío se mantiene igual que en caliente en tanto se compruebe que no hay distorsión entre el grisma en caliente antes y después de haber sido ‘ciclado’.

Desde el momento en que se comienza a introducir nitrógeno líquido en el criostato (previamente evacuado a niveles de 10^{-4} mbar), la temperatura evoluciona desde 292 K (ambiente en la sala de pruebas) hasta alcanzar los 183 K en 48 horas, 160 K (la temperatura mínima para poder considerar el grisma operativo) en 3 días, 103 K en 6 días, y la temperatura mínima se alcanza a los 7 días, 95 K. Estas temperaturas están medidas en la superficie de uno de los grismas. Véase la Figura 5-26.

Para el calentamiento, la temperatura evoluciona desde el mínimo de 95 K y se tarda aproximadamente 172 horas (7 días y 4 horas) en alcanzar la temperatura de 15 °C, mínima admisible para evitar el punto de rocío al presurizar el criostato con aire en condiciones ambientales (60-70% de humedad). No obstante el calentamiento de los instrumentos criogénicos puede forzarse mediante la introducción de calor mediante resistencias eléctricas instaladas en el interior, y la posterior inyección de nitrógeno gas a temperatura ambiente en el criostato, es decir el margen de 7 días para calentamiento natural no supone una limitación porque puede reducirse con relativa sencillez. Véase la Figura 5-27.

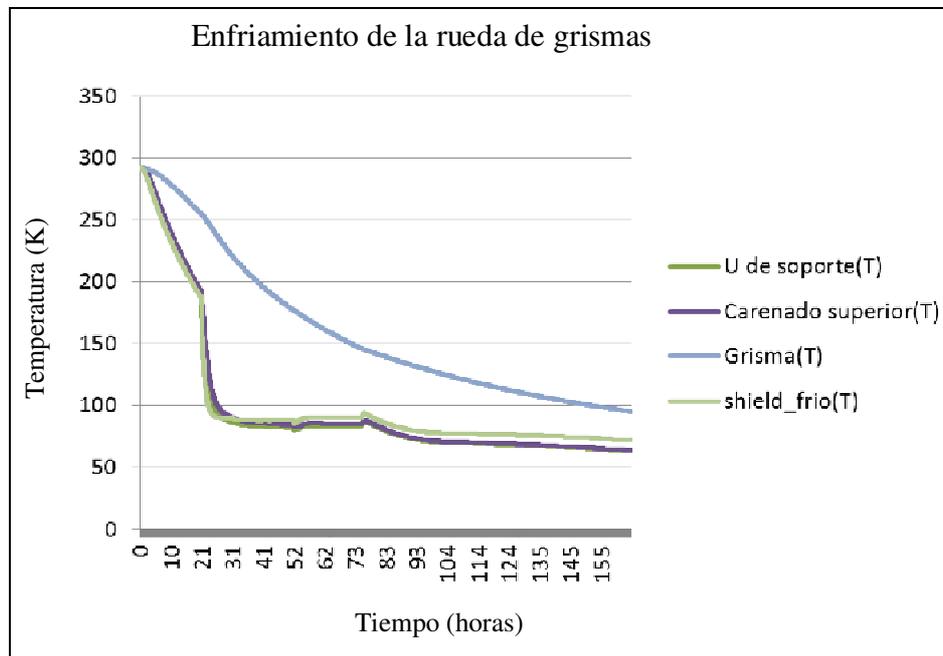


Figura 5-26 Evolución de la temperatura durante el enfriamiento.

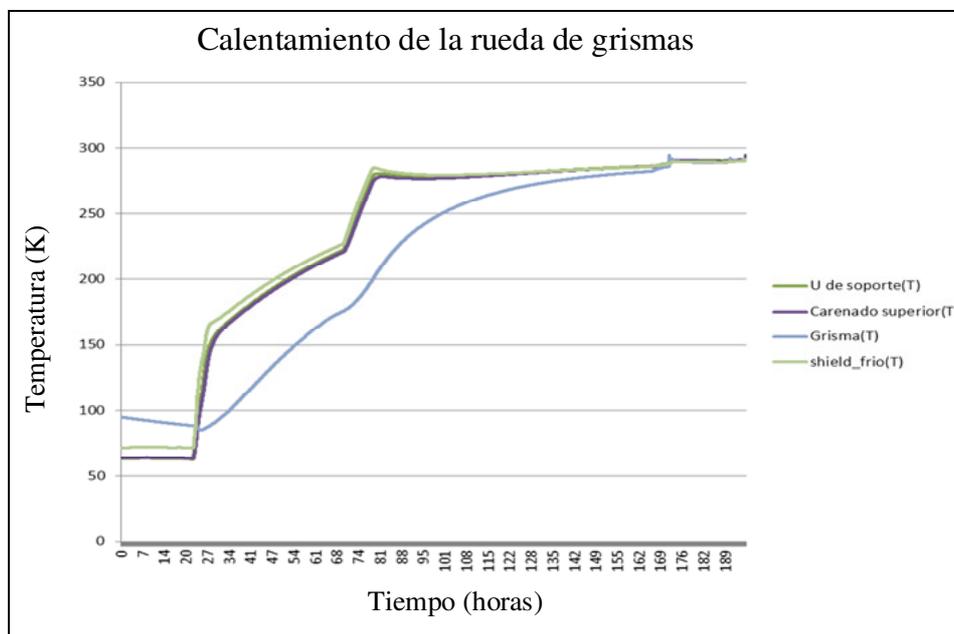


Figura 5-27 Evolución de la temperatura en el calentamiento.

La Figura 5-28 y la Figura 5-29 muestran el proceso de integración de la rueda de grismas.



Figura 5-28 Integración de los grismas en la rueda de grismas para validación de enfriamiento (I).



Figura 5-29 Integración de los grismas en la rueda de grismas para validación de enfriamiento (II).

5.3.1.3. Pruebas con el dúplex de rodamientos y freno de fricción

En Septiembre de 2011 se instala la rueda en el criostato de pruebas para poner a prueba el funcionamiento del mecanismo. Se integran los simuladores de los grismas de 7.5 kg, pues aún no se dispone de las ampliaciones que acercan la masa de los simuladores a la definitiva de los grismas (8.6 kg).

Con un par de frenado de 2.3 N·m, las mediciones de par en el mecanismo fueron las siguientes:

- El desalineado del centro de gravedad respecto del eje de giro es tan pequeño que es incapaz de girar la rueda aún estando ésta sin freno.
- El par resistente que introduce el husillo es de 3 mN·m. Tal y como se mencionó en el Apartado 3.3.3.1 puede despreciarse en el cómputo del par resistente total que ve el motor.
- El par resistente al giro medido en el movimiento del disco oscila entre 1.9 N·m cuando un micro-interruptor empuja a favor y 2.8 N·m cuando frena. En los tramos donde no está activado ningún micro-interruptor, el par medio es de 2.3 Nm. Estos datos son coherentes con un par inducido por los micro-interruptores de unos ± 450 mN·m.
- El par medido en el husillo (con un medidor de par manual) para rotar la rueda oscilaba entre 28 y 50 mN·m, dentro del margen que puede mover el motor (entrega hasta 400 mN·m según los datos de la Figura 4-30).
- De acuerdo con estos valores, una reducción del coeficiente de rozamiento del Keronite + MoS₂ a la tercera parte al operar en vacío, dejaría un par de frenado de 750 mN·m. Incluso siendo la rueda empujada por un micro-interruptor (450 mN·m de empuje) dejarían un par residual de retención de 300 mN·m, suficiente para detener la rueda con precisión según los cálculos del Apartado 3.3.3.6.

La evolución térmica de las pruebas se refleja en la gráfica de la Figura 5-30, donde se aprecia que partiendo de la temperatura ambiental se lleva el mecanismo hasta los 70 K aproximadamente¹, en 90 horas. Esta temperatura se

¹ El banco de pruebas de EMIR se pre-enfría con nitrógeno líquido, y una vez la temperatura se estabiliza, se arrancan los ciclos cerrados de refrigeración. Éstos son capaces de enfriar el interior del criostato por debajo de los 77 K, que es el límite alcanzable sólo con nitrógeno líquido.

mantiene estable salvo en los momentos en los que se activa el motor, en los que se forman picos de calentamiento, que se aprecian en la curva de la “Placa Trasera Motor” de la gráfica.

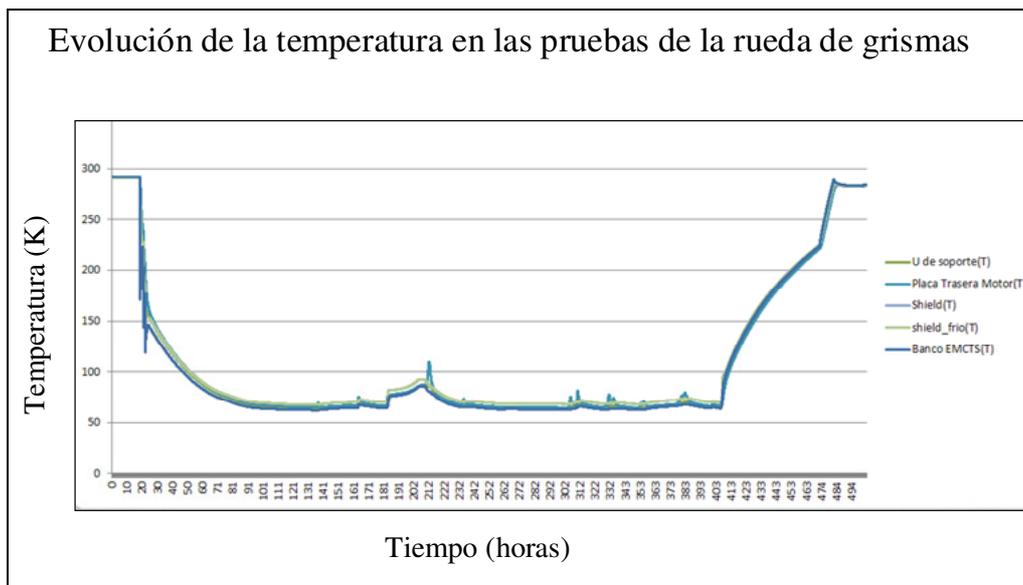


Figura 5-30 Evolución de la temperatura en las pruebas.

Tras varias vueltas de la rueda en el sentido horario (que es el que carga el rodamiento fijo del motor al ejercer una fuerza tangencial sobre el husillo que va en sentido contrario al motor) se intenta girar la rueda en sentido antihorario, momento en el cual deja de moverse la rueda tanto en un sentido como en el otro.

5.3.1.4. Pruebas con el motor de repuesto

Tras investigar las posibles causas del fallo de la rueda se detecta (Enero 2012) que el motor está dañado, pues su eje tiene puntos en los que se bloquea al darle la vuelta a mano. Se supone que debido a su uso continuado en pruebas y su almacenamiento expuesto a la humedad, el motor ha fallado por desgaste.

En su lugar se coloca un motor de reemplazo de igual modelo, nuevo. Se integra la rueda y se repiten pruebas de funcionalidad básica girándolo primero siempre en sentido horario. No se registraron anomalías, ruidos ni incidentes remarcables. En el momento en que se inició el giro en sentido contrario, el

motor falló y dejó de funcionar, igual que había ocurrido en Septiembre de 2011.

Al extraer la rueda del criostato se apreció que el motor nuevo mostraba exactamente los mismos síntomas que el motor anterior. Dado que en este caso el motor era nuevo, y que por segunda vez era el giro en sentido antihorario el que parecía provocar el fallo, se investigó la dinámica de funcionamiento del mecanismo en este sentido de giro. La conclusión a la que se llegó es que el muelle que precarga el husillo, un muelle especial de la marca Smalley consistente en láminas de cobre-berilio apiladas, era demasiado flexible y estaba permitiendo que se transmitiesen esfuerzos excesivos al eje del motor, en la dirección axial.

Este muelle se introdujo como una mejora del sistema original de LIRIS, consistente en arandelas apiladas de manera alterna. Estas arandelas tenían una rigidez muy alta, y como resultado el valor de la precarga que se aplicaba con ellas era muy difícil de controlar con exactitud. Lo que no se tuvo en cuenta es que durante el movimiento en sentido antihorario, es decir cuando el husillo empuja la rueda en el sentido tangencialmente opuesto al motor, por el principio de acción reacción el husillo se ve empujado contra el motor. Si el muelle de precarga es lo suficientemente flexible, el eje del husillo desliza transmitiendo la carga directamente al eje del motor.

En las fórmulas de esfuerzos axiales expuestas en el Apartado 4.3 se puede observar que los esfuerzos en la dirección axial llegan a ser muy elevados al ser el ángulo de hélice (3.3°) muy pequeño. Se presupone que una subida puntual del par resistente de la rueda (típica de los cambios de sentido de giro) provocó esfuerzos axiales elevados que dañaron los motores.

Como consecuencia de estos resultados se procedió a revisar el diseño de los husillos, y se introdujo de nuevo el sistema original de LIRIS de arandelas apiladas.

Respecto a los motores, se enviaron al fabricante para su inspección. La respuesta fue que una reparación de los motores sería tan costosa como un par nuevo, que se procedió a comprar. Los dos motores dañados fueron devueltos.

En el nuevo pedido de los motores se introdujo un cambio que se observó podía mejorar la seguridad ante posible contaminación de los rotores: los taladros traseros que permiten anclar una placa de enfriamiento fueron encargados 'no pasantes'. El motivo es que durante las integraciones de la

rueda se había observado que los tornillos que fijan la placa trasera podían introducir viruta metálica en el interior de la carcasa del motor.

Debido al largo plazo de entrega de los motores (casi 6 meses) las pruebas de la rueda de grismas quedaron aplazadas hasta recepción de los mismos. En este intervalo se aprovechó para pintar las ruedas en Nextel.

5.3.2. PUESTA A PUNTO DE LA RUEDA DE FILTROS

El mecanismo de la rueda de filtros se benefició de la lección aprendida en el mecanismo de la rueda de grismas: el husillo fue modificado para introducir las arandelas apiladas, con lo que se eliminó el riesgo de provocar daños al motor en los giros antihorarios.

5.3.2.1. Pruebas de caracterización a temperatura ambiente

En Marzo de 2012 la rueda se pone a prueba con todas las monturas de los filtros, pero sin filtros ni simuladores ya que aún no estaban mecanizadas las arandelas plásticas de retén de las monturas. En esta situación se da un desequilibrado de la rueda que genera un mayor par que en condiciones nominales, con todos los filtros/simuladores instalados.

En la Figura 5-31 se aprecia, en el centro, el desfase entre el origen de coordenadas de la rueda (centrado en su eje de giro), y el centro de gravedad. Las coordenadas del último respecto del primero se detallan en la ventana de la derecha de la imagen, y de las cotas y la masa computadas se obtiene un desequilibrado total de 170 mN·m.

En la rueda definitiva (representada en la Figura 5-32) la masa es ligeramente superior pero el desequilibrado se ha hecho mínimo a propósito, resultando ser de 34 mN·m, de acuerdo con los datos de distribución de masas de la mencionada imagen.

Es decir, que las pruebas se llevan a cabo en una situación conservadora (mayor desequilibrio que en condiciones de trabajo).

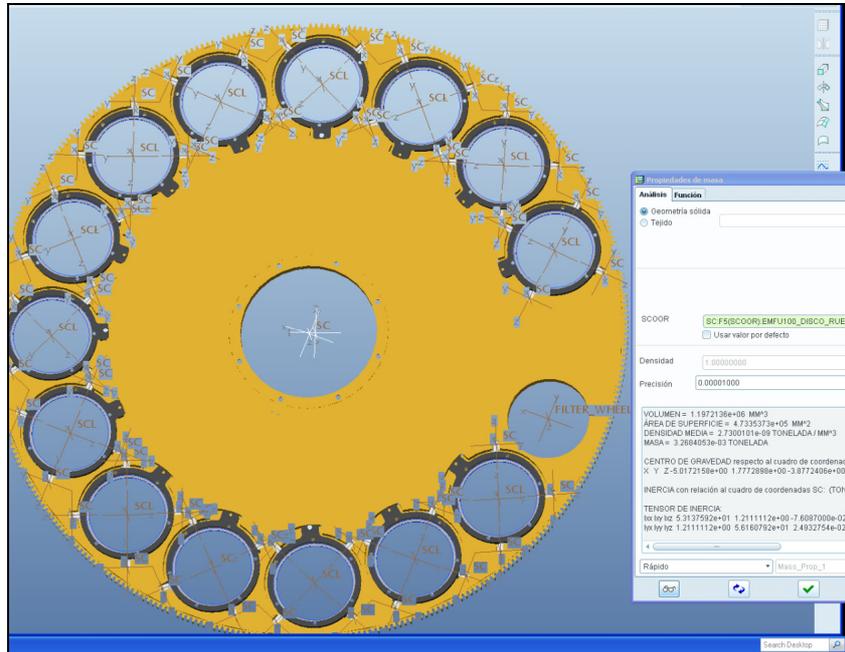


Figura 5-31 Distribución de masas durante las pruebas: no se colocan ni filtros ni sus simuladores en las posiciones nominales, resultando un desequilibrio fundamentalmente debido a la masa de la zona sin taladro.

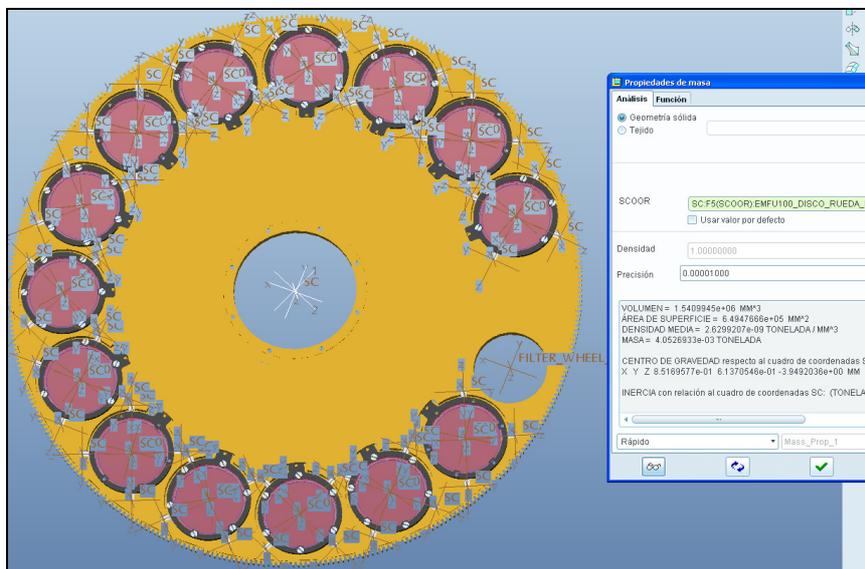


Figura 5-32 Distribución de masas teórica. En este caso el desequilibrio es menor que sin elementos ópticos ni simuladores, e incluso podría reducirse más si se prescindiera del filtro diametralmente opuesto a la posición de obturación (posición sin taladrar).

La rueda fue sometida a un periodo de pruebas en el que se comprobó (con un motor para condiciones ambientales) la funcionalidad de la misma. En las pruebas pudo comprobarse que no existían problemas de falta de par resistente, ni la rueda entraba en resonancia a ninguna velocidad de giro. También sirvieron para poner a punto el software de control del mecanismo. Los micro-interruptores, ya probados por separado, no dieron problemas funcionando junto al resto de la rueda en condiciones ambientales.



Figura 5-33 La rueda de filtros durante las pruebas a temperatura ambiente.

En cuanto a las medidas de par realizadas en la rueda a modo de verificación, se obtuvieron los siguientes valores.

- Par aplicado por el freno de Keronite + MoS₂: 750 mN·m.
- Par resistente del husillo sin acoplar: 4 mN·m.
- Par motor necesario (medido en el husillo, engranado con la rueda): oscila entre 8 y 15 mN·m.

- Par resistente de los micro-interruptores, medido en el husillo: entre 2 y 5 mN·m. Los micro-interruptores no llegan a mover la rueda al descender el rodillo sobre la rampa.
- Par resistente de la rueda (medido en su eje): oscila entre 550 mN·m y 950 mN·m, el pico máximo se alcanza en una zona que es coincidente con los micro-interruptores, y con la situación de más resistencia debida al desequilibrado.

5.3.2.2. Pruebas criogénicas

En Abril de 2012 se inician las pruebas criogénicas de la rueda de filtros con unas condiciones de vacío entorno a 10^{-6} mbar y de temperatura de 67 K, medida en la carcasa. Para detectar posibles fallos antes de emplear el sistema de control por *software*, se realizaron movimientos cortos por comando directo del motor.



Figura 5-34 Rueda de filtros montada en el criostato de pruebas con dianas de apuntado.

La Tabla 5-1 Pruebas de validación de la rueda de filtros en criogenia resume los movimientos realizados. En todos los casos la rampa de aceleración fue de 1 segundo, y la intensidad de corriente en el motor 2 A. Se operó siempre en modo 5 micro-pasos por paso. Por ello las velocidades indicadas son para 1000 impulsos por vuelta del motor. Es decir 10.000 Hz corresponden a 10 revoluciones por segundo del motor, o $1/36^\circ$ de revolución por segundo en la rueda. La amplitud de movimiento se mide en micro-pasos, con sentido negativo para movimientos en horario, y positivo para movimiento antihorario.

5. DISEÑO FINAL, FABRICACIÓN Y PUESTA A PUNTO DE LAS RUEDAS

El cómputo de pasos se hace en valor absoluto, contabilizando los pasos acumulados en ambas direcciones.

Prueba	Repeticiones	Amplitud (μpasos)	Velocidad Motor(Hz)	¿Fallo?	Cómputo pasos	Sentido de giro
1	1	-1000	10000	-	1000	SENTIDO NEGATIVO
2	1	-1000	10000	-	2000	
3	1	-90000	10000	Fallo	2000	
4	4	-90000	2000	-	362000	
5	8	-90000	4000	-	1082000	
6	8	-90000	6000	-	1802000	
7	8	-90000	8000	-	2522000	
8	8	-90000	10000	-	3242000	
9	4	500	1000	-	3244000	SENTIDO POSITIVO
10	4	2000	2000	-	3252000	
11	4	90000	2000	-	3612000	
12	4	90000	4000	-	3972000	
13	4	90000	6000	-	4332000	
14	4	90000	8000	-	4692000	
15	4	90000	6000	-	5052000	
16	4	90000	10000	-	5412000	
17	4	10000	2000	-	5452000	CAMBIOS DE SENTIDO
18	4	-10000	2000	-	5492000	
19	4	10000	4000	-	5532000	
20	4	-10000	4000	-	5572000	
21	4	10000	6000	-	5612000	
22	4	-10000	6000	-	5652000	
23	4	10000	8000	-	5692000	
24	4	-10000	8000	-	5732000	
25	4	10000	10000	-	5772000	
26	4	-10000	10000	-	5812000	
27	1	-90000	10000	-	5902000	MBI OS DE SE NTI

28	1	90000	10000	-	5992000
29	1	-180000	10000	-	6172000
30	1	90000	10000	-	6262000
31	1	-180000	10000	-	6442000
32	1	90000	10000	-	6532000
33	1	-180000	10000	-	6712000
34	1	90000	10000	-	6802000
35	1	-180000	10000	-	6982000
36	1	90000	10000	-	7072000

Tabla 5-1 Pruebas de validación de la rueda de filtros en criogenia.

El resumen de esta primera serie de movimientos es:

- Tras detectarse un primer (y único) fallo del motor en el arranque inicial, se fueron realizando los movimientos con cada vez más velocidad. Primero en sentido de giro negativo, luego en positivo, luego (movimientos 17 al 26) cambiando continuamente de sentido de giro, y finalmente repitiendo los cambios de giro pero avanzando poco a poco para cubrir todas las zonas de la rueda. Salvo el fallo inicial, todos los movimientos se ejecutaron correctamente. La temperatura registrada al final del último movimiento (tras casi 20 vueltas acumuladas de la rueda) fue de 82 K, tan sólo 15 K por encima de la temperatura de partida.
- Uno de los micro-interruptores no dió señal (antes de enfriar sí era funcional).

A continuación se hizo una prueba más intensiva empleando el sistema de control definitivo de la rueda. Se ejecutó una secuencia aleatoria de comandos que hacen girar la rueda, por el camino más corto, a una de las 16 posiciones posibles. El cómputo total de vueltas siguiendo esta secuencia fue de algo más de 21 vueltas en un total de 100 movimientos consecutivos.

Se repitió dos veces la secuencia: en ambas series la temperatura sube desde 65 K hasta unos 83 K. Se puede concluir que la rueda se puede girar 21 vueltas completas de manera ininterrumpida, sin fallos debido a sobrecalentamiento del motor.

A continuación se realizan pruebas de repetibilidad para comprobar si la rueda, tras una vuelta completa, era capaz de volver a colocarse en la posición de partida de manera repetitiva. En algunas posiciones donde irían los filtros se colocaron dianas (cruces negras sobre un fondo blanco). Se dieron algo más de 50 vueltas, partiendo de varias localizaciones distintas y se comprobó, con imágenes tomadas desde el exterior con una cámara digital fija, y un software especial de cálculo del centro de la diana en cada imagen, que la repetibilidad era la del sistema de medida: es decir no se apreciaron desplazamientos de la diana.

La repetibilidad del sistema de medida (el software permite calcular la posición de la cruz con un error de medio píxel, lo cual corresponde a 80 micrómetros de desplazamiento, 0.36 mrad a 220 mm de radio) es suficiente para la rueda de filtros, pero no para la de grismas.

Se percibió un problema importante con la óptica de medición exterior al criostato: la iluminación en el interior del mismo se obtiene con leds convencionales operando a temperaturas criogénicas. La intensidad de la iluminación en condiciones ambientales se atenuaba tanto al enfriar a temperaturas criogénicas, que el contraste de las imágenes (diferencia de intensidad entre la parte negra de la cruz y el fondo blanco de la diana) era muy débil.

En total las pruebas consistieron en un total de más de 117 vueltas.

Las siguientes conclusiones resumen los resultados obtenidos en estas primeras pruebas criogénicas de la rueda de filtros:

- Fue crítico el fallo de uno de los interruptores, que no dio señal en frío pese a darla antes de enfriar y de vuelta a temperatura ambiente. Se plantea estudiar en más detalle el comportamiento de los micro-interruptores para eliminar este inconveniente; las pruebas y conclusiones se detallan en los siguientes apartados.
- La mecánica es repetitiva, el par resistente es adecuado y no se producen deslizamientos de la rueda más allá de la posición de parada fijada por el husillo.
- No hay problemas con el motor, se calentó poco y no sufrió ningún daño, incluso con movimientos en los dos sentidos de giro.

- Para preparar las pruebas de la rueda de grismas definitiva, es necesario mejorar el sistema óptico de medición de la posición.

5.3.2.3. Pruebas de caracterización del comportamiento de los micro-interruptores a temperatura ambiente

A la vista del fallo detectado en uno de los micro-interruptores, se realizaron (Abril 2012) medidas para caracterizar la precisión de los interruptores de la rueda de filtros. Ya previamente (Apartado 4.2) se había caracterizado la repetibilidad del mecanismo de micro-interruptor. Lo que aún no se había caracterizado es la repetibilidad del punto de activación del interruptor medida a partir del ángulo girado por la rueda para activarlo.

Para ello se desarrolló un software especial que ordena a la rueda moverse, ida y vuelta, n repeticiones entorno a dos puntos fijos que pueden programarse. Se escogen de tal manera que la activación de un micro-interruptor se produzca entre esos dos puntos. El software registra la posición en la que se activa el micro-interruptor a cada pasada. Un programa en Labview [NUÑEZ 2012] permite construir gráficas automáticamente a partir de los registros de pasos del controlador. La Figura 5-35 muestra la salida de este programa para una serie de 100 movimientos consecutivos.

Para comprobar que las medidas generadas por el sistema de control se correspondían con un error real, al final de cada serie de 100 iteraciones se realizó una medida óptica de la posición de la rueda, y se confirmó que la última lectura del micro-interruptor correspondía a desplazamientos reales (no a errores del sistema de control).

Los dos micro-interruptores de la rueda de filtros se numeran 3 y 4 respectivamente (para diferenciarlos en el sistema de control global de EMIR del 1 y 2 de la rueda de grismas).

Con las 500 iteraciones realizadas se generó la gráfica de la Figura 5-36 para el micro-interruptor número 3 (el fallido en criogenia, que volvió a estar operativo al calentar la rueda a temperatura ambiente).

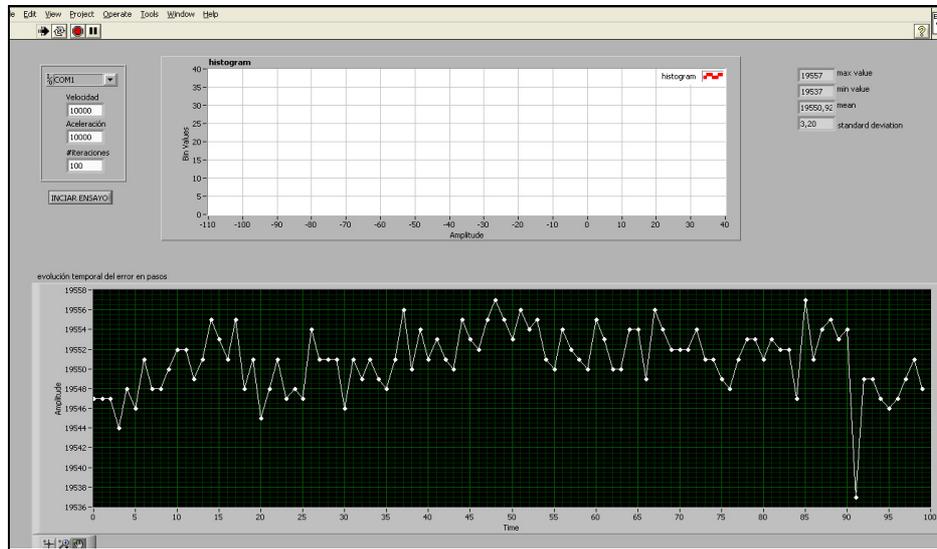


Figura 5-35 Software de lectura y representación gráfica de datos de activación de micro-interruptores.

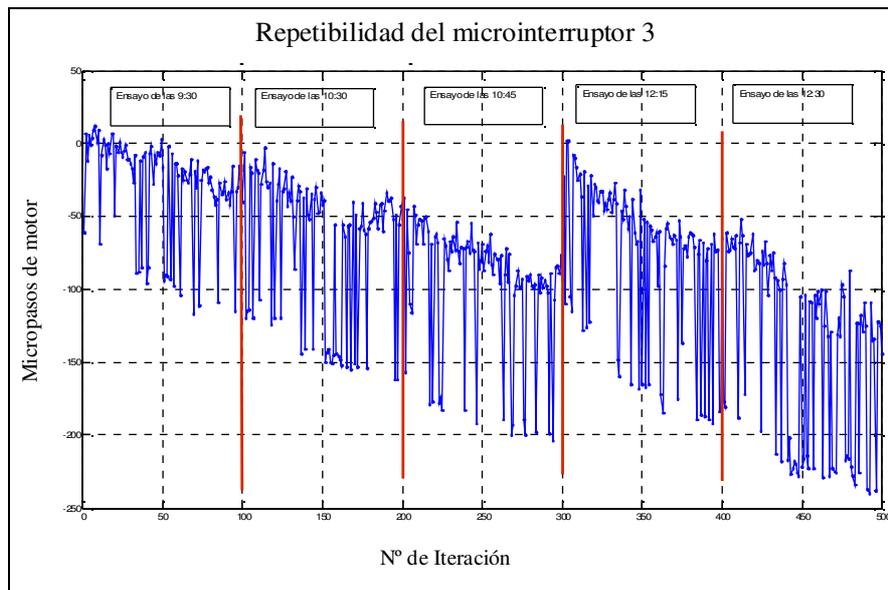


Figura 5-36 Medición de la repetibilidad del Micro-interruptor 3 a 10000 Hz.

En el eje horizontal se marca el número de iteración, y en el eje vertical el punto de activación del micro-interruptor captado por el sistema de control, medido en micro-pasos del motor respecto de la posición de partida.

En la gráfica pueden observarse dos aspectos importantes:

- 1) Cada pocas iteraciones se repiten picos de gran amplitud (hasta 140 micro-pasos). Cada micro-paso son 4 micrómetros de desplazamiento del filtro, con lo que el micro-interruptor podría introducir errores de más de medio milímetro. Esto no es problema para la rueda de filtros, cuyo margen de viñeteo está en ± 4.5 mm (el haz tiene 57 mm de diámetro y la apertura libre de la montura del filtro 66 mm) pero son resultados preocupantes para la rueda de grismas. Se desconoce el origen de estos picos, pero por la uniformidad de su amplitud se supone en un primer momento que se deben a un defecto repetitivo en el rodillo del sistema de micro-interruptor.
- 2) Obviando las desviaciones comentadas en el punto anterior, existe una tendencia clara que se debe a la dilatación del husillo. Efectivamente, la iteración 300 se realizó tras un periodo de descanso de la rueda, en la que su temperatura se homogeneizó. Se comprobó también que la temperatura de la rueda (debida a la fricción en el anillo de deslizamiento de Keronite) no aumentaba lo suficiente (apenas unas décimas de grado) como para justificar esa deriva. Por tanto se dedujo que provenía del husillo, plástico, con un coeficiente de dilatación mucho mayor que el aluminio, y sometido a un calentamiento mucho mayor (por la fricción en el engrane y por el calor que llega del eje del motor). El coeficiente de contracción del Vespel SP3 a temperatura ambiente es de $5 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$. Para que se produzca una deriva del micro-interruptor de 50 micro-pasos debe producirse un desplazamiento del punto de contacto del husillo de:

$$50 \cdot 1.75 \cdot 10^{-5} \text{ rad} \cdot 270 \text{ mm} = 0.236 \text{ mm}$$

Este valor sería posible con un aumento de temperatura de 30 K si afectase a una longitud de:

$$0.236 \text{ mm} / (5 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1} \cdot 30 \text{ K}) = 157 \text{ mm}.$$

El husillo, desde el punto de amarre al eje hasta la zona de contacto sólo tiene 20 mm. No obstante si se tiene en cuenta que el husillo se calienta mucho más que el motor porque le llega el calor del rotor y también el calor generado en la fricción del husillo; y que el eje del motor también se dilata a partir de la posición del rodamiento fijo del husillo, este valor sería factible.

Para comprobar que el error no es sensible a la velocidad con la que la rueda llega a activar el micro-interruptor se bajó la velocidad en un factor 5: en las pruebas anteriores se activó el motor a 10.000 Hz (velocidad con la cual la rueda daba un giro completo en 36 segundos) y la gráfica de la Figura 5-4 se construye con resultados de las 100 iteraciones a 2000 Hz.

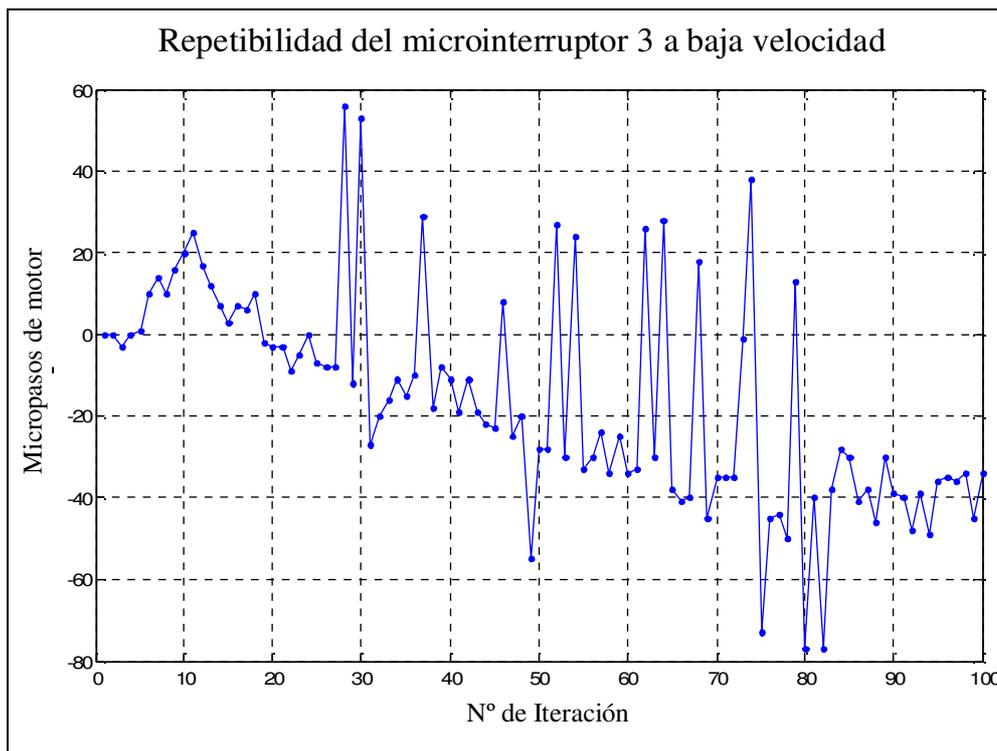


Figura 5-37 Medición de la repetibilidad del Micro-interruptor 3 a 2000 Hz.

A pesar de que hay una ligera mejoría, sigue habiendo oscilaciones de hasta 100 micro-pasos, por tanto no se soluciona el problema con bajar la velocidad de la rueda. Además el micro-interruptor, a menor velocidad, tiene picos pero en el sentido opuesto, (no se encontró una explicación lógica para este fenómeno). Antes de llegar a una conclusión sobre el aparente mal funcionamiento de este micro-interruptor, se decide probar el 4 para comparar resultados.

La gráfica del interruptor 4, construida con 200 puntos con movimientos a alta velocidad del motor (10000 Hz), se muestra en la Figura 5-38: eliminando la

tendencia debida a la deriva térmica, los valores característicos de la precisión del punto de activación de este micro-interruptor serían una amplitud pico-pico de 18 micro-pasos, y una desviación estándar de 3 micro-pasos.

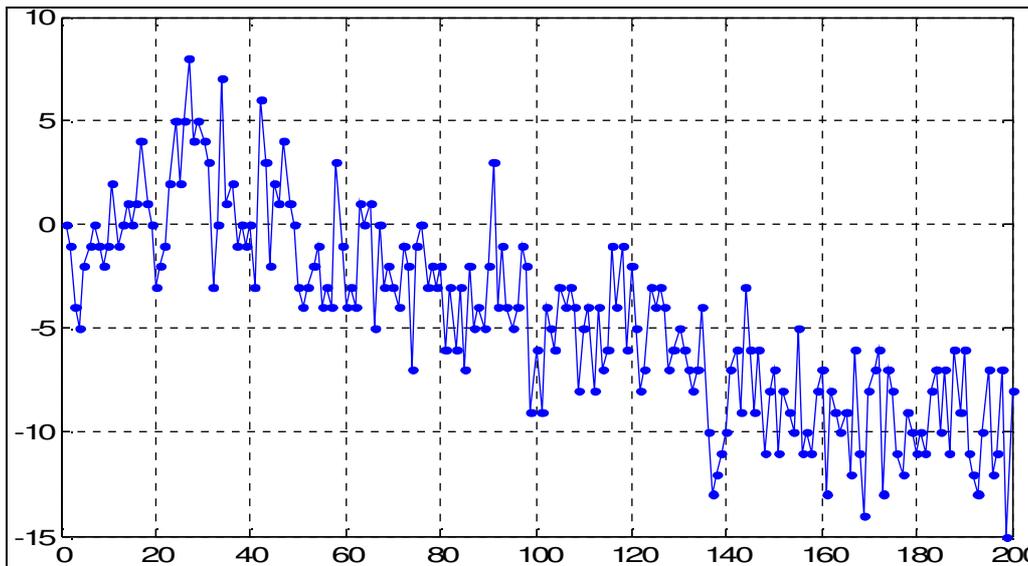


Figura 5-38 Medición de la repetibilidad del Micro-interruptor 4 a 10000 Hz.

Éste es un resultado aceptable y compatible con lo esperado: cada micro-paso del motor supone teóricamente un giro de 0.0175 mrad. A una distancia de 220 mm (posición radial de las cruces en la rueda de filtros) ese giro implica un desplazamiento tangencial teórico de casi 4 micrómetros.

En la posición radial a la que se activa el rodillo del micro-interruptor (a 80 mm del centro de la rueda) cada micro-paso corresponde a un desplazamiento tangencial de 1.4 micrómetros. La repetibilidad de los micro-interruptores medida como desplazamiento del rodillo en la dirección perpendicular a las láminas (que coincide con la dirección radial de la rueda) es de ± 0.01 mm.

Si la activación se produjese en el tramo en que la rampa tiene 45° , entonces la repetibilidad de ± 0.01 mm radial se traduciría en ± 0.01 mm tangenciales, pero como no es así (el rodillo casi está en el tope de la rampa cuando se activa el micro-interruptor) la equivalencia entre micro-pasos y desplazamiento del rodillo será mucho menos sensible al giro y por tanto la repetibilidad que se espera medir en las pruebas será mayor de ± 7 micro-pasos (equivalentes a ± 0.01 mm de desplazamiento tangencial).

Por último se hace un ensayo sobre el interruptor 4 a 2000 Hz para compararlo con los resultados a 10.000 Hz. Los resultados están recogidos en la gráfica de la Figura 5-39.

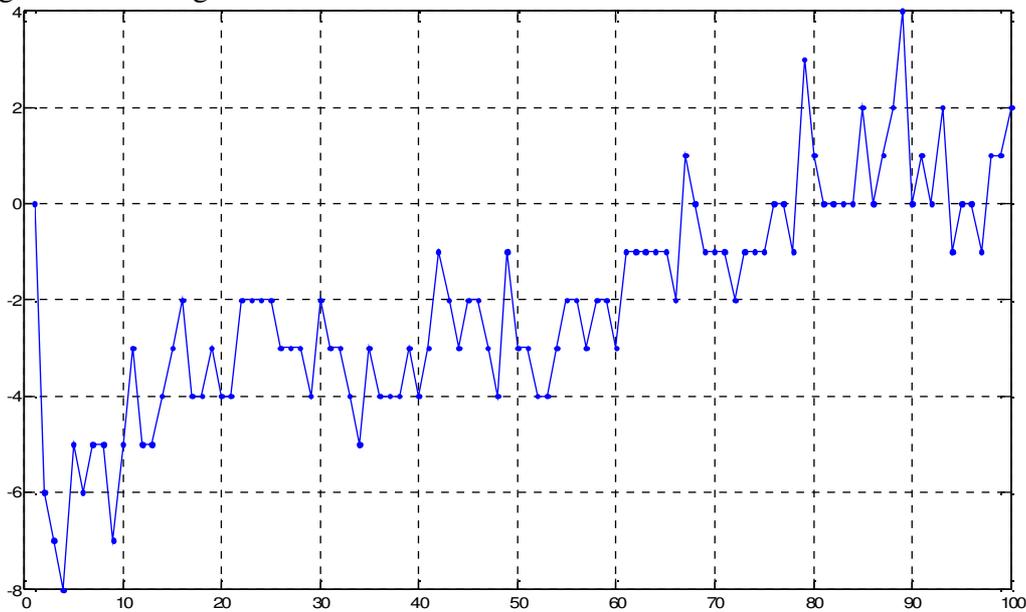


Figura 5-39 Medición de la repetibilidad del micro-interruptor 4 a 2000 Hz: en el eje vertical micro-pasos, en el horizontal número correlativo de la medición.

Se observa que no hay picos y que la deriva tiene signo opuesto a la observada en las últimas iteraciones anteriores. Es no obstante la misma tendencia que se aprecia al principio de la serie anterior, en las primeras 40 muestras: ligeramente al alza, luego se estabiliza.

A la vista de los resultados y para despejar dudas sobre el comportamiento anómalo del micro-interruptor 3, se volvió a montar el banco de pruebas de validación del mecanismo de los micro-interruptores, esta vez leyendo en un osciloscopio la señal resultante en los puntos de activación y desactivación (Figura 5-40).

5.3.2.4. Pruebas de caracterización del comportamiento de los micro-interruptores en activación-desactivación

Las pruebas se llevaron a cabo en Mayo 2012, y el objetivo era identificar:

- Un criterio que permitiese discernir si un micro-interruptor era ‘malo’ o ‘bueno’ a la vista de sus curvas de activación-desactivación. Así se evitaría el tener un componente que súbitamente dejase de funcionar en criogenia, como sucedió con el 3.
- El efecto del rodillo y sus posibles irregularidades en la repetibilidad del conjunto.
- Una posible causa a los picos de activación registrados en el sensor 3 (si no resultasen ser debidos a los rodillos).

El resultado es que ambos micro-interruptores 3 y 4 tienen un comportamiento semejante en cuanto a activación y desactivación. Las gráficas se pueden ver en la Figura 5-41, donde se puede apreciar que la respuesta a la activación es mucho menos continua que la respuesta a la desactivación.

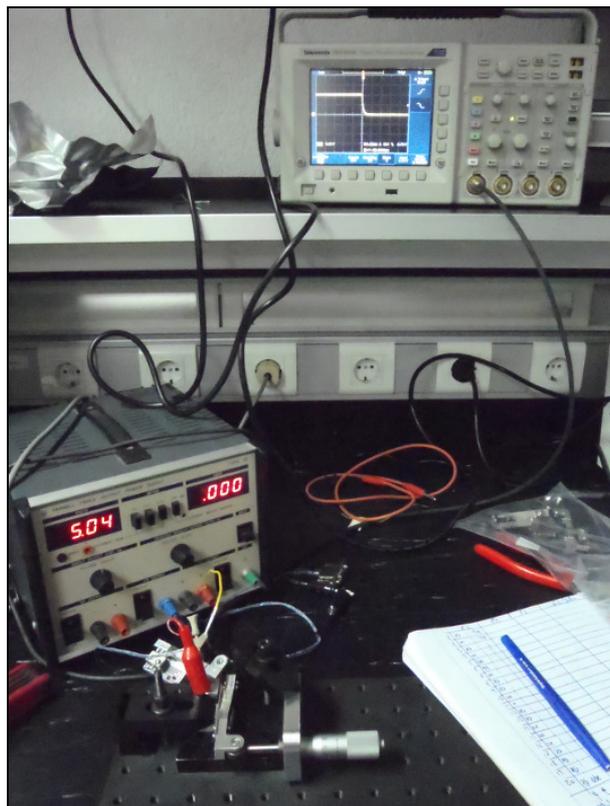


Figura 5-40 Banco de pruebas avanzado de los micro-interruptores.

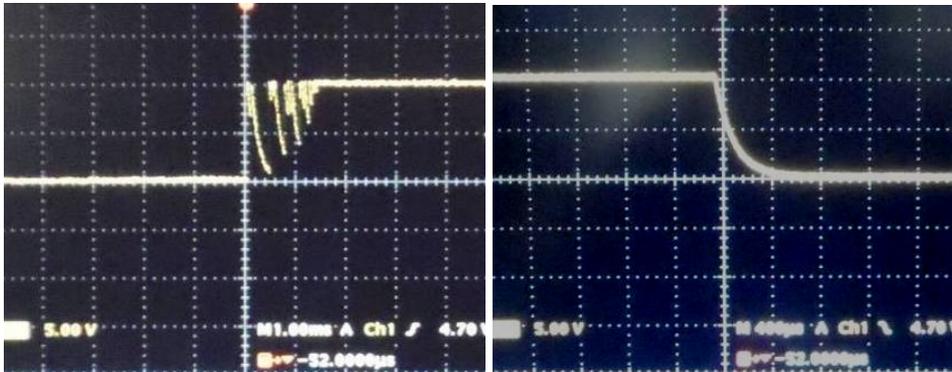


Figura 5-41 Activación (izquierda) y desactivación (derecha) de los micro-interruptores.

Se comprobó, activando un micro-interruptor con el dedo para amortiguar vibraciones, que la oscilación que refleja la gráfica de activación no es debida a la frecuencia propia de las láminas de acero del pulsador: la señal es idéntica cuando se pulsa directamente el micro-interruptor con el dedo, que es un sistema mucho más amortiguado. En conclusión, la vibración es inherente a la mecánica interna del micro-interruptor. Ello se comprobó también activando el micro-interruptor sin mecanismo de láminas resorte.

Adicionalmente se hicieron cinco grupos de pruebas con cada micro-interruptor (filtros 3 y 4, grismas 1 y 2).

1. Activación a mano (empujando el rodamiento con el dedo, 20 repeticiones): los micro-interruptores de la rueda de filtros y el micro-interruptor 1 de la rueda de grismas tuvieron puntos en los que la desactivación no daba una rampa limpia, aproximadamente 15 de cada veinte en los tres casos. La Figura 5-42 muestra los registros del osciloscopio de esas desactivaciones irregulares. Nótese los picos que parten de la línea de voltaje constante inicial antes y después del punto de activación (corte con el eje vertical).
2. La misma prueba que la primera pero con el micrómetro, oscilando entre el punto de activación y desactivación. El botón del micro-interruptor está permanente en contacto con las láminas, y el micrómetro está permanentemente en contacto con el rodillo. En este caso, ninguna de las gráficas de desactivación presenta picos de tensión cuando se ejecutan con el micrómetro para los micro-interruptores de la rueda de grismas. Para los de la rueda de filtros la mitad de las desactivaciones muestran patrones de

oscilación como el que se muestra en la Figura 5-43. La amplitud del transitorio es como mucho de 2 milisegundos.

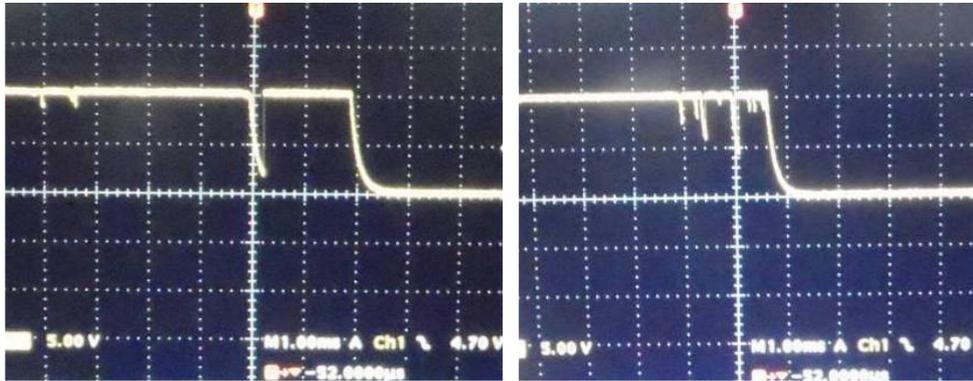


Figura 5-42 Dos ejemplos de desactivación del micro-interruptor con evidencias de ruido.

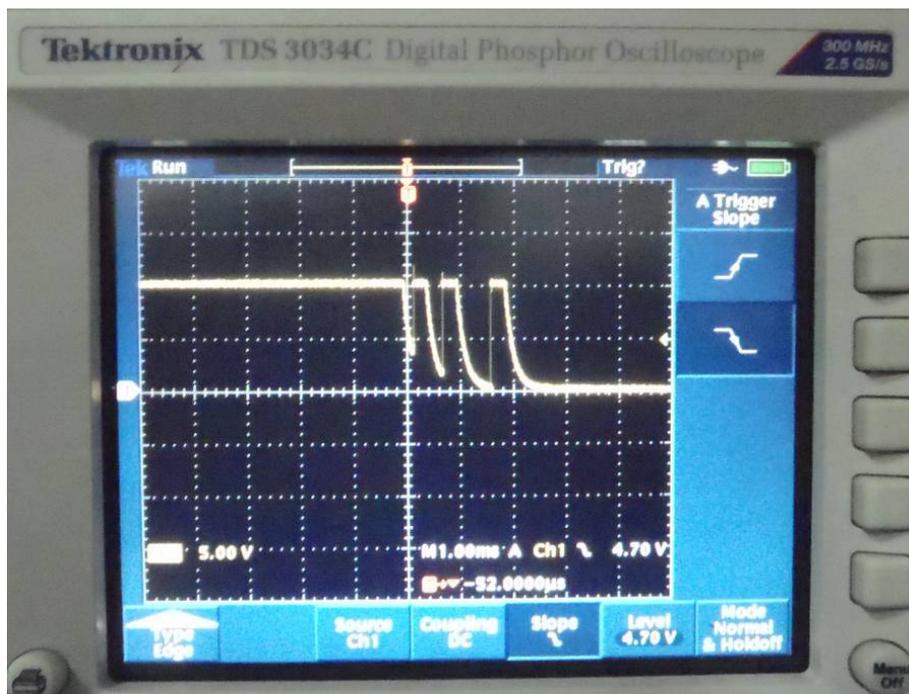


Figura 5-43 Curva de desactivación de un micro-interruptor problemático.

Todas las ocurrencias de activación y desactivación caen en puntos que no oscilan fuera de ± 0.01 mm, que es la repetibilidad ya caracterizada en pruebas anteriores.

3. Misma prueba, pero esta vez partiendo desde un punto en el que el micrómetro no contacta al rodillo. Se mide el punto de activación, el de desactivación, y se vuelve al punto de origen. Se mide la misma repetibilidad, y un comportamiento no detectado anteriormente: existe un fenómeno de histéresis en el punto de activación de todos los micro-interruptores, salvo el 2 (perteneciente a la rueda de grismas). Ocurre cuando al pulsar el micro-interruptor con el micrómetro partiendo de una posición sin contacto con el rodillo, se alcanza el punto de activación, se retrocede hasta alcanzar la desactivación, y una vez llegado a ese punto se vuelve a avanzar hacia la activación. Entre la primera y la segunda activación hay un desfase de unas 0.07-0.08 mm (medida del micrómetro), desfase que sin embargo se mantiene perfectamente repetitivo. Es decir si se repite el procedimiento se obtienen los mismos puntos de activación y desactivación, y la misma histéresis, con la repetibilidad típica de ± 0.01 mm.

Lo que marca la diferencia es que el botón del micro-interruptor permanezca pulsado (entonces hay una distancia más corta para alcanzar la activación). En todo caso el punto de desactivación nunca cambia, el único con histéresis es el de activación.

En el caso del micro-interruptor 2 no ocurre este fenómeno, no hay histéresis: la activación se da siempre en el mismo punto. Las gráficas de activación son siempre similares, con una duración de la fase de estabilización que oscila entre uno y dos milisegundos. En las gráficas de desactivación se produce el mismo fenómeno descrito en la prueba anterior.

4. Misma prueba que la anterior, pero el rodillo se va girando entre movimiento y movimiento. El rodillo rota cuando se gira el micrómetro. Esto no parece afectar a la repetibilidad del sistema. Tampoco afecta el hecho de girar el rodillo para que trabaje en una zona diferente. Es decir los errores de forma del rodillo (pese a que algunos mostraban síntomas de tener más deterioro por exposición al ambiente) no afectan a los resultados. En todos los casos se obtuvieron las mismas repetibilidades comentadas anteriormente independientemente de la posición del rodillo. Tampoco se ven efectos en las gráficas del osciloscopio.
5. Misma prueba que la anterior, pero variando el apriete de cada micro-interruptor por su placa de sujeción entre medidas. El apriete se regula a mano preliminarmente y sin registro del valor exacto de par, para agilizar

las medidas. Al no apreciarse cambios entre el comportamiento bajo apriete máximo y el mínimo, se descarta la influencia del par de apriete en el funcionamiento.

Las conclusiones de estas pruebas:

- No hay en principio un procedimiento que en caliente permita discernir si un micro-interruptor funciona bien o no. No se identificaron patrones de funcionamiento diferentes entre los micro-interruptores 3 y 4.
- Los rodillos no afectan a la repetibilidad: no generan picos por pasar por una zona de excentricidades de las pistas o de defectos de las bolas. Se desconoce el origen de los picos medidos en las pruebas de caliente con la rueda de filtros para el micro-interruptor 3 que falló en frío.
- La repetibilidad de todos los micro-interruptores, activados con el micrómetro, es la misma, ± 0.01 mm.
- Las oscilaciones en la activación del micro-interruptor son de duración tan corta (< 2 milisegundos) que no parece que puedan ser la causa de los picos observados en las medidas de repetibilidad de la rueda. En 2 milisegundos, moviéndose la rueda a 10.000 micro-pasos por segundo, se producen 20 micro-pasos de avance. Los picos detectados en el micro-interruptor fallido de la rueda de filtros están muy por encima de esos valores.

Inmediatamente tras la conclusión de las pruebas, se investigó la procedencia de los micro-interruptores y se vio que aunque el modelo era exactamente igual que el de LIRIS en cuanto a forma y dimensiones, podía haber una diferencia de calidad de fabricación entre los micro-interruptores de EMIR y los originales de Burgess (LIRIS).

Se realizó la compra de un lote de 20 interruptores idénticos a los de LIRIS para estudiar su comportamiento. Tras probarlos siguiendo la secuencia de 5 series descrita anteriormente, no se observó ruido en ninguna de las gráficas de desactivación (Figura 5-44). Se concluyó que sólo los micro-interruptores Burgess eran fiables, y que por tanto serían utilizados en las ruedas definitivas.

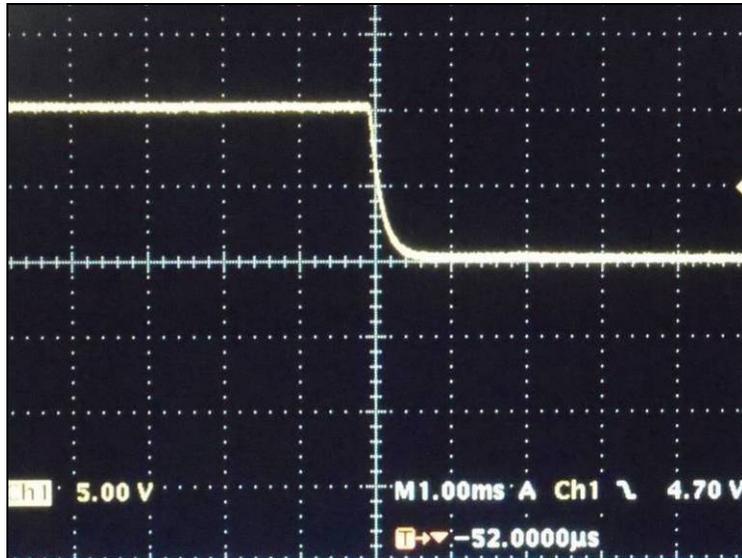


Figura 5-44 Gráfica de la evolución de la tensión en el punto de desactivación de los micro-interruptores originales de LIRIS.

Más adelante, en el Apartado 6.2.2 podrá apreciarse (Figura 6-3) el correcto comportamiento de los micro-interruptores Burgess a temperaturas criogénicas.

5.4. FABRICACIÓN DEFINITIVA

Las pruebas descritas en los apartados anteriores sirvieron para identificar los puntos problemáticos de las ruedas. Los más importantes fueron los fallos de los motores debidos a la falta de rigidez de los muelles de precarga de los husillos, y la selección de micro-interruptores de calidad inferior a la necesaria.

Además se comprobó que la activación de los micro-interruptores por la rueda es muy sensible al grado de inclinación de la leva. Si el micro-interruptor se activa fuera de la zona de rampa a 45° , la repetibilidad radial del mecanismo se desaprovecha pues el avance tangencial de la rueda no es equivalente al desplazamiento radial (es mucho mayor).

También se vio la necesidad de mejorar el sistema óptico de medida de posicionado de las ruedas, tanto en calidad de iluminación como en resolución.



Figura 5-45 La rueda de filtros recién pintada con Nextel.

De cualquier modo, en lo fundamental las ruedas se comportaron de manera adecuada:

- No hubo problemas en el giro de la rueda de filtros, y tampoco en la de grismas en su sentido nominal.
- Los motores no mostraban excesos de calentamiento y se pudieron hacer varias decenas de vueltas antes de tener que dejarlos enfriar.

En resumen, se concluyó que las ruedas estaban listas para su fase final de fabricación, que corresponde al pintado con Nextel. Esta pintura tiene una muy baja reflectividad en el infrarrojo, lo cual la hace idónea para evitar la entrada de luz no deseada en el haz. Tiene una muy alta emisividad lo que hace que se comporte como un cuerpo negro ideal. El problema es que la manipulación de las piezas se vuelve muy delicada una vez están pintadas, por ello el pintado con Nextel es el último y definitivo paso de fabricación una vez se sabe que no va a haber más retoques mecánicos.



Figura 5-46 Pintado con Nextel del disco de la rueda de grismas en la cámara de pintura.

El pintado con Nextel de las ruedas fue un trabajo de gran minuciosidad debido a la complejidad de la geometría de las piezas y a la necesidad de enmascarar todas las superficies de interfase que deben permanecer sin pintar.



Figura 5-47 Componentes de la rueda de filtros pintados y listos para su integración.



Figura 5-48 Componentes de la rueda de grismas pintados y listos para su integración.

5.5. CONCLUSIONES

Gracias los avances conseguidos con los prototipos, una vez recibidos los grismas fue posible cerrar los diseños de las ruedas y lanzar su fabricación en los talleres del IAC.

Una vez fabricadas las piezas de la rueda de grismas que permitieron poner a prueba el sistema de rodamientos y de freno, se llevaron a cabo pruebas de desgaste de dicho sistema. Los tests, realizados en condiciones ambientales, revelaron la inestabilidad estructural de los frenos actuando como cojinetes, y un comportamiento del coeficiente de fricción no lineal respecto a la carga normal de contacto. Se concluyó que los frenos de fricción no podían operar como elementos estructurales en la rueda de grismas, y que ésta debía tener un sistema de soporte por rodamientos de contacto angular en dúplex independiente del freno.

A partir de la experiencia ganada en la manipulación y modificación de rodamientos, se pudo transformar una pareja de rodamientos de precisión en

rodamientos para criogenia, usando jaulas de Vespel SP3 en sustitución de las originales.

Este dúplex se instaló en la rueda de grismas, que dotada de un freno de Keronite + MoS₂, se sometió a una prueba de enfriamiento con los grismas reales montados. El tiempo de enfriamiento de los cristales estuvo dentro de las especificaciones. Si bien el calentamiento superó el límite de horas admisible, éste es un inconveniente que en EMIR se puede solventar forzando el calentamiento por medio de resistencias calefactoras e inyectando nitrógeno gas en el criostato. Es decir, se ha comprobado la viabilidad de la rueda de grismas desde el punto de vista térmico.

La unidad motriz de la rueda de grismas tuvo un fallo inesperado debido a la falta de rigidez de los muelles que precargan el eje de acero del husillo. Debido a este problema, dos motores VSS 57 (el usado en las pruebas del prototipo, y su repuesto) resultaron dañados. El fallo se identificó, y los muelles fueron sustituidos. Una lección aprendida de este incidente es que la rueda de grismas sólo puede operarse en un sentido de giro (el sentido en que los esfuerzos sobre el husillo no afectan al motor en un eventual bloqueo accidental del disco en movimiento).

La rueda de filtros fue probada con éxito (se cumplieron las especificaciones de diseño en cuanto a repetibilidad), pero el comportamiento de los micro-interruptores fue anómalo. Se midió la repetibilidad de la rueda a temperatura ambiente y se encontraron desajustes sólo atribuibles a una mala calidad de los mencionados componentes electrónicos.

A la vista de esta incertidumbre, se decidió cambiar los micro-interruptores por otros idénticos a los de LIRIS, con resultado positivo. Se consiguieron las repetibilidades esperadas a temperatura ambiente, y las rampas de desactivación (identificadas como las más repetitivas, y que se usarán para identificar electrónicamente las posiciones 'cero' del mecanismo) no presentaron picos erráticos.

El sistema de medida óptico de las posiciones de la rueda en el interior del criostato de pruebas de EMIR no consiguió aportar la resolución suficiente. Para las pruebas de la rueda de grismas se necesita una sensibilidad elevada y el sistema de medida fue sometido a modificaciones.

Las ruedas, una vez fabricados y pintados con Nextel sus componentes, quedaron listas para las pruebas de aceptación.

5.6. REFERENCIAS

- [INSAUSTI 2010] M. Insausti, “Ajuste de la resolución del ojo” DOTNEMI_1043v.1, IAC.
- [EMIR 2004] P. Redondo, “Análisis estructural de la rueda de grismas” DM/TN-EMI/732.v1, IAC
- [LAM 2010] ”*Laboratoire d’Astrophysique de Marseille*”. LAM.oamp.fr.
- [NUÑEZ 2012] Miguel A. Núñez, “Pruebas de repetitividad de los interruptores de rueda de filtros” DMTNEM_1249v.1 IAC.

6. ACEPTACIÓN FINAL DE LAS RUEDAS

6.1. INTRODUCCIÓN

El comportamiento de las ruedas debe ser comparado con las especificaciones detalladas en el Capítulo 3, para poder proceder a la aceptación de los mecanismos. Con ello se cierra el proceso que arrancó con el estudio de viabilidad de dichas especificaciones (Capítulo 3); que continuó a mayor profundidad con el diseño preliminar y prototipado de las ruedas (Capítulo 4); y que finalizó con el diseño detallado de los mecanismos y las pruebas de puesta a punto (Capítulo 5).

En primer lugar se validó la rueda de filtros, menos crítica. Para ello se volvió a integrar en el criostato de pruebas, pintada de Nextel y con simuladores de filtros con el mismo peso de los componentes ópticos. Dado que es la única de las dos ruedas que se puede mover en ambos sentidos de giro, se aprovechó su validación para realizar pruebas de caracterización de la repetibilidad de los micro-interruptores de manera intensiva en criogenia. Al poder cambiar el sentido de giro, se pudo actuar sobre un único micro-interruptor en muchas repeticiones de una manera más ágil.

Una vez validada la rueda de filtros se validó la rueda de grismas. Puesto que el grado de precisión exigido a esta rueda es muy superior al de la rueda de filtros, en primer lugar se realizaron las pruebas en el laboratorio de metrología, a temperatura ambiente. Con ayuda de la máquina de medición por coordenadas, se midió la repetibilidad del posicionado de la rueda, y de manera preliminar los giros parásitos. Una vez superada esta prueba se introdujo el mecanismo en el criostato de pruebas para validar, utilizando medios ópticos e informáticos, la repetibilidad del posicionado en condiciones de trabajo. Finalmente se verificaron a temperatura ambiente las especificaciones relativas a giros parásitos en los ejes X e Y (no es técnicamente posible hacerlo a temperatura criogénica, para ello habrá que esperar a que los grismas estén montados en EMIR).

Los siguientes apartados describen con más detalle estos procesos.

6.2. VALIDACIÓN DE LA RUEDA DE FILTROS

6.2.1. MATRIZ DE CUMPLIMIENTO DE ESPECIFICACIONES DE LA RUEDA DE FILTROS.

La Tabla 6-1 Matriz de cumplimiento de la rueda de filtros recoge las especificaciones de la rueda, así como el estatus de cumplimiento y los comentarios pertinentes.

Código	Descripción abreviada	Cumple	Comentarios
5.2.1	El mecanismo consistirá en una rueda	Sí	-
5.2.2	La rueda soporta los filtros, posicionándolos y bloqueándolos en el haz, estableciendo la interfase térmica y estructural.	Sí	-
5.2.3	Selección motorizada y mecanismos de inserción y retirada	Sí	-
5.2.4	Se proporcionarán 'Dummies' (simuladores) mecánicos de los filtros	Sí	14 simuladores de masa idéntica a los filtros reales (70 g)
5.2.5	Actuación remota	Sí	-
5.2.6	Posición de bloqueo	Sí	1 posición de bloqueo
5.2.7	Bloqueo en desconexión	Sí	El par resistente permite el bloqueo cuando el motor se desactiva
5.2.8	Mínimo 7 filtros, una posición abierta y una cerrada	Sí	14 filtros + posición abierta + posición cerrada
5.3.1	Cambio entre posiciones adyacentes en menos de 10 segundos	Sí	<3 segundos
5.3.2	Reconfiguración en menos de 2 minutos	Sí	18 segundos
5.3.3	Inicialización en menos de 3 minutos	Sí	3 minutos
5.4.3	Masa menor de 125 kg	Sí	20.9 kg

5.4.8	No se admite viñeteado (obstrucción del haz óptico)	Sí	Prueba F1
5.5.2	No introducir calor durante observaciones	Sí	El motor se desactiva al finalizar cada movimiento
5.5.3	Enfriamiento desde ambiente hasta 77 K en menos de 96 horas	Sí	Ver Nota 1
5.5.4	Calentamiento en menos de 48 horas	Sí	Ver Nota 1
5.6.3	Montaje y desmontaje de los filtros sin sacar la rueda de EMIR.	Sí	Sistema de ballestas y tapa abatible
5.7.1	Al 6061T6 donde sea posible	Sí	-
5.8.1	Temperatura nominal de trabajo 77 K	Sí	Prueba F1
5.8.2	Alto vacío 10^{-6}	Sí	Prueba F1
5.8.3	Componentes estándares, comerciales y bien probados donde sea factible	Sí	-
5.9.1	Temperatura de referencia de fabricación 20 °C	Sí	-
5.10.1	Pintado en Nextel negro como 1ª opción, o anodizado en negro como 2ª	Sí	Nextel Negro
5.11.1	3000 vueltas al año, 10 horas de actividad por jornada, 300 noches al año	Sí	Ver Nota 2
5.11.2	Vida útil 10 años	Sí	Ver Nota 2
5.13.1	El instrumento puede girar 360° en Z	Sí	Ver Nota 3

Tabla 6-1 Matriz de cumplimiento de la rueda de filtros.

Nota 1: El factor limitante para el enfriado de la óptica de EMIR es el enfriamiento de los grismas. Al ser el diseño de sus monturas prácticamente aislante para los cristales respecto a su entorno, el enfriamiento se produce por radiación y la temperatura de trabajo se alcanza en 96 horas (en 172 horas de calentamiento no forzado hasta temperatura ambiente). La rueda de grismas probada con simuladores de acero de 7.5 kg se enfría en 78 horas, y su masa es sensiblemente mayor que la de la rueda de filtros, por lo que el requerimiento se da por cumplido.

Nota 2: Dada la complejidad y el coste de mantener las ruedas operando en vacío y en criogenia, no se han realizado pruebas de vida extensivas de las

ruedas. El cumplimiento de estas especificaciones se basa en las siguientes premisas:

- Salvo los lubricados, todos los componentes de las ruedas tienen ‘vida infinita’ por ser piezas fabricadas en aluminio o acero, y que van a trabajar en condiciones en las que no existe degradación de los materiales.
- En cuanto a los motores, se han realizado pruebas extensivas de caracterización que cubren una parte considerable del uso propuesto. Su durabilidad está también comprobada por la experiencia de LIRIS, que lleva operativo más de 10 años con 5 motores Phytron VSS 52. Lo mismo puede decirse de los micro-interruptores Burgess, que llevan en uso 10 años en LIRIS, sin fallos.
- Los componentes críticos serían los rodamientos del husillo, del eje central, y los discos de fricción: los rodamientos del husillo son muy similares a los de LIRIS, no se prevé que requieran ningún mantenimiento. Los rodamientos centrales de las ruedas están sometidos a cargas varios órdenes de magnitud inferiores a sus cargas de diseño. El mayor riesgo es que su lubricación se pierda. En todo caso, el uso de las jaulas separadoras de Vespel SP3 garantiza la regeneración del lubricante, al ir desgastándose las jaulas y transferirse el disulfuro de molibdeno a las pistas.
- Por último, la vida de los discos de fricción de Keronite + MoS₂ se ha validado al 100% de su vida útil en las pruebas específicas de los frenos, y en las dos ruedas se ha empleado una precarga siempre inferior a la de los discos probeta (y los discos finales tienen mayor diámetro, es decir menor presión por unidad de superficie). Por tanto se espera en que su vida sea mejor que la especificada. En cuanto a la degradación del recubrimiento de Keronite + MoS₂ con el tiempo, los primeros discos de fricción del prototipo de la rueda de grismas estuvieron casi 4 años expuestos a condiciones ambientales, con el deterioro que ello supone, y siguieron funcionando: no es probable que en condiciones criogénicas se deterioren en el plazo de 10 años de vida útil.

Nota 3: La complejidad de girar el criostato de pruebas de EMIR, con un patrón de aceleración angular y una estabilidad semejante a la de EMIR en operación es tal, que no se ha podido efectuar una medida de si las ruedas mantienen la posición en un giro de 360°. Si se girase el instrumento con las ruedas dentro, aparecería un momento de giro debido al descentrado del centro de gravedad de las masas móviles, multiplicando la masa móvil por su

aceleración durante el movimiento de giro del instrumento. No obstante la velocidad de giro del instrumento es tan baja (inferior a 1 revolución por minuto) que con la pequeña distancia de la rueda al eje de giro (0,7 metros) no puede generarse una aceleración tal que supere el frenado del disco de fricción (con los parámetros mencionados se generan aceleraciones centrífugas de 0.001 veces la aceleración de la gravedad; es decir menos una milésima del par que ya está tenido en cuenta sólo para el desequilibrado por peso propio de las masas móviles).

6.2.2. PRUEBA CRIOGÉNICA DE VALIDACIÓN DE LA RUEDA DE FILTROS (PRUEBA F1)

La rueda fue ensamblada con los simuladores de los filtros en todas las 14 posiciones útiles. En algunas posiciones se adhirieron dianas de papel para las pruebas de repetibilidad.

El enfriamiento sólo se pudo monitorizar en las partes fijas (no en el disco) para evitar la obstrucción del movimiento con los cables de los sensores de temperatura.



Figura 6-1 Rueda de filtros pintada en Nextel durante el proceso de montaje en el criostato de pruebas. Falta por integrar el husillo y el motor criogénico.

La gráfica de la Figura 6-2 Registro de temperatura durante las pruebas de la rueda de filtros muestra los datos del enfriamiento desde temperatura ambiental (20 °C) hasta temperatura de trabajo (70-80 K) (especificación 5.8.1), con un nivel de vacío de $5 \cdot 10^{-7}$ mbar (especificación 5.8.2).

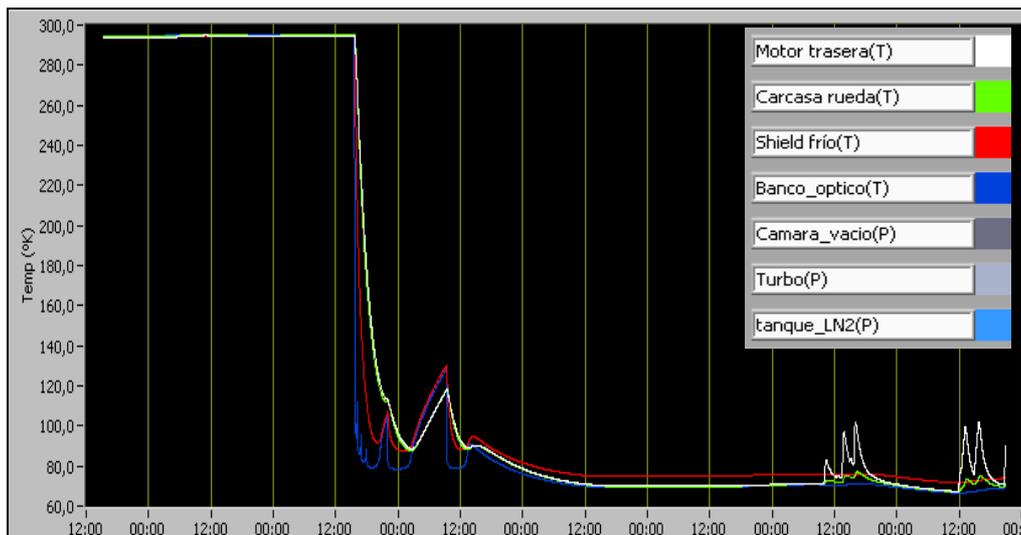


Figura 6-2 Registro de temperatura durante las pruebas de la rueda de filtros.

Puede apreciarse que tanto el motor como la carcasa de la rueda están a temperatura de trabajo en menos de 48 horas (sin haber tenido interrupciones en el suministro de nitrógeno líquido de pre-enfriamiento, se estima que habrían alcanzado la temperatura de trabajo en 12 horas). Las pruebas consistieron en la siguiente secuencia:

- 1) Puesta en movimiento progresiva: se inicia el movimiento del motor a 2000 Hz de velocidad con movimientos de cada vez mayor amplitud, hasta completar una vuelta completa de la rueda. Después se ejecutan dos movimientos de 360° sin parada. Se repite la operación en sentido contrario, y después se realizan varias operaciones de cambio de sentido. Se repite todo el proceso a velocidades cada vez mayores, en incrementos de 2000 Hz, hasta llegar a 10.000 Hz. No hubo ningún fallo, lo que confirmó que el mecanismo estaba operativo.
- 2) Se realizan, para cada micro-interruptor, dos series de 100 movimientos cada una, oscilando entorno al punto de activación y registrando con el sistema de control la desactivación del micro-interruptor. No se registra la

activación, pues se vio en las pruebas de los micro-interruptores que la desactivación es más repetitiva. De las dos series, una se realiza a 10.000 Hz, y la otra a 2000 Hz.

- 3) Finalmente tras el calentamiento del criostato y la rueda hasta temperatura ambiente, se ejecutan a 10.000 Hz una serie de 100 movimientos para cada micro-interruptor.

Las gráficas de la Figura 6-3 Evolución de la repetibilidad del Micro-interruptor 3. muestran los resultados obtenidos en las pruebas. En negro los resultados de los movimientos en criogenia y a 10.000 Hz, en azul los movimientos en criogenia y 2000 Hz, y en verde los movimientos a temperatura ambiente a 10.000 Hz. El eje horizontal marca el número de movimiento (100 en cada serie) y el vertical la desviación del punto de desactivación del micro-interruptor en micro-pasos del motor.

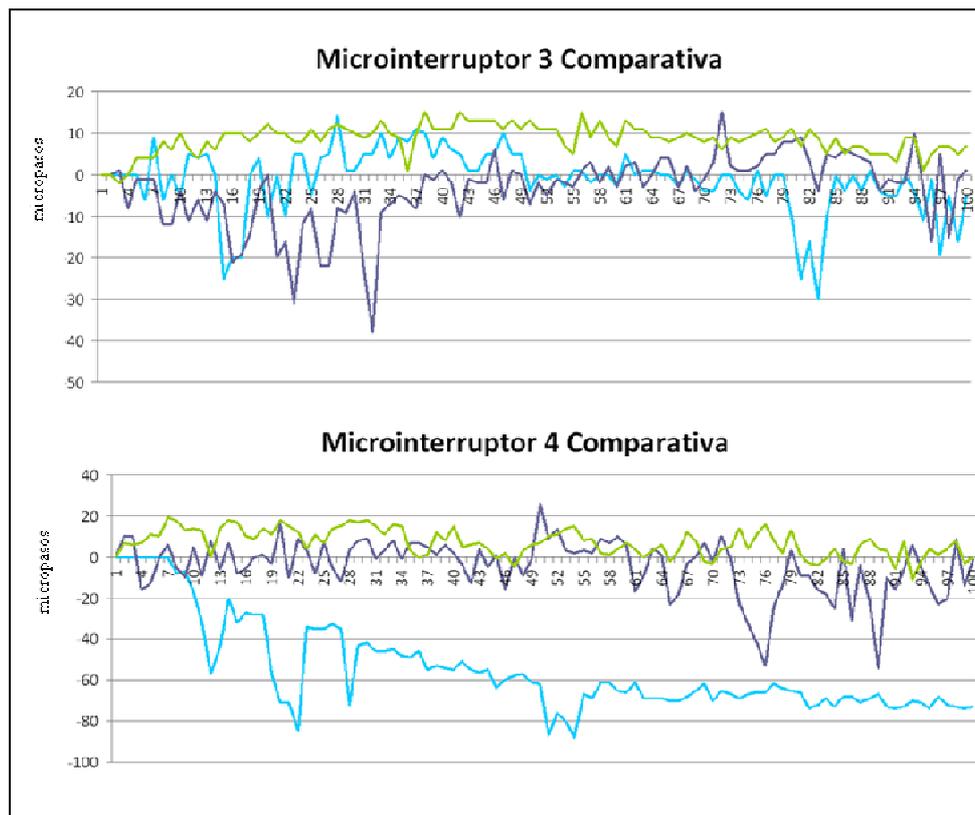


Figura 6-3 Evolución de la repetibilidad del Micro-interruptor 3.

La conclusión sacada del estudio de estas medidas fue que tanto el micro-interruptor 3 como el 4 están operativos, y si bien en el 4 se registró una tendencia inusual que aleja la curva de la zona de repetitividad, no supone un problema para la rueda de filtros. Se observa que los picos que aparecían en los micro-interruptores probados originalmente se eliminan con los Burgess de LIRIS. En el micro-interruptor 3 todos los puntos caen en una banda de amplitud 50 micro-pasos. En el 4 la amplitud es de 110 micro-pasos, casi el doble.

El diámetro útil de los filtros es de 66 mm mientras que el haz que los atraviesa tiene 57 mm de diámetro, por tanto hay una tolerancia radial de ± 4.5 mm que se corresponden con un giro de ± 1172 pasos. Es decir hay un factor 10 de margen hasta el viñeteado (cumpliendo así la especificación 5.4.8).

Estas pruebas dan por válida la rueda de filtros, que se desensambla del criostato de pruebas y se almacena en ambiente protector (envuelta por una bolsa sellada, rellena de nitrógeno gas, en un contenedor de protección hecho a la medida).

6.3. VALIDACIÓN DE LA RUEDA DE GRISMAS

6.3.1. MATRIZ DE CUMPLIMIENTO DE ESPECIFICACIONES DE LA RUEDA DE GRISMAS

Código	Descripción abreviada	Cumple	Comentarios
5.2.1	El mecanismo consistirá en una rueda	Sí	-
5.2.2	La rueda soporta los grismas, posicionándolos y bloqueándolos en el haz, estableciendo la interfase térmica y estructural.	Sí	-
5.2.3	Selección motorizada y mecanismos de inserción y retirada	Sí	-
5.2.4	Se proporcionarán 'Dummies' (simuladores) mecánicos de los grismas	Sí	4 simuladores
5.2.5	Actuación remota	Sí	-
5.2.7	Bloqueo en desconexión	Sí	Igual que en la rueda de filtros

6. VALIDACIÓN FINAL DE LAS RUEDAS

5.2.9	Cuatro grismas y una apertura libre	Sí	El cuarto grisma aún está por definir, en su lugar se instala un contrapeso. Dos aperturas libres.
5.3.1	Estabilidad gravitatoria en X ± 0.12 mrad ($\pm 25''$)	Sí	± 0.11 mrad Prueba G2
5.3.2	Estabilidad gravitatoria en Y ± 0.06 mrad ($\pm 12''$)	Sí	
5.3.3	Repetibilidad en giro entorno a X ± 0.3 mrad ($\pm 62''$)	Sí	± 0.2 mrad Prueba G2
5.3.4	Repetibilidad en giro entorno a Y ± 0.2 mrad ($\pm 41''$)	Sí	
5.3.5	Repetibilidad en giro entorno a Z ± 0.17 mrad	Sí	Pruebas G2 y G3
5.3.6	Alineado de la rueda en el banco óptico mejor que 0.17 mrad	Sí	Prueba G1
5.3.7	Cambio entre posiciones adyacentes en menos de 10 segundos	Sí	7.5 segundos
5.3.8	Reconfiguración en menos de 2 minutos	Sí	27 segundos
5.3.9	Inicialización en menos de 3 minutos	Sí	3 minutos
5.3.11	Rango de movimiento ilimitado	Sí	-
5.4.3	Masa menor de 125 kg	Sí	72.4 kg
5.5.2	No introducir calor durante observaciones	Sí	Motor desactivado en posición final
5.5.3	Enfriamiento desde ambiente hasta 160 K en menos de 96 horas	Sí	Ver apartado 5.3.1.2
5.5.4	Calentamiento en menos de 48 horas	Sí	Ver apartado 5.3.1.2
5.6.3	Montaje y desmontaje de los grismas sin sacar la rueda de EMIR.	No	Debido al diseño de los grismas no es operativo
5.7.1	Al 6061 T6 donde sea posible	Sí	-
5.8.1	Temperatura nominal de trabajo 77 K	Sí	Prueba G3

5.8.2	Alto vacío 10^{-6} mbar	Sí	Prueba G3
5.8.3	Componentes estándares, comerciales y bien probados donde sea factible	Sí	-
5.9.1	Temperatura de referencia de fabricación 20 °C	Sí	-
5.10.1	Pintado en Nextel negro como 1 ^a opción, o anodizado en negro como 2 ^a	Sí	Nextel
5.11.1	3000 vueltas al año, 10 horas de actividad por jornada, 300 noches al año	Sí	Ver Apartado 6.2.1
5.11.2	Vida útil 10 años	Sí	Ver Apartado 6.2.1
5.13.1	El instrumento puede girar 360° en Z	Sí	Ver Apartado 6.2.1

Figura 6-4 Matriz de cumplimiento de la rueda de grismas.

6.3.2. VALIDACIÓN DEL DISCO DE LA RUEDA DE GRISMAS A TEMPERATURA AMBIENTE (PRUEBA G1)

Como punto de partida se tienen los datos de la medición del disco de la rueda, independientemente del resto del mecanismo.

En esta pieza hay un aspecto esencial en lo que respecta a las especificaciones: que todos los planos de asiento de los grismas sean paralelos entre sí. De otra manera sería imposible cumplir con la especificación de alineado en el banco óptico (5.3.6) mejor de 0.17 mrad, ya que por muy alineado que estuviese el asiento de un grisma, si el resto de asientos no son paralelos, se saldrían del margen de alineado.

Las medidas originales de los planos de asiento (informe de metrología del fabricante del disco para el prototipo de la rueda, 15/07/2005) dan por válida la especificación de que todos los asientos estén contenidos entre dos planos imaginarios separados un margen de 0.01 mm (lo cual implica giros relativos máximos de ± 0.06 mrad).

Tras comprobar que el diseño del disco del prototipo de la rueda es compatible con los diseños de los grismas definitivos, se emplea como disco de la rueda final, y la pieza se mide en el IAC (07/07/2011) de manera preventiva. El resultado es que la máxima inclinación relativa entre los cuatro planos de asiento es de ± 0.13 mrad. Se detecta que la profundidad de los cuatro planos de asiento no es la misma, con un margen de ± 14 micrómetros de la más alta a la más baja. Se decide mecanizar los asientos para afinar el paralelismo.

El informe de metrología de dichas modificaciones (13/07/2012) registra una mejora sustancial al pasar a ± 0.04 mrad de inclinación máxima entre asientos, y una variación de la cota de profundidad de ± 2 micrómetros, con planicidades en los asientos que oscilan entre 7 micrómetros en el peor de los casos y 2 micrómetros en el mejor. Se da el disco por válido.

Con el mecanismo de la rueda fabricado se decide realizar pruebas de validación en condiciones ambientales que se describen en los Apartados 6.3.3 y 6.3.4 a continuación. Las pruebas se realizan el 30/08/2012 y el 04/09/2012, el primer día para verificar las especificaciones de precisión excepto la 5.3.5 (es decir las de giros parásitos no controlables con el mecanismo de rotación de la rueda, denominada prueba G2) y el segundo día para verificar el cumplimiento de la especificación 5.3.5 (denominada prueba G3).



Figura 6-5 Disco de la rueda de grismas donde se aprecian los cuatro planos de asiento H, J, K y convencional.

6.3.3. MEDICIÓN DE GIROS PARÁSITOS NO CONTROLABLES (PRUEBA G2)

La secuencia operativa del primer día de pruebas es la siguiente: en primer lugar se realiza una medida, sin simuladores de grismas instalados en las posiciones de los cuatro planos de asiento de los grismas, con la rueda en posición vertical (tal y como funciona en EMIR). Véase la Figura 6-6.



Figura 6-6 Rueda de grismas en la máquina de medición por coordenadas.

Para la determinación de la posición de cada plano de asiento se usan cuatro puntos de medida, contactando el plano con un palpador a 90° de la columna principal de la máquina de medición por coordenadas (Figura 6-7 y Figura 6-8).

Como con el palpador es imposible acceder a todos los cuatro planos de asiento, se van llevando (a mano, sin motor) las posiciones a una zona común girando el disco. Se mide, como método para referenciar unos planos a otros, la perpendicularidad de todos ellos respecto al plano de apoyo de la unidad en el banco óptico.

Si el alineado de la rueda en el banco óptico tiene que ser mejor que ± 0.17 mrad ($\pm 35''$ de arco), entonces es necesario que los planos de todas las posiciones estén dentro de ese margen respecto a la referencia común de montaje. Si no fuese así sería posible alinear un grisma, pero los demás quedarían fuera de posición, como se ha comentado anteriormente.

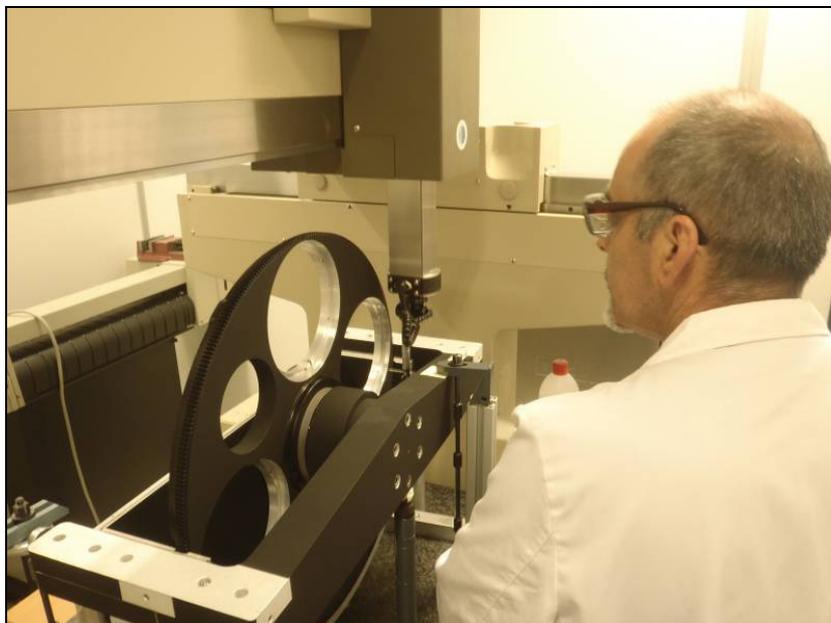


Figura 6-7 Medición de los planos de asiento con la máquina de medición por coordenadas.

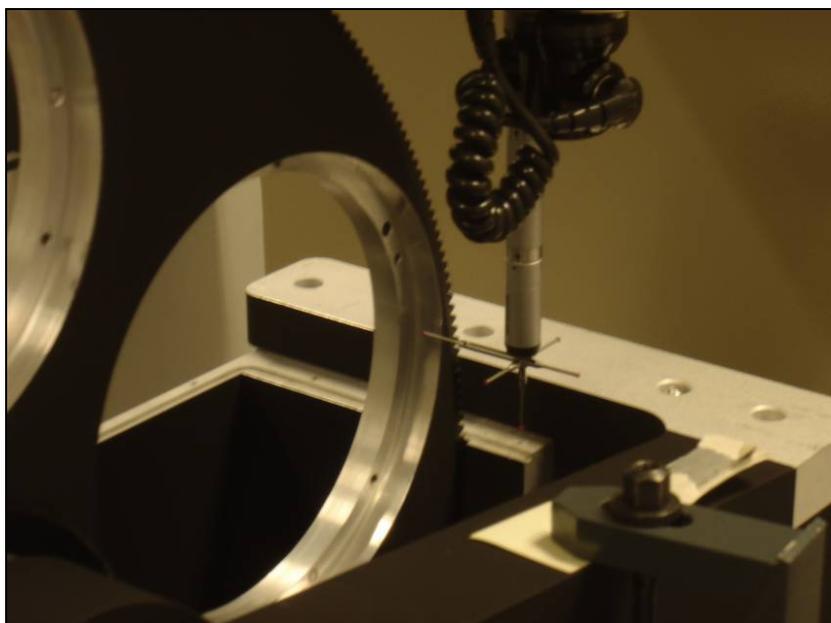


Figura 6-8 Detalle del sistema de medición de los planos de asiento con los palpadores a 90° de la columna principal de la máquina de medición por coordenadas.

Los resultados se resumen en la Tabla 6-2 (el eje Z es el eje de la rueda).

Posición	Error forma (planicidad en mm)	Localización en z (mm)	Diferencia en z (mm)	Inclinación respecto a eje Z	Inclinación relativa
Grisma J	0.006	146.705	0	1'24"	0
Contrapeso	0.006	146.846	0.141	2'52"	1'28"
Grisma K	0.01	147.125	0.420	3'17"	1'53"
Grisma H	0.009	146.826	0.121	2'15"	51"
Promedio	-	146.876	-	2'27"	-

Tabla 6-2 Resultados de las medidas de metrología de la rueda de grismas (I).

Como puede verse los resultados están lejos de los $\pm 35''$ de arco deseables. Repitiendo las medidas pero esta vez con los simuladores de los grismas montados, se tienen los datos que recoge la Tabla 6-3:

Posición	Error forma (planicidad en mm)	Localización en z (mm)	Diferencia en z (mm)	Inclinación respecto a eje Z	Inclinación relativa
Grisma J	0.005	147.211	0,000	3'35"	0
Contrapeso	0.005	146.656	-0,555	2'18"	-1'17"
Grisma K	0.07	146.690	-0,521	1'27"	-2'08"
Grisma H	0.008	146.953	-0,258	3'09"	-26"
Promedio	-	146.880	-0,334	2'20"	-

Tabla 6-3 Resultados de las medidas de metrología de la rueda de grismas (II).

Para estos registros sólo se pudo palpar tres puntos de cada asiento, por restricciones de accesibilidad del palpador.

A la vista de los resultados, que están claramente fuera de especificaciones, y que difieren sensiblemente de los resultados de metrología del disco (prueba G1), se revisó el procedimiento de toma de las últimas medidas. Se llegó a la conclusión de que en la posición en la que se estaba midiendo la rueda era imposible asegurar la calidad de la medición con la máquina de medir por coordenadas: el alcance del brazo de la máquina se ve muy limitado con la rueda en vertical, lo cual obliga a tomar un máximo de 3 puntos de medida. Además el sistema de soporte de la rueda no era lo suficientemente rígido como para garantizar la estabilidad del mecanismo.

Teniendo en cuenta estas consideraciones y a la vista de las limitaciones de la máquina de medición por coordenadas, se decide dejar en suspenso la prueba, y probar posteriormente con otro sistema de medida (esta campaña definitiva se detalla en el Apartado 6.3.5). Para seguir con el orden cronológico de las pruebas, a continuación en el Apartado 6.3.4 se detallan las últimas mediciones realizadas con la máquina de medición por coordenadas, que corresponden a la precisión de giro del mecanismo.

6.3.4. MEDICIÓN DEL GIRO CONTROLABLE (PRUEBA G3)

Con la rueda equipada con los simuladores de los grismas (Figura 6-9) tal y como había quedado en la última prueba del apartado anterior, se procedió a medir la repetibilidad del giro de la rueda.

Para ello se instaló el sistema de control de la rueda en la sala de metrología (Figura 6-10). Como método para medir las posiciones, se dispuso un tornillo fijado a la cara vista de uno de los simuladores, torneado en su cabeza para optimizar su forma cilíndrica y minimizar los errores (Figura 6-11). Por medio del palpador a 90° se mide la posición final del tornillo tras ejecutar vueltas completas de la rueda. Se hacen 25 medidas controlando la rueda con el micro-interruptor 1, y 25 con el 2. Para cada medida el procedimiento consiste en mover la rueda a una posición intermedia, y después comandar el regreso a la posición de partida, que se mide. En este proceso interviene todo el sistema de control de posición de la rueda, porque para alcanzar la posición final se detecta el cero con el micro-interruptor en cada posicionado. Además, en la mitad de las medidas se apaga el sistema de control después de alcanzarse la posición intermedia, de manera que el sistema tiene que arrancar como si hubiese tenido un fallo del suministro y buscar su posición partiendo de una posición desconocida para el control.



Figura 6-9 La rueda de grismas sin carcasa, en la máquina de medición por coordenadas.



Figura 6-10 Moviendo la rueda de grismas en el laboratorio de Metrología.



Figura 6-11 Detalle del proceso de medición.

Los resultados se resumen en las gráficas de la Figura 6-12 Gráficas de desviación de la posición del tornillo de referencia.:

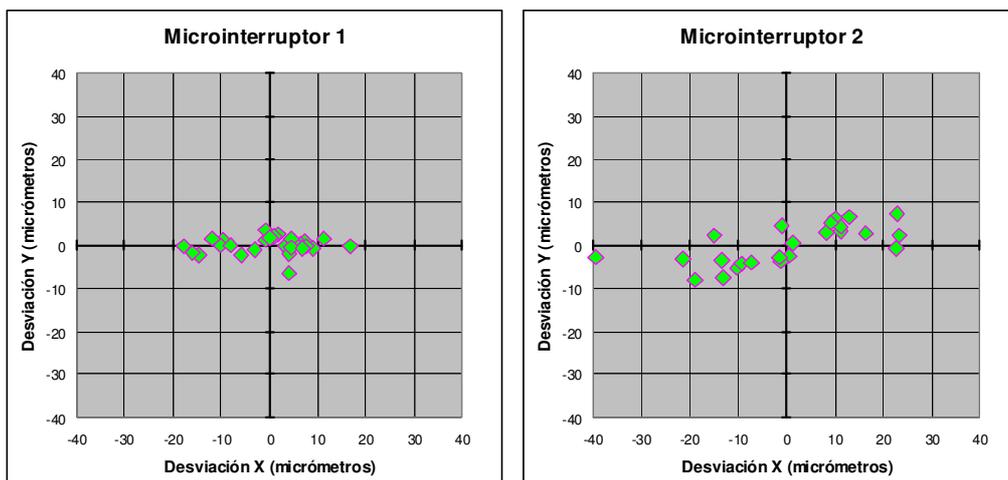


Figura 6-12 Gráficas de desviación de la posición del tornillo de referencia.

Como puede verse, el micro-interruptor 2 presenta una dispersión mayor de los resultados que el 1. Ello se achaca a que el brazo de activación del micro-interruptor está más alejado, de manera que el punto de apertura del contacto eléctrico se produce en un tramo de la rampa de subida alejado de los 45 ° teóricos. Se toma nota y se revisa el montaje para mejorar el rendimiento del micro-interruptor 2.

En cuanto a los valores registrados, todos ellos se encuentran en el rango de las ± 34 micrómetros, lo que equivale a giros en el eje z de ± 0.17 mrad contemplados como límite de la especificación. Por tanto se considera la prueba superada.

6.3.5. SEGUNDAS PRUEBAS DE VALIDACIÓN DE LA RUEDA DE GRISMAS A TEMPERATURA AMBIENTE (PRUEBA G2 REPETIDA) (25/10/2012)

Como alternativa a la máquina de medición por coordenadas para la estimación del error de posicionado en los giros no controlables, se llevó a cabo una campaña de medidas empleando un *Laser Tracker*¹. La rueda se montó en el criostato de pruebas de EMIR, el cual tiene una bancada rígida y un sistema de rotación que permite girar la rueda igual que giraría en EMIR. Todas las pruebas se desarrollaron a temperatura ambiente, con el criostato abierto. A temperatura criogénica se supone que el cumplimiento de especificaciones será aún mejor porque la contracción diferencial del disco de la rueda produce una mayor precarga en los rodamientos, lo cual redundará en mayor rigidez.

En esta prueba a los simuladores de los grismas se les acoplaron masas adicionales para corregir la diferencia entre su masa individual (7.5 kg, de acuerdo con las estimaciones originales de los grismas en 2006) a la media de la masa real de los grismas recibidos en 2010 (8.6 kg, según los datos indicados en el Apartado 5.2.1.3).

La campaña consistió en varias etapas, en total se midieron más de 1000 puntos.

¹ Instrumento de metrología que mide coordenadas 3D orientando un haz de luz láser hacia un objetivo retro-reflectivo puesto en contacto con el objeto de interés.

6.3.5.1. Etapa 1: Comprobación de la capacidad del sistema de medida

En primer lugar se tomó como referencia el plano frontal de la carcasa de la rueda, medido con 8 puntos en la zona externa (la más rígida). Cuantos más puntos de medida se toman, mayor es la precisión conseguida pues el programa filtra al promediar la incertidumbre sistemática de precisión (debida a la resolución finita del aparato de medida) y los errores aleatorios o no sistemáticos (movimiento del reflector debido al pulso del operario, falta de planicidad de las superficies, apoyo de la bola guía en una zona delimitada en vez de en un punto único).

Las áreas de contacto se marcaron para optimizar la repetibilidad, al tocar siempre en las mismas zonas. La superficie está pintada en Nextel y no tiene especificación de planicidad.

Se repitió la medida del plano 20 veces. Los valores de los ángulos, representados en la curva azul de la Figura 6-13, son valores absolutos: el resultado de medir la desviación angular entre los ejes normales a la superficie contactada.

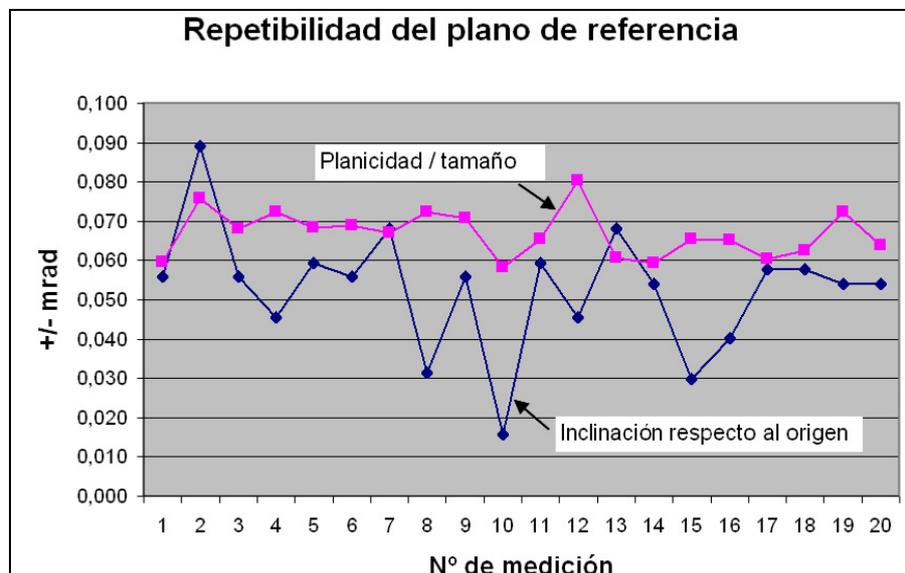


Figura 6-13 Repetibilidad del posicionado del plano de referencia (carcasa).

El resultado es que todas las medidas se encuentran en un rango de ± 0.09 mrad. Si se tiene en cuenta el caso más optimista (los valores de ángulo originales siempre positivos) las medidas se encuentran en un rango de ± 0.04 mrad.

La planicidad de la superficie se mantuvo entorno a 0.03 mm, lo cual en una zona de dimensiones 580 mm implica una incertidumbre de ± 0.07 mrad en la inclinación registrada. Esta planicidad se mide en cada una de las 20 repeticiones, y se representa en la curva fucsia de la Figura 6-13. Es una medida del error asociado a la medida original (azul en la gráfica). No se observa correlación entre los errores de medición (indicados por la incertidumbre debida a la falta de planicidad) y las medidas de inclinación, pero se puede observar que la contribución de la falta de planicidad es muy importante.

El siguiente paso fue medir el plano de uno de los simuladores, esta vez con 6 puntos en 6 zonas delimitadas. Se hicieron en total 21 repeticiones: en la gráfica de la Figura 6-14 se ven los resultados de incertidumbre asociada a la planicidad (curva fucsia: planicidad dividida entre la dimensión característica, 100 mm), y el ángulo medido respecto de la superficie de referencia del plano frontal de la carcasa (curva azul). Este ángulo está normalizado (se ha sustraído a todas las medidas el resultado de la primera).

Todas las medidas se encuentran en un rango de ± 0.13 mrad, y la desviación media sin normalizar fue de 1.57 mrad (la carcasa y el grisma no tienen porque ser perfectamente paralelos y aún así la desviación es muy pequeña).

El valor medio de planicidad del simulador es de 6.7 micrómetros, con una variación de ± 8 micrómetros. En una superficie de diámetro 100 mm, ello supondría una inclinación media de ± 0.07 mrad.

Se observa que no hay correlación entre la medida de ángulo y la planicidad, pero que, de nuevo, la contribución de los errores de planicidad es considerable.

Se tomó la decisión de que cada medida de inclinación del grisma se realizaría con 6 puntos para definir el plano frontal, y que se registraría la planicidad como indicador de la posibilidad de medidas incorrectas. También que se tomarían 5 medidas repetitivas de cada simulador para filtrar errores.

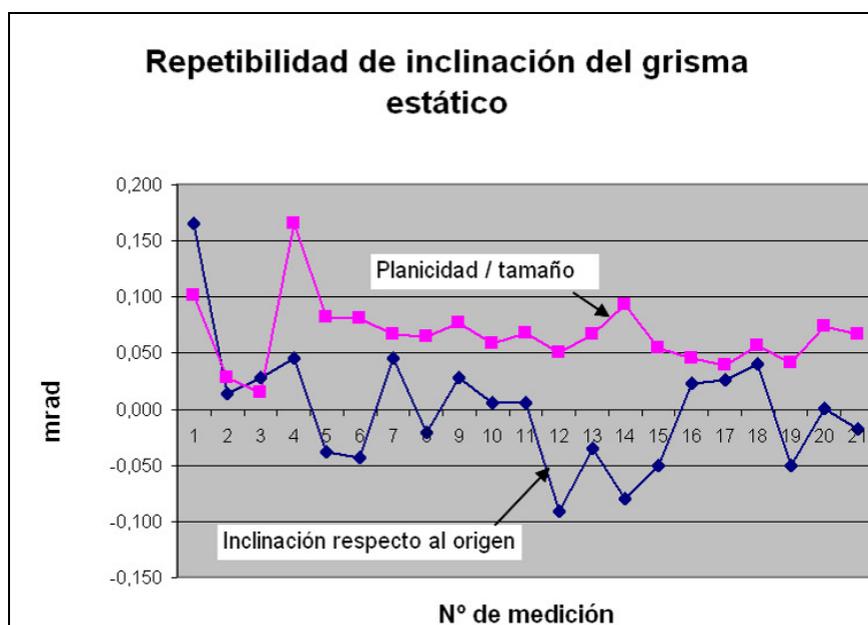


Figura 6-14 Repetibilidad de la cara frontal del simulador del grisma en estático.

El motivo de escoger 5 medidas es que se comprobó que promediando de 5 en 5 los valores obtenidos, estaban en un margen de ± 0.05 mrad, que se supuso aceptable en función de la resolución que se quería obtener (el requerimiento más restrictivo, estabilidad gravitatoria, eran ± 0.06 mrad) y también las limitaciones del *Laser Tracker* (0.020 mm en general, algo menor en un entorno limitado pero en cualquier caso no se espera que mejor que 0.005 micrómetros lo cual induce ya rangos de error de ángulo de ± 0.04 mrad en una distancia de 100 mm).

6.3.5.2. Etapa 2: Repetibilidad de la inclinación de los simuladores de los grismas tras un movimiento de ida y vuelta a la misma posición

La prueba siguiente fue medir la repetibilidad de la inclinación de los simuladores de los grismas. Se trataba de comparar las inclinaciones (siempre respecto a la referencia original en la carcasa) en un movimiento de ida y vuelta de la rueda partiendo de una posición definida y volviendo a ella.

La gráfica de la Figura 6-15 representa las medidas de ángulo y las de incertidumbre asociada a la planicidad. Puede apreciarse que no existe una correlación apreciable entre unas y otras. Todas las medidas de ángulo caen en el margen de ± 0.2 mrad, si bien el 85% de las medidas están en el margen de

± 0.05 mrad. En cuanto a la planicidad el promedio medido fueron 6.7 micrómetros con una variabilidad de ± 8 micrómetros.

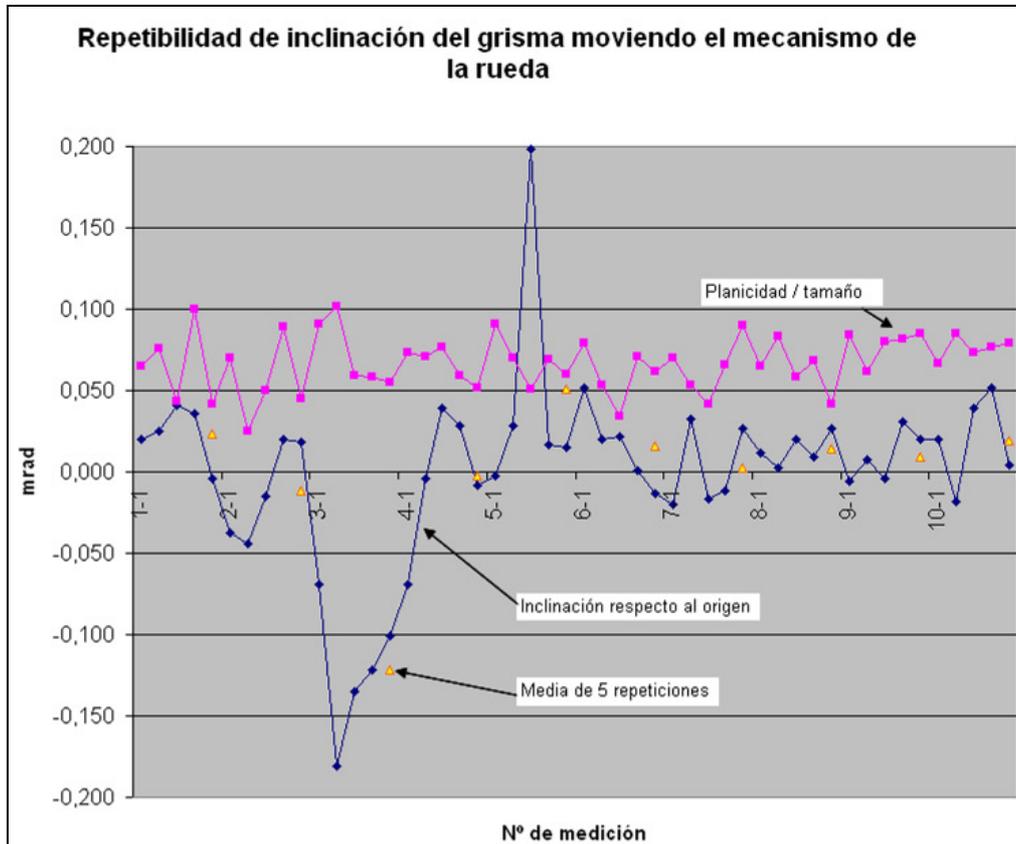


Figura 6-15 Estabilidad del plano frontal del simulador del grisma en movimientos de ida y vuelta de la rueda a una posición única.

En cualquier caso la repetibilidad del ángulo de posicionado es como valor más conservador de ± 0.2 mrad, dentro de especificaciones (se piden ± 0.2 y ± 0.3 mrad respectivamente en Y y en X). El ángulo medido es la combinación de ambos ángulos que siempre es mayor que los componentes, es decir las medidas son conservadoras.

6.3.5.3. Etapa 3: Comprobación de la estabilidad gravitatoria

La siguiente serie de medidas correspondieron a la medición de la estabilidad gravitatoria, es decir, cuánto se inclina el grisma cuando el instrumento rota sobre su eje. Para reproducir las condiciones de EMIR se usó, como se

mencionó anteriormente, el criostato de pruebas con su mecanismo de rotación. El eje del criostato no está perfectamente alineado con el de la rueda de grismas, y también se produce una deformación de la estructura que sujeta la rueda de grismas. Por ello en cada posición del criostato se volvieron a tomar todas las referencias de sistema de coordenadas empleando siempre los mismos puntos de la carcasa. Con ello se filtran las desviaciones externas a la rueda, y quedan sólo las propias de la deflexión del mecanismo de la rueda.

Se tomaron medidas en 5 posiciones, a 0° (posición de partida con el grisma bajo la rueda) 45°, 90°, 145° y 180°. Con ello basta para reproducir el patrón de desviación pues los otros 180° seguirían un patrón simétrico.

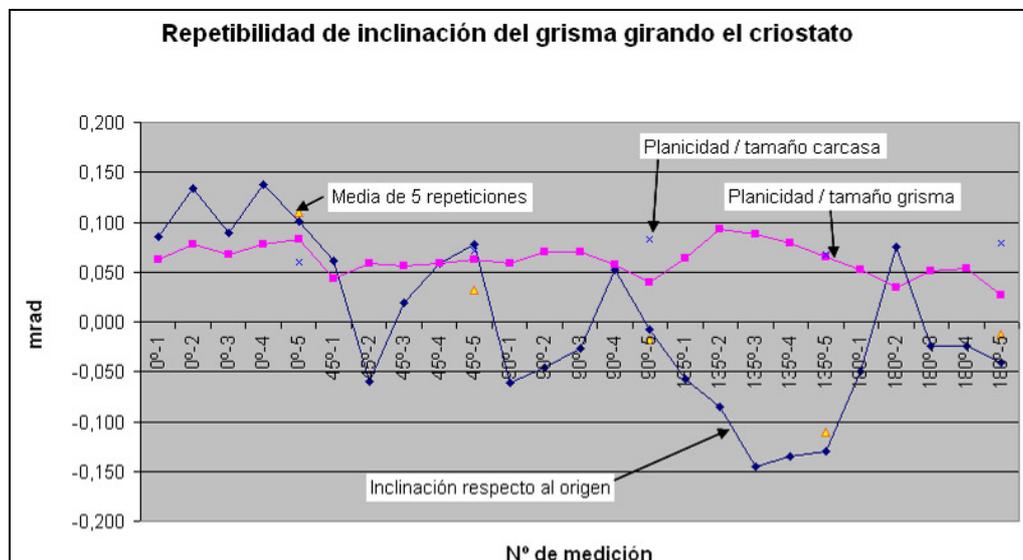


Figura 6-16 Estabilidad gravitatoria (gira el criostato, la rueda fija).

Los puntos azules (“Planicidad/tamaño carcasa”) de la gráfica de la Figura 6-16 representan la medida de la planicidad de la carcasa, dividida por su dimensión característica (0.07 mrad de media). Los puntos de la gráfica fucsia (“Planicidad/tamaño del grisma”) representan la medida de la planicidad de la superficie de toma de datos en el grisma, dividida por su dimensión característica (0.07 mrad de media). Estas medidas dan una estimación del error inherente a la toma de datos, por la incertidumbre en la inclinación medida, derivada de la falta de planicidad de las superficies que se palparon con el *Laser Tracker*.

Dicho error inherente está demasiado próximo a la precisión que se pretende medir en el eje Y, por tanto no ha sido posible garantizar, con los medios de que dispone el IAC, el cumplimiento de la especificación individual en Y (la más restrictiva, que está representada por la curva azul de la gráfica de la Figura 6-16).

En cambio las especificaciones combinadas de los giros individuales en X (± 0.12 mrad) e Y (± 0.06 mrad) darían una resultante de ± 0.13 mrad entorno al eje Z, que es una medida que sí es comparable con los datos recogidos: los triángulos amarillos de la gráfica son el promedio de las 5 medidas en cada posición, y dan una estabilidad de ± 0.11 mrad. La estabilidad teniendo en cuenta todas las medidas sería de ± 0.15 mrad de inclinación.

Teniendo en cuenta que los simuladores tienen su centro de gravedad más alejado del plano central de la rueda que los grismas reales, y que los valores promediados están dentro de especificaciones incluso con una elevada incertidumbre en la medida, se da por cumplida la especificación.

6.3.5.4. Etapa 4: Comprobación de la estabilidad del giro de la rueda.

Como última serie, se realizó la medida de la inclinación de los simuladores de los grismas, manteniendo el criostato en estático, y girando el mecanismo de la rueda, y siguiendo al grisma en su desplazamiento en un arco de 143° (limitado por la carcasa, más allá no era posible colocar la bola guía del *Laser Tracker*). Se tomaron medidas cada 13° , en un total de 11 posiciones consecutivas.

La gráfica de la Figura 6-17 refleja los resultados: puede apreciarse que la estabilidad total medida (que combina la estabilidad gravitatoria, con los errores debidos a las inclinaciones erráticas en el giro de los rodamientos que soportan el disco) está en el margen de ± 0.15 mrad (tomando los promedios de las 5 medidas en cada posición, puntos amarillos) o ± 0.19 mrad si se toman todos los puntos medidos.

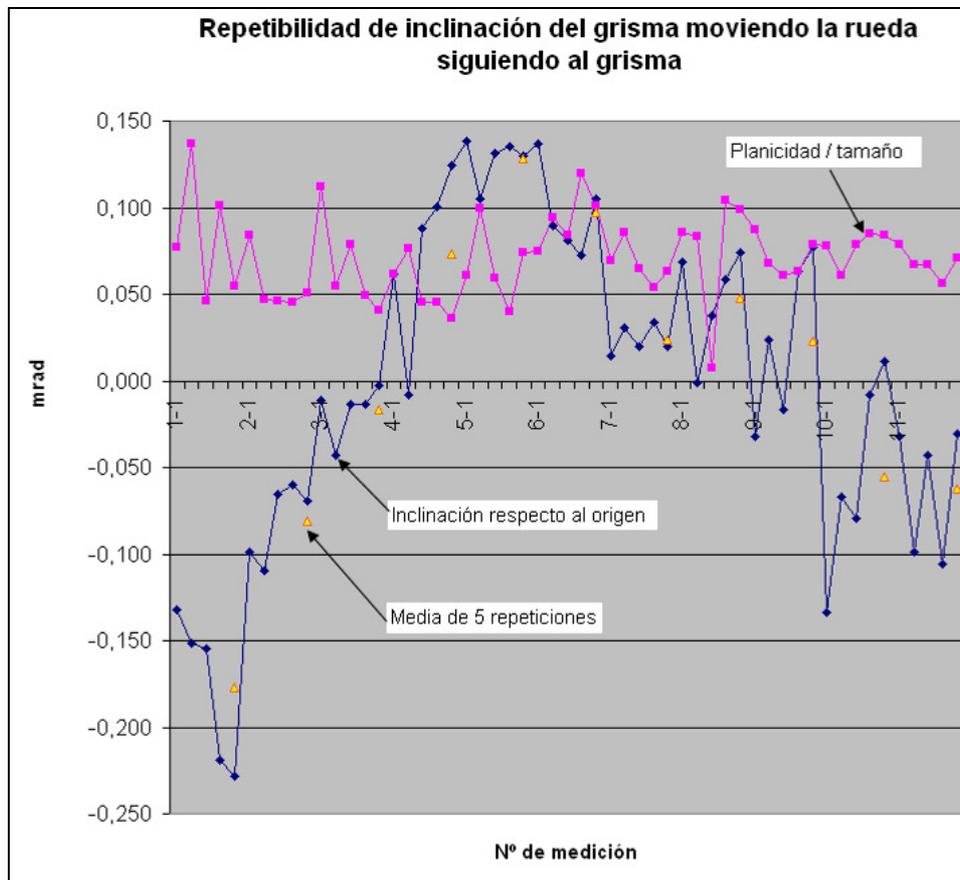


Figura 6-17 El grisma se mueve, seguimiento del plano frontal.

En cualquier caso, si bien no existe una especificación para este tipo de movimiento, los resultados dan una idea de las precisiones que se manejan, que están al nivel de las precisiones especificadas para el mecanismo.

6.3.5.5. Resumen de puntos medidos respecto a la referencia global

Por último la gráfica de la Figura 6-18 resume todos los valores absolutos de medida de inclinación de los simuladores de los grismas respecto a la carcasa, para todas las pruebas. La desviación entre las gráficas se debe a que cada prueba se realizó en días diferentes, en horarios distintos: los resultados dentro de cada prueba son coherentes por haberse realizado en la misma sesión de trabajo, y para aumentar la coherencia de las observaciones se comparan medidas hechas el mismo día.

En cualquier caso, la mayor diferencia entre ángulos entre grisma y carcasa medida en toda la campaña arroja una variabilidad global de ± 0.5 mrad. Si se tienen en cuenta la media de los valores de cada gráfica la desviación entre ellas estaría en un margen de ± 0.29 mrad, con un valor promedio de 1.3 mrad respecto a la carcasa.

Nota: La curva correspondiente a las medidas estáticas del Apartado 6.3.5.2 (azul claro en la gráfica de la Figura 6-18) y a la estabilidad gravitatoria (descrita en el Apartado 6.3.5.3, curva azul oscuro) son más cortas que las de movimiento y repetibilidad de la rueda (Apartado 6.3.5.4, curvas fucsia y amarilla) porque en estas dos últimas pruebas se acumulan más muestras.

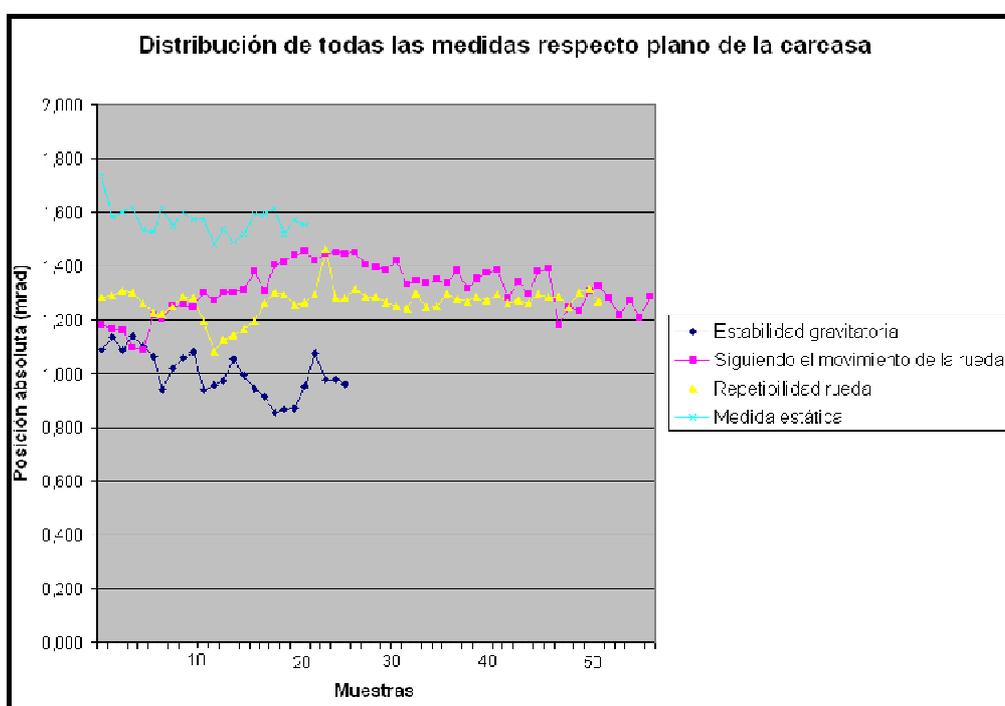


Figura 6-18 Comparativa de todas las medidas.

Por tanto se da por concluido, a la vista de los resultados y con las limitaciones inherentes a los equipos de medida disponibles, que la rueda cumple los requerimientos de precisión a temperatura ambiente.

6.3.6. PRUEBAS DE VALIDACIÓN DE LA RUEDA DE GRISMAS A TEMPERATURA CRIOGÉNICA (PRUEBA G3)

Igual que para la rueda de filtros, el método para medir la precisión de posicionado de la rueda consiste en colocar cruces de papel en las posiciones de los simuladores de los grismas, y desde fuera del criostato medir con un sistema óptico las posiciones de dichas cruces.

En este caso se empleó una óptica de mayor resolución y se implementaron mejoras de la luminosidad del sistema de leds en el interior del criostato.

Una vez integrada la rueda en el criostato de pruebas (en la Figura 6-19 se aprecia el criostato justo antes de ser cerrada la tapa frontal, no mostrada), se procedió al enfriamiento, rellenando el tanque del criostato con nitrógeno líquido y a continuación poniendo en marcha los ciclos cerrados. Se alcanzó una temperatura mínima de 75 K en el motor, y el nivel de vacío se mantuvo a 10^{-5} - 10^{-7} mbar (los niveles más bajos corresponden a fugas residuales que no están relacionadas con el contenido del criostato).

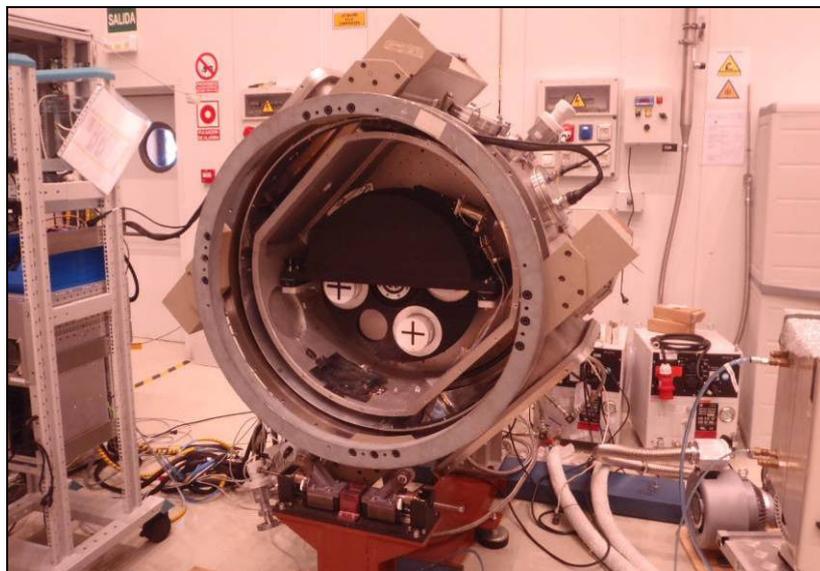


Figura 6-19 Preparativa de la rueda de grismas para las pruebas de validación a temperatura criogénica.

La operativa de la rueda consiste en tres bloques diferenciados. Puesta a punto, calibración y medidas. En la puesta a punto se asegura que todo funciona

correctamente y que el motor no falla en ningún punto. En la calibración se configura el programa de control para que cuando se comanda ‘ir a la posición 1’, el simulador con la cruz 1 aparezca en la ventana. En las medidas se toman registros que permiten determinar la repetibilidad de la rueda.

Se dan 50 vueltas a la rueda, en dos bloques de 25 vueltas. En cada bloque se trabaja con uno de los micro-interruptores solamente. En cada una de las 50 vueltas se hacen 4 paradas, correspondientes a las 4 posiciones de la rueda (grisma H, grisma J, grisma K, grisma convencional, se prescinde de las dos posiciones abiertas). En cada parada se toma una imagen de la cruz correspondiente para medir la repetibilidad a posteriori (estas imágenes son las cruces negras que pueden verse en la Figura 6-20 y la Figura 6-21 debajo de las gráficas). El posicionado no es sólo un avance en un número fijo de pasos, sino que el sistema de control interviene detectando el punto de desactivación del micro-interruptor adyacente a la posición deseada, y a partir de ese punto avanzando un número de pasos predeterminado. Es decir en la repetibilidad interviene la de todo el mecanismo, tanto transmisión como micro-interruptores, y también la propia del sistema de control.

Una vez comparadas las 200 imágenes para determinar las desviaciones de cada posición (4 posiciones, 25 medidas en cada una) y con cada micro-interruptor (dos micro-interruptores), se obtienen los resultados mostrados en la Figura 6-20 y la Figura 6-21: nótese que en algunas gráficas los resultados de ciertos puntos fueron tan cercanos a otros existentes que están superpuestos, la escala no permite visualizar los 25 puntos individuales.

La especificación de giro de ± 0.17 mrad se traduce en ± 30 micrómetros de desplazamiento lateral (a 175 mm de radio de posicionado de los grismas). A la vista de los resultados, teniendo en cuenta la incertidumbre del sistema de medición que es de medio píxel de la cámara que toma las imágenes (lo cual equivale a ± 10 micrómetros) se da por cumplida la especificación. Nótese que este error de medida es aproximadamente el ancho en vertical de las nubes de puntos, y en vertical no hay apenas desplazamiento real, pues éste corresponde a la dirección radial (y el radio de la rueda no cambia).

Posteriormente a la campaña de medidas descrita anteriormente, la rueda se mantuvo en condiciones criogénicas y operativa durante dos semanas. En ese lapso se realizaron pruebas de puesta a punto del sistema de control de alto nivel, y en todas las activaciones del mecanismo (equivalentes a unas 60 vueltas completas en total) éste se comportó sin problemas de ruidos o fallos. No se midió la repetibilidad en los movimientos, sin embargo sí se realizó un

recuento de los tamaños de las rampas de activación del contorno de la rueda, medidos en micro-pasos de motor desde que el micro-interruptor se pulsa hasta que se libera, para un total de 22 giros completos.

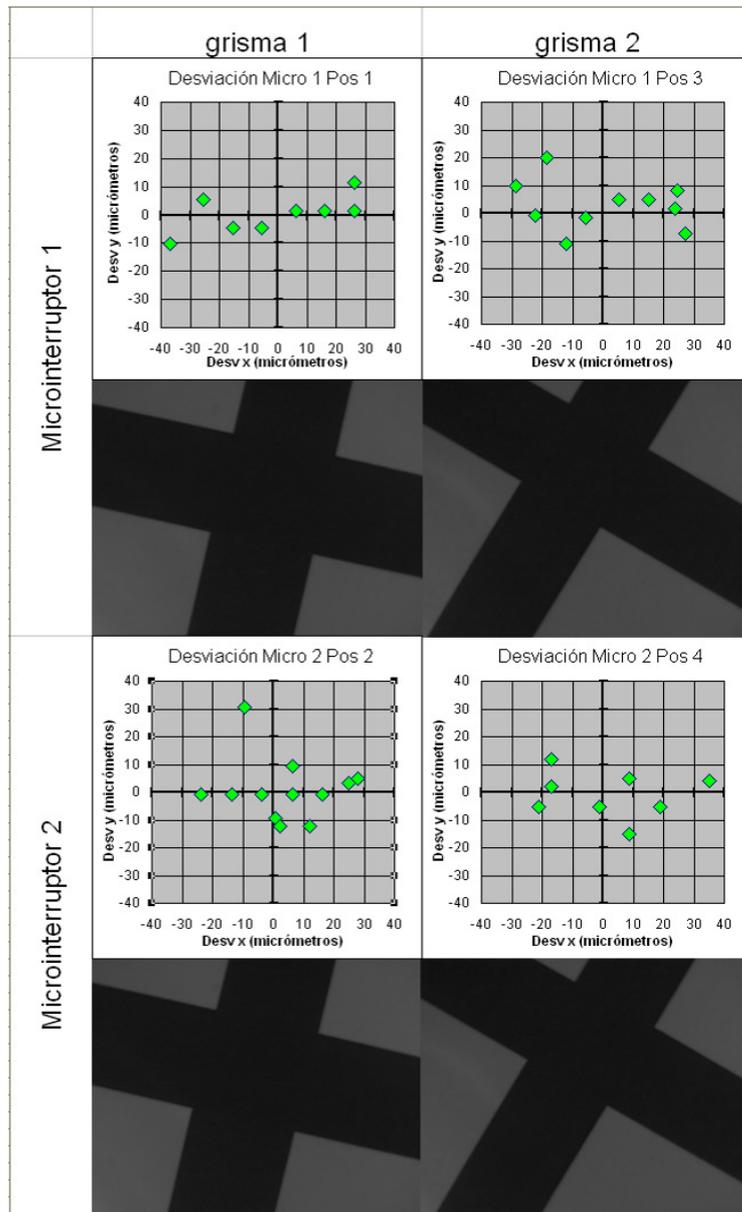


Figura 6-20 Desviación de la posición final de los simuladores de grismas 1 y 2.

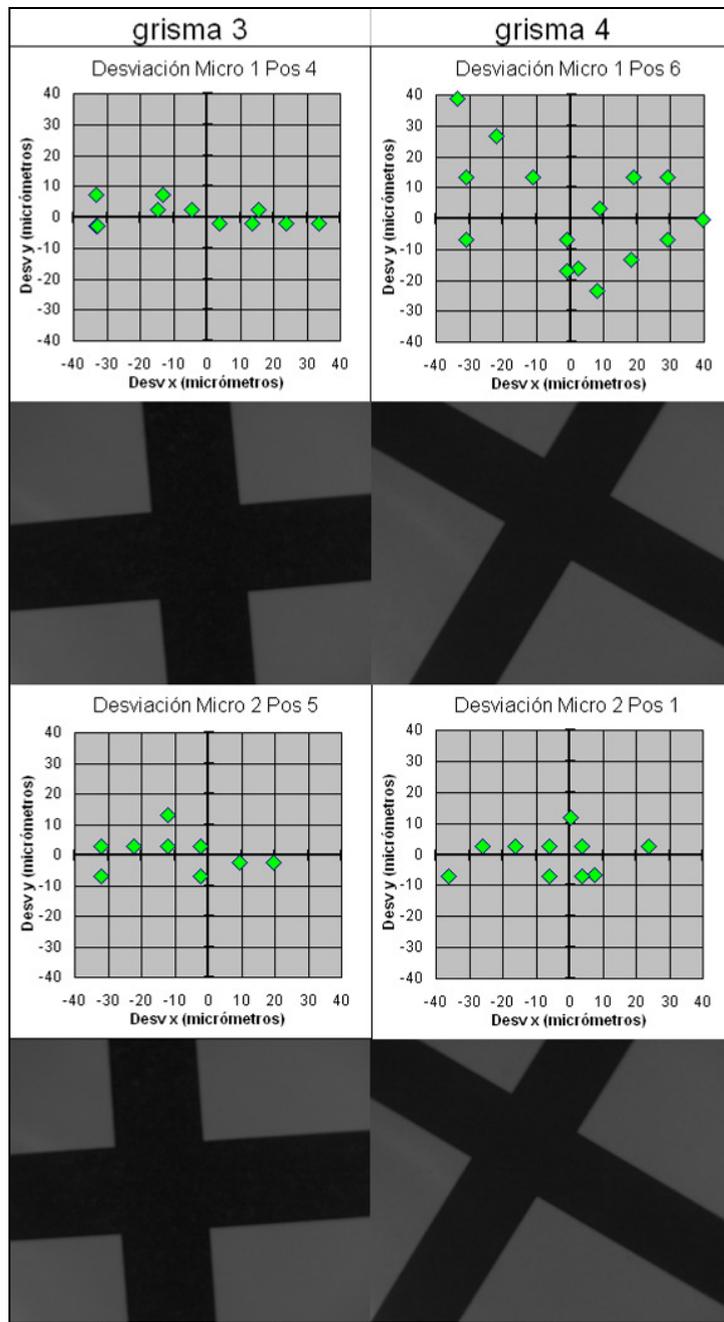


Figura 6-21 Desviación de la posición final de los simuladores de los grismas 3 y 4.

Los resultados de esos registros de amplitud de las rampas de activación (Figura 6-22 y Figura 6-23) dan una idea del comportamiento de los micro-interruptores y por tanto son una medida extra de la repetibilidad del sistema.

Al tener en cuenta la diferencia en pasos entre la activación y la desactivación, siendo la primera menos repetitiva y la segunda la única que se emplea en el funcionamiento de las ruedas, se concluye que los resultados son peores que la repetibilidad de cada micro-interruptor usando sólo el punto de desactivación, que es la significativa.

El micro-interruptor 1 tiene una banda de error de ± 17 micro-pasos, el 2 de ± 23 micro-pasos, y la especificación de ± 0.17 mrad en giro equivale a ± 10 micro-pasos.

Se percibe que la diferencia de precisión entre los dos micro-interruptores, ya detectada en la prueba G2 en caliente, (pese a que se intentó subsanar corrigiendo la distancia del brazo de activación del micro-interruptor 2) no se ha modificado. Al comprobar la diferencia en pasos entre el ancho de cada banda que miden los dos interruptores, se ve que es una diferencia prácticamente constante en todas las 6 marcas, el valor es de 359 ± 5 micro-pasos, siendo los anchos medidos por el micro-interruptor 2 mayores. Es decir el micro-interruptor 2 se activa más cerca de la zona de 45° de la rampa: efectivamente se mejoró la posición del brazo pero éste no era el factor limitante, el error es intrínseco a la calidad del micro-interruptor comercial.

A nivel operativo esto se traduce en que el micro-interruptor 1 será el ‘titular’ y el 2 será el suplente en la rueda de grismas.

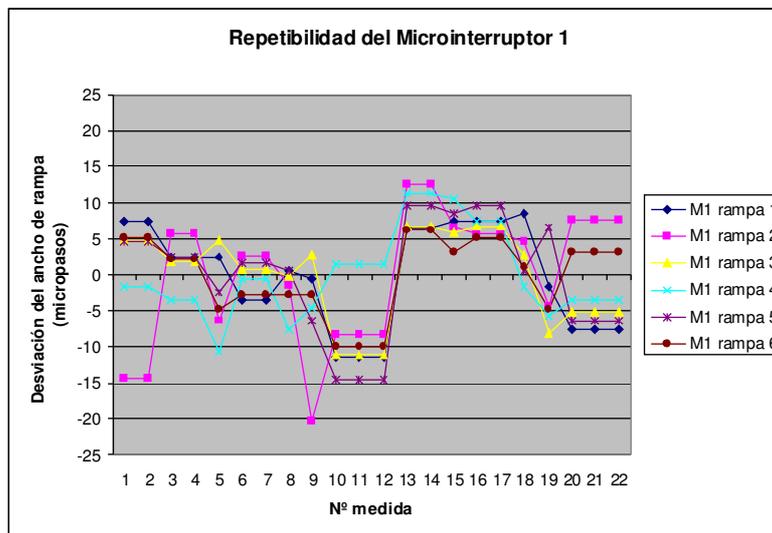


Figura 6-22 Repetibilidad de la activación y desactivación de los micro-interruptores en las rampas del contorno de la rueda (I)

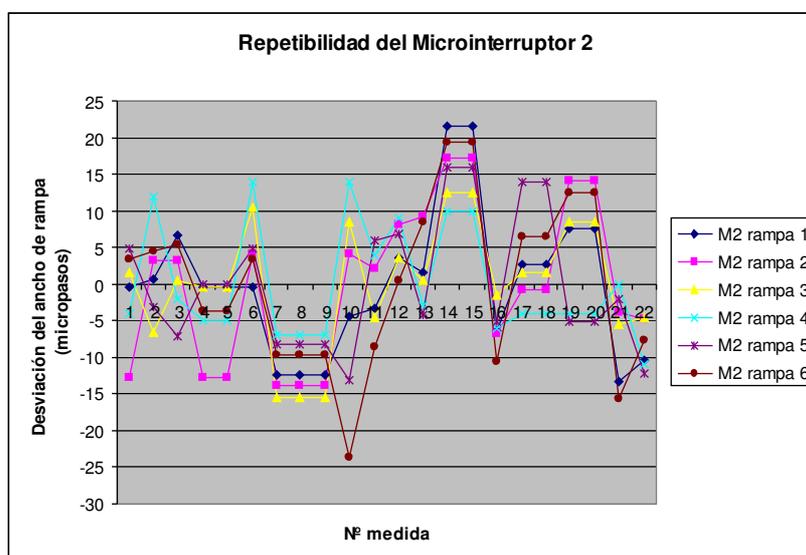


Figura 6-23 Repetibilidad de la activación y desactivación de los micro-interruptores en las rampas del contorno de la rueda (II)

Con estos resultados se dan por concluidas las pruebas y se da por válida la rueda de grismas.

6.4. CONCLUSIONES

Se han elaborado matrices de cumplimiento de especificaciones en las que se plasman los resultados de las pruebas de aceptación de las ruedas.

La validación de la rueda de filtros, menos crítica debido a las menores prestaciones exigidas a esta unidad, se ejecutó íntegramente a temperaturas criogénicas. Durante las pruebas se verificó la validez del sistema óptico de medida en cuanto a resolución alcanzable. Este aspecto era crítico para poder afrontar las pruebas de la rueda de grismas con garantías de fiabilidad en las medidas.

La repetibilidad de la rueda es de ± 0.45 mm empleando el micro-interruptor de respaldo, y de ± 0.22 mm con el micro-interruptor principal. El viñeteado se produciría a partir de los ± 4.5 mm. El cambio de filtros más lento (filtros diametralmente opuestos en la rueda) se ejecuta en 18 segundos, la especificación es de 2 minutos. El diseño de la rueda es lo suficientemente compacto y aligerado como para instalar 14 filtros (el mínimo especificado

eran 7) con un peso total de la unidad (21 kg) 6 veces inferior al máximo admisible.

Las pruebas de aceptación de la rueda de grismas fueron más extensas por lo crítico de esta unidad y por la exigencia de las especificaciones. Las pruebas se llevaron a cabo empleando simuladores de los grismas definitivos (la validación del comportamiento térmico ya se había asegurado con los grismas reales). Consistieron, en primer lugar, en la comprobación de los requerimientos de repetibilidad en giros parásitos, es decir los debidos a:

- Las limitaciones en la planicidad de los planos de asiento de los grismas (se midieron ± 0.04 mrad de inclinación máxima entre asientos, la especificación de alineado de la rueda son 0.17 mrad).
- Las deformaciones de la estructura de la rueda (bancada, rodamientos, disco) por efecto de la gravedad (se midieron ± 0.11 mrad de inclinación combinada en X e Y, las especificaciones individuales eran respectivamente ± 0.12 mrad y ± 0.06 mrad).
- Las imperfecciones de los rodamientos que provocan inclinaciones erráticas (± 0.2 mrad de inclinación combinada en X e Y frente a los ± 0.3 mrad y ± 0.2 mrad especificados).

Estas pruebas sólo se pudieron realizar a temperatura ambiente, porque el único sistema de medida con sensibilidad suficiente para ejecutarlas (*Laser Tracker*) realiza medidas por contacto físico con las piezas (y la rueda es inaccesible dentro del criostato cuando éste se cierra herméticamente para hacer vacío).

En cuanto a la comprobación de repetibilidad en giro de la rueda, esta prueba sí se realizó en condiciones criogénicas y se comprobó el cumplimiento de la especificación (± 0.17 mrad).

La rueda es capaz de cambiar entre grismas adyacentes en 7.5 segundos (se requerían 10 segundos máximo), y la reconfiguración más lenta (grismas diametralmente opuestos en el disco) se ejecuta en 27 segundos (se especificaban 2 minutos). La masa de la unidad es de 72 kg (grismas incluidos), por debajo del límite impuesto (125 kg).

Con estas pruebas se da por garantizada la funcionalidad de los dos mecanismos.

6.5. COMENTARIOS FINALES

Se han diseñado y probado con éxito frenos de fricción criogénicos fabricados con Al 6061T6 como material base, recubierto con un tratamiento cerámico con lubricación seca (Keronite + MoS₂). El empleo de esta aleación de aluminio como base y con dicho recubrimiento de espesor mínimo (10 micrómetros) como soporte de la lubricación seca, permite que la compatibilidad de los frenos con el resto de la estructura, a nivel de contracciones diferenciales y de conductividad térmica sea sensiblemente mejor que la alcanzable con materiales plásticos.

Estos sistemas de freno criogénico abren nuevas vías de diseño al permitir emplear superficies lubricantes bajo carga deslizante, cuando hasta la fecha la única solución viable en mecanismos criogénicos era la rodadura sobre pistas lubricadas. Discos cargados con 90 N, deslizando a 300 r.p.m. (0.63 m/s), resistieron al menos 30.000 revoluciones (3.77 km) con un coeficiente de fricción muy bajo y estable (0.04), a 77 K en vacío.

El nuevo concepto de superficie deslizante en condiciones criogénicas ha sido puesto a prueba en dos mecanismos de EMIR: la rueda de filtros, que lo incluye en su formato de cojinete de apoyo (soportando la masa móvil de la rueda); y la rueda de grismas, que lo emplea como freno sin función estructural.

En el desarrollo de las dos ruedas se ha conseguido afianzar los conocimientos adquiridos en proyectos anteriores del IAC, mejorando los diseños para adaptarlos a nuevos requerimientos más restrictivos. Nótese que la rueda de entrada de LIRIS, la rueda criogénica más grande fabricada hasta la fecha en el IAC, cargaba láminas metálicas de 3 gramos de masa. Cada uno de los grismas de EMIR, probablemente la rueda criogénica más pesada fabricada hasta la fecha en el mundo, carga cuatro ensamblajes ópticos sumamente frágiles, de 8.6 kg cada uno en promedio.

Con la redacción de esta Tesis se cumple objetivo de documentar la experiencia acumulada en el desarrollo de la instrumentación en el IAC.

7. CONCLUSIONS

This Chapter is a translation of the conclusions that can be found at the end of the previous Chapters 2.3, 3.4, 4.10, 5.5 and 6.4.

Chapter 2: Background and state of the art

The analysis of the mechanics of the cryogenic instruments in large telescopes worldwide has shown to be very useful in order to gather expertise and a knowledge database that can be applied to the mechanisms in EMIR.

There is enough documentation available in the internet and in the specialized publications (SPIE fundamentally) so as to have a global view of the design problems other instruments have struggled with. Nevertheless, the detail of how they actually solved them still remains a know-how heritage that is scarcely ever published.

There are accessible reports about certain commercial elements (cryogenic motors and small sized cryogenic bearings) that guarantee the functionality of such products. In these reports the use of commercial off-the-shelf products is strongly encouraged for the sake of reliability (price being a limiting factor).

Several teams have reported success in adapting commercial non-cryogenic elements to the vacuum and low temperature conditions: linear actuators, LVDTs, motors, harmonic and planetary gears, all of them common parts in precision mechanisms. The conversion process is purely handcraft, and in very few cases detailed information on the step by step procedure is available.

Accordingly, the IAC has progressively gained experience thanks to the trial and error process inherent to the development of advanced instruments like LIRIS. The cost of this experience is being high, both in time and budget, due to the costs associated to the development of prototypes, and the complexity of cryogenic systems.

No reference has been found on materials or material pairs that allow a sliding contact at cryogenic conditions (except for some plastics for low performance plain bearings). In particular no reference has been found regarding surface treatments of typical structural materials (steel, aluminium alloys) which prepare them to perform well in plane friction scenarios (there is only extensive information on treatments for rolling friction).

Neither exists documentation or relevant expertise on heavy cryogenic wheels which must be designed to turn 360°. The most common solution for heavy wheels is to limit their rotation range, which allows designers to install flexible thermal links between the moving mass and a cold bench.

There are no published studies on any attempt to employ plain bearings as a structural support and at the same time as an additional cooling path to overcome the limited thermal conductivity of cryogenic wheels' bearings.

Chapter 3: Specifications and Viability Study

The design requirements of the wheels have been studied, and the space envelopes available for the wheels in the optical bench of EMIR have been defined.

The technical solutions employed in LIRIS (toothed wheel disks, gearing with worm gears driven by commercial cryogenic stepper motors , and position control systems based on micro-switches) can be applied to EMIR wheels.

The main mechanical parameters (gear ratios, angular resolution, repeatability, available motor torque, thermal and structural behaviour) of these solutions have been checked against EMIR requirements.

The positive results shown in verification matrices 3.1 and 3.2 (Chapter 3.3.7) prove that the construction of the filter and grisms wheels of EMIR is feasible based on the aforementioned technical solutions.

There are several aspects which remain uncertain due to inexperience, and will require special attention:

- The performances of the cryogenic motors candidate to be used in the wheels need to be characterized. A test bench is proposed to check whether the data given by the manufacturer (Phyton) are reliable. The torque – speed charts Phyton provides are made with data registered at room temperature.
- As the availability of commercial cryogenic bearings is reduced, a market research will be carried out to identify potential vendors; and in parallel, the procedure to modify conventional bearings will be studied at IAC.

- The micro-switch mechanism in LIRIS has the drawback that, if it is not well calibrated, it may cause the sudden stop of the wheel. This is not admissible in the case of the grisms wheel, so the design must be improved.
- It still unclear how to achieve the adequate resistant torque in the grisms wheel: whether the torque produced by the preload of the bearings (mounted in a duplex arrangement as in LIRIS) will suffice, or a brake will be necessary.
- The cooling rate of the grisms wheel, that must achieve a temperature of 160 K in less than 96 hours, is critical. Due to the high mass of the grisms and the nature of their mountings (poorly conductive as the crystals are held by means of leaf springs) it is not sure that the goal can be achieved. A preliminar design of the wheel is necessary to study the case in more detail.

Chapter 4: Preliminar design and prototyping of the wheels

Several prototypes and test benches have been set up in order to individually test each of the subsystems of the wheels which may behave unexpectedly in vacuum and/or cryogenic temperatures: micro-switches, worm gear, bearings, motors and friction brakes.

A micro-switch mechanism has been conceived that improves the performances of the original designs from LIRIS, eliminating the possibility of impacts (critical aspect in the grisms wheel). It has been tested at room temperature and it has the repeatability that is required to match the specifications.

The worm gear concept from LIRIS has been redesigned, as commercial low cost cryogenic bearings (Bearing Works) have been found that fit into the design. The behaviour (resistant torque) of the worm assembly has been measured both at room temperatures and in cryogenics, with positive results (negligible resistant torque).

In the case of the bearings for the grisms wheel, a critical mechanism because of its mass and expected precision, several options have been analysed and an alternative to LIRIS' bearings (which could be valid for the filters wheel and are kept as a back up solution). A vendor (Champion Bearings) which sells cryogenic bearings of medium sizes at relatively low cost has been identified, and problems aroused with the bearings have been solved iteratively. However

the reliability of such bearings is not enough to have them installed in the final grisms wheel (even though they have proved being helpful to perform tests).

At least in the grisms wheel, it is not possible to trust the resistant torque required to that produced by the preloaded duplexed bearings. In order to reach the desired torque level, the preload that is required becomes excessive and the bearings fail. The only solution that is envisaged as appropriate in terms of cost and reliability, is a modification of stainless steel bearings (a stainless steel more resistant to corrosion than 100Cr6) replacing the ball cage with a Vespel SP3 separator.

The behaviour of Phytron's motors VSS 52 and VSS57 has been tested in cryogenic conditions, coupled to the aforementioned worm gear. In general the motor torque available at cryogenic temperatures is 60% of the torque claimed by the manufacturer. Even though, motor VSS 52 (used in LIRIS) is adequate for the filters wheel (it can provide the torque that is required in the wheel), and so does the VSS57 in the case of the grisms wheel.

Multiple combinations of surface treatments using Al 6061T6 as base material have been tested using a dedicated test bench. These treatments were potential candidates to allow the fabrication of cryogenic friction brakes. The characterization at cryogenic temperatures of two of these treatments (Nituff y Keronite + MoS₂) validates them, however Nituff (hard anodising + PTFE) has a friction coefficient that is too high, and therefore only Keronite + MoS₂ matches the requirements: low friction coefficient, vacuum compatibility, good thermal conductivity, stable behaviour and endurance within specifications. It is selected as the material for the brakes, pending the decision of whether it will support the wheel weight (acting as a plain bearing, loaded axially by an angular bearing) or will only be spring preloaded against the wheel (acting as an independent friction brake).

A prototype of the grisms wheel has been manufactured, which, employing an emergency brake system based in copper beryllium brushes, has been tested in cryogenic conditions. It has been demonstrated that the cool down times of the grisms' dummies are acceptable with this set up. However, the prototype could not be fully tested because the emergency brake system was not stable, and therefore was discarded as a solution.

Regarding the filters wheel, a prototype of the filters' holders has been conceived that allows the installation of new filters in the wheel without the

need to disassemble the wheel from the open instrument (EMIR dewar must be open to accomplish this operation).

Chapter 5: Final design, manufacturing and tuning of the wheels.

Thanks to the advances achieved with the prototypes, once the grisms were delivered to the IAC it was possible to close the designs of the wheels and launch their fabrication at the IAC's workshop.

When the final parts of the grisms wheel that allowed to test the bearing and the brake system were manufactured, wear tests were carried out on the mechanism. The tests, at room temperature, revealed the structural instability of the brakes acting as plain bearings, and a non-linear behaviour of the friction coefficient with respect to the normal contact loads. It was concluded that the friction brakes cannot operate as structural elements in the grisms wheel; and that this wheel shall have a support system built with duplexed angular contact bearings independent of the brake pads.

From the experience gained in the manipulation and modification of bearings, it was possible to transform a pair of precision bearings into cryogenic compatible elements, using VespeI SP3 cages to replace the originals.

This duplex was installed in the grisms wheel which, equipped with a Keronite + MoS₂ brake, underwent a cooling test with real grisms mounted on the wheel disk. The cooling time of the crystals was within specifications, and even though warming times exceeded the permissible limit, this is a problem that can be solved forcing EMIR warming through heaters and pressurizing the cryostat with nitrogen gas. Thereby, it has been demonstrated the viability of the grisms wheel from the thermal standpoint.

The grisms wheel worm drive had an unexpected failure due to lack of rigidity of the springs preloading the worm steel shaft. Unfortunately, two motors VSS 57 (the one used in the testing of the wheel prototype, and its replacement) were damaged. The fault was identified, and the springs were replaced. One lesson learned from this incident is that the grisms wheel must be rotated only in one sense (the one in which the forces on the worm do not reach the motor under an accidental jamming of the moving wheel disc).

The filter wheel was successfully tested (it met the design specifications in terms of repeatability) but the behaviour of the micro-switches was anomalous. Wheel position repeatability was measured at room temperature and

mismatches were only attributable to a poor quality of the electronic components.

In view of this uncertainty, it was decided to change the micro-switch units by other identical to LIRIS', with positive results. Repeatabilities expected were achieved and switch off ramps (the most repetitive, to be used to electronically identify 'home' positions of the mechanism) were smooth.

The optical system used for measuring wheel positions inside the EMIR test cryostat failed to provide sufficient resolution. In order to test the grisms wheel repeatability, high sensitivity is required and the measuring system was subjected to modification.

The wheels, once manufactured and painted with Nextel, were ready for acceptance testing.

Chapter6: Acceptance testing

Acceptance testing matrices have been developed to demonstrate measured results are in compliance with the specifications.

The validation of the filter wheel, less critical due to the lower performance requirements for this unit, has been fully implemented at cryogenic temperatures. During the tests the validity of the optical measurement system was verified in terms of achievable resolution. This aspect was critical to be able to prepare the grisms wheel tests with guaranteed reliability in the measurements.

The repeatability of the filters wheel is ± 0.45 mm using the back up micro-switch and ± 0.22 mm with the main micro-switch. The vignetting would only occur after ± 4.5 mm. The slowest change of filters (filters diametrically opposed on the wheel) is performed in 18 seconds, the specification is 2 minutes. The wheel design is compact and lightweight enough to install 14 filters (the minimum specified were 7) with a total unit weight (21 kg) 6 times less than the maximum allowable.

Acceptance testing of the grisms wheel was more extensive as the required specifications were more exigent. The tests were carried out using grisms

simulators (thermal behavioural validation had already been secured with the final grisms).

Tests consisted firstly in checking the repeatability requirements regarding parasitic rotations, i.e. due to:

- Limitations on the flatness of the planes of the grisms seats (maximum inclination measured between seats ± 0.04 mrad, the wheel alignment specification is 0.17 mrad).
- The deformation of the structure of the wheel (main frame, bearings, disk) due to gravity: measured tilt was ± 0.11 mrad (combined X and Y, individual specifications were respectively ± 0.12 mrad and ± 0.06 mrad).
- Bearings causing erratic inclinations, a ± 0.2 mrad maximum tilt was measured (combining X and Y tilts, versus ± 0.3 mrad and ± 0.2 mrad individual specifications).

These tests could only be performed at room temperature, because the only measurement system available which is sensitive enough to execute the measurements (the Laser Tracker) performs measurements by physical contact with the parts and the wheel is inaccessible inside the cryostat when it is sealed to achieve vacuum).

Secondly, the rotational repeatability test was conducted in cryogenic conditions and compliance with the specification was found (± 0.17 mrad).

The wheel is able to switch between adjacent grisms in 7.5 seconds (10 seconds maximum were required), and the slowest reconfiguration (grisms diametrically opposed on the wheel) runs in 27 seconds (2 minutes were specified). The mass of the unit is 72 kg (grisms included), below the limit imposed (125 kg).

With these tests the functionality of the two mechanisms is given for granted.

Final remarks

Cryogenic friction brakes have been designed and successfully tested: they are made of Al 6061T6 as the base material, coated with a dry lubricated ceramic treatment (Keronite + MoS₂). The use of this alloy as a base material, together with the thin ceramic layer (10 micrometers) to support the dry lubrication,

allows a compatibility with the rest of the structure (differential contractions and thermal conductivity) significantly better than that achievable with plastics.

These brake systems open new alternatives to cryogenic precision mechanisms' design, as they allow the use of lubricating surfaces sliding under load: to date the only viable solution in cryogenic mechanisms was rolling friction on lubricated tracks. Disks loaded with 90 N, sliding at rotational speeds of 300 r.p.m. (0.63 m/s), endured 30.000 revolutions (3.77 km) with a very low, stable friction coefficient (0.04), at 77 K and in vacuum.

The new concept of sliding surfaces under cryogenic conditions has been implemented on two mechanisms of EMIR: the filter wheel, which includes it in the format of a plain bearing (supporting the moving mass of the wheel) and the grisms wheel, which uses it as a brake without structural function.

The development of the two wheels has contributed to consolidate the knowledge acquired in previous infrared instruments built at the IAC, improving designs to suit more restrictive requirements. Note that the slit wheel in LIRIS, the largest cryogenic wheel made to date in the IAC, carries foils of 3 grams of mass. Each grism of EMIR, probably the heaviest cryogenic wheel made to date in the world, carries four extremely fragile optical assemblies, 8.6 kg each in average.

Last but not least, with the writing of this thesis the aim of contributing to document the experience gained in the instrumentation development at the IAC has also been fulfilled.