



Universidad del País Vasco
Euskal Herriko Unibertsitatea

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIEROS DE BILBAO
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**GUIADOS LUBRICADOS ACTIVOS PARA
MÁQUINAS HERRAMIENTA DE PRECISIÓN
BASADOS EN FLUIDOS MAGNÉTICOS Y
VÁLVULAS ADAPTATIVAS**

MEMORIA

presentada para optar al grado de Doctor por la UPV/EHU por

D. Harkaitz Urreta Prieto

Director de tesis: Prof. Dr. D. Luis Norberto López de Lacalle Marcaide

Codirector de tesis: Dr. D. Gorka Aguirre Rejado

Bilbao, 2017

TESIS DOCTORAL

**GUIADOS LUBRICADOS ACTIVOS PARA
MÁQUINAS HERRAMIENTA DE PRECISIÓN
BASADOS EN FLUIDOS MAGNÉTICOS Y
VÁLVULAS ADAPTATIVAS**

Presentada por:

D. Harkaitz Urreta Prieto

en el

Departamento de Ingeniería Mecánica

de la

Universidad del País Vasco – Euskal Herriko Unibertsitatea

para la obtención del grado de

Doctor Ingeniero Industrial

Dirigida por:

Prof. Dr. D. Luis Norberto López de Lacalle Marcaide

Dr. D. Gorka Aguirre Rejado

Bilbao, 2017

Ainhitz, Hanot, Lupita eta Maier-i

Eskerrak

Eskerrak ematerako orduan lehenik eta behin nire gurasoak aipatu nahi nituzke. Zuek eman didazue aukera, baliabideak eta laguntza heldu naizen toki honetara heltzeko. Aita, ama, lan honen emaitza zuen lorpen bat ere bada, bejondeizuela!

Ikerketa lan hau burutzeko laguntza asko izan dut, eta ibilbide honetan parte hartu duten pertsona guztiak aipatzea ez da erreza. Beraz, hasteko eta behin zuzendariak ekarriko ditut gogora: Gorka, Norberto, eskerrik asko aholku eta laguntzagaitik; eta batez ere azken hilabeteetan izan duzuen pazientiagaitik.

IK4-IDEKO-n burutu den proiektu bat izan da hau, eta bertakoak dira egunorokoan izan ditudan lankideak. Hasteko Rafa Lizarralde, departamendu burua. Proiektu hau ideia ahul bat besterik ez zenetik, zure laguntza eta konfidantza eman didazulako. Mila esker Rafa, lan honen amaierara heltzeko emandako baliabide guztiengaitik, orain zure txanda da! Proiektuaren atal ezberdinetan lankide benetan aipagarri batzuk ere izan ditut, eta berauek izendatu nahi nituzke: Zoltan Leicht, Mikel Gorostiaga, Xabier Aranzeta, Julen Cilla, Estebe Ucin eta Aitor Sanchez. Zuen denon esfortzuak eta kemenak txosten honetan bere arraztoa utzi dute, eskerrik asko.

Bestalde, proiektuaren atal batzuk inguruko lantaldeekin elkarlanera eraman naute. Horrela, aipatzekoak dira: KRAFFT-eko Pablo Aguirre, CIDETEC-eko Iñaki García, Nizako Unibertsitateko Pavel Kuzhir eta DANOBAT-eko Fernando Aranbarri, Modesto Larrañaga eta Aitor Zubiaurre. Eskerrik asko denoi zuen ahaleginagaitik.

Azkenik, nire gertukoak, etxeakoak... bufff, zer esan. Lan hau osatzeak eskatu duen esfortzua izugarria izan da, eta horretarako inguruko en ulermena ezinbestekoa izan dut, baita laguntza eta indarra ere. Maier, hor izan zaitut egunero, gau eta egun, azken hiru hitz hauen osotasunean. Familiaren pisua eta ardura zure gain hartu duzu, nik lan hau helmugararte eramateko. Bihotz-bihotzez eskerrik asko, maite zaitut, betiko!

Harkaitz Urreta

Resumen

El trabajo de investigación que se presenta en esta memoria ha tenido como objetivo avanzar en el conocimiento de guidos lubricados presurizados, tanto hidrostáticos, hidrodinámicos como en régimen híbrido. Se ha trabajado con fluidos convencionales y con fluidos magnéticos, lográndose en ambos casos prestaciones mejoradas con respecto a soluciones pasivas convencionales, y una respuesta activa avanzada.

En el desarrollo de lubricación basada aceites minerales convencionales, fluidos Newtonianos, se ha realizado una herramienta de cálculo con la que predecir el comportamiento de cojinetes radiales, axiales y guidos lineales; todo ello orientado a su uso durante la fase de diseño de máquinas herramienta. Los modelos se han validado mediante un nuevo banco de ensayos donde analizar los prototipos de cojinetes radiales. El nuevo banco de ensayos ha servido para aislar el comportamiento del cojinete radial a analizar con respecto al resto del sistema, efecto que en los bancos de ensayos clásicos limita su caracterización. Para finalizar con las soluciones de lubricación mediante fluidos convencionales se ha desarrollado una válvula adaptativa en base a diafragmas flexibles; y por otro lado, una solución de lubricación autocompensada basada en conductos internos en el propio guiado. Estos desarrollos han sido tanto teóricos, en base a modelos de fluidodinámica, como experimentales, con sendos bancos de ensayos.

El siguiente gran bloque de la investigación presentada en esta memoria se orienta al uso de fluidos magnéticos para la obtención de lubricación activa. Se ha trabajado con fluidos magnetoreológicos y ferrofluidos, donde tras realizar una actividad de síntesis para adquirir un conocimiento básico sobre su composición, se ha realizado una caracterización experimental en profundidad de dos fluidos comerciales; los dos fluidos que se han utilizado durante la investigación. Se ha desarrollado un modelo teórico apoyado con su respectivo banco de ensayos para el estudio de cojinetes radiales, tanto hidrodinámicos como hidrostáticos. Para estos últimos se han desarrollado también válvulas magnetoreológicas con las que controlar el caudal de alimentación. En esta investigación se ha comprobado la mejora de la linealidad en la lubricación hidrodinámica, así como la rigidez infinita con las válvulas magnetoreológicas controladas en lazo cerrado. Finalmente se ha desarrollado una junta de estanqueidad basada en fluidos magnéticos, donde los ferrofluidos han demostrado un comportamiento compatible con los requerimientos de cabezales de máquinas herramienta de precisión.

Índice

CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN	1
1.1 PREÁMBULO.....	1
1.2 MOTIVACION	3
1.3 OBJETIVOS GENERALES	5
1.4 METODOLOGÍA PARA EL DESARROLLO DEL PROYECTO DE TESIS DOCTORAL.....	6
1.5 ORGANIZACIÓN DE LA MEMORIA	7
CAPÍTULO 2 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA DE LUBRICACIÓN PRESURIZADA ACTIVA, VÁLVULAS ADAPTATIVAS Y FLUIDOS MAGNÉTICOS	9
2.1 INTRODUCCIÓN	9
2.2 ANTECEDENTES HISTÓRICOS	10
2.3 GUIADOS DE MÁQUINAS HERRAMIENTA MEDIANTE LUBRICACIÓN PRESURIZADA, HIDROSTÁTICA E HIDRODINÁMICA: MODELIZADO, CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y APLICACIONES	12
2.3.1 <i>Conceptos generales</i>	12
2.3.2 <i>Investigación y desarrollo tecnológico</i>	18
2.3.3 <i>Análisis de patentes</i>	27
2.4 LUBRICACIÓN CON FLUIDOS MAGNÉTICOS DE COJINETES PRESURIZADOS Y SU APLICACIÓN EN JUNTAS DE ESTANQUEIDAD: SINTESIS, CARACTERIZACIÓN Y APLICACIONES	28
2.4.1 <i>Conceptos generales:</i>	28
2.4.2 <i>Investigación y desarrollo tecnológico</i>	34
2.4.3 <i>Análisis de patentes</i>	40
CAPÍTULO 3 GUIADOS DE MÁQUINAS HERRAMIENTA MEDIANTE LUBRICACIÓN PRESURIZADA	41
3.1 INTRODUCCIÓN	41
3.2 ECUACIONES BÁSICAS DE GUIADOS CON LUBRICACIÓN PRESURIZADA.....	42
3.2.1 <i>Dinámica de fluidos</i>	42
3.2.2 <i>Lubricación hidrostática con restrictores pasivos</i>	45
3.2.3 <i>Lubricación hidrodinámica e híbrida</i>	50
3.3 HERRAMIENTA DE CÁLCULO DE GUIADOS CON LUBRICACIÓN PRESURIZADA.....	54
3.3.1 <i>Principales guiados para máquinas herramienta</i>	54
3.3.2 <i>Descripción de herramienta de cálculo desarrollada</i>	58
3.3.3 <i>Simulación con herramienta comercial, CFD</i>	65
3.4 DESARROLLO DE BANCOS DE ENSAYOS PARA COJINETES RADIALES HÍBRIDOS.....	71
3.4.1 <i>Banco de ensayos: cabezal de rectificadora</i>	72

3.4.2	<i>Nuevo banco de ensayos para cojinetes radiales</i>	80
3.4.3	<i>Ensayos experimentales, resultados de validación</i>	85
CAPÍTULO 4 VÁLVULAS DE LUBRICACIÓN ADAPTATIVAS Y SISTEMAS AUTOCOMPENSADOS		95
4.1	INTRODUCCIÓN	95
4.2	VÁLVULAS ADAPTATIVAS MEDIANTE DIAFRAGMA METÁLICO FLEXIBLE	96
4.2.1	<i>Modelizado de válvula</i>	96
4.2.2	<i>Diseño y fabricación de una válvula para cojinetes hidrostáticos</i>	100
4.2.3	<i>Ensayos de validación experimental</i>	104
4.3	SISTEMA DE LUBRICACIÓN AUTOCOMPENSADA	107
4.3.1	<i>Modelizado de lubricación hidrostática autocompensada</i>	108
4.3.2	<i>Diseño y fabricación de guiado lineal hidrostático</i>	112
4.3.3	<i>Ensayos de validación experimental</i>	114
CAPÍTULO 5 LUBRICACIÓN ACTIVA MEDIANTE FLUIDOS MAGNÉTICOS...		121
5.1	INTRODUCCIÓN	121
5.2	FLUIDOS MAGNÉTICOS: SÍNTESIS Y CARACTERIZACIÓN	123
5.2.1	<i>Sintetización de fluidos magnéticos</i>	124
5.2.2	<i>Caracterización experimental de fluidos magnéticos</i>	128
5.3	DESARROLLO DE VÁLVULA MAGNETOREOLÓGICA	134
5.3.1	<i>Válvula magnetoreológica básica, modelo y prototipo</i>	134
5.3.2	<i>Válvula MR para cojinetes híbridos</i>	141
5.4	LUBRICACIÓN PRESURIZADA ACTIVA CON FLUIDOS MAGNETOREOLÓGICOS	144
5.4.1	<i>Modelo de lubricación hidrodinámica con fluido MR</i>	145
5.4.2	<i>Modelo de lubricación hidrostática con fluido MR</i>	151
5.4.3	<i>Simulaciones magnéticas del conjunto eje-cojinete</i>	152
5.4.4	<i>Simulaciones CFD de cojinetes híbridos</i>	155
5.5	BANCO DE ENSAYOS PARA COJINETES ACTIVOS CON LUBRICACIÓN MAGNÉTICA.....	157
5.6	RESULTADOS EXPERIMENTALES	161
5.6.1	<i>Resultados hidrodinámicos</i>	161
5.6.2	<i>Comportamiento hidrostático</i>	163
5.6.3	<i>Ensayos de desgaste</i>	165
CAPÍTULO 6 JUNTAS DE ESTANQUEIDAD BASADAS EN FLUIDOS MAGNÉTICOS		169
6.1	INTRODUCCIÓN	169
6.2	MODELIZACIÓN DE JUNTA DE ESTANQUEIDAD CON SIMULACIÓN MAGNÉTICA.....	171
6.2.1	<i>Diseño del anillo laberinto con simulación magnética</i>	172
6.2.2	<i>Capacidad de presurización de fluidos magnéticos</i>	174
6.3	DISEÑO DE BANCO DE ENSAYOS Y PROTOTIPO	176
6.4	RESULTADOS EXPERIMENTALES	179
6.4.1	<i>Análisis del par de rozamiento</i>	179
6.4.2	<i>Estanqueidad de juntas basadas en fluidos magnéticos</i>	180

CAPÍTULO 7 CONCLUSIONES GENERALES Y LÍNEAS FUTURAS.....	187
7.1 CONCLUSIONES	187
7.2 LÍNEAS FUTURAS	190
BIBLIOGRAFÍA	193

Lista de figuras

Figura i - Guiados lubricados en cabezales: a) Arquitectura tipo de un cabezal con cojinetes radiales y axiales, b) presión hidrostática y c) efecto hidrodinámico.	xxviii
Figura ii – Cojinetes radiales: a) cavidad múltiple b) apoyo múltiple.....	xxx
Figura iii - Guiado lubricado en carros hidrostáticos: a) Arquitectura tipo de un carro lineal de máquina herramienta con patines opuestos, b) presión hidrostática en un patín simple, y c) presión hidrostática en un patín opuesto.....	xxx
Figura iv - Detalle de patín hidrostático, descripción de los elementos y las variables.....	xxxiii
Figura v - Detalle de cojinete radial, descripción de los elementos y las variables...	xxxiii
Figura 1-1 Curva de Stribeck, condiciones básicas de lubricación de guiados	2
Figura 2-1 Inicios ancestrales de aplicaciones tribológicas en desarrollos de la humanidad: (a) movimiento de grandes masas mediante elementos rodantes, año 500 A.C., (b) primer rodamiento ideado por Leonardo da Vinci (finales s.XV), y c) cojinetes de bronce con lubricación de aceites en máquinas de vapor(s.XIX), (Frêne et al. 1990).....	10
Figura 2-2 Hito principal de la lubricación moderna, a) banco de ensayos de ejes de ferrocarril con toma de presión circunferencial (van Beek 2004), y b) extracto del artículo de Osborne Reynolds sobre la modelización del lubricante en cojinetes.	11
Figura 2-3 Fluido magnético frente a un campo magnético externo, a) partículas en suspensión y b) partículas alineadas con el campo magnético formando cadenas.....	29
Figura 2-4 Detalle de las partículas que conforman un fluido magnético: Partícula (micrométrica o nanométrica), surfactante, fluido portador y dipolo magnético.	30
Figura 3-1 Elemento diferencial de fluido.....	42
Figura 3-2 Esquema de la geometría de un cojinete.	44
Figura 3-3 Esquema de la geometría de un patín hidrostático lineal.	45
Figura 3-4 Distribución de presión en el ancho del patín hidrostático.	46
Figura 3-5 Esquema de un restrictor capilar laminar.....	47
Figura 3-6 Esquema de un restrictor orificio turbulento.....	48
Figura 3-7 Esquema de un cojinete radial de cuatro cavidades descentrado.	49
Figura 3-8 Representación gráfica del principio de “resistencias hidráulicas”, a) esquema de una cavidad, y b) esquema general del cojinete radial.	49

Figura 3-9 Distribución de presión en un cojinete radial con la solución de Sommerfeld.	52
Figura 3-10 Distribución de presión con la solución de Gumble.....	52
Figura 3-11 Distribución de presión con la solución de Reynolds.....	54
Figura 3-12 Imagen de guías y patines hidrostáticos lineales, con aplicación en carros de traslación de torno vertical.....	55
Figura 3-13 Cálculo de guías lineales hidrostáticas.	55
Figura 3-14 Imagen de plato hidrostático y aplicación en torno vertical.....	56
Figura 3-15 Cálculo de cojinetes de empuje hidrostáticas, mesa rotatoria.	56
Figura 3-16 Imagen de cojinete radial de lubricación híbrida para cabezales.....	57
Figura 3-17 Cálculo de cojinetes radial híbrido: hidrostático-hidrodinámico.....	57
Figura 3-18 Esquema general de la resolución del campo de presiones.....	58
Figura 3-19 Variables de entrada y salida para la función de modelizado hidrodinámico.	59
Figura 3-20 Discretización de la superficie donde calcular la presión hidrodinámica.	59
Figura 3-21 Variables de entrada y salida para la función de cálculo de resistencia hidráulica en el restrictor.	60
Figura 3-22 Esquema general de la obtención comportamiento restrictores.....	61
Figura 3-23 Variables de entrada y salida para la función cálculo de viscosidad	61
Figura 3-24 Variables de entrada y salida para la función de potencia fricción.	61
Figura 3-25 Esquema general de la obtención comportamiento restrictores.....	62
Figura 3-26 Variables de entrada y salida para la función presión en cavidades.	62
Figura 3-27 Variables de entrada y salida para la función cálculo de la presión hidrostática total en el cojinete,	63
Figura 3-28 Esquema de cojinete hidrostático desarrollado de cuatro cavidades.	63
Figura 3-29 Variables de entrada y salida para la función cálculo de fuerza	64
Figura 3-30 Representación gráfica de un cojinete hidrostático trabajando en régimen híbrido con efecto hidrodinámico.	64
Figura 3-31 Modelo de cojinete radial híbrido con restrictores capilares.....	66
Figura 3-32 Resultados de modelos con diferente densidad de malla, comparación con resultado analítico.....	67
Figura 3-33 Resultados de modelizado en la superficie del land, tamaño de elemento mínimo necesario.....	67
Figura 3-34 Resultados presión sobre el cojinete, a) valores originales con presión negativa absoluta, y b) presión con condición de Gumble.....	69
Figura 3-35 Resultados de carga hidrostática ($\Omega=0$ rpm).....	70
Figura 3-36 Resultados de carga hidrodinámica ($\Omega=1000$ rpm).....	70
Figura 3-37 Banco de ensayos para cabezales de rectificado con lubricación presurizada, hidrostática e híbrida.	72

Figura 3-38	Proceso de inyección de pasta para la replicación de cojinetes.....	73
Figura 3-39	Esquema de cojinetes radiales y axiales en el cabezal prototipo.....	74
Figura 3-40	Sondas de temperatura y su ubicación en el cabezal.....	76
Figura 3-41	Sondas de presión y caudal utilizadas en los ensayos.....	77
Figura 3-42	Sondas de desplazamiento y su ubicación en el cabezal.	77
Figura 3-43	Célula de carga y utillaje de carga.....	77
Figura 3-44	Resultados de cojinete radial HIDROSTÁTICO, a) caudal de lubricante que fluye por el cojinete, b) incremento de temperatura del fluido, c) Potencia consumida y d) rigidez del cojinete.	78
Figura 3-45	Resultados del cojinete radial HÍBRIDO; a) caudal de lubricante que fluye por el cojinete, b) incremento de temperatura del fluido, c) Potencia consumida y d) rigidez del cojinete.....	79
Figura 3-46	Esquema general del conjunto eje/cojinete del banco de ensayos.....	81
Figura 3-47	Vista del motor eléctrico que acciona el eje del banco de ensayos con su propia bancada.....	82
Figura 3-48	Mecanismo para la aplicación de fuerza en el cojinete, precarga fija y ensayos de rigidez.....	82
Figura 3-49	Detalle del mecanismo para la aplicación de carga	83
Figura 3-50	Monitorización con sodas de temperatura, presión y desplazamiento.....	83
Figura 3-51	Montaje de cojinete radial para la inyección de pasta.....	84
Figura 3-52	Vista del cuerpo de cojinete en forma octaédrica, alineación de fuerza con cavidades de cojinete.	84
Figura 3-53	Vistas generales del banco de ensayos para cojinetes radiales.....	85
Figura 3-54	Restrictor de orificio.....	86
Figura 3-55	Restrictor capilar	86
Figura 3-56	Banco de ensayos de cojinetes radiales, ensayos iniciales.	87
Figura 3-57	Capacidad de carga y rigidez de cojinete, restrictores de orificio a 0rpm.....	88
Figura 3-58	Capacidad de carga y rigidez de cojinete, restrictores capilares a 0rpm.....	89
Figura 3-59	Capacidad de carga y rigidez de cojinete, restrictores orificio a 1000rpm.	89
Figura 3-60	Capacidad de carga y rigidez de cojinete, restrictores capilar a 1000rpm.	90
Figura 3-61	Capacidad de carga y rigidez de cojinete, restrictores orificio a 2000rpm.	91
Figura 3-62	Capacidad de carga y rigidez de cojinete, restrictores capilar a 2000rpm.	91
Figura 3-63	Capacidad de carga y rigidez de cojinete, restrictores orificio a 3000rpm.	92

Figura 3-64 Capacidad de carga y rigidez de cojinete, restrictores capilar a 3000rpm.	93
Figura 4-1 Esquema de válvula adaptativa alimentando un cojinete radial sin carga.	96
Figura 4-2 Esquema de válvula adaptativa basada en diafragma elástico alimentando un cojinete radial con carga aplicada.....	97
Figura 4-3 Caudal adimensional de un cojinete alimentado con válvula de diafragma.....	99
Figura 4-4 Carga adimensional de un cojinete alimentado con válvula de diafragma.....	99
Figura 4-5 Diagrama de bloques para el cálculo de geometría en válvulas hidrostáticas de diafragma.	101
Figura 4-6 Vista en corte del diseño de válvula de diafragma realizado en el proyecto, y esquema de funcionamiento con respecto a la alimentación de un cojinete radial.....	102
Figura 4-7 Detalle del diseño del paso central anular del aceite, restricción de entrada para el lubricante.	103
Figura 4-8 Descripción de la válvula de diafragma desarrollada en el proyecto.....	104
Figura 4-9 Fotografías de las dos válvulas de diafragma, montado y conjunto de piezas.	104
Figura 4-10 Fotografía de los ensayos experimentales de lubricación hidrostática con válvulas adaptativas.	105
Figura 4-11 Datos de los ensayos realizados en cojinete hidrostático a 5, 10 y 20bar sin velocidad de giro, 0rpm.....	106
Figura 4-12 Resultados de la comparativa de restrictores pasivos (capilar y orificio) con válvulas adaptativas de diafragma flexible.	107
Figura 4-13 Esquema de funcionamiento de un guiado lineal con lubricación hidrostática autocompensada, general.	108
Figura 4-14 Esquema de funcionamiento de un guiado lineal con lubricación hidrostática autocompensada, vista de detalle del circuito interno.	109
Figura 4-15 Esquema de acotación y variables de diseño de patín hidrostático autocompensado.....	110
Figura 4-16 Resultados de la rigidez de una pareja de patines hidrostáticos opuestos, patines del banco de ensayos.....	111
Figura 4-17 Figuras del diseño del banco de ensayos para guiado hidrostático lineal con sistema de autocompensación.	112
Figura 4-18 Diseño de los patines hidrostáticos autocompensados.....	112
Figura 4-19 Detalles del diseño del banco de ensayos, a) dimensionamiento de la zona de restricción, y b) ajuste de holgura mediante arandelas rectificadas.	113
Figura 4-20 Imágenes del banco de ensayos fabricado para la validación del sistema hidrostático autocompensado.	114

Figura 4-21 Detalles del banco de ensayos, a) guías regla/contraregla, y b) sujeción rectificadora y rodaje.	114
Figura 4-22 Esquema de la sensorización lleva a cabo al banco de ensayos de guía hidrostática autocompensada, a) carga vertical y b) carga horizontal	115
Figura 4-23 Imagen del montaje completo para ensayos de carga vertical, a) fotografía de los ensayos verticales, y b) disposición de cuatro sensores verticales, control giros.	116
Figura 4-24 Resultados de rigidez vertical en guía hidrostática.	116
Figura 4-25 Resultados de rigidez horizontal en guía hidrostática.	117
Figura 4-26 Diseño general de un patín hidrostático autocompensado equivalente a guiado de rodadura de tamaño 45.	118
Figura 4-27 Contraregla de patín hidrostático autocompensado, detalle del sistema.	118
Figura 4-28 Diseño de un carro de rectificadora cilíndrica basado en patines hidrostáticos autocompensados.	119
Figura 4-29 Imagen de un carro de rectificadora hidrostático.....	119
Figura 5-1 Esquema de cojinete radial híbrido activo con lubricación mediante fluidos magnéticos.	122
Figura 5-2 Esquema de la síntesis de las partículas de magnetita, (Charles 2002).	125
Figura 5-3 Imágenes de las partículas de magnetita, a) tras la coprecipitación, y b) partículas funcionalizadas, limpias y listas para su uso.....	125
Figura 5-4 Esquema del proceso de fabricación de un ferrofluido básico.	126
Figura 5-5 Micrografía SEM de las partículas de magnetita.....	126
Figura 5-6 Caracterización AFM de las partículas de magnetita, a) micrografía en modo topografía, y b) distribución del tamaño de partículas.....	127
Figura 5-7 Caracterización FT-IR de dos ferrofluidos, a) magnetita sintetizada en medio básico y b) maghemita sintetizada en medio ácido.	128
Figura 5-8 Modelos de comportamiento reológico de fluidos Newtonianos y no-Newtonianos.....	129
Figura 5-9 Respuesta de la viscosidad base del fluido frente a la variación de temperatura, y coeficiente pseudo-plástico del fluido MR.	130
Figura 5-10 Respuesta de la viscosidad base del fluido y el esfuerzo cortante plástico frente al campo magnético aplicado en el fluido MR.	131
Figura 5-11 Respuesta de la viscosidad del ferrofluido frente al campo magnético y la temperatura del fluido.	131
Figura 5-12 Equipo utilizado para la caracterización de los fluidos magnéticos, a) magnetómetro y equipos auxiliares de alimentación, y b) ferrofluido bajo campo magnético en el electroimán.....	132
Figura 5-13 Caracterización magnética, curva B-H.....	133
Figura 5-14 Caracterización magnética, permeabilidad de los fluidos.....	133
Figura 5-15 Esquema del modo de funcionamiento de válvula MR.	134

Figura 5-16 Esquema de la válvula magnética proyectada.	135
Figura 5-17 Esquema de los tres modos en los que se comporta el fluido MR en una válvula MR de paredes paralelas.	136
Figura 5-18 Esquema de distribución de velocidad de un fluido MR con densidad de flujo magnético no lineal.	137
Figura 5-19 Diseño del banco de ensayos y prototipo de válvula MR, a) vista en corte de válvula MR, y b) vista general de banco de ensayos	138
Figura 5-20 Imágenes del banco de ensayos de válvulas MR con todas sus partes funcionales.	138
Figura 5-21 Resultados del ensayo con holgura de 1mm entre polos.	139
Figura 5-22 Resultados del ensayo con holgura de 2mm entre polos.	140
Figura 5-23 Resultados del ensayo con holgura de 3mm entre polos.	140
Figura 5-24 Diseño de válvula MR para lubricación hidrostática, a) vista del conjunto y b) vista en corte con las principales cotas de su geometría.....	141
Figura 5-25 Imagen de las cuatro válvulas MR fabricadas para el proyecto.....	142
Figura 5-26 Simulación del campo magnético generado por las bobinas de la válvula. Definición de los cinco puntos de control para comparar resultados.....	142
Figura 5-27 Resultados del campo magnético en los puntos de control.	143
Figura 5-28 Resultados de simulaciones CFD en válvula MR, a) presión en las cavidades y b) velocidad del fluido en la válvula MR.....	143
Figura 5-29 Comparativa de resultados en válvula MR, teórico frente a experimental.....	144
Figura 5-30 Esquema de cojinete hidrodinámico con sus principales variables.	146
Figura 5-31 Distribución de velocidad y presión hidrodinámica con fluido Newtoniano.	147
Figura 5-32 Distribución de velocidad y presión con fluido no-Newtoniano.	148
Figura 5-33 Detalle de la distribución de velocidad y esfuerzo cortante en una sección del cojinete hidrodinámico.....	149
Figura 5-34 Esquema de discretización de cojinete hidrodinámico	150
Figura 5-35 Malla 3D para la simulación del fluido MR en lubricación hidrodinámica de un cojinete radial, representación desarrollada $0 \rightarrow 2\pi$ y $-L/2 \rightarrow +L/2$	150
Figura 5-36 Solución gráfica del cálculo hidrodinámico, a) distribución de presión en el conjunto eje/cojinete, y b) gradiente de presión circunferencial. ...	150
Figura 5-37 Formación de fluido MR semisólido en régimen hidrodinámico.....	151
Figura 5-38 Esquema de lubricación hidrostática en cojinete radial híbrido.....	151
Figura 5-39 Esquema de cojinete hidrodinámico con polos magnéticos.	152
Figura 5-40 Esquema general del conjunto magnético con los planos de corte para el análisis de la intensidad magnética.	153

Figura 5-41 Densidad del flujo magnético en el conjunto eje-cojinete, corte (a).....	153
Figura 5-42 Densidad del flujo magnético en el fluido, sección (c).....	154
Figura 5-43 Comprobación del campo magnético generado en el interior del cojinete mediante un gaussmetro manual,.....	154
Figura 5-44 Diseño de cojinete radial híbrido con sus principales dimensiones.	155
Figura 5-45 Esquema de aplicación de fuerza en modelo de cojinete híbrido en CFD.	156
Figura 5-46 Distribución de presión en el cojinete, hidrostática e híbrida.....	156
Figura 5-47 Campo de presiones sobre el cojinete, a) fuerza alineada o b) a 45º.....	157
Figura 5-48 Esquema de banco de ensayos para cojinetes radiales lubricados con fluidos MR	158
Figura 5-49 Vista general del banco de ensayos para cojinetes híbridos activos.	158
Figura 5-50 Imagen del conjunto de banco de ensayos y prototipo de cojinete híbrido.	159
Figura 5-51 Imagen del conjunto de prototipo de cojinete híbrido.	159
Figura 5-52 Imagen de detalle del anillo de refrigeración del cojinete híbrido activo, temperatura estabilizada con recirculación de agua corriente.....	160
Figura 5-53 Esquema de control de las válvulas MR en el cojinete híbrido activo.....	160
Figura 5-54 Resultados de trayectoria de eje-cojinete, 50rpm.	161
Figura 5-55 Resultados de trayectoria de eje-cojinete, 200rpm.	162
Figura 5-56 Capacidad de carga de eje-cojinete hidrodinámico activo, 50rpm.....	162
Figura 5-57 Capacidad de carga de eje-cojinete hidrodinámico activo, 200rpm.....	163
Figura 5-58 Capacidad de carga de cojinete híbrido con lubricación activa	164
Figura 5-59 Respuesta en el tiempo del cojinete híbrido activo alimentado con cuatro válvulas MR.	165
Figura 5-60 Ensayo de rugosidad y desgaste, puntos de control; a) cojinete y b) eje.	166
Figura 5-61 Resultados de rugosidad en el eje, a) Ra y b) Rz.....	166
Figura 5-62 Resultados de rugosidad en el cojinete, a) Ra y b) Rz.....	167
Figura 6-1 Esquema general del prototipo de junta de estanqueidad basada en fluidos magnéticos.	170
Figura 6-2 Distribución de densidad de flujo magnético para diferentes geometrías en los anillos de la junta: a) junta plana, sin anillos, b) anillo cuadrado, c) anillo en diente de sierra, y d) anillos triangulares.	172
Figura 6-3 Modelo magnético de junta de estanqueidad con detalle de malla.	173
Figura 6-4 Magnetización del fluido e intensidad del campo magnético aplicado, cálculo de presurización de ferrofluido (Ecuación 6-1)	175
Figura 6-5 Banco de ensayos de junta de estanqueidad basada en fluidos magnéticos.....	176

Figura 6-6 Vista en corte del prototipo de junta de estanqueidad, con las principales dimensiones de su geometría.....	177
Figura 6-7 Esquema de junta de estanqueidad basada en fluidos magnéticos, descripción de partes y representación de las líneas de campo magnético.	178
Figura 6-8 Imagen del conjunto de piezas que conforman la junta de estanqueidad.	178
Figura 6-9 Par de fricción en la junta para diferentes fluidos a 100rpm.	179
Figura 6-10 Imagen del banco de ensayos para la caracterización de prototipos de juntas con fluidos magnéticos.	180
Figura 6-11 Resultados experimentales de la junta con fluido MR.	181
Figura 6-12 Resultados experimentales de la junta con fluido MR diluida al 30%.	181
Figura 6-13 Capacidad de presurización de un anillo magnético con ferrofluido de FERROTEC APG s10n.....	183
Figura 6-14 Capacidad de presurización de junta con ferrofluidos, en reposo 0rpm.....	184
Figura 6-15 Capacidad de presurización de junta con ferrofluidos, a 50rpm.....	184
Figura 6-16 Capacidad de presurización de junta con ferrofluidos, a 100rpm.	185

Lista de tablas

Tabla 2-1	Tabla resumen de prestaciones generales de sistemas de guiados para máquinas herramienta.	13
Tabla 3-1	Parámetros de cálculo para la resolución por diferencias finitas de la presión hidrodinámica en el cojinete radial.	59
Tabla 3-2	Parámetros rigidez de la dinámica del cojinete	65
Tabla 3-3	Parámetros amortiguamiento de la dinámica del cojinete	65
Tabla 3-4	Características de cojinete híbrido analizado en CFD	69
Tabla 3-5	Geometría de cojinete HIDROSTÁTICO.....	75
Tabla 3-6	Geometría de cojinete HÍBRIDO.	75
Tabla 3-7	Conceptos básicos del nuevo banco de ensayos para cojinetes radiales.....	80
Tabla 3-8	Dimensiones de cojinetes estudiados en el banco de ensayos.	86
Tabla 3-9	Parámetros que se han variado durante los ensayos.....	87
Tabla 4-1	Hoja de cálculo de válvulas adaptativas de diafragma metálico.....	101
Tabla 4-2	Cotas definidas para el diseño de válvula de diafragma de cojinete radial hidrostático e híbrido.	103
Tabla 4-3	Resumen de condiciones de ensayos con válvulas de diafragma.	105
Tabla 4-4	Hoja de cálculo de guiados hidrostáticos autocompensados	111
Tabla 4-5	Cotas nominales de las principales variables de diseño del patín hidrostático autocompensado	113
Tabla 5-1	Características general del conjunto eje-cojinete.	152
Tabla 6-1	Resultados de simulaciones magnéticas en juntas de estanqueidad, valores de campo (T).....	173
Tabla 6-2	Tabla resumen de resultados de la capacidad de presurización de la junta de estanqueidad basada en fluido magnetoreológico.....	182
Tabla 6-3	Tabla resumen de resultados de la capacidad de presurización de la junta de estanqueidad basada en ferrofluidos.	183

Lista de acrónimos

FEM:	Método de los elementos finitos, de sus siglas en inglés.
CAD:	Diseño asistido por computación, de sus siglas en inglés.
CAE:	Simulación numérica asistida por ordenador, de sus siglas en inglés.
CFD:	Computación de fluidodinámica.
MR:	Magnetoreológico.
MRF:	Fluido magenetoreológico.
FF:	Ferrofluido
LAND:	Superficie de holguraA circunferencial a la cavidad

Definiciones básicas

Debido a que prácticamente toda la bibliografía existente en relación a la lubricación hidrostática e hidrodinámica (tanto convencional como activa) está publicada en inglés, se considera oportuno realizar unas definiciones básicas en castellano para equipararlas a la bibliografía consultada.

- **Guiados de lubricación presurizada:** Se trata de aquellos guiados donde existe un lubricante presurizado entre las dos piezas con movimiento relativo evitando así el contacto, la fricción y el desgaste. Esta presión se puede producir por dos motivos: una presurización externa mediante un sistema de bombeo a alta presión, o debido a la velocidad relativa de movimiento y la geometría del propio guiado. Cuando se trata de un bombeo externo a alta presión se denomina *lubricación hidrostática*, cuando la presión es debida a la velocidad del guiado se denomina *lubricación hidrodinámica*, y en el caso de una combinación de ambos casos *lubricación híbrida*. Por otro lado, los guiados de lubricación presurizada que se estudian en esta investigación son de dos tipos: rotacionales y lineales. Los apoyos de los guiados de rotación se denominan *cojinetes radiales* o *cojinetes axiales*, según sea el grado de libertad que restrinjan. En los guiados lineales el apoyo se denomina patín, que puede ser patín simple o patines opuestos.

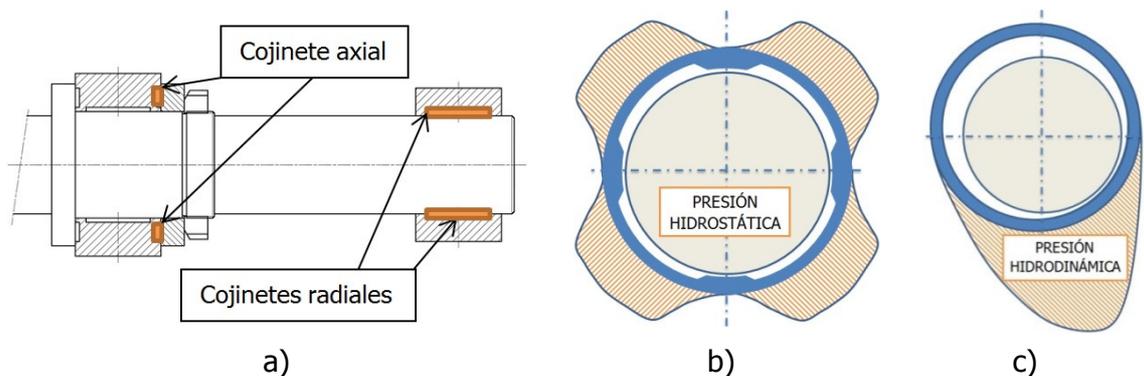


Figura i - Guiados lubricados en cabezales: a) Arquitectura tipo de un cabezal con cojinetes radiales y axiales, b) presión hidrostática y c) efecto hidrodinámico.

- **Lubricación hidrostática:** La lubricación hidrostática es aquella donde el fluido se presuriza mediante una bomba hidráulica externa a una presión elevada, suficiente para generar la capacidad de carga y rigidez necesaria por el sistema. Estas propiedades, disponibles desde velocidad nula, dependen de

los *restrictores* que se utilicen para controlar el caudal y la presión en las cavidades.

- **Lubricación hidrodinámica:** La lubricación hidrodinámica es aquella donde el fluido se presuriza gracias a la velocidad relativa de las partes móviles, la geometría del sistema y las propiedades reológicas del lubricante que se utilice. Este lubricante se bombea a baja presión, con el caudal suficiente para refrigerar el sistema, pero en definitiva a una presión muy inferior a la necesaria para soportar la carga. A baja velocidad los guiados basados en este tipo de lubricación carecen de rigidez ni capacidad de carga, y por tanto durante las fases de arranque y parada existe contacto y desgaste.
- **Lubricación híbrida:** La lubricación híbrida es una combinación de la lubricación hidrostática e hidrodinámica. Se sacrifica parte de la capacidad que podría tener un guiado hidrostático de un tamaño equivalente para dotarle de una capacidad hidrodinámica a velocidad nominal de trabajo. La solución resultante dispone de unas prestaciones superiores a la que se obtendrían con una lubricación hidrostática a la misma velocidad de operación; y además, en reposo (velocidad nula) presenta la suficiente rigidez y capacidad de carga para evitar el contacto.
- **Cojinete:** Los cojinetes son los elementos que se utilizan para el guiado de ejes y en general mecanismos de rotación. En este trabajo se estudiarán los *cojinetes radiales* trabajando en lubricación hidrodinámica, hidrostática e híbrida con lubricantes convencionales y con *fluidos magnéticos*.
- **Cojinete radial:** Los cojinetes radiales son aquellos que restringen el movimiento radial de los rotores. Entre los cojinetes radiales se pueden identificar los *cojinetes de apoyo múltiple* o los *cojinetes de cavidad múltiple*.
- **Cojinete axial:** Los cojinetes axiales son aquellos que restringen el movimiento axial de los rotores, diferenciándose los cojinetes de empuje en platos de torneado y los anulares en cabezales de rectificado y torneado.
- **Apoyo hidrostático:** Se entiende por la unidad básica de lubricación hidrostática, que se compone por una *cavidad* rodeada por el *land*, donde se inyecta lubricante presurizado que previamente ha circulado a través de algún tipo de *restricor* o válvula.
- **Cavidad:** La cavidad es un área con una profundidad netamente superior a la holgura entre la parte fija y la parte móvil del guiado presurizado. Esta cavidad está rodeada del *land*.
- **LAND, Superficie de holgura circunferencial a la cavidad:** El *land* es la superficie de holgura estrecha (juego entre las partes móviles del guiado) que rodea la *cavidad* de todo *apoyo hidrostático*.
- **Cojinete de apoyo múltiple:** Se trata de un cojinete compuesto por múltiples *apoyos hidrostáticos*, existiendo una ranura entre ellos para evitar que la presión del lubricante de cada apoyo afecte al contiguo. Con estos cojinetes se consigue una rigidez y capacidad de carga en cualquier dirección radial, y

gracias a que los apoyos están aislados mediante la ranura mencionada, el cálculo del comportamiento se simplifica pudiéndose asumir ecuaciones analíticas, Figura ii (b).

- **Cojinete de cavidad múltiple:** Se trata de un cojinete compuesto por múltiples *cavidades*, no existiendo la ranura de los apoyos, de tal modo que la presión de las cavidades afecta a las contiguas. Se trata de una solución más eficiente, en especial cuando se diseña para trabajar en régimen de *lubricación híbrida*, pero el cálculo de sus prestaciones se complica y es necesario resolverlo mediante métodos numéricos, Figura ii (a).

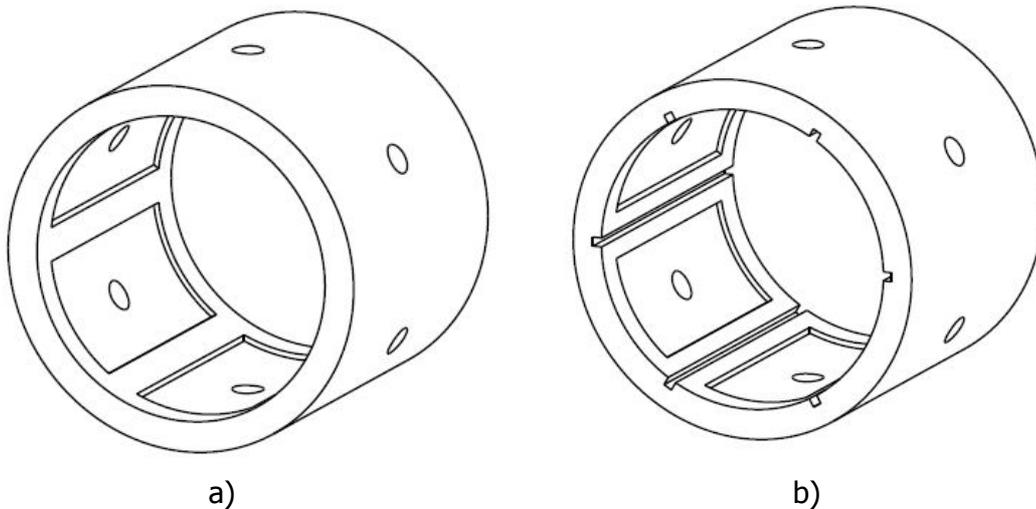


Figura ii – Cojinetes radiales: a) cavidad múltiple b) apoyo múltiple

- **Patín:** Los patines son los elementos utilizados en los guiados lineales de lubricación presurizada. Los patines suelen tener por lo general un apoyo hidrostático, aunque pueden ser múltiples para ofrecer rigidez ante cargas descentradas.

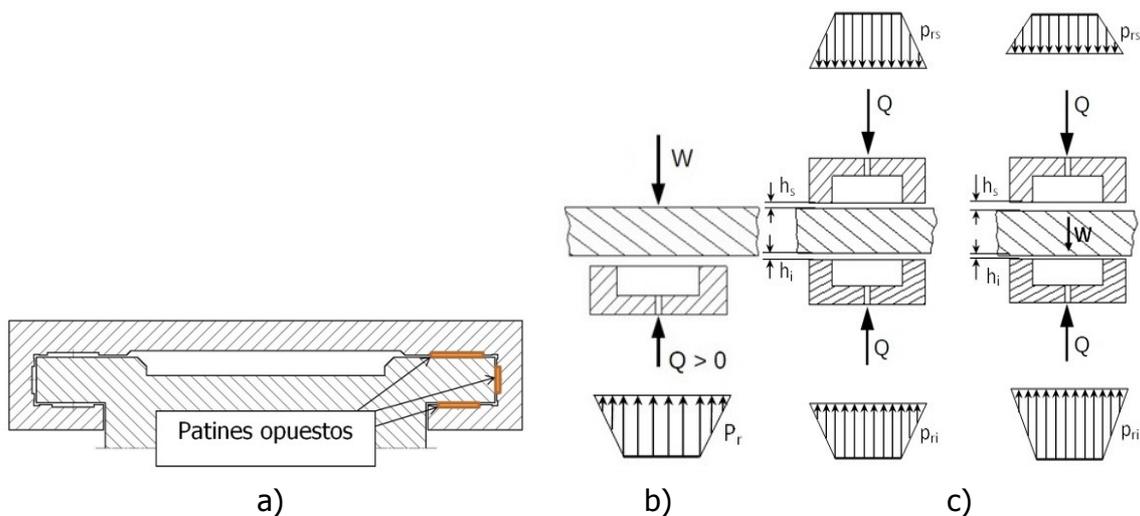


Figura iii - Guiado lubricado en carros hidrostáticos: a) Arquitectura tipo de un carro lineal de máquina herramienta con patines opuestos, b) presión hidrostática en un patín simple, y c) presión hidrostática en un patín opuesto.

- **Patín simple:** Se denomina patín simple cuando trabaja en una única dirección, por lo general soportando el peso propio del sistema.
- **Patines opuestos:** Son dos patines opuestos que permiten incrementar la rigidez del guiado lineal con lubricación hidrostática.
- **Restrictor:** Elemento hidráulico que genera una pérdida de carga proporcional al caudal que fluye a través de él. Los restrictores que se analizan en este trabajo son los de orificio y los capilares.
- **Restrictor capilar:** Se trata de un tipo de restrictor pasivo donde el lubricante fluye de modo laminar, por lo que la resistencia hidráulica es función de la geometría y la viscosidad del lubricante.
- **Restrictor de orificio:** Se trata de un tipo de restrictor pasivo donde el lubricante fluye en régimen turbulento, por lo que su resistencia hidráulica es función de la velocidad y densidad del fluido.
- **Válvula adaptativa:** Las válvulas adaptativas son soluciones evolucionadas de los restrictores pasivos. En estos casos la válvula modifica su geometría, mecanismo interno y en general el paso de lubricante en función de las presiones generadas en el sistema. En este trabajo se estudiará un caso particular de estas válvulas, en concreto las *válvulas de diafragma*.
- **Válvula de diafragma:** Se trata de un tipo de válvula adaptativa donde un diafragma metálico flexible se deforma en función de la presión interna en el guiado, permitiendo un flujo superior en las cavidades de los apoyos hidrostáticos que mayor fuerza están soportando y por tanto mayor presión generan.
- **Lubricación autocompensada:** Se trata de una solución particular de la lubricación hidrostática, donde el fluido circula a través de un circuito interno del guiado generando la presión requerida en cada instante, sin necesidad de restrictores ni válvulas.
- **Fluido magnético:** Fluidos que modifican su reología en función de un campo magnético externo, pudiéndose diferenciar dos grupos: fluidos magnetoreológicos (fluidos MR) y ferrofluidos (FF).
- **Fluido magnetoreológico (MR):** Los fluidos MR son suspensiones de partículas magnéticas micrométricas en líquidos portadores, por lo general aceites minerales. A estos compuestos se les añade aditivos y surfactante que evitan la aglomeración de las partículas. Los fluidos MR aumentan el esfuerzo cortante de manera proporcional a la intensidad del campo magnético que se les aplica, hasta llegar a la saturación del fluido.
- **Ferrofluido (FF):** Los ferrofluidos son suspensiones coloidales estables de partículas magnéticas nanométricas que responden ante un campo magnético externo aplicado. Los ferrofluidos, en comparación a los fluidos MR, carecen de un esfuerzo de cizalladura relevante, pero son capaces de generar presión que puede ser suficiente para ciertas aplicaciones.

- **Válvula magnetoreológica (MR):** Las válvulas MR son dispositivos mediante los cuales se puede modular el caudal y la presión de un fluido MR en función del campo magnético que se le aplique. Estas válvulas se han utilizado para el desarrollo de cojinetes hidrostáticos activos con fluidos MR.
- **Juntas de estanqueidad de fluidos magnéticos:** Juntas que aíslan volúmenes donde existen piezas en movimiento, habitualmente la carcasa de un cabezal y su eje. El fluido magnético, por lo general un ferrofluido (FF), permite un aislamiento de los volúmenes, con una presurización que puede ser tanto positiva como negativa, vacío.

Lista de símbolos

Listado de los símbolo básicos que se utilizarán a lo largo de la memoria. En la Figura iv y la Figura v se muestran esquemáticamente las variables más importantes relacionadas con los patines hidrostáticos y los cojinetes radiales respectivamente.

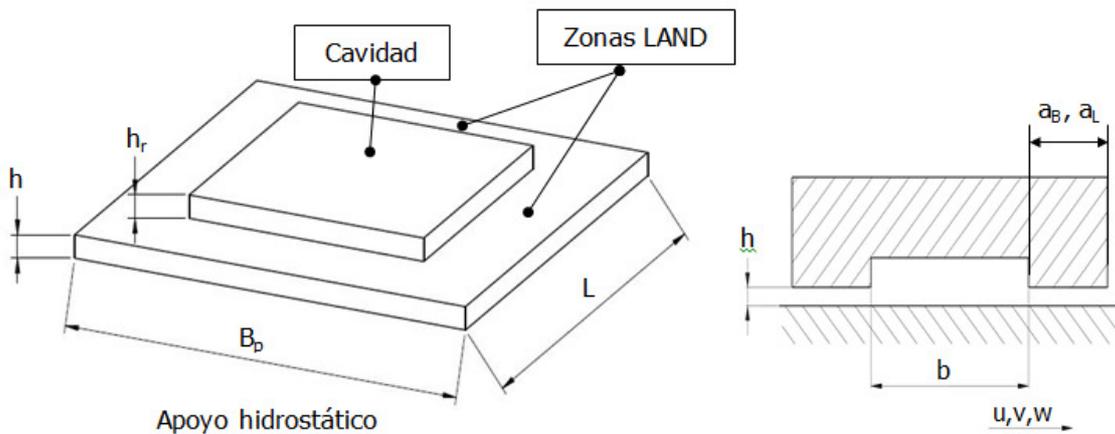


Figura iv - Detalle de patín hidrostático, descripción de los elementos y las variables.

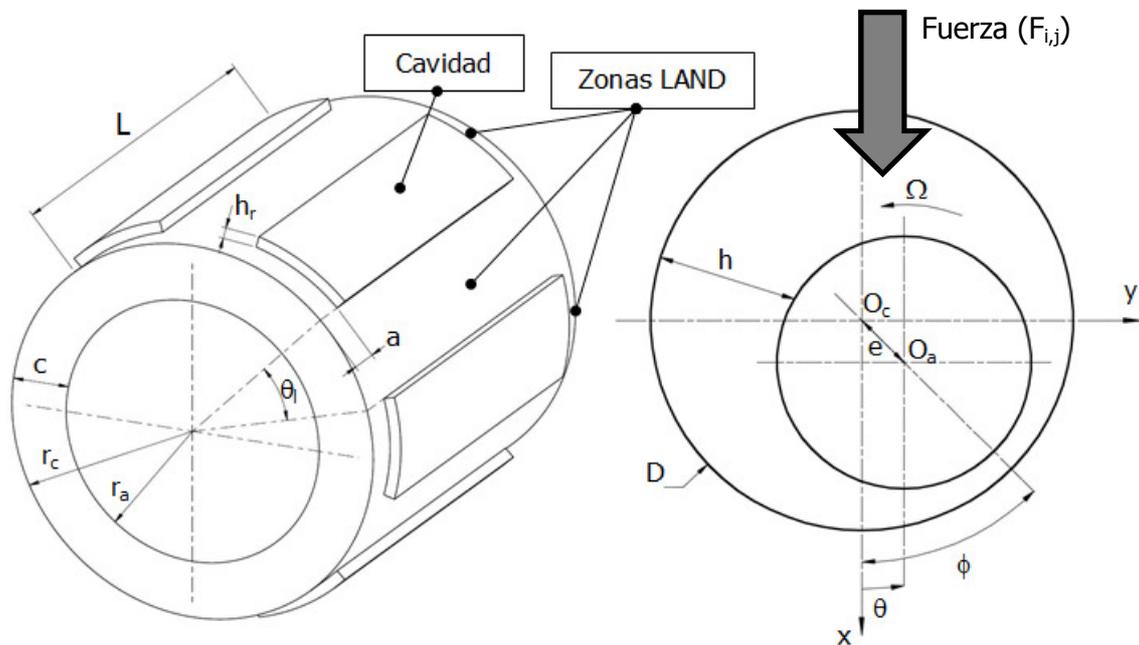


Figura v - Detalle de cojinete radial, descripción de los elementos y las variables.

Símbolo	Unidades	Descripción de la variable
a	[mm]	Longitud del <i>land</i> axial en cojinete radial
a _B	[mm]	Longitud de <i>land</i> en sentido transversal del apoyo hidrostático
a _L	[mm]	Longitud de <i>land</i> en sentido longitudinal del apoyo hidrostático
B	[T]	Flujo de campo magnético
B _p	[mm]	Anchura del patín hidrostático
b	[mm]	Anchura de la cavidad
C	[μm]	Holgura radial
C _f	[Nm]	Momento de fricción
C _a	[Nm]	Par de fricción del eje
C _c	[Nm]	Par de fricción del cojinete
c	[J/Kg*°C]	Calor específico
D	[mm]	Diámetro del cojinete
D _{i,j}	[N*s/m]	Amortiguamiento (matriz de amortiguamiento: D _{xxr} , D _{xyr} , D _{yxr} , D _{yyr})
e	[μm]	Desplazamiento
F	[N]	Fuerza
F _f	[N]	Fuerza de fricción
f	[-]	Coefficiente de fricción
f _c	[-]	Número de fricción
f _r	[-]	Factor de fricción de la cavidad
H	[A/m]	Intensidad de campo magnético
H _f	[W]	Potencia de fricción
H _ñ	[W]	Potencia de fricción del <i>land</i>
H _{fr}	[W]	Potencia de fricción de la cavidad
H _p	[W]	Potencia de bombeo
h	[μm]	Espesor de la capa del fluido
h _c	[μm]	Espesor de la capa del fluido de Couette
h _r	[μm]	Profundidad de la cavidad
K _{i,j}	[N/μm]	Rigidez del sistema (matriz de rigidez: K _{xxr} , K _{xyr} , K _{yxr} , K _{yyr})
L	[mm]	Longitud del cojinete
l	[mm]	Longitud de la cavidad
n	[-]	Número de cavidades
O _a	[-]	Posición del centro de eje
O _c	[-]	Posición del centro del cojinete
p	[Pa]	Presión
p _r	[Pa]	Presión de la cavidad
p _s	[Pa]	Presión de suministro
Q	m ³ /s	Caudal volumétrico
R	[Pa*s/m ³]	Resistencia hidráulica
Re	[-]	Número de Reynolds
r	[mm]	Radio
r _a	[mm]	Radio del eje

r_c	[mm]	Radio del cojinete
S	[-]	Número de Sommerfeld
T	[°C]	Temperatura
U	[m/s]	Velocidad de deslizamiento
W	[N]	Capacidad de carga
x, y, z	[m]	Sistema de coordenadas cartesiano
u, v, w	[m/s]	Velocidades del fluido
β	[-]	Ratio de la presión en el punto de referencia
ξ	[-]	Ratio de la resistencias hidráulicas en el punto de referencia
ΔT	[°C]	Cambio de temperatura
$\dot{\gamma}$	[s ⁻¹]	Velocidad de cizalladura
ε	[-]	Excentricidad
θ	[°]	Coordenada angular
θ_L	[°]	Ángulo entre cavidades
μ_0	[N/A ²]	Permeabilidad en el vacío ($\mu_0 = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7}$)
μ_r	[-]	Permeabilidad magnética (relativa) $\mu_r = \mu / \mu_0$
μ	[Pa·s]	Viscosidad dinámica
ν	[m ² /s]	Viscosidad cinemática
ρ	[Kg/m ³]	Densidad
σ	[Pa]	Tensión
δ	[-]	Deformación
τ	[Pa]	Esfuerzo cortante
τ_0	[Pa]	Esfuerzo cortante fluencia, pseudo-plástico en fluidos MR.
ϕ	[°]	Ángulo de posicionado
ψ	[°]	Ángulo de inclinación
Ω	[rpm]	Velocidad Angular

Capítulo 1

Introducción

1.1 PREÁMBULO

El trabajo de investigación que se describe en esta tesis doctoral tiene como eje vertebral el comportamiento de guiados con lubricación presurizada de altas prestaciones para máquinas herramienta, comúnmente conocidos como cojinetes y guías de lubricación hidrostática e hidrodinámica. Con el objetivo de mejorar el comportamiento de esta tecnología de guiado (lubricación presurizada), se ha realizado un estudio exhaustivo de la respuesta del lubricante bajo diferentes condiciones de trabajo; desde las condiciones más conocidas y referenciadas en bibliografía, hasta la lubricación activa mediante fluidos magnéticos, pasando por válvulas adaptativas y sistemas de lubricación autocompensada.

La fricción, el desgaste y sobre todo la lubricación entre las superficies con movimiento relativo son elementos fundamentales de la investigación que se ha llevado a cabo. Estos tres términos se aglutinan en una disciplina denominada **tribología**, acuñada y adoptada de forma internacional por la academia a mediados del s.XX y que en la actualidad es como se conoce a la ciencia que estudia estos comportamientos. El propio término "tribo"-cuyo origen griego ("τριβω") significa rozar o frotar- ya hace referencia a los fenómenos que se quieren analizar: el rozamiento, el desgaste y la

lubricación entre los dos cuerpos que bajo una carga tienen movimiento relativo entre sí.

Richard Stribeck (1861-1950) definió las tres condiciones básicas de cualquier sistema lubricado que dependiendo de las condiciones a las que esté sometido, carga aplicada y velocidad relativa principalmente, se pueden enumerar como: Lubricación límite (I), lubricación mixta (II) y lubricación hidrodinámica (III). Estas tres condiciones de lubricación se reflejan en las curvas de comportamiento que llevan su nombre (curva de Stribeck) y que pueden encontrarse en cualquier publicación o manual de referencia de tribología (Neale 1995). Como se puede observar en la Figura 1-1, las tres condiciones corresponden a tres estados claramente identificados:

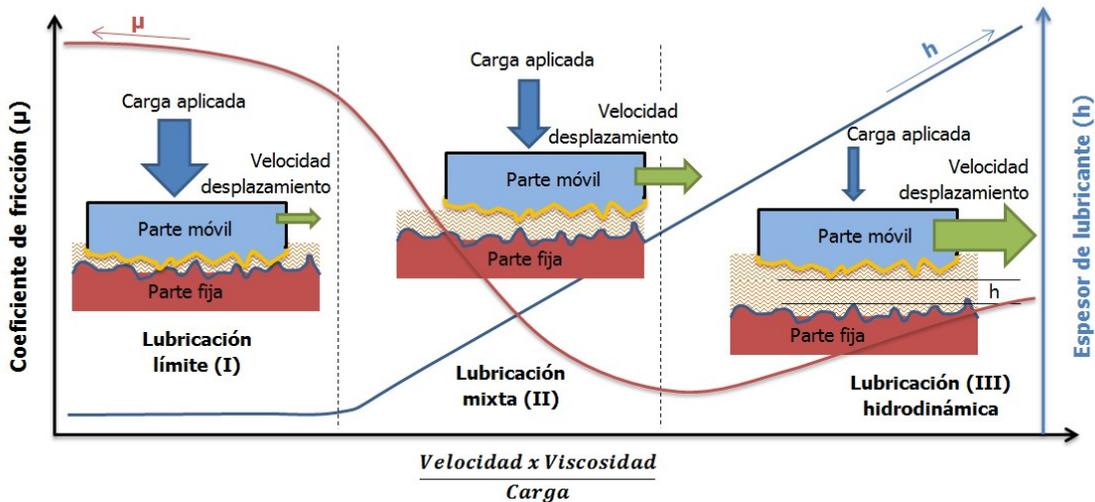


Figura 1-1 Curva de Stribeck, condiciones básicas de lubricación de guiados

La lubricación límite (I) corresponde a condiciones de baja velocidad o viscosidad y alta carga portante, de tal modo que las partes móviles del mecanismo entran en contacto y las prestaciones de la lubricación vienen principalmente dadas por el comportamiento químico que confieren los aditivos del lubricante. A medida que la carga disminuye o la velocidad-viscosidad aumenta, comienza a crearse una película de aceite entre los cuerpos en movimiento, lubricación mixta (II). Esta película es aún muy delgada, del mismo orden de la altura de las asperezas de los componentes, por tanto el comportamiento del guiado es una mezcla entre la lubricación hidrodinámica y el contacto entre cuerpos indicado en la lubricación límite. La tercera condición corresponde al caso en el que la película de lubricante asegura en todo momento que los cuerpos en movimiento no entran en contacto entre sí, y la carga portante (fuerza externa aplicada) se transmite a través del lubricante presurizado. Este caso se denomina lubricación hidrodinámica (III).

Este trabajo de investigación se centrará en el tercer caso, lubricación hidrodinámica o lubricación con película de lubricante completamente desarrollada, situación aplicable también a la lubricación hidrostática.

Como ejemplo de aplicación de las otras dos condiciones, la lubricación límite corresponde a los guiados de deslizamiento que se pueden encontrar en los carros de traslación de las máquinas herramienta, habitualmente recubiertos de material plástico (PTFE y derivados) para mejorar el comportamiento tribológico. En cuanto a la condición de lubricación mixta, se trata de un comportamiento que se puede observar en diferentes elementos de máquinas, tales como engranes, cojinetes de bielas y muñequillas de cigüeñales, así como en las fases de arranque y parada de los cojinetes hidrodinámicos convencionales.

Resumiendo, en el proyecto de investigación de tesis doctoral que se presenta en esta memoria se han desarrollado cojinetes radiales y guiados lineales, con lubricación hidrostática e hidrodinámica de altas prestaciones. Para ello se ha trabajado principalmente en: sistemas hidrostáticos autocompensados, válvulas adaptativas y fluidos magnéticos activos, tanto desde un punto de vista teórico y de modelización, como de experimentación mediante diferentes bancos de ensayos desarrollados a lo largo del proyecto.

1.2 MOTIVACION

El diseño de máquinas herramienta de altas prestaciones, tanto en términos de productividad como de precisión, pasa por optimizar el comportamiento de todos los componentes que entran en juego en la cadena cinemática de sus diferentes grados de libertad: Carros y cabezales principalmente. Junto a los componentes estructurales y los elementos de accionamiento y captación, el guiado representa una parte fundamental del comportamiento de cualquier mecanismo móvil, en este caso carros de traslación y cabezales de rotación. Por lo que disponer de una base sólida de conocimiento resulta fundamental para cualquier diseñador que busque proyectar soluciones eficaces y eficientes en máquinas herramienta.

Existen diferentes tecnologías de guiado que pueden ser aplicables en las condiciones habituales de una máquina herramienta, siendo los más comunes:

- Rodadura: Sistemas con elementos rodantes, tanto esféricos (bolas) como rodillos cilíndricos o cónicos; aplicados en patines, rodamientos y jaulas de agujas como dispositivos más representativos.

- Guiados de deslizamiento: Mediante materiales de baja fricción (habitualmente politetrafluoroetileno PTFE teflón – Turcite ®), implementado como regla/contraregla o guía abierta en forma de V y/o superficie plana. En cualquier caso con alimentación de aceite a baja presión a través de canales (patas de araña) para asegurar la lubricación en toda la superficie de contacto.
- Guiados lubricados con aceite presurizado: Lubricación hidrostática y lubricación hidrodinámica en función de las condiciones de contorno. En el caso de darse una condición mixta de ambos casos, lubricación híbrida.
- Sistemas de guiado para aplicaciones de máquinas herramienta de ultraprecisión: Guiados aerostáticos, guiados flexible y guiados magnéticos.

Los guiados para aplicaciones de ultraprecisión no se consideran en este estudio, dado que sus prestaciones no se ajustan a las necesidades habituales de las máquinas herramienta industriales, tales como: Curso de desplazamiento elevado, alta capacidad de carga, rigidez y amortiguamiento; alta velocidad, bajo rozamiento, elevada precisión de movimiento, facilidad de diseño y montaje, y economía de instalación y uso. Bajo estas premisas, los sistemas más extendidos son los de rodadura y los de deslizamiento, y en menor medida los guiados lubricados con aceite presurizado, tanto hidrostáticos como hidrodinámicos.

Los sistemas de rodadura son los más extendidos por su sencillez de diseño, disponibilidad comercial y elevadas prestaciones (velocidad, rigidez y precisión). Los guiados de deslizamiento son también ampliamente instalados en máquinas donde se prime la productividad (capacidad de arranque de material) frente a la precisión, dado que a la facilidad de diseño y montaje se une la gran rigidez y amortiguamiento que ofrecen estos guiados. La velocidad y la precisión en cambio no son su mejor baza, principalmente por la fricción (origen de su elevado amortiguamiento) que se produce en las intercaras del guiado. El calor generado debido a la mencionada fricción limita la máxima velocidad de desplazamiento, y la resolución de posicionado (y con ello la precisión) está fuertemente condicionada con el rozamiento en el contacto, efecto conocido y ampliamente documentado como "stick-slip".

Los guiados lubricados con aceite presurizado, tanto hidrostáticos como hidrodinámicos, aúnan las ventajas de ambos sistemas, ofreciendo una elevada capacidad de carga, bajo rozamiento (y con ello resolución-precisión), alta velocidad de funcionamiento, y sobre todo amortiguación en el guiado. En contraposición están los aspectos relacionados con el diseño, dado que son guiados que se proyectan por el propio fabricante de la máquina y por tanto requiere de un conocimiento profundo de la tecnología. Otros elementos limitantes son el coste de fabricación del guiado junto con los elementos auxiliares que necesita (bombeo, filtrado, refrigeración), así como el

riesgo que ante un fallo de funcionamiento, la reparación resulta costosa (tiempo/económico) en casa del cliente. Ante esta situación, los fabricantes de máquinas herramienta que buscan mejorar el comportamiento de sus máquinas y optan por el uso de guidos lubricados (tanto hidrostáticos como hidrodinámicos), han de profundizar en la tecnología adquiriendo el conocimiento teórico y experimental que les permita ejecutar proyectos de esta índole.

Este proyecto de investigación, cuyos resultados se resumen en la presente memoria, ha respondido por tanto a la motivación de dominar la tecnología de lubricación hidrostática e hidrodinámica, además de aportar nuevo conocimiento relacionado con soluciones que permitan alcanzar unas prestaciones mejoradas. Los siguientes puntos desgranar la motivación descrita:

- Adquirir y dominar los conocimientos necesarios para proyectar guidos hidrostático e hidrodinámicos fiables y de comportamiento predecible para máquinas herramienta.
- Desarrollar nuevos sistemas de alimentación con restrictores y válvulas que regulen el flujo de lubricante en los cojinetes y guidos de manera eficiente y eficaz. Mediante estas soluciones se espera lograr mejoras notables en cuanto a la rigidez y capacidad de carga con respecto a soluciones pasivas de lubricación.
- Estudiar las prestaciones del uso de lubricantes activos basados en fluidos magnéticos para obtener guidos inteligentes, donde mediante un sistema de control poder lograr rigidez infinita dentro de su rango de operación.

1.3 OBJETIVOS GENERALES

El objetivo general de esta tesis doctoral es el desarrollo de guidos lubricados (hidrostáticos-hidrodinámicos) de altas prestaciones mediante el uso de válvulas y restrictores adaptativos, y la lubricación activa mediante fluidos magnéticos. Para alcanzar este objetivo general se ha trabajado en una gran cantidad y variedad de objetivos parciales. Estos objetivos se enumeran y se describen brevemente a continuación:

1. Modelizado de comportamiento hidrostático e hidrodinámico de cojinetes mediante cálculo numérico basado en la ecuación de Reynolds. Validación de los resultados con herramientas comerciales de simulación de computación fluidodinámica CFD.

2. Desarrollo de herramientas para el cálculo y diseño de guiados hidrostáticos e hidrodinámicos (guías lineales y cojinetes de rotación), para un uso extendido a nivel de oficinas técnicas.
3. Diseño y puesta en marcha de un banco de ensayos para cojinetes lubricados de cabezales de máquinas herramienta, donde poder realizar una caracterización estática y dinámica del comportamiento de los cojinetes bajo diferentes condiciones de lubricación y funcionamiento.
4. Desarrollo de válvulas adaptativas mediante diafragmas flexibles para mejorar el comportamiento de los cojinetes hidrostáticos. Diseño, simulación y validación experimental.
5. Desarrollo de sistemas de autocompensación de guiados hidrostáticos lineales mediante el uso de cámaras y conductos internos. Diseño, simulación y validación experimental.
6. Diseño de una solución industrial para implementar guiados hidrostáticos autocompensados en máquina con el mínimo impacto en la arquitectura de máquina.
7. Cojinetes radiales híbridos activos mediante el uso de fluidos magnéticos como lubricante. Diseño, simulación y validación en banco de ensayos.
8. Desarrollo de válvulas magnéticas para la alimentación de fluido magnetoreológico. Diseño, simulación y validación experimental.
9. Desarrollo de juntas de estanqueidad basadas en fluidos magnéticos para su uso en cabezales de alta precisión. Diseño, simulación y validación experimental.

1.4 METODOLOGÍA PARA EL DESARROLLO DEL PROYECTO DE TESIS DOCTORAL

El comportamiento de los cojinetes y guiados lubricados (hidrostáticos-hidrodinámicos) dependen de la reología del lubricante, las condiciones de presurización y/o flujo de lubricante, geometría del sistema, y por último la velocidad relativa entre los elementos móviles (eje-cojinete, o guía-carro). Dado que ni la geometría ni la velocidad (ligada a las condiciones de mecanizado) se consideran susceptibles de ser modificadas para actuar de manera activa en las prestaciones de los guiados, esta tesis doctoral se centra en modificar de manera activa o semi-activa las condiciones de presurización del lubricante con válvulas adaptativas o autocompensadas, y por otro lado alterar la reología del fluido mediante el uso de fluidos magnéticos.

Por tanto, la metodología de investigación llevada a cabo en este proyecto consiste en una vez revisada la bibliografía al respecto, plantear las siguientes dos hipótesis que se tratarán de esclarecer a lo largo de la investigación:

- a) El uso de válvulas adaptativas y sistemas autocompensados permite obtener cojinetes y guiados hidrostáticos de prestaciones superiores a los sistemas convencionales con restrictores pasivos.
- b) Los fluidos magnéticos y sus propiedades para alterar la reología del lubricante proporcionan una capacidad de actuar en las prestaciones de los cojinetes hidrodinámicos, y en el caso de los hidrostáticos mediante el uso de válvulas magnéticas.

Para llegar a la validación de estas dos hipótesis de investigación, se ha trabajado en una serie de objetivos parciales que se han descrito y enumerado con anterioridad. El proceso para llegar a aportar luz a estas dos hipótesis, que en resumen son el objetivo general del proyecto, es el siguiente.

Como todo trabajo de investigación, y más aún una tesis doctoral, toda actividad se basa en una revisión exhaustiva y detallada de la bibliografía existente, con el objetivo de obtener una visión clara y actualizada del estado de la técnica con respecto a los temas que se han tratado. A continuación se ha procedido a modelizar el comportamiento de guías y cojinetes bajo lubricación presurizada, tanto en condiciones hidrostáticas como hidrodinámicas y en este primer paso se han utilizado lubricantes convencionales, fluidos Newtonianos. A continuación se han desarrollado las válvulas adaptativas y el sistema autocompensado para lubricación con aceites convencionales, tras lo cual se han proyectado los bancos de ensayos necesarios para la validación experimental.

La segunda etapa de la investigación se ha centrado en el uso de fluidos magnéticos como elemento activo de los guiados lubricados. Además de trabajar en la síntesis y caracterización básicas de estos fluidos, se ha desarrollado el modelo que refleja el comportamiento teórico de los fluidos magnéticos como lubricantes, para completar el trabajo con la fase experimental. Finalmente se ha desarrollado una solución de junta de estanqueidad basada en los mismos fluidos magnéticos estudiados para la lubricación activa, demostrando experimentalmente sus capacidades de presurización.

1.5 ORGANIZACIÓN DE LA MEMORIA

La memoria de esta tesis doctoral se ha dividido en los siguientes capítulos:

Capítulo 1: Introducción. El presente capítulo introductorio trata de contextualizar al lector en los objetivos que se han perseguido en base a la motivación inicial de la investigación.

Capítulo 2: Revisión bibliográfica. Estudio pormenorizado de la bibliografía técnica existente en relación a los guiados con lubricación hidrostática/hidrodinámica, válvulas adaptativas y/o autocompensadas, fluidos magnéticos y su aplicación en guiados lubricados así como en juntas de estanqueidad.

Capítulo 3: Guiados de máquinas herramienta con lubricación presurizada. Desarrollo de una herramienta de cálculo para el dimensionamiento de guiados lubricados, y la comparación con soluciones comerciales de CFD. Finalmente se ha realizado el diseño, fabricación y puesta a punto de un banco de ensayos para cojinetes lubricados.

Capítulo 4: Válvulas adaptativas y sistemas autocompensados. Desarrollo de los modelos de comportamiento de válvulas adaptativas mediante diafragmas metálicos, y por otro lado un sistema de lubricación autocompensada con un circuito de alimentación interno. Todo ello completado con los bancos de ensayos que permiten validar los modelos teóricos realizados.

Capítulo 5: Lubricación activa con fluidos magnéticos. Definición de las rutas básicas de síntesis de fluidos magnéticos, así como su caracterización reológica y magnética. En base a los fluidos magnéticos, desarrollo de un modelo de lubricación para fluidos no-Newtonianos, tanto para cojinetes como válvulas magnetoreológicas. Finalmente se presenta el desarrollo de los diferentes bancos de ensayos y prototipos con los que se han validado los modelos.

Capítulo 6: Juntas de estanqueidad basadas en fluidos magnéticos. En base a los fluidos magnéticos utilizados en el capítulo 5, se ha desarrollado una junta de presurización para cabezales de alta precisión. Se presentan tanto los modelos magnéticos como el prototipo de validación experimental.

Capítulo 7: Conclusiones. Finalmente se presentan las conclusiones obtenidas de la investigación llevada a cabo en esta tesis doctoral. A ello se le añaden las líneas futuras que se derivan de las conclusiones, y que pueden servir para continuar avanzando en el conocimiento de la lubricación activa de guiados hidrostáticos e hidrodinámicos.

Capítulo 2

Revisión bibliográfica de lubricación presurizada activa, válvulas adaptativas y fluidos magnéticos

2.1 INTRODUCCIÓN

La revisión bibliográfica se divide en dos grandes apartados, con una previa contextualización histórica del desarrollo de la técnica. Por un lado se presenta un estudio sobre el estado del arte relacionado con los guiados con lubricación hidrostática e hidrodinámica orientados a máquinas de altas prestaciones, y por otro lado se describen los avances científicos tecnológicos relacionados con la lubricación activa mediante fluidos magnéticos.

Al tratarse de dos áreas lo suficientemente diferenciadas, se ha considerado oportuno hacer esta clasificación para una mejor comprensión por parte del lector. Así los tres apartados de este capítulo son los siguientes:

- Antecedentes históricos.
- Guiados de máquinas herramienta mediante lubricación presurizada: Hidrostática e Hidrodinámica.
- Lubricación con fluidos magnéticos de cojinetes y su aplicación en juntas de estanqueidad.

2.2 ANTECEDENTES HISTÓRICOS

Desde los comienzos de las tempranas civilizaciones, la mejora de la tribología, o dicho de otro modo, la búsqueda de reducción de esfuerzo para realizar un trabajo, ha sido una temática que ha estado en medio de todo avance relevante, como por ejemplo: la aplicación de grasas de origen vegetal o animal para la reducción de la fricción (contacto seco vs. lubricación), el uso de elementos rodantes para el transporte de grandes masas durante la construcción de obra civil (deslizamiento vs. rodadura), primer concepto de rodamiento como lo conocemos actualmente ideado por Leonardo da Vinci (pistas de rodadura y elementos rodantes en jaulas), y cojinetes de bronce en los apoyos de los ejes, dando pie a la ingeniería de materiales para la reducción de fricción y desgaste. En el capítulo introductorio de (Frêne et al. 1990) se pueden encontrar estos y más casos descriptivos de la evolución de la tribología, desde sus orígenes hasta la era moderna, y en el artículo (Rodríguez Lelis 2005) se repasa con más detalle los avances tribológicos de carácter histórico. En la Figura 2-1 se muestran los tres ejemplos indicados previamente como los más representativos de los albores de la técnica:

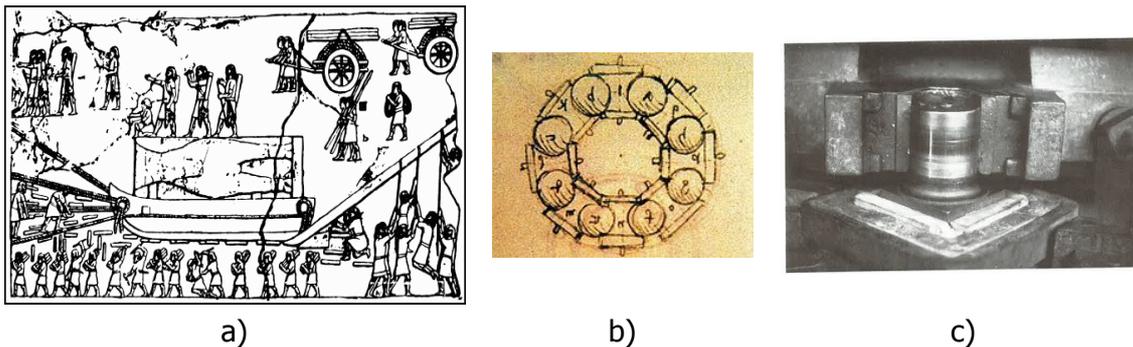


Figura 2-1 Inicios ancestrales de aplicaciones tribológicas en desarrollos de la humanidad: (a) movimiento de grandes masas mediante elementos rodantes, año 500 A.C., (b) primer rodamiento ideado por Leonardo da Vinci (finales s.XV), y c) cojinetes de bronce con lubricación de aceites en máquinas de vapor(s.XIX), (Frêne et al. 1990).

En el análisis de antecedentes existe un hito significativo que es el que marca la era moderna de la tribología y más concretamente, por lo que atañe a esta investigación,

la LUBRICACIÓN. Este hito está ubicado temporalmente entre la primera y segunda revolución industrial (finales del siglo XIX), donde el uso de los nuevos combustibles fósiles requería optimizar el diseño de las por entonces primitivas máquinas de vapor, expuestas a mayores solicitaciones térmicas y mecánicas. Se trata de los trabajos de investigación de Beuchamp Tower (1845-1904) cuyos estudios experimentales sobre la lubricación hidrodinámica en cojinetes de locomotoras fueron posteriormente analizados por Osborne Reynolds (1842-1912) en el tratado que terminó convirtiéndose en el punto de partida de la lubricación moderna, publicación que definió las ecuaciones que gobiernan el comportamiento de un fluido presurizado (aceite en este caso) dentro de un conjunto eje/cojinete, (Reynolds 1886). En la Figura 2-2 se presentan los trabajos de Tower y Reynolds.

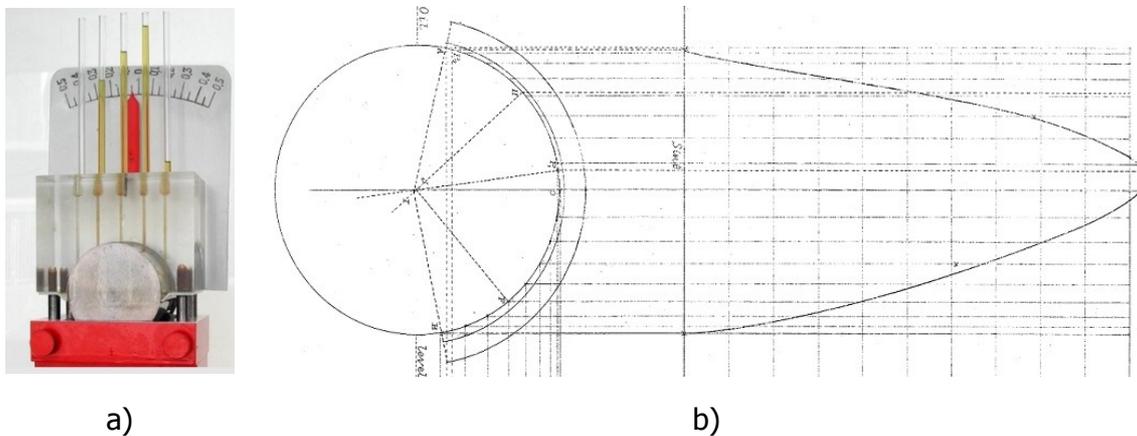


Figura 2-2 Hito principal de la lubricación moderna, a) banco de ensayos de ejes de ferrocarril con toma de presión circunferencial (van Beek 2004), y b) extracto del artículo de Osborne Reynolds sobre la modelización del lubricante en cojinetes.

Un tercer protagonista que trabajó en definir las bases de la lubricación tal y como se conoce en la actualidad es el ruso Nicolai Petrov (1836-1920), el cual estaba más centrado en el fenómeno de la fricción en los cojinetes hidrodinámicos. El resultado de sus trabajos ha llegado hasta nuestros días con la ecuación de su mismo nombre (ley de Petrov) para determinar la fricción en un cojinete hidrodinámico, (Pinkus 1987).

Siendo estos los inicios de la lubricación hidrodinámica, la lubricación hidrostática tuvo un comienzo más mediático, la Exposición Universal de París de 1878, donde adquirió el nombre comercial de **Ice-Road**. En dicha feria se mostraba el poco esfuerzo que era necesario realizar para mover una gran masa guiada mediante patines hidrostáticos, y por tanto la prácticamente nula fricción que ofrecen los guiados hidrostáticos independientemente de la carga externa que soporten. Pero más allá de la exposición de París, estos sistemas cayeron en el ostracismo hasta mediados del

siglo XX, que fue cuando resurgieron con fuerza principalmente como aplicación en guiados de máquinas herramienta, y mecanismos de precisión con grandes masas móviles, como los telescopios terrestres.

Tras estos antecedentes históricos sobre la lubricación hidrodinámica e hidrostática, a continuación se presenta una revisión bibliográfica en profundidad de los dos temas principales de esta tesis doctoral: La lubricación hidrostática e hidrodinámica de altas prestaciones aplicada en máquinas herramienta y la lubricación activa mediante el uso de fluidos magnéticos.

Por otro lado, y con el objetivo de estructurar con criterio la gran cantidad de información y publicaciones que se han consultado, la revisión bibliográfica de estos dos temas se divide en los siguientes apartados:

- Conceptos generales de ingeniería y tribología. La fuente principal de este apartado son los libros y manuales de ingeniería y lubricación, así como los grupos de investigación más relevantes a nivel internacional
- Investigación y desarrollo tecnológico. La fuente principal de este apartado son los artículos tanto de revistas científicas como las actas de los congresos que se han publicado en los últimos años, añadiendo también las tesis doctorales defendidas con relación a los temas tratados.
- Estudio de patentes: Y por último se enumeran las patentes más significativas que estén relacionadas con cada apartado.

2.3 GUIADOS DE MÁQUINAS HERRAMIENTA MEDIANTE LUBRICACIÓN PRESURIZADA, HIDROSTÁTICA E HIDRODINÁMICA: MODELIZADO, CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y APLICACIONES

2.3.1 Conceptos generales

Los conceptos generales que se desarrollan en este apartado son: a) diseño de máquinas herramienta, b) tribología general, c) comportamiento y diseño de lubricación presurizada, y d) breve repaso de los principales grupos de investigación a nivel internacional.

a) Diseño de máquinas herramienta

En este apartado se trata el diseño general de máquinas herramienta y la discusión de los diferentes sistemas de guiado existentes que cumplan con los requerimientos de

precisión y productividad. En la Tabla 2-1 se presenta un resumen de las prestaciones básicas de las diferentes tecnologías de guiado para dos aplicaciones clásicas: patines opuestos para guías de traslación y cojinetes radiales para rotación.

Tabla 2-1 Tabla resumen de prestaciones generales de sistemas de guiados para máquinas herramienta.

Características	Tipo de guiado					
	Patines opuestos			Cojinetes radiales		
	Lim	Hist	Rod	Hidi	Hist	Rod
Diseño	5	4	3	3	3	4
Disponibilidad de piezas estándar	4	3	4	4	2	5
Acabado y dureza de superficies	2	4	3	3	4	4
Espacio requerido	4	3	2	3	2	2
Precisión en el posicionamiento	3	3	2	2	2	2
Montaje	4	3	2	3	3	2
Protección	3	3	2	3	3	2
Coste (fabricación)	3	2	2	3	2	3
Coste (instalación)	3	3	2	3	2	4
Vida	3	5	3	3	4	3
Circuito de lubricación	4	2	3	3	2	4
Coste del circuito de lubricación	4	2	3	3	2	4
Presión de suministro y potencia de bombeo	3	2-4 ¹	4	3	2-3 ¹	4
Capacidad de carga	3	3-5 ¹	3	2-3 ²	2-4 ¹	3
Rigidez	4	3-5 ¹	3	2-3 ²	2-4 ¹	3
Amortiguamiento	3	5	2	2-3 ³	4	2
Coefficiente de fricción y potencia de fricción	2	3-5 ²	3	3	3-5 ²	4
Stick-slip, resolución de movimiento	1	5	5	4	5	5
Desgaste	2	5	4	3	5	3

Valoración: 5 significa la mejor prestación frente a la característica, y 1 la peor.

Lim: Lubricación límite, deslizamiento entre caras; **Hist:** Lubricación hidrostática;

Hidi: Lubricación hidrodinámica; **Rod:** Sistema de guiado por rodadura.

Notas: ¹Depende del tipo de restrictor/válvula. ²Función de la velocidad. ³Whirl, vibración fluido.

En el desarrollo de las máquinas herramienta de precisión, los diseñadores tienen a su elección diferentes soluciones para el guiado de los carros de traslación como de los cabezales de giro. Para ayudar en la selección y dimensionamiento se pueden encontrar multitud de publicaciones, si bien a estas líneas se traen aquellas que inciden en la comparación y desarrollo de guiados con lubricación hidrostática e hidrodinámica. El catedrático de la universidad de Aachen (y director del centro WZL) hasta su jubilación, Prof. Manfred Weck publicó el que ha sido una de las referencias ineludibles para el diseño de máquinas herramienta, (Weck 1984). En esta manual se indican las ventajas de los guiados hidrostáticos frente al resto de soluciones de guiado, ya sean mediante rodadura como deslizamiento. El Profesor Alexander H. Slocum (catedrático de ingeniería de precisión en el MIT, Boston USA) ha dedicado un periodo importante de su carrera al estudio y desarrollo de guiados con lubricación hidrostática e hidrodinámica de altas prestaciones. En su libro "Precision machine design" (Slocum 1992b), libro de cabecera de todo grupo de investigación en ingeniería de precisión, se han visto reflejados muchos de estos avances en lubricación. Finalmente, y como heredero de la gran actividad que sobre los años 1960 – 1980 se desarrolló en torno a la empresa tecnológica holandesa Philips y lo que hoy se conoce como las tres universidades tecnológicas de Holanda 3TU (Twente, Delft y Eindhoven), el Profesor Anton van Beek ha sabido recoger todo este conocimiento en su extendido (www.tribology-abc.com) manual de diseño de componentes de máquinas (van Beek 2004).

Como resumen de estas publicaciones queda patente que los guiados con lubricación presurizada (ya sea hidrostática, hidrodinámica, o híbrida) representa la solución óptima en cuanto a precisión y capacidad de corte en máquinas herramienta de altas prestaciones, Tabla 2-1.

b) Tribología general, comportamiento del lubricante

Identificado por tanto la solución de guiado que mejor se adapta a las necesidades de las máquinas de precisión, es necesario disponer de un conocimiento básico del comportamiento de los diferentes tipos de lubricantes disponibles. Para ello los manuales de uso y libros generales sobre tribología ofrecen una perspectiva idónea de la problemática. El comportamiento reológico de los lubricantes es ampliamente tratado por la bibliografía (Malkin 1994), donde se definen propiedades de aceites minerales, sintéticos, mixtos y en general con las mejoras propias de los aditivos utilizados en la actualidad. Con el objetivo de disponer de un control estrecho del fluido, se pueden encontrar tratados orientados a la monitorización del estado del aceite (Booser 1994), donde se pueden observar diferentes aplicaciones prácticas que pueden ser de utilidad en caso de necesidad. En cuanto a unos de los parámetros del aceite más determinantes en el comportamiento de los guiados, la viscosidad, cabe

destacar el tratado el libro titulado “Viscosity of Liquids” (Viswanath et al. 2007), en la cual se determinan (analítico y experimental) la viscosidad de los principales fluidos de aplicación ingenieril. Finalmente hay que resaltar una última (y reciente) publicación en la que se conjuga el comportamiento tribológico de los fluidos en los diferentes tipos de guiados, cojinetes y rodamientos de común aplicación (Qiu et al. 2016), donde se hace un repaso específico tanto a la lubricación hidrodinámica como hidrostática.

c) Comportamiento y diseño básico de lubricación presurizada: hidrostática e hidrodinámica

Las publicaciones básicas para la comprensión de lo que es un guiado de lubricación presurizada (hidrostático y/o hidrodinámico) son bastante clásicas, pero con los años se han ido publicando nuevas referencias que recogen los avances en la materia. Estos libros y manuales de diseño han sido históricamente de gran ayuda y utilidad para las oficinas técnicas de los fabricantes que se adentraban en el desarrollo de máquinas con guiados de lubricación presurizada, ya fuera con guiados lineales hidrostáticos, cojinetes rotacionales hidrodinámicos o soluciones híbridas que conjugaban ambos comportamientos. La primera publicación de la que se guarda referencia está firmada por Frank Stansfield (Stansfield 1970), que si bien es un libro con poca profundidad en cuanto a desarrollo matemático del comportamiento de la lubricación presurizada, permite asentar una buena base de conocimiento gracias a la fácil y clara comprensión del principio de la hidrostática. En la misma época se publica una guía orientada a los diseñadores y delineantes donde con una orientación aún más práctica que Stansfield se busca mediante casos prácticos y gráficas de comportamiento, que los proyectistas implementen estos -por entonces novedosos- guiados hidrostáticos en sus nuevos diseños, (W. Brian Rowe y O’Donoghue 1971). Añadiendo el efecto hidrodinámico en los cojinetes hidrostáticos y por tanto desarrollando una lubricación híbrida, el Profesor W. Brian Rowe publica ahora ya en solitario el que es su libro de referencia, donde recoge las aplicaciones más avanzadas de la época (W. Brian Rowe 1983). Este autor ha unido recientemente a su obra una nueva publicación de un corte similar orientado al apoyo en el diseño de máquinas con guiados lubricados, publicación que por su actualidad y contenido es de obligada referencia (W. Brian Rowe 2012).

En el año 1992 se publicó el que puede considerarse el libro más completo en relación a la lubricación hidrostática, publicación que se ha tomado como referente en esta tesis para la sección correspondiente, (Bassani y Piccigallo 1992). En esta publicación los autores, además de realizar una descripción clara y detallada del comportamiento de los guiados hidrostáticos, se adentran en la modelización planteando soluciones numéricas que si bien por los medios computacionales de la época no se pudieron resolver convenientemente (muy baja resolución por limitación de mallado), han servido como base para implementar los modelos de este proyecto de investigación.

Por lo que respecta a la lubricación hidrodinámica, aquella en la que la presión del lubricante se forma gracias a la velocidad de sus partes móviles (sin necesidad de grandes bombas hidráulicas), uno de los primeros manuales orientados a diseñadores de máquinas es el publicado por A.H. Burr (Burr 1981). Si bien se trata de un manual en el que se estudia en profundidad el comportamiento de los diferentes mecanismos que entran en juego en las máquinas de la época, dedica un tomo en exclusiva a los cojinetes rotacionales de lubricación hidrodinámica. Esta publicación recoge las ecuaciones básicas así como las soluciones con diferentes condiciones de contorno resumidas en gráficas de comportamiento, por lo que no requiere de un profundo conocimiento de la matemática implicada en la lubricación hidrodinámica, idóneo por tanto para ser utilizado como libro de consulta en oficinas técnicas de diseño. Adentrándose por completo en el estudio teórico y experimental del comportamiento de los cojinetes hidrodinámicos desde el punto de vista estático, dinámico, térmico y elastohidrodinámico, hay que destacar la aportación del matemático húngaro Prof. Andras Szeri, (Szeri 1998). Se trata sin duda de una de las obras que más luz aporta al comportamiento hidrodinámico de cojinetes, si bien no se termina de adentrar en las aplicaciones ingenieriles y se limita a describir el comportamiento básico del fluido lubricante. En este sentido, el libro clave en cuanto a lubricación hidrodinámica aplicada a máquinas, principalmente de generación de energía pero también y con mucha profundidad en máquinas herramienta, corresponde a Jean Frene y su grupo de la Universidad de Poitiers, (Frêne et al. 1997).

Para concluir esta revisión de comportamiento y diseño básico de guiados lubricados, y debido a que se trata de un campo de investigación tremendamente influyente en el estudio de cojinetes con lubricación presurizada, es preciso mencionar dónde se ubican las aplicaciones de turbomaquinaria y generación de energía en este ecosistema. Estas máquinas tienen dos características principales: el eje rotor es habitualmente muy largo con respecto a su diámetro, y en el diseño de los cojinetes prevalece la reducción de consumo energético (reducción de fricción) frente a la rigidez o precisión, aspecto este último fundamental en aplicaciones de máquinas herramienta. Así estamos frente a un eje relativamente flexible (longitud \gg diámetro) y a unos cojinetes relativamente poco rígidos con elevada holgura. Ante estas características de partida, los modos de vibración de flexión del eje pueden excitarse en régimen de trabajo y por tanto se han de tener en consideración, utilizando por ello el modelo de Jeffcott de rotordinámica. En esta tesis, y dada la aplicación sobre la que se trabaja (Máquina herramienta, rotor rígido, cojinetes precisión,...), no se van a considerar estos casos, pero para aquel lector interesado en esta problemática una de las publicaciones más relevantes corresponde a "Rotordynamics of Turbomachinery" de John Vance (Vance 1988).

d) Grupos de investigación

Los grupos de investigación más relevantes a nivel internacional son los siguientes:

- Massachusetts Institute of Technology (MIT), Boston (USA): El MIT fue uno de los pioneros en el desarrollo de lubricación hidrostática avanzada para aplicaciones de precisión a finales de la década de 1950. Varias décadas después, y de la mano del Profesor Alexander H. Slocum se desarrollaron diferentes soluciones de guiados con lubricación hidrostática, entre las que predomina la búsqueda de mejora de prestaciones con sistemas autocompensados o semi-activos, de fácil fabricabilidad, económicos y que no requieran grandes modificaciones para su integración en máquina.
- Lanchester College of Technology, Coventry (UK): El Profesor J.P O'Donoghue junto por el entonces asistente W. Brian Rowe fueron otros de los pioneros en la lubricación presurizada aplicada a máquinas herramienta. Este grupo ha mantenido su actividad en tribología y lubricación, en la actualidad dirigido por el Profesor Rowe, con publicaciones relevantes de muy reciente factura. La característica principal de este grupo es el desarrollo de soluciones y producción de publicaciones para un uso muy cercano por parte de los diseñadores de máquinas, evitando el describir con matemática profunda el comportamiento del fluido y los guiados lubricados.
- University of Pisa (Italy): El grupo del Profesor Roberto Bassani ha trabajado desde los años 1990 en la tecnología de lubricación hidrostática con aplicación a máquinas y mecanismos. Su obra más representativa es el libro indicado en el apartado anterior donde se hace una revisión amplia y profunda de la tecnología de lubricación hidrostática.
- University of Poitiers (France): El grupo de lubricación y tribología que en sus inicios dirigió el Profesor Jean Frêne y que ahora lidera su discípulo Profesor Michel Fillon ha estado centrado en la lubricación hidrodinámica. Se trata de un laboratorio muy cercano a la compañía eléctrica nacional francesa (EDF), por lo que desarrollan las soluciones de guiado de sus máquinas rotativas de generación de energía. Esta especialización en lubricación hidrodinámica y maquinaria ha permitido que firmen uno de los libros de cabecera de todo investigador en lubricación hidrodinámica.
- 3TU (principalmente Universidad de Delft y Eindhoven) y Philips (NL): la empresa holandesa Philips ha sido un motor científico-tecnológico para su entorno, donde destacan las actualmente conocidas como 3TU, las tres universidades tecnológicas de Holanda, Twente, Eindhoven y Delft. En esta última se empezó a trabajar en la hidrostática de altas prestaciones (mediados de la década de 1960), para el desarrollo de tornos de ultraprecisión con los que fabricar componentes ópticos, que a su vez representaban uno de los elementos básicos de la por entonces incipiente tecnología de fotolitografía

para la fabricación de semiconductores. Como heredero de aquella corriente investigadora, en la actualidad el Profesor Anton van Beek es responsable de la cátedra de tribología.

- Universidad de Texas A&M (USA): Este grupo de investigación, liderado por el Profesor Luis San Andrés está muy orientado a aplicaciones de generación de energía, en especial a todo lo relevante a turbomaquinaria que esté relacionada con la industria petroquímica, algo evidente por la propia ubicación de la universidad. Si bien, y como previamente se ha indicado, en esta tesis no se abordarán las aplicaciones de turbomaquinaria y generación de energía, el grupo de Luis San Andrés es referente en investigación y docencia en lubricación hidrostática e hidrodinámica, de ahí su inclusión en este apartado.
- Technical University of Denmark (DK): El grupo del Profesor Ilmar Santos es muy activo en soluciones de lubricación mediante válvulas pilotadas. La especialización de este grupo radica en el desarrollo de cojinetes (habitualmente pivotantes, tilting pad) con lubricación activa mediante servo-válvulas, obteniendo así una respuesta óptima frente a excitaciones externas. Como contrapunto cabe indicar que de este grupo no se han identificado aplicaciones industriales relevantes.

Estos son los aspectos generales más destacados en relación a la lubricación hidrostática e hidrodinámica orientada a máquinas, y en concreto máquinas herramienta de precisión. Como se puede observar existe una cantidad importante de documentación e información sobre estos guiados, pero los avances concretos y relevantes con respecto al estado de arte se reflejan en las comunicaciones que los autores generan en revistas científicas y congresos. A continuación se hará un repaso de los más relevantes al respecto.

2.3.2 Investigación y desarrollo tecnológico

Las publicaciones de trabajos de investigación relacionadas con lubricación presurizada que han sido analizadas durante el proyecto se han agrupado por temáticas de la siguiente manera: a) Diseño de guiados hidrostáticos, b) válvulas adaptativas y autocompensadas, c) efectos hidrodinámicos, d) lubricación activa, e) efectos de alteraciones geométricas y superficiales, f) aspectos térmicos en la lubricación, g) modelización, y h) ensayos experimentales y monitorización.

Dentro de cada una de estas secciones la revisión bibliográfica es fundamentalmente cronológica.

a) Diseño de guiados hidrostáticos

Es complicado situar en el tiempo la primera comunicación científica sobre el diseño y desarrollo de los guiados con lubricación presurizada, pero en los artículos consultados el trabajo de Raimondi y Boyd se cita siempre como punto inicial en la andadura de esta temática a nivel académico, (Raimondi y Boyd 1957). Se trata de un artículo básico de reglas de diseño para guiados de lubricación hidrostática con restrictores pasivos, capilares y orificio. Como aplicación de estos guiados en cojinetes de rotación, se realizó un estudio en diferentes cabezales de rectificadoras, demostrando las ventajas que presentaban frente a los rodamientos clásico (Rowe, W. B. 1967). Este grupo de trabajo, con W.B. Rowe a la cabeza, publicó diferentes artículos orientados al apoyo en diseño de los guiados lubricados, (O'Donoghue y Rowe 1969; Stout y Rowe 1974; Cheng y Rowe 1995).

En el diseño de máquinas de ultraprecisión, orientado al mecanizado de piezas ópticas, destacaron los grupos holandeses cercanos a Philips, (Kraakman, H. J. J. y de Gast. 1969), con soluciones tanto para los ejes lineales como los propios cabezales (van Beek y van Ostayen 2006). En estos casos donde la rigidez es un factor fundamental para lograr la precisión necesaria de máquina, el estudio del comportamiento mecánico se analiza con mayor detenimiento, rigidez y capacidad de carga (Ghai, Singh, y Sinhasan 1976). Una de las opciones que permite mejorar el comportamiento de estos guiados -además de las válvulas adaptativas que se analizarán por su importancia y envergadura en una sección aparte-, son los compensadores de caudal que propuso Bassani, (Bassani 2001).

Las prestaciones mecánicas de los guiados lubricados nunca han estado en entredicho, si bien la dificultad para su diseño, fabricación, montaje y ajuste han sido siempre aspectos que han penalizado su mayor aplicación industrial. Desde diferentes grupos de investigación se han tratado de mejorar los aspectos relacionados con el diseño (Martin 2006), la fabricación (Kotilainen y Slocum 2001) y en general con el coste añadido que suponen su implementación (Sheahan et al. 2004). Respecto al diseño de guiados y cojinetes hidrostáticos para su optimización mecánica (carga, rigidez y amortiguamiento), se han identificado trabajos de gran interés (Ahmed Bouzidane y Thomas 2007; Zhi Wei Wang, Zhao, y Lu 2011).

Finalmente, y en relación a aplicaciones en máquinas herramienta se han identificado trabajos tanto en cabezales (Zuo et al. 2013), guiados lineales (Zhou et al. 2011), y platos (Zhao y Gao 2012) y carneros de torneado (Zhang, Qu, et al. 2014).

b) Válvulas adaptativas y sistemas autocompensados

Nada más comenzar el estudio del comportamiento de guiados hidrostáticos se evidencia que su respuesta está fuertemente ligada a los restrictores o válvulas de

compensación de presión que se utilicen. Las primeras soluciones partían de restrictores pasivos, tanto toberas de orificio como tubos capilares, pero en breve los autores de la época comenzaron a trabajar en válvulas adaptativas que ajustan el caudal en función de la carga aplicada (Mayer 1960).

Las primeras válvulas que se implementaron fueron las basadas en diafragmas flexibles, (DeGast, J. G. C. 1966), que en función del ajuste que se realizaba entre la presión de trabajo y la rigidez del diafragma es posible lograr una rigidez infinita dentro de un rango de trabajo determinado. Estas soluciones se desarrollaron tanto para cojinetes simples (M. E. Mohsin y Morsi 1969) como para guías opuestas, que también son utilizables en cojinetes de rotación (Rowe, W. B. y O'Donoghue 1970; Cusano 1974). En plena efervescencia del desarrollo de válvulas hidrostáticas de rigidez infinita (Mizumoto et al. 1987), los avances llevaron a una complejidad de sistemas que los terminó haciendo inviables para su uso industrial (Dange 1976), ni tan siquiera con las evidentes mejoras tanto estáticas como dinámicas que ofrecen (Ohsumi et al. 1984; C. Wang y Cusano 1991; Yoshimoto y Kikuchi 1999). En la actualidad sólo se ha identificado la aplicación de la empresa alemana HYPROSTATIK (www.hyprostatik.de) cuyo sistema es una solución simplificada de las válvulas de diafragma originales.

La simplificación de las soluciones que mejoren el comportamiento hidrostático, sin pasar por válvulas de gran complejidad, se convirtió en uno de los grandes objetivos del grupo de investigación del MIT liderado por A.H. Slocum (Slocum et al. 1995; Kane, Sihler, y Slocum 2003). Estos trabajos se orientan principalmente al uso de conducciones internas para el reenvío de lubricante presurizado entre los apoyos opuestos, y así lograr un aumento de la presión y el caudal allí donde es necesario. Una interpretación de esta solución de lubricación hidrostática autocompensada se presentará también en el capítulo 4 de este documento.

En cualquier caso, las válvulas de diafragma se han trabajado en profundidad por diversos grupos, analizando el efecto de la forma de las cavidades de los apoyos hidrostáticos (Singh et al. 2004), simulando los efectos dinámicos del fluido y del mecanismo al que aportan la función de guiado (Brecher et al. 2007), y analizando en profundidad la identificación de los parámetros que definen el comportamiento de la válvula de diafragma y el cojinete hidrostático (Kang et al. 2012; Lai et al. 2017). En paralelo al desarrollo del conocimiento de estas válvulas de diafragma, también se han identificado publicaciones relevantes de soluciones menos convencionales, como una estructura deformable mediante aceite presurizado la cual modifica la restricción al paso de aceite (Huang et al. 2009), sistemas basados en correderas al estilo de las válvulas pilotadas pero siendo la propia presión del fluido (en contraposición a la

precarga de un muelle u otra presión del sistema) la que modifica el caudal de entrada (Z. Wang et al. 2010; Yuan Kang et al. 2013).

c) Efectos hidrodinámicos en guiados con lubricación presurizada.

El efecto hidrodinámico sobre los cojinetes lubricados era bien conocido por los investigadores, pero no fue hasta la expansión de las capacidades de computación que no se trabajó en soluciones conjuntas, hidrostática e hidrodinámica, lo que viene a denominarse lubricación híbrida. La mayor ventaja de este tipo de lubricación es el aprovechar la velocidad que se ejerce sobre el fluido para crear presión hidrodinámica en las superficies de interés (Zakharov 2010), así la geometría y forma de las cavidades representa una variable de gran interés (Sharma et al. 1998; Sharma, Jain, y Bharuka 2002). En este sentido las geometrías más estudiadas han sido las diseñadas en forma espiga, optimizadas para un sentido de giro (Jang y Chang 1999; Sahu, Sarangi, y Majumdar 2006).

La lubricación hidrodinámica introduce una fuerte no linealidad en el comportamiento del cojinete, así los estudios orientados a caracterizar dicho comportamiento han sido abundantes (Vijay Kumar, Sharma, y Jain 2006; Meruane y Pascual 2008; Bassani 2011). En este sentido también resulta de sumo interés la definición de la ubicación de las ranuras y cavidades de alimentación, así los diseños optimizados con este objetivo también han sido estudiados (Hélène, Arghir, y Frêne 2004; Ahmad et al. 2013; Roy y Kakoty 2013).

Como se ha indicado, el efecto de la velocidad de rotación del fluido se aprovecha para generar carga hidrodinámica en el cojinete, es este sentido se ha analizado el efecto de la rugosidad de las superficies con movimiento relativa, eje y cojinete. Por un lado estudios donde se analizar el efecto del texturizado obtenido por diferentes medios, láser, rasquetado, microfabricación, etc., (Venkatesan, S. y Stephens, L. S. 2005; Kovalchenko et al. 2011; S. H. Wang, Wu, y Zheng 2011; Parvaz y Nategh 2012). Y por otro lado se ha analizado el efecto en la presión de una superficie cuya rugosidad es controlable mediante actuadores MEMS (Baroud, Busch-Vishniac, y Wood 2000), obteniendo cojinetes hidrodinámicos activos. En todos estos casos se constata la mejora en cuanto a prestaciones mecánicas del guiado, pero por otro lado un mayor consumo energético y generación de calor.

Resumiendo, el diseño de los cojinetes híbridos se recomienda que se dimensione para las cargas a las que vaya a trabajar con el fin de evitar ineficiencias de energía (Iwatsubo y Yamabayashi 2009), siempre evitando que las superficies con movimiento relativo entren en contacto y generen por tanto un desgaste prematura, aspecto que se trata en profundidad en (Mendes, Machado, y Cavalca 2017).

d) Guiados con lubricación hidrostática activa.

Si bien previamente se ha revisado la bibliografía relativa a las soluciones de válvulas adaptativas (o semi-activas) y los sistemas autocompensados, en este apartado se pondrá el foco en las investigaciones publicadas en relación a lubricación activa con servo control. Por otro lado, la lubricación activa mediante fluidos magnéticos se tratará por separado, tal y como se ha indicado en la introducción a este capítulo.

La primera referencia que se tiene al respecto es la tesis doctoral defendida por Scher en la universidad del MIT, (Scher 1958), pero no es hasta finales 1990 cuando se describe la primera versión de un cojinete (en este caso hidrodinámico) con control activo (L. Sun, Krodkiewski, y Cen 1997). Se trata de un cojinete hidrodinámico que mediante una estructura flexible -la cual se deforma con aceite presurizado-, consigue modificar la forma y holgura del cojinete de manera activa (L. Sun y Krodkiewski 1999; Krodkiewski y Sun 2000).

La lubricación activa es entendida por el grupo de investigación de DTU (Denmark Technical University) liderado por el Profesor Ilmar F. Santos como la alimentación activa mediante servoválvulas de lubricante presurizado dentro de las cavidades de los cojinetes, pivotantes (Nicoletti y Santos 2003) e híbridos (Santos y Watanabe 2004).

La solución de cojinetes pivotantes ha sido una de las más analizadas, al tratarse de un sistema muy utilizado en máquinas de generación de energía, sector impulsor de este campo de conocimiento (D. C. Deckler 2004; Santos y Christensen 2005; Cerda, Bengoechea, y Santos 2017), pero también hay que mencionar los trabajos orientados a cojinetes hidrostáticos de arquitectura convencional con lubricación activa (Chuang, Chen, y Tu 2016; Shutin, Babin, y Savin 2016).

Estas soluciones activas han sido empleadas fundamentalmente para mitigar o cancelar los problemas de inestabilidad de fluido que se producen en aplicaciones del campo energético, donde las holguras eje-cojinete son elevadas y la inercia del fluido provoca vibraciones subsíncronas, whirl y/o whip, (Santos 2005; Nicoletti y Santos 2008). Una aplicación diferente en la que ha trabajado este grupo ha estado relacionada con los cojinetes de muñequillas de cigüeñales y bielas, que al tratarse de mecanismos de movimiento alterno están continuamente en un régimen mixto de lubricación. Para evitar el desgaste y aumentar las prestaciones se ha trabajado en soluciones activas (Estupiñan y Santos 2009).

En cuanto a aplicaciones orientadas a máquinas herramienta, se han identificado los trabajos básicos para el control de apoyos unidireccionales hidrostáticos (Han et al.

2009), cuya aplicación es extrapolable a las lunetas para tornos y rectificadoras de gran tonelaje (Kytka, Ehmann, y Nordmann 2006; Zhong Wen Wang et al. 2013).

e) Efectos de alteraciones geométricas y superficiales.

En los trabajos referenciados hasta el momento la geometría de sus mecanismos representaba fielmente el diseño y el modelo teórico, sin realizar mención alguna a los defectos habituales (y esperables) en la fabricación de los prototipos. Las indicaciones sobre la topografía de la superficie (rugosidad) que se daban en la sección de efectos hidrodinámicos se limitaba a las texturas que de manera premeditada se habían buscado para la mejora prestacional. En esta sección en cambio se identificarán los trabajos que han estudiado los efectos que la rugosidad real fruto de los procesos de mecanizado, los errores geométricos debidos a imprecisiones de montaje y ajuste, e incluso deformación generadas por las presión del aceite tienen en el comportamiento final del guiado.

Uno de los efectos clásicos que se estudia es el desalineamiento de eje con respecto al cojinete, ya sea en cojinetes hidrostáticos (Satish C. Jain, Sharma, y Nagaraju 1997; Dimond y Barnes 2013), como hidrodinámicos (Guha 2000; J. Sun y Changlin 2004). En este sentido se considera el efecto que las tolerancias de diseño tienen sobre el comportamiento del sistema (Xu et al. 2010).

Pero el tema estrella es el estudio del efecto de la rugosidad y ondulación de la superficies sobre el comportamiento de los cojinetes (C. H. Li, Wang, y Liu 2010). Las ondulaciones se ven mitigadas por el efecto de promediado de errores que los guiados hidrostáticos disponen de manera intrínseca (Rasheed 1998; Shamoto, Park, y Moriwaki 2001; Xue et al. 2010). En cuanto a la rugosidad, se han realizado múltiples estudios donde se comprueba el aumento de efectos como la turbulencia, fricción y generación de calor en los guiados, sin que se aprecien mejoras en el comportamiento puramente hidrostático, los hidrodinámicos ya se han mencionado en la sección correspondiente (Turaga, Sekhar, y Majumdar 1999; Nagaraju, Sharma, y Jain 2002; Sharma, Nagaraju, y Jain 2004; Shah, K., Johnson, R.E., y Cherukuri, H.P. 2005; Nagaraju, Sharma, y Jain 2006). Además de los efectos estáticos, también se ha estudiado la repercusión que sobre la rigidez dinámica tiene la rugosidad de las superficies, analizando patrones radiales, circunferenciales y anulares, siendo despreciable el efecto para los dos primeros y ligeramente beneficioso el último de ellos (Jaw-Ren Lin 2000).

Finalmente se han analizado trabajos de investigación donde se estudia el efecto que las cargas aplicadas, así como la presurización del fluido en los guiados, generan en las prestaciones de los mecanismos. En general son trabajos muy concretos que

responden a cada caso particular, pero la conclusión básica que se extrae es la necesidad de diseñar y dimensionar correctamente los elementos estructurales, principalmente reglas y contrareglas de guiados lineales o mesas de rotación, para evitar que la deformación altere la holgura de diseño y por tanto la prestaciones del conjunto (Ahmed, Fillon, y Maspeyrot 2010; Dong et al. 2014; Y. Q. Zhang, Fan, et al. 2014).

f) Aspectos térmicos en la lubricación presurizada.

Uno de los puntos críticos en los estudios de lubricación es el calor generado en los guiados. Este calor, fruto del rozamiento viscoso que se produce en el aceite, se evacua a través del propio aceite y de la estructura del guiado. Este calor provoca una alteración en la reología del fluido lubricante (mayor temperatura menor viscosidad), el cual pasa a convertirse en el principal refrigerante del sistema, de ahí la denominación de *lubrificante*. En cualquier caso, el guiado tiene que asegurar que ante estas alteraciones térmicas no pierde las prestaciones para las que ha sido diseñado, y por descontado, no termina en un colapso como puede ser un gripaje. Los trabajos analizados y que a continuación se describen tiene este objetivo fundamental, aportando conocimiento para su mejor comprensión.

El caso de los cojinetes de empuje utilizados tanto en guiados axiales de ejes como en el apoyo de mesas de torneado y sustentación de grandes masas rotantes (turbinas verticales), es uno de los casos más estudiado, desde soluciones puramente hidrodinámicas (Dadouche, Fillon, y Bligoud 2000) hasta hidrostáticas (Yan-qin et al. 2016). En el caso de los hidrostáticos se encuentran trabajos de optimización de profundidad de cavidades (Bakker y van Ostayen 2009; X. D. Yu et al. 2009; Shao et al. 2011) y también la forma de las propias cavidades (X. Yu et al. 2013). El efecto de las dilataciones térmicas que sufren este tipo de guiados en aplicaciones de maquinaria pesada (grandes tornos verticales) se estudia para reducir el incremento de fuga de aceite que se produce debido al aumento de la holgura (X. D. Yang et al. 2010).

Los cojinetes radiales tienen un interés extra en el estudio térmico, dado que la expansión debido a la dilatación puede provocar el gripaje del sistema si no se dimensiona convenientemente la capacidad de refrigeración. En los sistemas con lubricación híbrida se ha de calcular la fricción de origen hidrostático como hidrodinámico (Santos y Nicoletti 2001; Sharma et al. 2002). En los cojinetes de lubricación puramente hidrodinámica los estudios son más completos (comportamiento termohidrodinámico), dado que la solución de las ecuaciones se puede obtener sin necesidad de conjugar la presión hidrostática (Fu, Ma, y Zhu 2003; Singhal y Khonsari 2005).

Las prestaciones mecánicas en función del comportamiento térmico del lubricante se puede determinar mediante simulaciones numéricas, obteniendo tanto la capacidad de carga y como el amortiguamiento (Solmaz y Öztürk 2006; Durany, Pereira, y Varas 2010; T. N. Guo, Dai, y Cai 2011). A estos se le añade el efecto que introduce la desalineación del eje con respecto al cojinete (Pierre et al. 2004).

En los últimos años se ha puesto un interés especial en la eficiencia energética de los cojinetes, de tal forma que se busca reducir la fricción (y por tanto el calor) del guiado sin perder las prestaciones mecánicas del mecanismo (Albers, Nguyen, y Burger 2011; Babin y Savin 2016).

g) Modelización teórica del comportamiento del fluido.

El modelizado de guiados con lubricación presurizada tiene su punto de arranque en las ecuaciones que propuso Reynolds para determinar el comportamiento del lubricante en un cojinete hidrodinámico (Reynolds 1886). Se trata de una reducción a dos dimensiones de las ecuaciones de Navier-Stokes que rigen el comportamiento de los fluidos.

En general se pueden diferenciar dos grandes grupos: los modelos basados en métodos numéricos para resolver tanto las ecuaciones de Navier-Stokes (Computational Fluid Dynamics, CFD) y las ecuaciones de Reynolds (Vivek Kumar y Sharma 2016); y por otro lado los modelos analíticos que basados en ecuaciones simplificadas del comportamiento del fluido convergen para diferentes condiciones de trabajo: carga, excentricidad, temperatura, presión, etc. Mediante técnicas de CFD se pueden encontrar trabajos orientados a cojinetes híbridos (Z. Guo, Hirano, y Kirk 2005), así como cojinetes rotacionales de muy alta velocidad (Xiu, Xiu, y Gao 2009). En cojinetes de empuje axiales analizados por CFD destacan las aplicaciones de alta capacidad de carga (X. D. Yu et al. 2010; Hong-Jie Wang et al. 2010; D. S. Li et al. 2014). En estos casos de alta carga se combina con las deformaciones que se producen en la estructura y que se analizan por técnicas de cálculo acoplado fluido-estructura (Q. Lin et al. 2013).

Los modelos analíticos de los cojinetes buscan determinar el comportamiento general del guiado, no tanto el detalle de la fluidodinámica (Sfyris y Chasalevris 2012). A estos modelos se les añaden los efectos mecánicos clásicos, como la dinámica del conjunto (Boukhelef, Bounif, y Amar Bouzid 2011; Tian y Bonis 1995). Los cojinetes de lubricación híbrida han sido ampliamente analizados con estas técnicas, dado que permite calcular de manera iterativa el efecto hidrodinámico (Reynolds) con el hidrostático (Sharma et al. 1999; S.C. Jain, Sinhasan, y Sharma 1992). Aunque

soluciones de guiados lineales también se ha trabajado en modelos analíticos para la optimización del diseño (Rahmani, Shirvani, y Shirvani 2009).

Cuando la velocidad del fluido es muy elevada, habitualmente en cojinetes de rotación, los efectos de turbulencia pueden surgir y ser relevantes (San Andres, Childs, y Yang 1995). En los cojinetes hidrostáticos o híbrido donde se produce este efecto se ha trabajado en soluciones mixtas de modelizado, utilizando CFD para las cavidades y resolviendo las ecuaciones de Reynolds en la zona de holgura estrechas (Frêne, Arghir, y Constantinescu 2006).

h) Ensayos experimentales y monitorización.

La última sección corresponde a la parte análisis experimental y monitorización de guiados, cojinetes y lubricante. Si bien es cierto que en buena parte de los trabajos anteriormente citados existen resultados experimentales para validar modelos e hipótesis, en esta sección se citan y comentan aquellos trabajo cuya aportación principal haya sido la experimentación y la monitorización.

En el apartado experimental se han analizado los trabajos relacionados con bancos de ensayos de cojinetes de rotación, cojinetes hidrostáticos e híbridos en su mayoría. La tesis doctoral defendida por Erik E. Swanson es un punto de partida para este análisis (Swanson 1998). Dentro de este grupo se pueden diferenciar tres grandes apartados:

- Los bancos de ensayos donde el eje no aporta rigidez al sistema, similar a los casos de turbomaquinaria (H. Zhou et al. 2004; S. X. Zhao et al. 2005; Haidl et al. 2016).
- Los bancos de ensayos donde el eje es rígido y se soporta por dos cojinetes lubricados en sus extremos, en este caso simulando el comportamiento cercano a un cabezal de máquina (Tu et al. 1998; Hernández, Uribe-Etxeberria, y de Pedro 2003).
- Los bancos de ensayos donde el eje sigue siendo un elemento estructural rígido pero el cojinete lubricado a analizar no forma parte del guiado del mencionado eje, así se puede excitar de forma directa el cojinete y obtener los coeficientes mecánicos (rigidez y amortiguamiento) de manera directa (Sawicki, Capaldi, y Adams 1997; Kurtin et al. 1993)

Los bancos de ensayos para la caracterización de cojinetes activos merecen un comentario diferenciado. Oshumi et al., presentan un banco orientado a caracterizar un apoyo hidrostático de empuje (Oshumi et al. 1991). Mientras que Santos et al., incidiendo en su actividad de lubricación activa presenta una solución que permite

identificar los coeficientes rotordinámicos mediante la lubricación activa, al estilo de un actuador electromagnético en análisis modal experimental (Santos y Varela 2013).

Por último se analizan los trabajos de monitorizado del lubricante, donde determinar el espesor del aceite es el objetivo más repetido (Navthar y Halegowda 2011), llegando a implementar sensores ultrasónicos para ello (Dwyer-Joyce, Harper, y Drinkwater 2004; Geng et al. 2011). En este rango de monitorización de vibraciones de alta frecuencia se han utilizado sensores acústicos con los que determinar el estado del mecanismo, comprobándose que es posible detectar errores debido al desgaste y fatiga del conjunto eje-cojinete (Gesella y Murawski 2016). El desgaste por su parte se ha analizado por técnicas no convencionales para obtener una monitorización continua, en concreto con ferrografía (T. H. Wu et al. 2008). La temperatura de la superficie cercana a la zona de generación de calor es otro aspecto relevante, que la solución pasa por integrar sondas en la estructura con la mayor pericia posible (Glavatskih 2004). La presión y caudal del fluido no representan un problema en la monitorización, mientras que la posición del eje con respecto al cojinete se puede realizar con diferentes técnicas: triangulador láser, capacitivo, LVDT o sensores inductivos. Dado que las aplicaciones de mayor interés se centran en cojinetes de alta velocidad, se requiere de una medición sin contacto, que a su vez al tratarse de una superficie que habitualmente está impregnada del lubricante, los capacitivos y los trianguladores no son factibles de ser utilizados. Así los sensores inductivos son los más utilizados en las aplicaciones mencionadas, destacando el trabajo desarrollado por Donald E. Bently en la monitorización de cojinetes lubricados, fundador de BENTLY Nevada Corp. (parte de General Electric, GE), empresa dedica al diagnóstico de maquinaria rotativa mediante los sensores inductivos que desarrolló el propio Donald E. Bentley (Bently y Grant 2000).

2.3.3 Análisis de patentes

Listado de patentes de guiados con lubricación presurizada avanzada agrupadas según su temática:

- Válvulas adaptativas o semi-activas:
 - Estructura de diafragma: (Royle 1962; Wong 1967; Gast 1969; Rowe 1969, 1971; Schoenfeld 1986; Beauvir 1993)
 - Mecanismos interno móvil: (Mohsin 1966; Ring 1969; Ennis 1973; Unno y Sugita 1973; Mohsin 1984; Kane y Slocum 1996; Yoshimoto, Okamoto, y Nakamura 1997).

- Soluciones de circuitos hidráulicos internos de auto-compensación: (Walter y Schurger 1976; Vaughn 1987; Slocum 1992a, 1994; Eigenbrod 1995; Slocum 1995)
- Lubricación activa en lazo cerrado: (Miyashita y Kanai 1980; Bently y Grant 2000)
- Cojinetes híbridos de alta velocidad
 - Mejora de capacidad de carga: (Tsujiuchi 1976; Chen y Jackson 1987; Wasson 1999; Kashchenevsky 2002)
 - Mejora de refrigeración: (Mohsin 1983; Suzuki, Shibata, y Sugita 1983; Suzuki, Tsuboi, y Sugita 1984)
- Desarrollos para la mejora de la integración en máquina, facilidad de montaje y puesta a punto: (G. S. K. Wong 1968; Westinghouse 1970; Woolcock 1971)
- Aplicación directa en máquinas herramienta: (Koenig 1969; Hedberg 1973; Vorrhees y Shockman 1975; Marathe et al. 1978; Lyon 2000; Kashchenevsky 2002b; Crugnola 2008; Nainer y Procaccini 2015)

2.4 LUBRICACIÓN CON FLUIDOS MAGNÉTICOS DE COJINETES PRESURIZADOS Y SU APLICACIÓN EN JUNTAS DE ESTANQUEIDAD: SINTESIS, CARACTERIZACIÓN Y APLICACIONES

2.4.1 Conceptos generales:

Esta sección de conceptos generales sobre la lubricación mediante fluidos magnéticos se estructura en tres apartados: a) Una breve introducción sobre los fluidos magnéticos, b) aplicaciones principales en la ingeniería y c) los grupos de investigación más relevantes a nivel internacional.

a) Introducción a los fluidos magnéticos

Los fluidos magnéticos son parte de los materiales conocidos como "*fluidos activos*", los cuales tienen la característica principal de modificar su reología en función de un campo –magnético o eléctrico– que se le aplique. Dentro de los denominados "*fluidos activos*" se pueden identificar tres grandes grupos: Ferrofluidos, fluidos magnetoreológicos y fluidos electroreológicos (Bik 2016).

Los fluidos electroreológicos nos son objeto de estudio de esta investigación, pero dado que se han identificado trabajos relevantes relacionados con su aplicación en lubricación hidrostática (A. Bouzidane y Thomas 2008), como sobre todo en lubricación hidrodinámica (Zhu y Peng 2003; Peng y Zhu 2006, 2005; G. Nikolakopoulos y Papadopoulos 1998), resulta indispensable mencionarlos.

Volviendo a los fluidos magnéticos, éstos están compuestos principalmente por tres elementos:

- Fluido base portador: En general aceites minerales de una viscosidad controlada y específica para cada aplicación
- Partículas magnéticas en suspensión: Partículas que pueden ser de tamaño nanométrico o micrométrico.
- Aditivos para la mejora del comportamiento: Surfactantes para el tratamiento de las partículas y aditivos específicos para la mejora del fluido.

Los fluidos magnéticos se dividen en dos clases, los fluidos magnetoreológicos, fluidos MR en adelante, y los ferrofluidos (Vékás 2008). En ambos casos se trata de fluidos que contienen en suspensión partículas magnéticas que reaccionan a la presencia de un campo magnético externo. Las partículas se alinean con las líneas del flujo magnético generando un cambio en su estructura interna y por tanto modificando la reología del fluido, Figura 2-3.

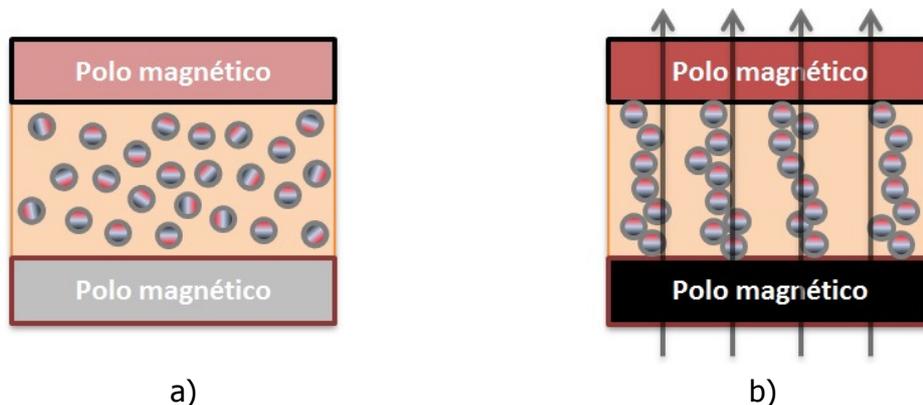


Figura 2-3 Fluido magnético frente a un campo magnético externo, a) partículas en suspensión y b) partículas alineadas con el campo magnético formando cadenas.

Las partículas magnéticas pueden ser de tamaño nanométrico, 8-12nm de diámetro o micrométrico, de 1-10 μ m de diámetro, siendo esta la diferencia fundamental de los ferrofluidos y los fluidos MR respectivamente. Los ferrofluidos están compuestos por las partículas de tamaño nanométrico, mientras que los fluidos MR se componen de las partículas micrométricas. En ambos casos las partículas se recubren de un elemento

surfactante, el cual evita la aglomeración de las partículas y por consiguiente evita la sedimentación, Figura 2-4. Por otro lado se añaden también aditivos que mejoran las prestaciones tribológicas del fluido, reduciendo la fricción, mejorando la capacidad de limpieza, ajustando el índice de viscosidad o reduciendo el desgaste que puedan producir. Estos aditivos son en su mayoría parte del conocimiento y valor añadido que aportan las empresas fabricantes de los fluidos, y por tanto de estricta confidencialidad (J. David Carlson 2002).

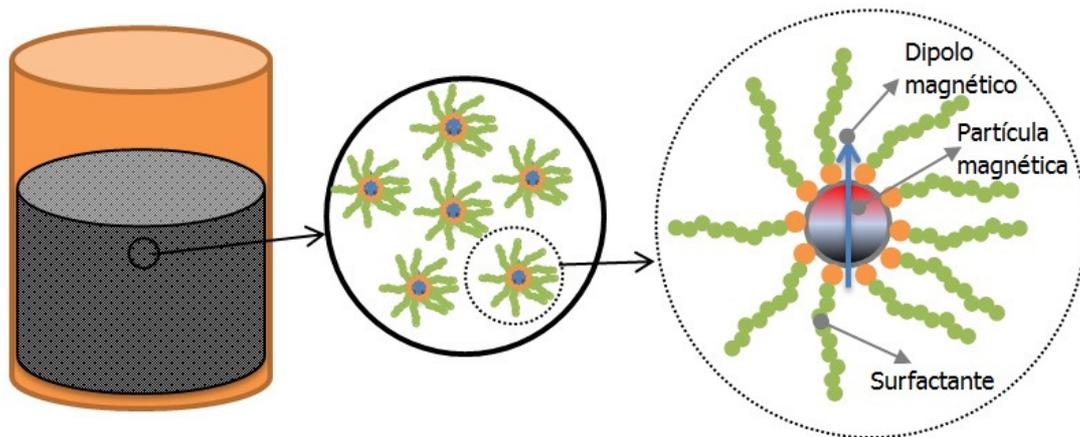


Figura 2-4 Detalle de las partículas que conforman un fluido magnético: Partícula (micrométrica o nanométrica), surfactante, fluido portador y dipolo magnético.

Entre los fabricantes de fluidos magnéticos comerciales destacan: LORD Corp. (exclusivo en fluidos MR), BASF AG (partículas y fluidos MR), LiquidsResearch y FERROLABS (ferrofluidos y fluidos MR) y FERROTEC dedicado en exclusiva a los ferrofluidos.

Los ferrofluidos son fluidos magnéticos inherentemente estables, es decir, la suspensión coloidal de las partículas magnéticas es estable en el tiempo, no se produce sedimentación siempre y cuando se logre evitar la agregación de partículas, función que cumplen los surfactantes. Esta estabilidad se debe principalmente al tamaño nanométrico de las partículas, de tal modo que la energía térmica de la partícula y el movimiento Browniano que genera en las partículas, es superior a la fuerza gravitacional (Ronald E. Rosensweig 1985). Para las partículas magnéticas habituales que se utilizan en los ferrofluidos (óxidos de hierro y cobalto), el límite de tamaño para que se produzca este fenómeno de estabilidad se encuentra en torno a 12-14nm. Debido a esto los ferrofluidos se sintetizan con partículas de entorno a 10nm. Por otro lado, la modificación reológica que se puede lograr con los ferrofluidos no es muy grande, comparándolo con los fluidos MR.

Los fluidos MR son inherentemente inestables por lo que con el tiempo terminan por sedimentar sus partículas magnéticas en el fluido portador. La función de los surfactantes, evitando la aglomeración, permiten que en breves ciclos de trabajo las partículas se vuelvan a dispersar y de esta manera el fluido magnético se homogenice. Las partículas magnéticas en este caso son básicamente polvo de hierro carbonilo, CIP de sus siglas en inglés. Partículas que se obtienen de procesos de molienda hasta lograr tamaños de grano del en torno a 1-10 μ m (Kciuk y Turczyn 2006).

En general, el desarrollo (síntesis y modelizado) de los fluidos magnéticos representa un área de investigación a caballo entre las ciencias químicas y físicas, con un fuerte componente de nanotecnologías. En esta tesis doctoral no se contempla profundizar en esta línea, pero resulta de gran ayuda para la comprensión del comportamiento de los fluidos magnéticos tener conocimientos básicos sobre su composición, caracterización experimental y modelización teórica (Odenbach 2002).

b) Aplicaciones ingenieriles

Los fluidos magnéticos se han aplicado y se utilizan en una gran cantidad de aplicaciones de la ingeniería moderna, principalmente en aquellos casos donde se requiera la presencia de un fluido y que la modificación de su reología constituya una mejora de las prestaciones del conjunto, ya sea una estructura o un mecanismo (J.D. Carlson, Catanzarite, y St. Clair 1996; Jolly, Bender, y Carlson 1998).

Las dos aplicaciones que se han analizado durante esta investigación –lubricación hidrostática e hidrodinámica, y juntas de estanqueidad- quedan fuera de esta descripción de aplicaciones ingenieriles, dado que en la siguiente sección de este capítulo se analizaran con detenimiento y profundidad.

- Ferrofluidos:

Las aplicaciones donde el elemento activo es un ferrofluido, por lo general son casos de poca fuerza y alta precisión, como por ejemplo soluciones de bombeado para micro-fluídica (Yamahata y Gijs 2004; Mao y Koser 2005). Continuando con aplicaciones de microtecnología, se han desarrollado actuadores de alta resolución basado en ferrofluidos (Uhlmann y Bayat 2003, 2004, 2006).

Las características de los ferrofluidos los hacen también interesantes para la optimización de máquinas eléctricas (Nethe, Scholz, y Stahlmann 2006), donde el campo magnético se puede orientar en la dirección deseada aumentando el flujo, y el calor generado se puede extraer con mayor facilidad de las partes móviles que a través del aire por convección. Esta aplicación de extracción de calor, y por tanto de aumento de prestaciones (densidad de potencia) es muy utilizada en soluciones de audio, donde

la refrigeración del "voice coil" es optimizada con el uso de los ferrofluidos (Ravaud et al. 2008; Ravaud y Lemarquand 2009).

Por último, en cuanto a aplicaciones de ferrofluidos no convencionales, se han encontrado trabajo donde se aprovecha la propiedad lubricante que pueden tener los ferrofluidos para rodamientos, de bolas o rodillos. Gracias a la concentración del campo magnético en los elementos rodantes, el ferrofluido se concentra en las zonas de contacto asegurando la lubricación (Sinha, Chandra, y Kumar 1993).

- **Fluidos MR:**

El esfuerzo cortante que presentan los fluidos MR bajo campo magnético es elevado, por lo que las aplicaciones identificadas están por lo general orientadas a generar fuerza: Freno, amortiguamiento, actuador/posicionado, etc. En mecanismos (cabezales/carros) donde se requiere una fuerza de frenado importante y una rápida respuesta en el tiempo, se han identificado aplicaciones basadas en fluidos MR (Szelag 2004; Jolly 2001; J. Huang et al. 2002). Similar a esta aplicación, existen soluciones de válvulas de seguridad para circuitos hidráulicos críticos, donde el fluido MR bajo un campo magnético generado por un imán permanente permite disponer de un limitador de presión libre de fallo (Saito, Ikeda, y Oguro 2006).

En cuanto a aplicaciones en el mundo de la fabricación, se han desarrollado dispositivos de equilibrado para cabezales de máquinas herramienta, donde gracias al control del fluido se puede modificar con precisión de ubicación del centro de gravedad del eje (Nakamoto et al. 2010). Por último, en cuanto a aplicaciones de fluidos MR no convencionales, se identifican procesos de rectificado (Lee, Hwang, y Chiou 2009a, 2009b) y de pulido (superacabado) en la fabricación de lentes, donde destaca el fabricante estadounidense QED <https://qedmrf.com/en/mrfpolishing>.

c) Equipos de investigación destacados

Los equipos de investigación más destacados en el campo de los fluidos magnéticos son por lo general grupos de física y química, siendo la ingeniería usuario de aplicaciones activas basadas en estos materiales. De los grupos clave en relación al desarrollo de fluidos magnéticos destacan:

- MIT / NASA (USA): El desarrollo de los fluidos magnéticos, los ferrofluidos en particular, tuvo sus comienzos en el MIT dentro de un proyecto para la NASA en los años 1960 bajo la dirección del Profesor R.E. Rosensweig. Este grupo de trabajo hizo los primeros desarrollos de síntesis y caracterización para su uso en vacío y a microgravedad, dentro de un proyecto de nuevo motor para los cohetes de la época. Tras este impulso en el área de investigación, Rosensweig

fundó la empresa FERROTEC, líder mundial en la comercialización de ferrofluidos. Esta empresa tecnológica representa en buena parte el legado de los pioneros en la materia, con una actividad investigadora relevante a día de hoy.

- Technical University of Dresden (Alemania): El grupo dirigido por el Profesor Stefan Odenbach es uno de los más activos en la actualidad en el desarrollo de los fluidos magnéticos, con un campo dedicado a la física teórica, quizá el menos relevante, y otro a la física aplicada donde trabajan en la caracterización y modelado. Odenbach proviene de la Universidad de Bremen, donde realizó sus primeros trabajos en fluidos magnéticos en aplicaciones de microgravedad orientadas al espacio.
- Universidad de Niza (FR): El grupo de Georges Bossis dentro de departamento de física de la materia condensada ha sido otro de los referentes mundiales en el desarrollo de conocimiento en relación a fluidos magnéticos. Sus trabajos han sido fundamentalmente de física aplicada, pero también han destacado en trabajos de física teórica colaborando con la Universidad de los Urales (Andrey Zubarev) y la Universidad de Minsk (Bielorusia). Precisamente originario de esta última universidad es el investigador que ha relevado a George Bossis de la dirección del departamento tras su jubilación, Prof. Pavel Kuzhir.
- Universidad de El Cairo (EG): En cuanto a aplicaciones de lubricación, el grupo del Profesor T.A. Osman ha sido uno de los más activos en el desarrollo de cojinetes de lubricación hidrodinámica aplicando fluidos magnéticos. Sus trabajos han ido desde el estudio de tribológico hasta la implementación de ingeniería.
- Technical University of Berlin: El grupo del Profesor E. Uhlmann ha sido muy productivo en el desarrollo de lubricación activa, destacando los trabajos realizados junto a Gunter Spur y la tesis de doctorado de Reiner Patzwald.
- TU de Braunschweig: Al igual que el grupo anteriormente mencionado de Berlin, el Profesor Jürgen Hesselbach de Braunschweig ha trabajado con intensidad aplicaciones de lubricación hidrostática desde el punto de vista de ingeniería mecánica.
- University of Maine, Le Mans (FR): Finalmente hay que mencionar al grupo del Profesor Romain Ravaud, uno de los más representativos en el desarrollo de juntas de estanqueidad basadas en ferrofluidos, tanto para aplicaciones de presurización como en mejora de sistemas de audio.

2.4.2 Investigación y desarrollo tecnológico

Hecha una introducción general a los fluidos magnéticos, sus aplicaciones y principales grupos de investigación, a continuación se realizará una revisión de los principales avances científico-tecnológicos publicados en revistas indexadas hasta la fecha. Esta revisión se estructura de la siguiente manera para una mejor comprensión por parte del lector: a) Síntesis y caracterización de fluidos magnéticos, b) lubricación presurizada, c) amortiguación, y d) juntas de estanqueidad.

a) Síntesis y caracterización de fluidos

Como ya se ha indicado previamente, el objeto de esta tesis no es el desarrollo de nuevos fluidos magnéticos, más bien su uso y comprensión en aplicaciones activas de ingeniería. En cualquier caso es de sumo interés analizar los trabajos previos relacionados a la caracterización de los ferrofluidos y los fluidos MR para comprender mejor su comportamiento. La síntesis de los ferrofluidos y los fluidos MR representa una ciencia profunda y compleja, por lo que a continuación se analizan y discuten los trabajos realizados para la obtención de los fluidos magnéticos más básicos, con rutas de síntesis que posteriormente se discutirán en esta tesis (Genc y Derin 2014).

Las partículas magnéticas utilizadas en la síntesis de los ferrofluidos son por lo general óxidos de hierro y/o cobalto (Bourlinos et al. 2006; Sung-Yong An, Shim, y Kim 2005). En el caso de los fluidos MR las partículas son por lo general hierro carbonilo en polvo, con un tamaño de orden micrométrico (Apetroaie, Roca, y Creanga 2005).

Entre los surfactantes más extendidos se encuentra el ácido oleico, que gracias a su capacidad de repulsión, las partículas donde en su superficie se ha forma una capa del mencionado ácido se asegura una buena dispersión del fluido (R.E. Rosensweig 1999; Jennings, Xu, y Ridler 2001; Ming-Jie Chen et al. 2016). Pero para la mejora de la estabilidad de los fluidos MR hay estudios que demuestran que el uso combinado de ferrofluidos disueltos en el propio fluido MR mejora sustancialmente las propiedades anti-aglomeración (López-López et al. 2006). Mientras que por otro lado, y para el caso de los ferrofluidos, se ha estudiado la estabilidad con fluidos iónicos, demostrando la mejora de comportamiento frente a aceites minerales (Rodríguez-Arco et al. 2011). La temperatura a la que se realiza la síntesis afecta a la respuesta magnética del fluido, por lo que es uno de los parámetros que se controlan con precisión durante los procesos de fabricación (Davies, Wells, y Charles 1993; Virden y O'Grady 2006).

Finalmente la caracterización magnetoreológica es fundamental para determinar la respuesta del fluido frente al campo magnético externo aplicado (Odenbach, Rylewicz, y Heyen 1999; Zubarev y Iskakova 2006; Ulicny et al. 2007). Esta caracterización

conduce al modelado no-Newtoniano de los fluidos magnéticos, ampliamente documentado en bibliografía (O. Müller, Hahn, y Liu 2006).

b) Lubricación presurizada, hidrostática e hidrodinámica

Este apartado de lubricación presurizada se subdivide a su vez en tres grupos: i) Lubricación hidrodinámica, ii) lubricación hidrostática y iii) deslizamiento.

i. Lubricación hidrodinámica

Los cojinetes hidrodinámicos radiales lubricados con fluidos magnéticos son los dispositivos más estudiados de entre los guiados activos. Comenzando con la modelización de los fluidos magnéticos, los primeros trabajos trataron los efectos no-Newtonianos de los fluidos MR en la ecuación de Reynolds para la determinación de la presión hidrodinámica (Tichy 1991; Dorier y Tichy 1992). Una modificación posterior a las ecuaciones de Tichy fueron propuestas con un modelo bilineal a la ecuación clásica de Bingham (C. W. Wu y Sun 1995). Otras propuestas de modelizado avanzaron por la simulación numérica (CFD), integrando el comportamiento del fluido como no-Newtoniano, lubricante de Bingham (Gertzos, Nikolakopoulos, y Papadopoulos 2008). En cuanto al modelizado de ferrofluidos para lubricación hidrodinámica, hay que destacar los trabajos de Pavel Kuzhir, donde se presentan soluciones para este tipo de fluidos (P. Kuzhir 2008; P. P. Kuzhir et al. 2011). Los efectos térmicos también son relevante en la modelización y cálculo de cojinetes que especialmente trabajan a alta velocidad, para estas circunstancias se propone el acoplamiento de ecuaciones (Yin et al. 2013).

Las publicaciones del párrafo anterior son algunas de las más representativas del modelizado del comportamiento de fluidos magnéticos como lubricantes. El siguiente análisis se centra en la aplicación de estos modelos y sus correspondientes modificaciones, en cojinetes radiales hidrodinámicos. Entre las publicaciones identificadas destacan dos tesis doctorales que estudian el comportamiento de cojinetes hidrodinámicos lubricados con ferrofluidos y con fluidos MR (Patzwald 2001; Bompos 2015). R. Patzwald por su parte presentaba los resultados específicos del comportamiento experimental de su prototipo de cojinete hidrodinámico (Spur y Patzwald 1998). T.A Osman definió los efectos sobre la lubricación hidrodinámica de la orientación del campo magnético, axial o circunferencial, mostrando una reducción evidente del coeficiente de fricción (Osman, Nada, y Safar 2001a), además de una mejora sustancial en las propiedades mecánicas del cojinete, tanto estático como dinámico (Osman, Nada, y Safar 2001b; Nada y Osman 2007). Por último se ha trabajado en analizar los efectos de desalineación y errores geométricos del conjunto eje-cojinete en la presión hidrodinámica (Osman, Nada, y Safar 2003).

En relación a los estudios teóricos de cojinetes radiales hidrodinámicos, cabe mencionar el trabajo realizado por H. Montezari, analizando el efecto de las diferentes variables de diseño magnético, bobinado, disposición del cableado, alineación respecto al eje, etc., (H. Montazeri 2008). La simulación de la lubricación hidrodinámica con diferentes modelos de comportamiento del fluido es otro de los aspectos trabajados en bibliografía (J. R. Lin, Li, y Hung 2013), con aplicación a cojinetes radiales ranurados (Nejad y Nassab 2010), y con superficie del cojinete con arquitectura de tipo espiga para mejorar el comportamiento en un sentido del giro (Chao y Huang 2005). Y añadido a lo anterior, un estudio pormenorizado de las prestaciones dinámicas que se obtienen de la aplicación de ferrofluidos como elemento lubricante activo en cojinetes radiales (Miwa et al. 2003). Finalmente mencionar los trabajos en los que se estudia el efecto de la rugosidad en las prestaciones de los cojinetes lubricados (Patel, Deheri, y Patel 2012; Hsu et al. 2013; Jaw-Ren Lin 2016).

ii. Lubricación hidrostática

Los cojinetes hidrostáticos lubricados mediante fluidos magnéticos han generado menos publicaciones que los hidrodinámicos, principalmente porque su funcionamiento es similar, por no decir idéntico al modo válvula de los amortiguadores magnetoreológicos. Es por ello que en esta revisión del estado del arte, en un apartado posterior, se haga mención a los amortiguadores basados en fluidos magnéticos sin ser éstos objeto del estudio de la tesis.

El trabajo de investigación más relevante es el liderado por Hesselbach en la universidad de Braunschweig, Alemania. Se trata de un cojinete axial lubricado con fluido MR, con un diseño de banco de ensayos simplificado, aplicando el campo directamente sobre los lands para validar la respuesta activa del guiado (Hesselbach y Abel-Keilhack 2003; Salwiński y Horak 2011). El siguiente avance se centró en el desarrollo de válvulas para poder ser utilizadas tanto en cojinetes radiales como axiales, sin requerir aplicar el campo directamente sobre el cojinete (Yokota, Yoshida, y Kondoh 1999; Abel-Keilhack y Hesselbach 2004).

Finalmente se desarrollan los modelos de control asociados a la lubricación hidrostática con fluidos MR, así como la aplicación basada en ferrofluidos para la mejora hidrodinámica a bajas cargas (Guldbakke y Hesselbach 2006).

iii. Deslizamiento

Una tercera aplicación de los fluidos magnéticos en el campo de la lubricación se ha identificado en los guiados de deslizamiento, donde los fluidos magnéticos (principalmente los ferrofluidos) permiten reducir el coeficiente de rozamiento sin sacrificar el desgaste entre las piezas en contacto (Wong et al. 2001). Los estudios se

basan en diseñar mediante imanes permanentes superficies en las que el ferrofluido queda confinado por el campo magnético, y la presión hidrostática generada por el fluido (no muy grande), reduce la presión del contacto y con ello el rozamiento. El grupo de investigación de Wei Huang de Nanjing es el más relevante, con completos y profundos trabajos en el diseño básico de estas superficies (Wei Huang, Shen, y Wang 2009; W. Huang, Wu, y Wang 2012; W. Chen, Huang, y Wang 2014).

Por lo que respecta a las propiedades dinámicas de estas superficies, se aprecie una mejora pero que depende mucho en el perfil del campo y los gradientes que se consiguen (J.-R. Lin et al. 2009).

c) Amortiguamiento

Este apartado de amortiguamiento se subdivide a su vez en tres grupos: i) amortiguadores y válvulas MR, ii) cojinete y iii) otras aplicaciones.

i. Amortiguadores y válvulas MR

Como se ha indicado anteriormente, esta aplicación de amortiguación está íntimamente ligada con la lubricación hidrostática, dado que el fluido, principalmente fluido MR por su mayor respuesta reológica, trabaja del mismo modo. El fluido MR trabaja en modo válvula, válvula MR, donde al circular con un caudal a través de ella se consigue una pérdida de carga (diferencia de presión) proporcional al campo magnético aplicado. Esta presión se traduce en una fuerza en el mecanismo, amortiguador en este caso pero que igualmente puede ser aplicado en cojinetes y guías hidrostáticas. La tesis doctoral defendida por Guangqiang Yang presenta un trabajo muy interesante que permite una visión global de la problemática (G. Yang 2001), aunque la aplicación final de dicha investigación fuera encaminada al desarrollo de amortiguadores de edificios para reducir el daño producido por los terremotos.

La aplicación estrella de estos amortiguadores ha sido históricamente la automoción (Lindler, Dimock, y Wereley 2000), con soluciones tanto pasivas (Cho, Jung, y Lee 2005), pero sobre todo semi-activas (Yokoyama, Hedrick, y Toyama 2001; Bhalodi et al. 2016). En este sentido destaca la solución comercial desarrollada por la multinacional DELPHI en colaboración con el principal fabricante de fluidos MR, LORD Corp. Se trata de los amortiguadores MagneRide, disponibles en el mercado hace más de 20 años, y que en la actualidad se instalan exclusivamente en modelos prestacionales de alta gama (Raynauld 2010).

El comportamiento de los fluidos en estos sistemas se basa en el modo válvula principalmente, pero dependiendo del diseño puede tener que trabajar a torsión y deslizamiento (Kulkarni et al. 2003). Otro aspecto importante a tener en cuenta en

estos sistemas es la histéresis que presentan, y con ello su complejidad de control si se requiere un ajuste de posición (Wang, Ma, y Su 2004; Y. Liu et al. 2006). El control por tanto se convierte en un aspecto importante en el desarrollo de los amortiguadores semi-activos con fluidos MR, pudiéndose analizar diferentes opciones de control estudiadas en previamente (Bajkowski et al. 2008). En este sentido cabe mencionar la solución de integración de la monitorización para mejorar los lazos de control, principalmente el de posición (D. H. Wang, Bai, y Liao 2010). Finalmente, entre los últimos avances identificados en la materia se han encontrado amortiguadores que combinan los fluidos MR para la generación de fuerza, y los ferrofluidos para reducir fricciones y mejorar la eficiencia (Pugazhenthí, Karthick, y Belgín Paul 2017), al estilo de las soluciones de lubricación por deslizamiento con fluidos magnéticos.

ii. Amortiguadores de cojinete (squeeze damper)

Un segundo modo en el que los fluidos (en este caso magnéticos) pueden aportar amortiguamiento en un mecanismo de rotación es en los cojinetes radiales. En vez del modo válvula indicado anteriormente, en este caso los fluidos trabajan al estilo deslizamiento, y la energía de vibración se absorbe por el esfuerzo viscoso que presenta el propio fluido. La tesis doctoral defendida por Saiful Bin Mazlan sirve para disponer una visión completa de la problemática (Bin Mazlan 2008). Además de este trabajo se pueden encontrar multitud de estudios que tratan el amortiguamiento en sistemas similares (Kim y Lee 2004), mientras que en la aplicación de rotores flexibles (generación de energía), se requiere considerar la dinámica de la propia estructura flexible (Zapoměl, Ferfecki, y Forte 2013), además del efecto térmico fruto de situarse cerca de fuentes intensas de calor, como son las turbinas de vapor (Ghaednia y Ohadi 2011).

iii. Otras aplicaciones de amortiguación

Para concluir con el apartado de amortiguación y/o rigidización (estática-dinámica) basada en fluidos activos, se han identificado diferentes trabajos de investigación en la materia. El caso más relevante es el de soportes de maquinaria vibratoria, soportes de motores por ejemplo, siendo la tesis de Brad Schubert una de las más interesantes referencias (Schubert 2005). Estos soportes de motor, tanto hidráulicos como elastoméricos pero en cualquier caso con carga de partículas magnéticas para poder responder frente a una excitación magnética externa, se han desarrollado tanto en arquitectura lineal (Z. Wang et al. 2003) como rotacional (J. Wang y Meng 2003).

Otra aplicación diametralmente opuesta es la rigidización de estructuras flexibles en procesos de mecanizado, tanto con la aplicación directa del fluido para cubrir grandes voladizos flexibles (Díaz-Tena et al. 2013), como mediante utillajes flexible que se adaptan a grandes variaciones geométricas (Rodríguez et al. 2014).

Para finalizar con las aplicaciones relativas al amortiguamiento, se han encontrado trabajos donde el fluido magnético, ferrofluidos en este caso, se utilizan como medio viscoso de amortiguadores inerciales tipo Lanchester (W. Yang, Li, y Feng 2013), pudiendo sintonizar el amortiguador a las necesidades de cada instante.

d) Juntas de estanqueidad

Las juntas de estanqueidad son fundamentales para asegurar una vida larga y segura de mecanismos en entornos de trabajo hostiles. En el caso de las máquinas herramienta se consideran importante para evitar la fuga de lubricante y la mezcla del líquido de corte con otros fluidos de la propia máquina. La publicación de referencia para esta y otras aplicaciones es el libro Müller y Nau, (H. K. Müller y Nau 1998), identificando todas las tecnologías de estanqueidad y presurización disponibles.

Por lo que respecta al uso de juntas de estanqueidad basadas en fluidos magnéticos, principalmente con ferrofluidos, se trata de una técnica que para encontrar las primeras investigaciones hay que retrotraerse a comienzos de los años 1980, donde la necesidad de disponer de un sistema de estanqueidad compatible con el vacío las hacía propicias para aplicación aeroespaciales (Walowitz y Pinkus 1981). Modelos y simulaciones de estos fluidos se hicieron relativamente comunes en las publicaciones científicas de la época (Jibin y Yongping 1992), incluyendo el efecto de inercia del fluido para aplicaciones de alta velocidad (Zou et al. 2002).

A medida que se avanzó en las prestaciones, los modelos se hicieron más complejos, tratando de representar el comportamiento y predecir tanto la capacidad de carga como la máxima presión de estanqueidad (Lavrova et al. 2006; Meng, Jibin, y Jianhui 2006). En este sentido es imprescindible destacar los trabajos de investigación del grupo de R. Ravaut, que si bien su aplicación principal se dirigía al campo de la acústica, y en concreto a los altavoces de altas prestaciones, tanto la investigación como los resultados obtenidos de ella eran directamente aplicables a juntas de estanqueidad como las que se podrían utilizar en cabezales de máquinas herramienta (R. Ravaut, Lemarquand, y Lemarquand 2009; R. Ravaut et al. 2009; R. Ravaut, Lemarquand, y Lemarquand 2010)

Demostradas las capacidades de los ferrofluidos como material para el desarrollo de juntas de estanqueidad (Horak y Szczech 2013), el análisis del desgaste demuestra que la vida de estos sistemas no es limitante del conjunto, al menos con los fluidos y condiciones de trabajo analizadas (Iyengar et al. 2004); cosa que en el caso de los fluidos MR no ocurre, apreciándose un leve desgaste entre las partes móviles.

2.4.3 Análisis de patentes

Las patentes relativas a los sistemas basados con fluidos magnéticos son prácticamente incontables, por lo que a estas líneas se traen unos pocos casos representativos.

- Cojinete radial de lubricación hidrostática: (Kawashima 1989)
- Amortiguador con fluido MR en modo válvula: (J. Liu, Zhang, y Zhou 2011)
- Junta de estanqueidad basada en ferrofluidos: (A. Zhang y Zhang 2011)

Capítulo 3

Guiados de máquinas herramienta mediante lubricación presurizada

3.1 INTRODUCCIÓN

Los guiados de lubricación presurizada (hidrostáticos, hidrodinámicos e híbridos) han sido estudiados en profundidad durante los últimos años, tal y como se ha reflejado en el capítulo 2.3 de la revisión bibliográfica. Se han identificado métodos de cálculo genéricos, pero no se ha encontrado una herramienta específica que permita realizar una simulación hidrostática e hidrodinámica de guiados lubricados de manera eficiente. En este capítulo se presenta el trabajo llevado a cabo para desarrollar dicha herramienta de cálculo, donde los principales apartados han sido:

- Cálculo y simulación de guiados y cojinetes hidrostáticos e hidrodinámicos: Ecuaciones, herramienta de cálculo y simulaciones CFD.
- Banco de ensayos para cojinetes radiales: Banco de ensayos de cabezales y nuevo banco de ensayos para cojinetes radiales.

3.2 ECUACIONES BÁSICAS DE GUIADOS CON LUBRICACIÓN PRESURIZADA

3.2.1 Dinámica de fluidos

El objetivo de este apartado es identificar las ecuaciones básicas que posteriormente se utilizarán para calcular el comportamiento de guías y cojinetes de lubricación presurizada. Para llegar a identificar las ecuaciones básicas de la fluidodinámica se realizará un desarrollo resumido de las principales ecuaciones constitutivas, pero sin entrar a describir y detallar el modo de obtención de todas las expresiones empleadas; para ello hay, y se han detallado en el Capítulo 2 referencias válidas con las que profundizar en la materia, (Frêne et al. 1997).

a) Ecuación de Navier-Stokes

De acuerdo con la ecuación de la conservación de masa (Ecuación 3-1), la suma entre el cambio de masa que contiene el volumen de control respecto al tiempo y el cambio neto del flujo de masa a través de la superficie de control debe ser cero.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \rho dV + \int_{cs} \rho \mathbf{V} \cdot \hat{\mathbf{n}} dA = 0 \quad \text{Ecuación 3-1}$$

Donde " ρ " es la densidad de la masa que es integrada por el volumen de control y derivada por el tiempo, y " \mathbf{V} " es el vector de velocidad que es multiplicada por la densidad e integrada en la superficie de control. A partir de esta expresión se consigue la ecuación de la continuidad:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad \text{Ecuación 3-2}$$

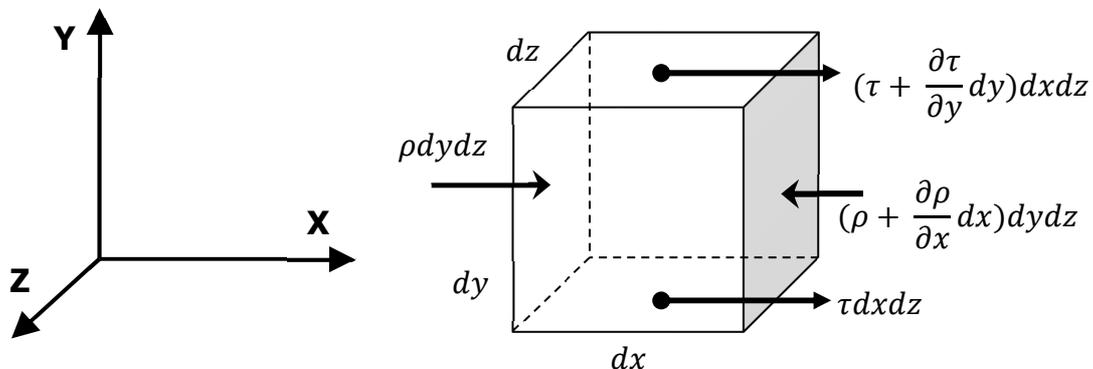


Figura 3-1 Elemento diferencial de fluido

Haciendo el equilibrio de las fuerzas externas e internas que actúan sobre el volumen del fluido de la Figura 3-1, se obtiene la siguiente ecuación escrita en modo vectorial.

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho f + \nabla \sigma \quad \text{Ecuación 3-3}$$

Donde "f" es la fuerza volumétrica por unidad de volumen, " $\nabla \sigma$ " es la divergencia de la matriz de tensiones y "v" es el vector de velocidad. " D/Dt " es la derivada del tiempo total:

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z} \quad \text{Ecuación 3-4}$$

Para reducir el número de incógnitas se tienen en cuenta las siguientes consideraciones; los fluidos analizados son únicamente isotrópicos con una relación lineal entre tensiones y deformaciones, fluido Newtoniano como se verá más adelante. Así se llega a las ecuaciones que rigen el comportamiento dinámico del fluido en tres dimensiones, las conocidas como ecuaciones de Navier-Stokes:

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du}{Dt} &= \rho X - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{1}{3} \nabla v \right) \right] \\ &\quad + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \\ \rho \frac{Dv}{Dt} &= \rho Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \left(\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{1}{3} \nabla v \right) \right] \\ &\quad + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \\ \rho \frac{Dw}{Dt} &= \rho Z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left[2\mu \left(\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{1}{3} \nabla v \right) \right] \\ &\quad + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \end{aligned} \quad \text{Ecuación 3-5}$$

b) Ecuación de Reynolds

En los casos de cojinetes hidrostáticos e hidrodinámicos, el espesor de la capa de lubricante es muy inferior a al área del cojinete, así la dimensión en la dirección de la película de aceite es varios ordenes de magnitud inferior al circunferencial y axial. De esta manera las ecuaciones de Navier-Stokes (Ecuación 3-5), se pueden simplificar considerando las siguientes suposiciones:

- El espesor de la capa de aceite es muy pequeño comparando con las demás dimensiones del cojinete: circunferencial y axial.
- El eje "y" está alineado con la película de lubricante:
- La presión, la densidad y la viscosidad se pueden considerar constantes a lo largo del eje "y", así: $dp/dy=0$; $d\rho/dy=0$; $d\mu/dy=0$
- Comparando con " du/dy " y " dw/dy ", los demás gradientes de velocidad son despreciables; esto está justificado ya que " u " y " w " son generalmente más grandes que " v ", y el espesor de la película de aceite a lo largo de "y" es muy pequeño.
- El flujo es laminar; no hay turbulencias ni vórtices reseñables.
- Las fuerzas volumétricas son despreciables frente a las fuerzas viscosas.
- Las fuerzas de inercia son despreciables frente a las fuerzas viscosas.
- No hay deslizamiento de fluido en el contacto con las partes móviles, así en las superficies en contacto con el fluido, la velocidad de la superficie y el fluido son iguales.

Estas suposiciones se representan de manera gráfica en la Figura 3-2:

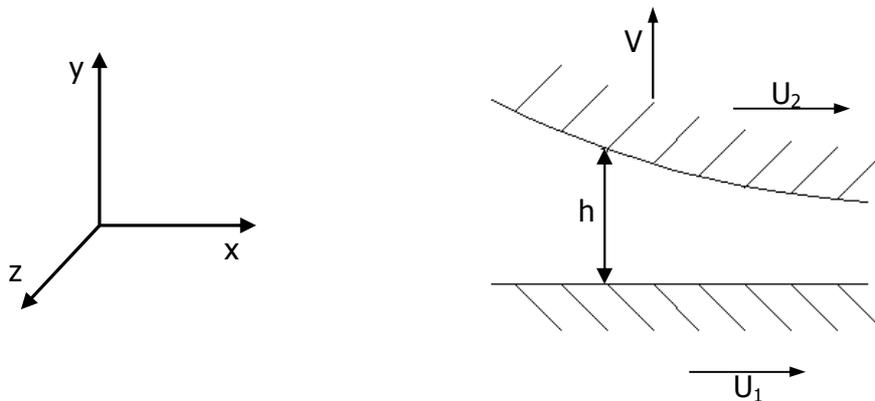


Figura 3-2 Esquema de la geometría de un cojinete.

Tomando estas suposiciones y aplicándolas a la Ecuación 3-5, la expresión que define el comportamiento de fluidos en cojinetes queda tal y como se expresa en la Ecuación 3-6, también conocida como ecuación de Reynolds.

$$\frac{\partial}{R^2 \partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu\omega \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad \text{Ecuación 3-6}$$

3.2.2 Lubricación hidrostática con restrictores pasivos

El estudio de la lubricación hidrostática se presenta en dos categorías: los que se aplica a guiados lineales que por arquitectura mantiene las superficies de la parte móvil y fija siempre paralelas, y por otro lado aquellos casos donde la película de aceite no es constante a lo largo de la superficie, como es el caso de los cojinetes radiales. Por tanto se distinguirá el caso de, a) los patines para guiado lineal (incluyendo aquí los cojinetes de empuje axial), y por otro lado, b) los cojinetes hidrostáticos radiales.

a) Patines hidrostáticos en guiado lineal

El caso de los patines hidrostáticos lineales se representa de manera gráfica en la Figura 3-3, donde la cavidad está reflejada por la ranura de ancho "b" y longitud "L". Esta geometría conlleva que el espesor o película de aceite "h" se mantiene constante a lo largo de las superficies estrechas, denominadas "land". A estas condiciones de contorno se le añaden las siguientes suposiciones: El fluido lubricante es isoviscoso e incompresible, por lo que la densidad " ρ " y la viscosidad " μ " se mantienen constantes a lo largo del patín hidrostático.

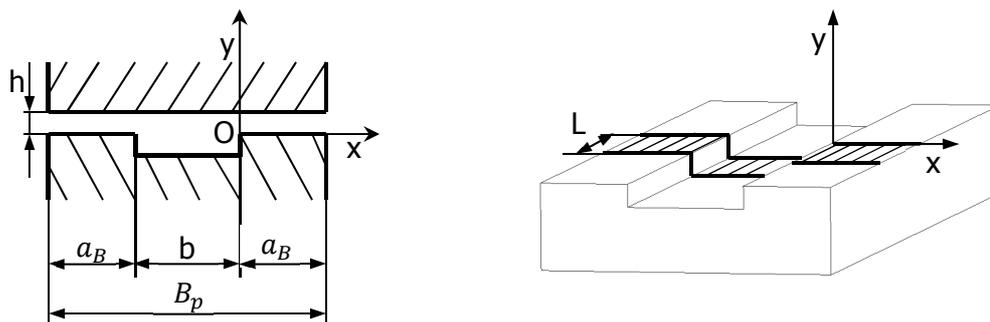


Figura 3-3 Esquema de la geometría de un patín hidrostático lineal.

Asumiendo por tanto las condiciones de contorno y las propiedades del fluido, la ecuación de Reynolds (Ecuación 3-6) se reduce a la siguiente expresión:

$$\frac{d^2 p}{dx^2} = 0 \tag{Ecuación 3-7}$$

Integrando la Ecuación 3-7 para el caso de la Figura 3-3 se consigue la distribución de la presión sobre de todo el patín hidrostático. Esta distribución de presión a lo ancho del patín se muestra en la Figura 3-4, expresión que integrándola para todo el área del cojinete se consigue la correspondiente capacidad de carga (Ecuación 3-8) donde " A_v " corresponde al área virtual del apoyo o patín, y " P_a " la presión en la cavidad.

$$W = P_a A_v \tag{Ecuación 3-8}$$

La presión en la cavidad se obtiene de la relación de resistencias hidráulicas entre el elemento compensador (restringidor) y el propio patín, en este caso, Ecuación 3-10:

$$W = \beta P_s A_{v1} \quad \text{Ecuación 3-9}$$

$$\beta = \frac{P_a}{P_s} \quad \text{Ecuación 3-10}$$

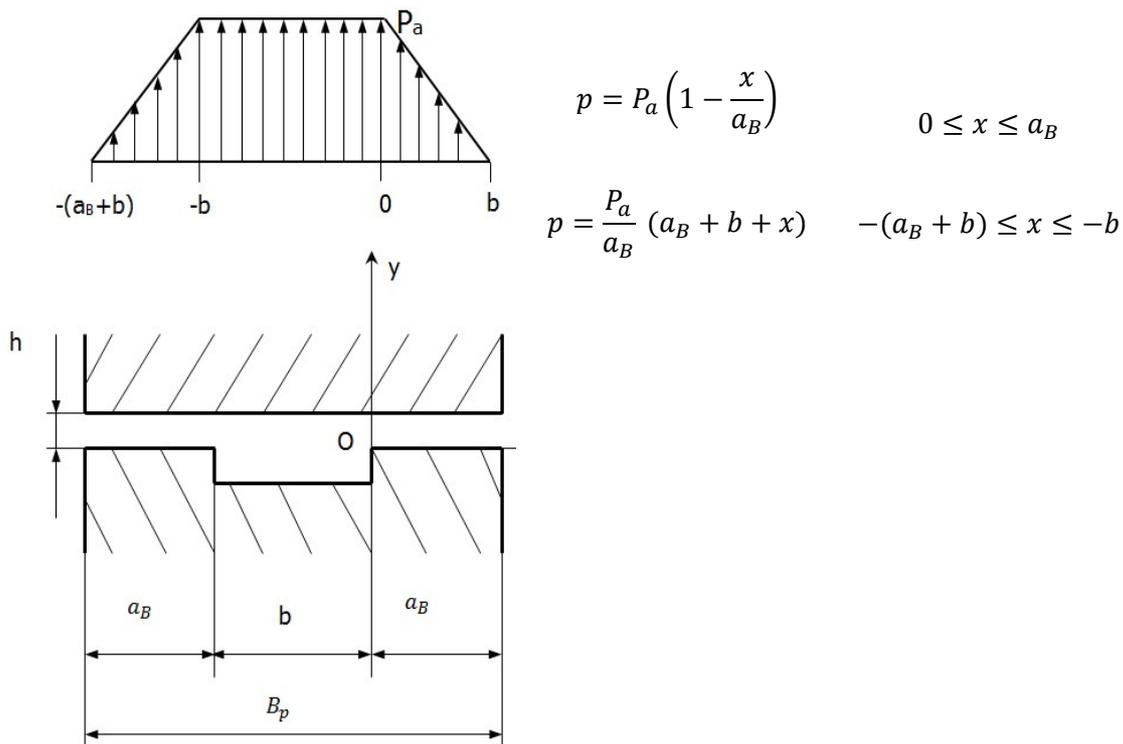


Figura 3-4 Distribución de presión en el ancho del patín hidrostático.

El caudal de fluido que circula a través del patín se obtiene de la integración de la ecuación de velocidad, una vez ha sido resuelta de la ecuación de Reynolds. Como resultado de la operación, y para el caso que nos ocupa la expresión es la mostrada en la Ecuación 3-11, donde " K_Q " es un coeficiente geométrico que depende de las dimensiones del patín hidrostático.

$$Q = \frac{P_a h^3}{\mu} K_Q \quad \text{Ecuación 3-11}$$

La rigidez por su lado se obtiene de derivar la carga entre el espesor de película de aceite, así la ecuación básica Ecuación 3-12 se debe resolver para cada tipo de restringidor o sistema de compensación.

$$K_{i,j} = \frac{dW}{dh} \quad \text{Ecuación 3-12}$$

Los dos tipos de restrictores que se van a estudiar en este capítulo son los de tipo capilar y tipo orificio. Estos restrictores permiten garantizar la estabilidad del sistema, generando un aumento de presión en las cavidades " P_a " para un incremento de la carga externa aplicada, o lo que es lo mismos, dotar de una rigidez mecánica al conjunto eje-cojinete.

- Restrictores capilares:

Un restrictor capilar es en el fondo un tubo relativamente largo para su diámetro interior, con un ratio superior a $l_c/r_c > 50$. La resistencia hidráulica que presenta este tipo de restrictor -donde la pérdida de carga es puramente laminar-, se puede expresar de la siguiente manera:

$$R_{cap} = \frac{128 l_c \mu}{\pi d_r^4} \quad \text{Ecuación 3-13}$$

Donde " l_c " y " d_r " son la longitud y el diámetro del capilar siguiendo el esquema presentado en la Figura 3-5:

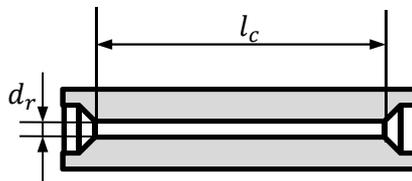


Figura 3-5 Esquema de un restrictor capilar laminar.

La principal característica de estos sistemas es que la resistencia hidráulica no es función de la velocidad y por tanto del caudal del fluido que circula a través de ellos, así el ajuste de presiones del patín o cojinete " β " se mantiene constante para un gran rango de condiciones de operación. Además, la pérdida de carga depende de la viscosidad, al igual que en el apoyo hidrostático, por lo que variaciones de viscosidad como las producidas durante el calentamiento del aceite tampoco afectan al ajuste hidrostático del guiado. En contrapartida suelen ser de un tamaño elevado, mayor que los de orificio que se presentarán a continuación, y ofrecen poca rigidez al conjunto. Con estas propiedades, la resistencia hidráulica del capilar suele presentarse como una función con respecto a la resistencia de salida, la resistencia que ofrece el patín o cojinete " R_o ", Ecuación 3-14.

$$R_{cap} = R_o \frac{1 - \beta}{\beta} \quad \text{Ecuación 3-14}$$

- Restrictores de orificio:

La característica principal de este tipo de restrictores es que el fluido circula por un estrechamiento abrupto (pequeño orificio) en el que se genera una pérdida de carga (presión) proporcional al caudal de lubricante. En este tipo de restrictores la pérdida de carga es fundamentalmente por un efecto turbulento en el estrechamiento, por lo que la velocidad y con ello el caudal afecta sobremanera a la resistencia hidráulica del restrictor. La expresión de esta pérdida de carga se presenta en la Ecuación 3-15.

$$R_{orif} = \frac{8 \rho}{\pi^2 d_R^4 C_o^2} Q \quad \text{Ecuación 3-15}$$

Donde " C_o " es el coeficiente de descarga del orificio, que depende de la geometría a la entrada y a la salida del restrictor, y la velocidad del fluido, coeficiente que por lo general tiene un valor aproximado al 0,6. En la Figura 3-6 se muestra de manera esquemática un restrictor de esta tipología.

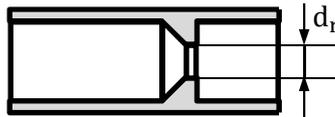


Figura 3-6 Esquema de un restrictor orificio turbulento.

En este caso la resistencia no es independiente de la presión de la cavidad por lo que la expresión de la resistencia del restrictor respecto a la resistencia de salida del fluido (patín o cojinete) se puede expresar como:

$$R_o = R_0 \sqrt{1 - \frac{p_r}{p_s} \frac{\sqrt{1 - \beta}}{\beta}} = R_0 \sqrt{1 - \beta \frac{W}{W_0} \frac{\sqrt{1 - \beta}}{\beta}} \quad \text{Ecuación 3-16}$$

Mientras que la relación entre la capacidad de carga (W) y el espesor de fluido (h) viene dada por la ecuación

$$\frac{h}{h_0} = \left[\frac{1 - \beta \frac{W}{W_0}}{(1 - \beta) \left(\frac{W}{W_0}\right)^2} \right]^{1/6} \quad \text{Ecuación 3-17}$$

b) Cojinetes hidrostáticos radiales

Si en el punto anterior se ha analizado el caso de paredes paralelas, en este caso sólo se analizará la situación de eje descentrado, y con ello película de aceite " h " en función de la posición circunferencial del eje. En la Figura 3-7 se representa un cojinete radial de cuatro cavidades con el eje (cuya holgura está exagerada para su mejor comprensión) descentrado en dirección vertical hacia abajo, alineado con el eje de simetría de la cavidad inferior.

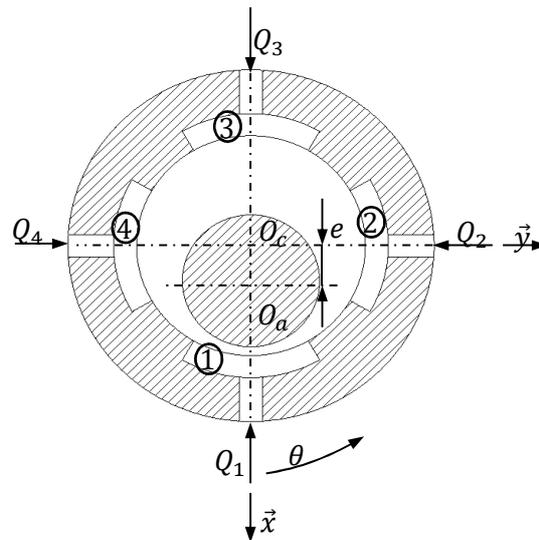


Figura 3-7 Esquema de un cojinete radial de cuatro cavidades descentrado.

Para un caso como el expuesto en la Figura 3-7, el espesor del fluido viene dado por la siguiente expresión:

$$h = C (1 - \varepsilon \cos\theta) \quad \text{Ecuación 3-18}$$

En este tipo de cojinete radial (multi-cavidad), el flujo que sale de cada cavidad puede ir fuera del cojinete o puede ir a las cavidades adyacentes, por lo que se pueden diferenciar dos tipos de caudales en el interior del cojinete: axial y radial. En consecuencia, la presión de cada cavidad no es independiente de la contigua, y el cálculo se debe de realizar contemplando estas condiciones de contorno. Un método para resolver este tipo de cojinete es el método de las "resistencias hidráulicas", (Bassani y Piccigallo 1992). Este método consiste en simplificar el cojinete en resistencias hidráulicas como se puede ver en la Figura 3-8.

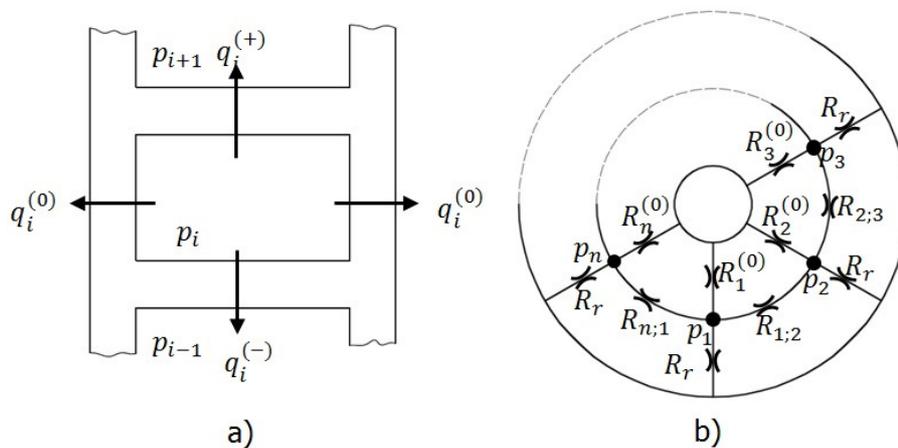


Figura 3-8 Representación gráfica del principio de "resistencias hidráulicas", a) esquema de una cavidad, y b) esquema general del cojinete radial.

Estas resistencias hidráulicas se calculan partiendo de la ecuación de Reynolds y suponiendo que el flujo es solamente axial o radial. Así las expresiones que se consiguen son las siguientes:

$$R_i^{(0)} = \frac{12 a \mu}{D C^3} \frac{1}{\int_{\frac{\pi}{n}(2i-3)}^{\frac{\pi}{n}(2i-1)} (1 - \varepsilon \cos(\alpha))^3 d\alpha}$$

donde,

Ecuación 3-19

$$R_{i;i+1} = R_{i+1;i} \approx \frac{6 \mu \theta D}{L \left(1 - \frac{2a}{L}\right) C^3} \cdot \frac{1}{1 - \varepsilon \cos \left[\frac{\pi}{n} (2i - 1)\right]^3}$$

Aplicando el balance del flujo en cada cavidad, se consigue un sistema de ecuaciones donde las únicas incertidumbres son las presiones de cada una de las cavidades de las que se compone el cojinete radial.

3.2.3 Lubricación hidrodinámica e híbrida

En cojinetes como los mostrados en la Figura 3-8, cuando se supera la velocidad de giro necesaria (velocidad crítica), se puede generar un comportamiento diferente al descrito anteriormente como lubricación hidrostática. Esto es producido por la presión hidrodinámica que se estudiará en esta sección, y por tanto la lubricación pasa a denominarse híbrida. A continuación se desarrollarán las ecuaciones que rigen el comportamiento de la presión hidrodinámica en cojinetes radiales sin cavidades.

Un cojinete radial puramente hidrodinámico (sin cavidades en la superficie), consiste en un eje de radio " r_a " y un cojinete de radio " r_c ", con aceite lubricante relleno la holgura entre ambos, Figura v. Como la diferencia entre estos dos radios es muy pequeña, se puede utilizar la ecuación de Reynolds (Ecuación 3-6) para resolver el problema del comportamiento del fluido.

La ecuación de Reynolds es una ecuación con derivadas parciales de segundo orden de tipo elíptico que no tiene soluciones analíticas excepto en unas condiciones de contorno específicas, que representan diseños de cojinetes radiales muy extremos. Estas condiciones se aplican para la longitud del cojinete, y la presión resultante de resolver la ecuación, que puede tener valores de presión positivos y negativos. Con respecto a la longitud del cojinete se diferencia la solución para cojinetes largos $L/D > 4$ (Ecuación 3-20) donde el flujo es principalmente circunferencia, y cojinetes cortos

$L/D < 8$ (Ecuación 3-21) donde el flujo es mayoritariamente axial. Para geometrías con relación de aspecto intermedia, la ecuación se debe resolver por métodos numéricos.

$$\frac{d}{d\theta} \left(h^3 \frac{dp}{d\theta} \right) = 6\mu R^2 \omega \frac{dh}{d\theta} \quad \text{Ecuación 3-20}$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \mu \omega \frac{dh}{d\theta} \quad \text{Ecuación 3-21}$$

Con respecto al tratamiento de la presión calculada por la ecuación de Reynolds, se identifican tres posibles casos: Sommerfeld, Gumble y las propias condiciones de contorno propuestas por Reynolds.

a) Solución de Sommerfeld

Se trata de la solución que mejor encaja con las condiciones de baja excentricidad. En este caso el cojinete tiene una presión en el interior de la ranura de alimentación de " P_a ", dicha ranura axial e infinitamente estrechas se sitúa en " $\theta=0$ ", (Ecuación 3-22). Para poder resolver la ecuación Ecuación 3-20 o la Ecuación 3-21, según sea el caso, es necesario el cambio de variable de la Ecuación 3-23.

$$p(\theta = 0) = p(\theta = 2\pi) = P_s \quad \text{Ecuación 3-22}$$

$$1 + \varepsilon \cos(\theta) = \frac{1 - \varepsilon^2}{1 - \varepsilon \cos(\psi)} \quad \text{Ecuación 3-23}$$

De lo anterior se resuelve la distribución de presión para cojinetes largos como:

$$p = \frac{6\mu\omega \left(\frac{R}{C}\right)^2}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \left\{ \psi - \varepsilon \operatorname{sen}(\psi) - \frac{2\psi - 4\varepsilon \operatorname{sen}(\psi) + \varepsilon^2\psi + \varepsilon^2 \operatorname{sen}(\psi)\cos(\psi)}{2 + \varepsilon^2} \right\} + P_a \quad \text{Ecuación 3-24}$$

Mientras que en cojinetes cortos la ecuación resultante es:

$$p(\theta, z) = -\frac{3 \mu \omega}{C^2} \left(z^2 - \frac{L^2}{4} \right) \frac{\varepsilon \operatorname{sen}(\theta)}{(1 + \varepsilon \cos(\theta))^3} \quad \text{Ecuación 3-25}$$

De manera gráfica, en la Figura 3-9 se muestra la evolución de la presión en el plano central del cojinete:

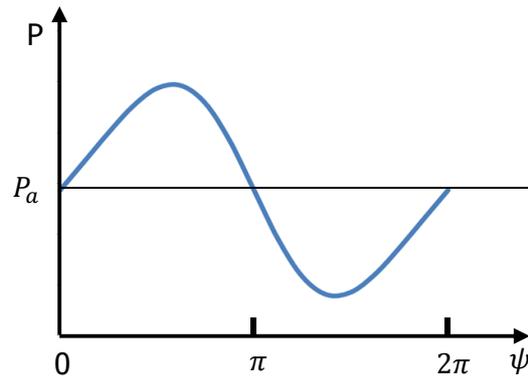


Figura 3-9 Distribución de presión en un cojinete radial con la solución de Sommerfeld.

b) Solución de Gumble

La solución de Sommerfeld es poco realista para caso de carga elevada, dado que el modelo resuelve valores de presión negativas, por debajo incluso del cero absoluto, algo que carece de todo sentido físico. Para casos de alta carga y excentricidad, es necesario hacer un tratamiento a los valores negativos de presión, y en este sentido Gumble propuso la primera aproximación donde directamente elimina del resultado todo valor de presión inferior a la presión atmosférica. Aunque esta solución también es inaceptable físicamente (no hay continuidad en la ecuación), se consiguen resultados muy aproximados a los experimentales.

Para el caso en el que la presión de suministro es " $P_a=0$ ", se consigue la siguiente distribución de la presión:

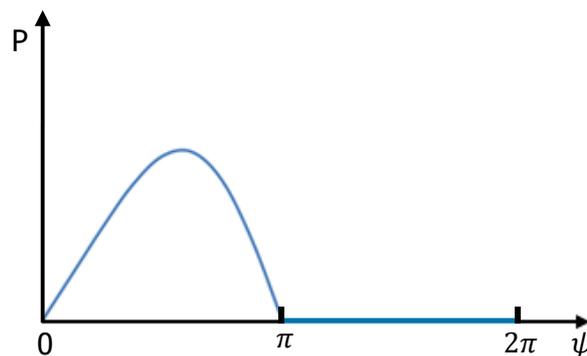


Figura 3-10 Distribución de presión con la solución de Gumble.

Donde integrando la presión sobre la superficie de todo el eje/cojinete se obtiene la expresión de la carga " W " y el ángulo de posicionado " ϕ ", el ángulo entre el desplazamiento y la aplicación de la fuerza, Ecuación 3-26.

$$W = \frac{6\mu\omega RL \left(\frac{R}{C}\right)^2 \varepsilon}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)} [4\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)]^{1/2}$$

$$\phi = \text{actg} \frac{\pi\sqrt{1 - \varepsilon^2}}{2\varepsilon}$$

Ecuación 3-26

c) Solución de Reynolds

La solución de Reynolds es muy similar a la de Gumble, añadiendo continuidad al fluido y por tanto ofreciendo una solución que físicamente tiene sentido. Para ello suma una nueva condición de contorno, que no es otra que el punto de anulación de presión, " θ_s " (zona inactiva del cojinete), la presión, además de ser igual a cero, su gradiente también lo ha de ser.

$$p(\theta = \theta_s) = \left(\frac{dp}{d\theta}\right)_{\theta=\theta_s} = 0$$

Ecuación 3-27

Aplicando esta condición a la ecuación original de Reynolds, se consigue la siguiente expresión de la presión, Ecuación 3-28.

$$p(\psi) = \frac{6 \mu R^2 \omega}{C^2(1 - \varepsilon^2)^{\frac{3}{2}}} \left[\psi - \varepsilon \text{sen}(\psi) - \frac{2\psi - 4\varepsilon \text{sen}(\psi) + \varepsilon^2\psi + \varepsilon^2 \text{sen}(\psi) \cos(\psi)}{2(1 - \varepsilon \cos(\psi_s))} \right]$$

Ecuación 3-28

Donde " ψ_s " es el valor que corresponde al " θ_s " y se define como la expresión Ecuación 3-29. La representación gráfica de la presión se muestra en la Figura 3-11.

$$\varepsilon (\text{sen} \psi_s \cos \psi_s - \psi_s) + 2(\text{sen} \psi_s - \psi_s \cos \psi_s) = 0$$

Ecuación 3-29

Si bien esta solución se ajusta mejor a la realidad del comportamiento desde un punto de vista físico. Los resultados son muy similares a Gumble y para resolver de forma numérica de manera ágil, este último es el más utilizado.

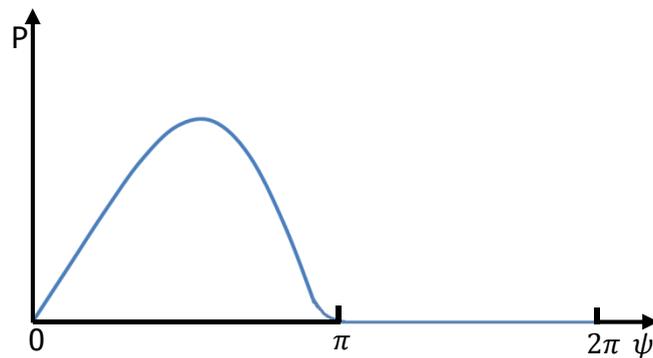


Figura 3-11 Distribución de presión con la solución de Reynolds.

Estas son de manera muy resumida las ecuaciones básicas de teoría hidrostática e hidrodinámica que se han implementado en la herramienta de cálculo que se describirá a continuación. Para obtener el desarrollo matemático que permite llegar a las expresiones descritas, bibliografía como la presentada en la sección 2.3 son de consulta recomendada, (Bassani y Piccigallo 1992) y (Frêne et al. 1997).

3.3 HERRAMIENTA DE CÁLCULO DE GUIADOS CON LUBRICACIÓN PRESURIZADA

En este apartado se realiza una descripción de la herramienta desarrollada para el cálculo de guiados con lubricación presurizada, tanto guías, cojinetes radiales y axiales. Teniendo en cuenta que la herramienta de cálculo desarrollada implementa una solución numérica para la presión hidrodinámica, los cojinetes se calculan sin restricciones en cuanto a relación de aspecto " L/D ", mientras que la condición de contorno seleccionada para la presión ha sido la de Gumble, dado que permite obtener resultados muy ajustados de manera mucho más ágil que con las condiciones de contorno de Reynolds.

Finalmente se presentan los resultados de la herramienta de cálculo desarrollada y se comparan con los obtenidos mediante un programa comercial de CFD. En la comparación se observan los puntos fuertes y débiles de ambas soluciones.

3.3.1 Principales guiados para máquinas herramienta

La herramienta de cálculo de guiados con lubricación presurizada se ha desarrollado teniendo en mente las necesidades más demandadas en el diseño de máquinas herramienta. De este modo se han identificado tres grandes aplicaciones: a) Guías lineales mediante patines simples, enfrentados y en ángulo libre, b) cojinetes axiales

de empuje para mesas y platos rotatorios, y c) cojinetes radiales híbridos para cabezales de rectificadoras.

a) Guías lineales con patines hidrostáticos

Los patines hidrostáticos son muy utilizados en ejes lineales donde se requiere de alta capacidad de corte (rigidez y amortiguamiento), así como baja fricción y resolución en el movimiento y posicionado. Estos cálculos se basan en las ecuaciones hidrostáticas, y la geometría se define por patín o por guía completa (Figura 3-12), para lo que se ha diseñado un interfaz gráfico (Figura 3-13).

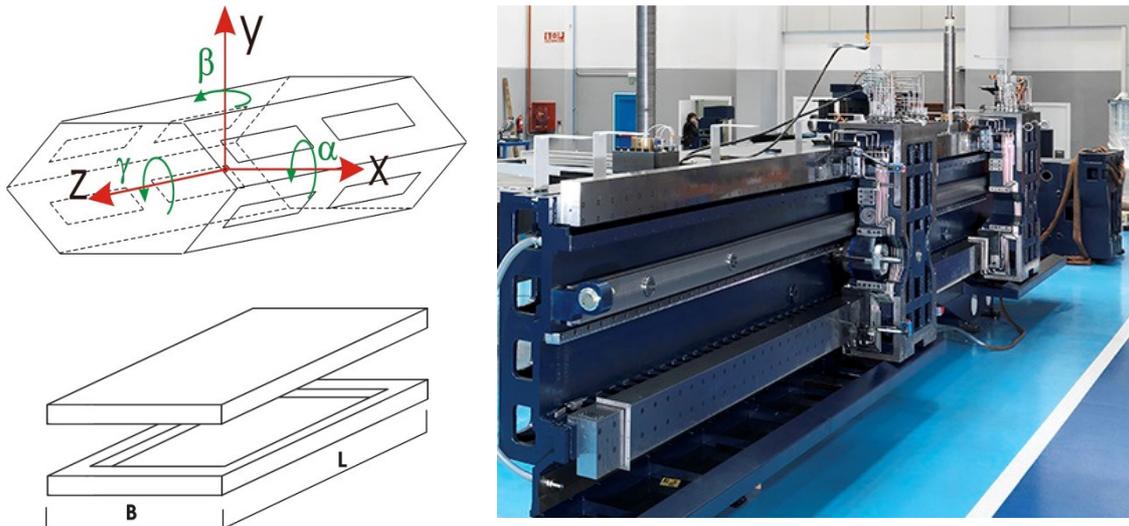


Figura 3-12 Imagen de guías y patines hidrostáticos lineales, con aplicación en carros de traslación de torno vertical.

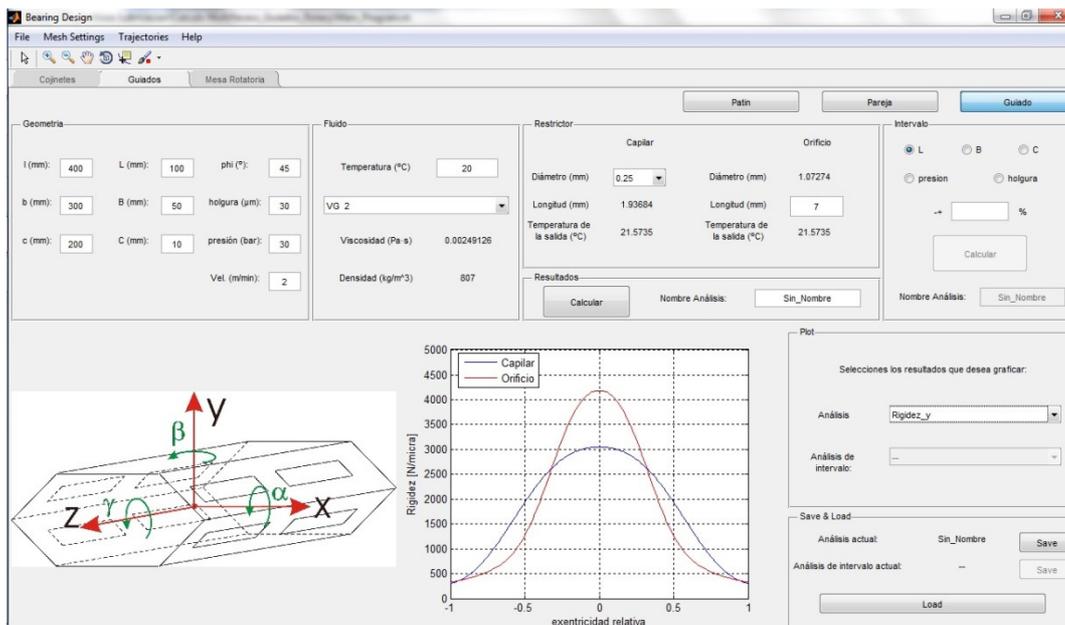


Figura 3-13 Cálculo de guías lineales hidrostáticas.

b) Cojinetes axiales de empuje para platos rotatorios

Los cojinetes axiales de empuje son utilizados en platos de torneado y rectificado vertical, (Figura 3-14). En este caso se ha realizado un cálculo hidrostático que aun pudiendo ser de velocidad elevada, al tratarse de caras paralelas no se contempla un efecto hidrodinámico en la carga, sí en cambio en calentamiento y potencia de fricción, (Figura 3-15).

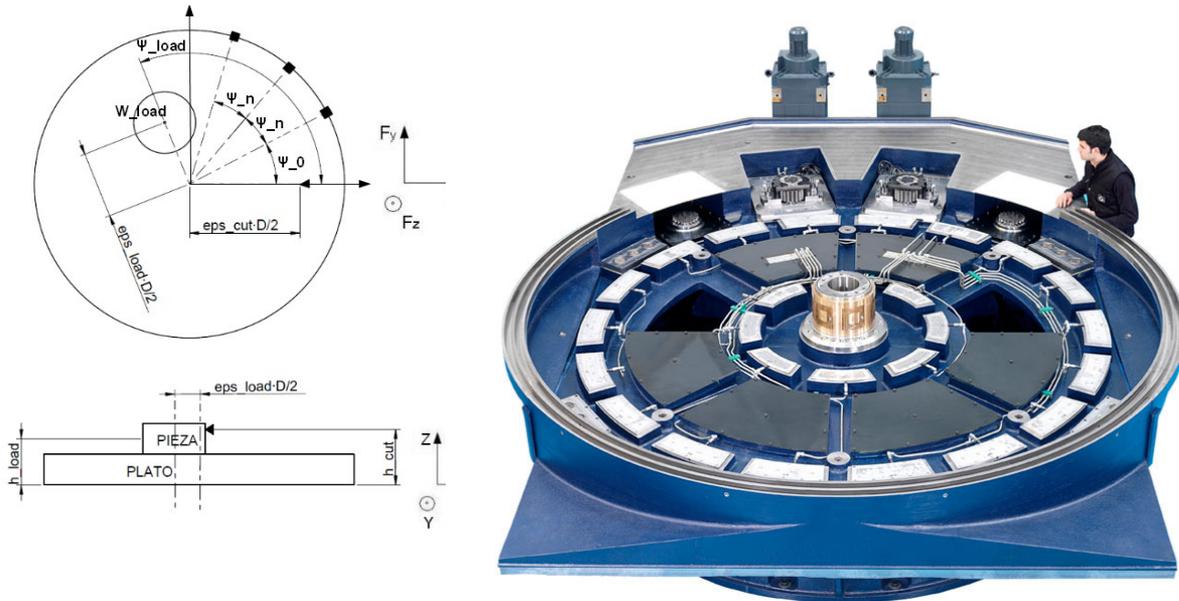


Figura 3-14 Imagen de plato hidrostático y aplicación en torno vertical.

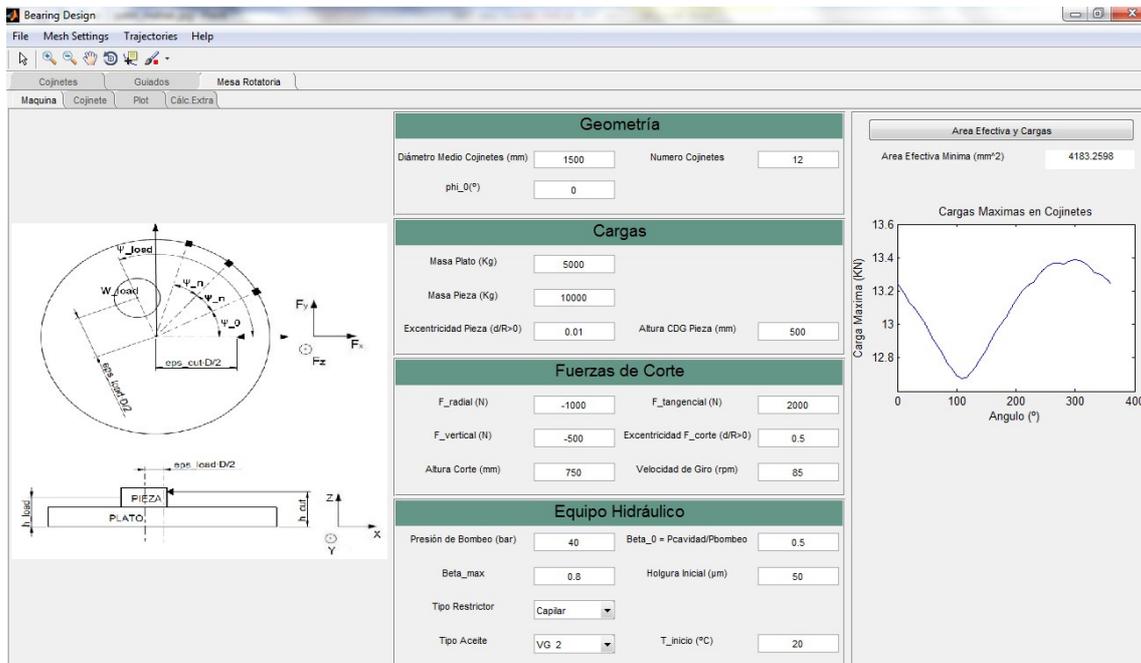


Figura 3-15 Cálculo de cojinetes de empuje hidrostáticas, mesa rotatoria.

c) Cojinetes radiales de lubricación presurizada

Los cojinetes radiales son los de mayor interés para esta investigación, por lo que su programación se describirá con más detalle en el siguiente apartado. Estos cojinetes híbridos son una combinación de cojinetes hidrostáticos y cojinetes hidrodinámicos, donde la geometría se define como se muestra en la Figura 3-16

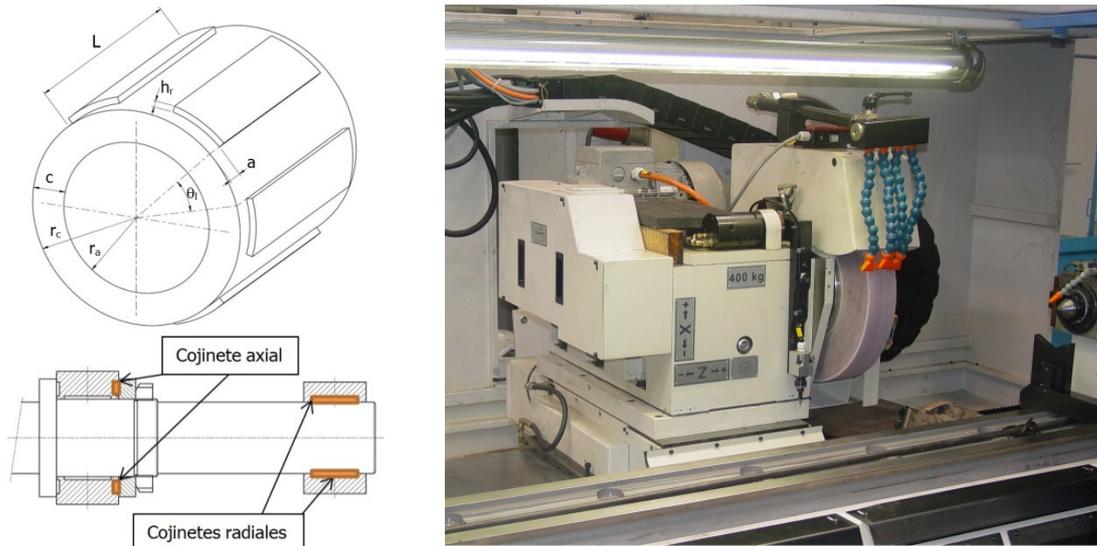


Figura 3-16 Imagen de cojinete radial de lubricación híbrida para cabezales

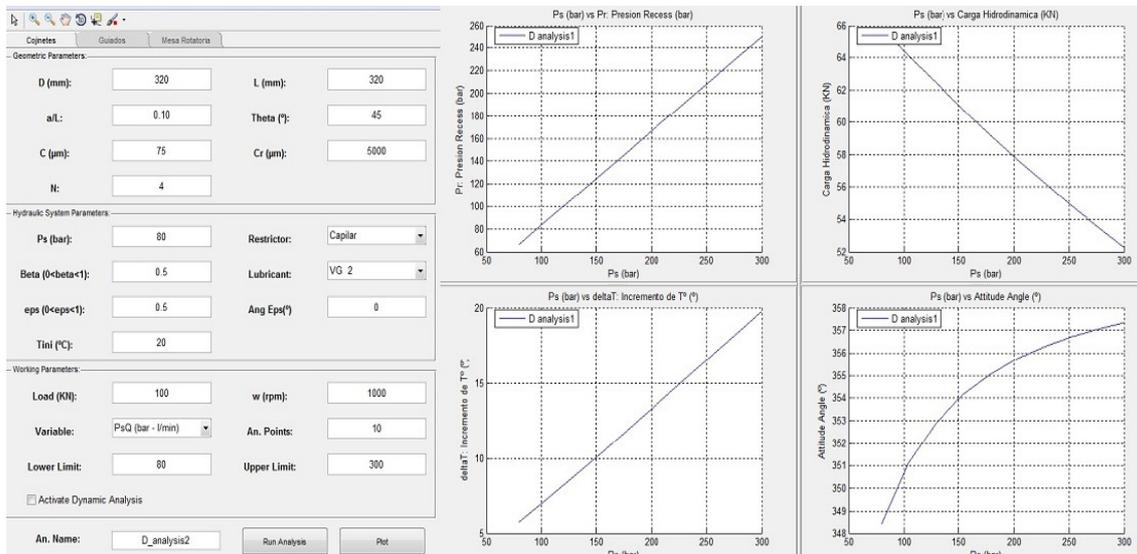


Figura 3-17 Cálculo de cojinetes radial híbrido: hidrostático-hidrodinámico.

3.3.2 Descripción de herramienta de cálculo desarrollada

En esta sección se realizará una descripción detallada del funcionamiento del programa desarrollado en entorno MATLAB para el cálculo de cojinetes radiales de lubricación hidrostática e híbrida. Para ello se realizan dos cálculos fundamentales:

- Distribución de presión por efecto hidrostático, para lo que se resuelven las ecuaciones analíticas del apartado 3.2.2.
- Presión hidrodinámica del fluido mediante la resolución numérica por diferencias finitas de la ecuación de Reynolds tal y como se ha indicado en 3.2.3.

Estos dos cálculos básicos se iteran conjuntamente para converger en un campo de presiones unificado, llegando a una solución de equilibrio para las condiciones de contorno que se hayan definido. De manera esquemática la Figura 3-18 muestra el modo en el que se gestionan los diferentes bloques de cálculo o funciones internas.

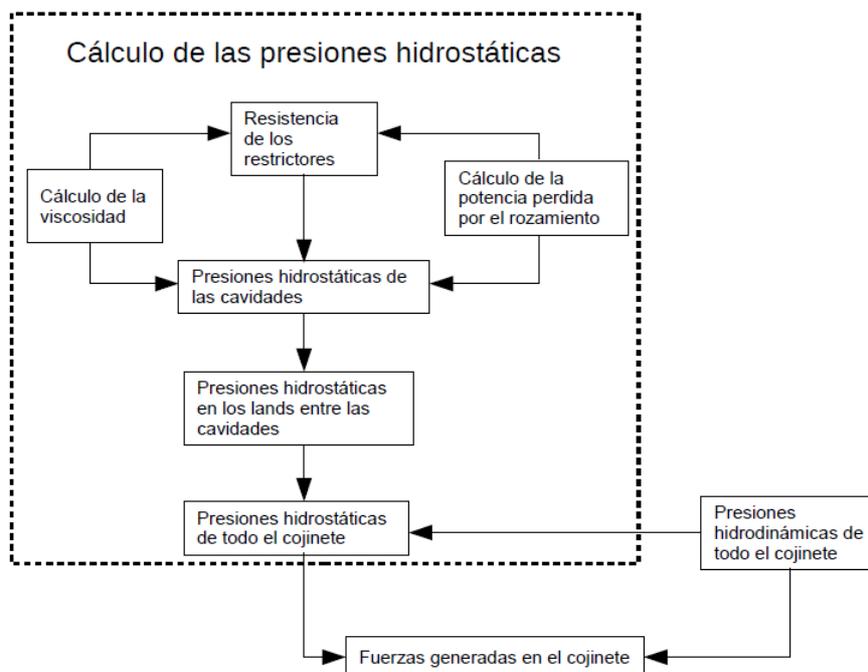


Figura 3-18 Esquema general de la resolución del campo de presiones.

Una vez resulta la presión total sobre el cojinete, se calcula la fuerza resultante en sus componentes " F_x " y " F_y " de tal modo que para cada valor de excentricidad " ε " se obtiene una fuerza " W " y un ángulo de posicionado " ϕ ".

a) Cálculo de la presión de origen hidrodinámico

El cálculo de las presiones hidrodinámicas se hace resolviendo la ecuación generalizada de Reynolds (Ecuación 3-6), utilizando el método de diferencias finitas. La función desarrollada para ello, denominada *TotalBearingFiniteDifferencesHydrodynamic*, se

alimenta de las variables de diseño y la definición de malla, mientras que como salida ofrece la distribución de presión y el ángulo de posicionado, Figura 3-19:

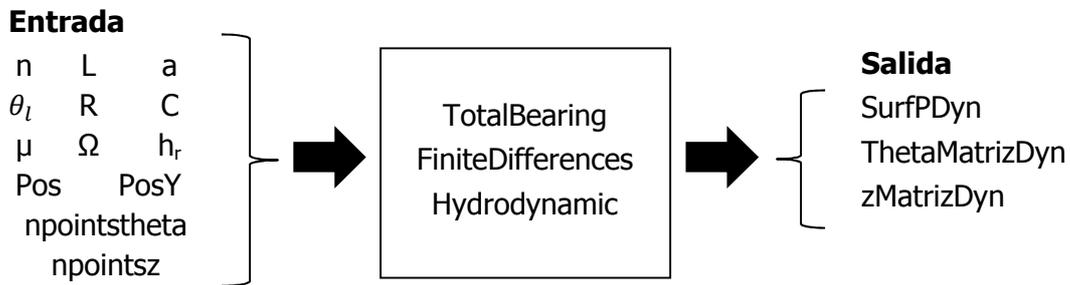


Figura 3-19 Variables de entrada y salida para la función de modelizado hidrodinámico.

Para aplicar el método de las diferencias finitas hay que discretizar la zona donde se calculan las presiones. En este caso las variables son " θ " y " z ", sistema de coordenadas polares.

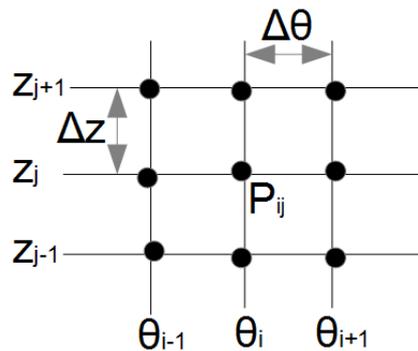


Figura 3-20 Discretización de la superficie donde calcular la presión hidrodinámica.

El método consiste en remplazar la derivada de un punto por la pendiente de la línea que une el punto anterior con la siguiente. Así, si la malla generada es lo suficientemente fina, la aproximación será muy cercana a la realidad, si bien el número de cálculos a realizar aumenta. Aplicando este método en la expresión generalizada de la ecuación de Reynolds (Ecuación 3-6), se obtiene la siguiente expresión:

$$A_0 P_{i,j-1} + A_1 P_{i-1,j} + A_2 P_{i,j} + A_3 P_{i+1,j} + A_4 P_{i,j+1} = B \quad \text{Ecuación 3-30}$$

Donde los parámetros de la Ecuación 3-30 se presentan en la Tabla 3-1.

Tabla 3-1 Parámetros de cálculo para la resolución por diferencias finitas de la presión hidrodinámica en el cojinete radial.

$$\begin{aligned}
 A_0 &= \frac{R^2}{\Delta^2 z} & A_1 &= \frac{1}{\Delta^2 \theta} - \frac{3 \partial h}{2 h \partial \theta} \frac{1}{\Delta \theta} \\
 A_2 &= \frac{-2}{\Delta^2 \theta} - \frac{2 R^2}{\Delta^2 z} & A_3 &= \frac{1}{\Delta^2 \theta} + \frac{3 \partial h}{2 h \partial \theta} \frac{1}{\Delta \theta} \\
 A_4 &= \frac{R^2}{\Delta^2 z} & B &= \frac{6 \mu \omega R^2}{h^3} \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12 \mu (\dot{x} \cos(\theta) + \dot{y} \operatorname{seno}(\theta))
 \end{aligned}$$

Todos los componentes son conocidos a excepción de las presiones en los puntos definidos en la discretización, " P_{ij} ". Calculando estos coeficientes para cada punto de la malla creada se llega a un sistema de ecuaciones de " $n \times m$ " elementos, donde $n = \text{"npointstheeta"}$ y $m = \text{"npointsz"}$. Todos estos valores se recogen en una matriz donde las únicas presiones conocidas son las de los extremos del cojinete $Z = -L/2$ y $z = L/2$, que por lo general se igualan a la atmosférica, " P_a ". Resolviendo este sistema de ecuaciones se consiguen las presiones hidrodinámicas de todo el cojinete.

b) Cálculo de la presión hidrostática

Dentro del cálculo de las presiones hidrostáticas, primero se calculan las resistencias de los restrictores para luego poder calcular las presiones de las cavidades con la metodología de "*resistencias hidráulicas*" (Ecuación 3-19). Por último se calculan las presiones hidrostáticas de los "*lands*" que están entre las cavidades y se interpolan a todo el cojinete.

- Resistencia hidráulica en los restrictores

El cálculo de la resistencia de los restrictores se hace en la función *Multi_calcRestrictor*.

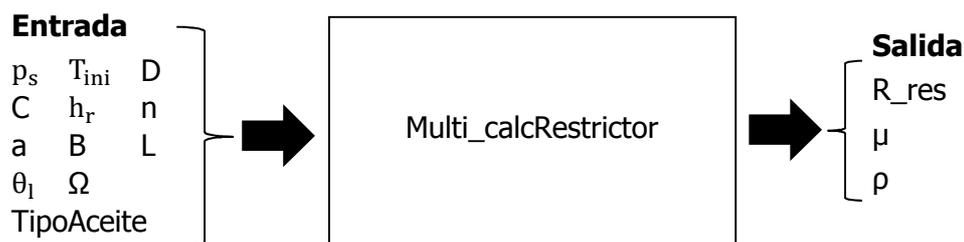


Figura 3-21 Variables de entrada y salida para la función de cálculo de resistencia hidráulica en el restrictor.

Como condición de partida se asume que el eje está centrado, en consecuencia todas las presiones de las cavidades tendrán el mismo valor " $P_r = \beta * P_s$ ". El cálculo de la resistencia de los restrictores se hace en modo iterativo y la variable que debe converger es la temperatura del cojinete. Los pasos que se siguen en cada iteración son los siguientes.

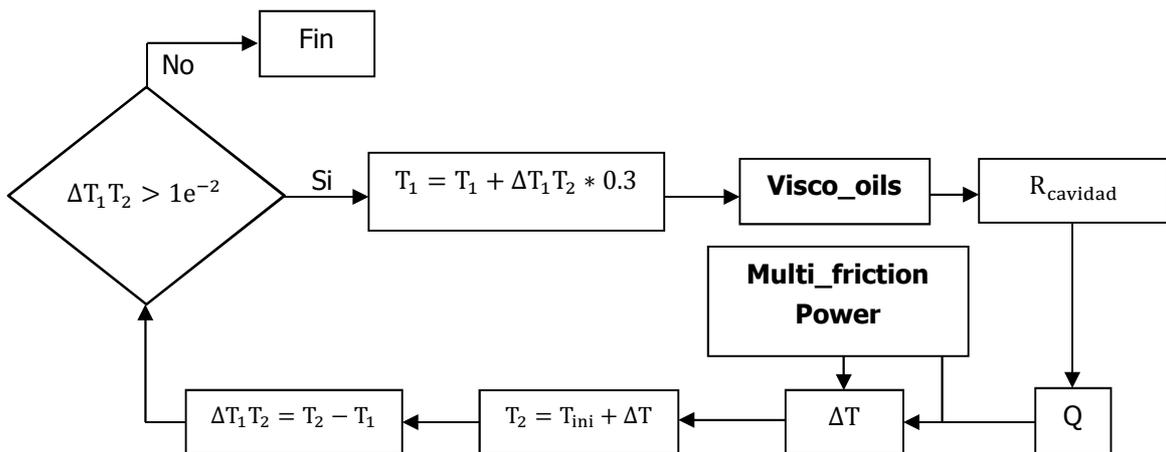


Figura 3-22 Esquema general de la obtención comportamiento restrictores.

Con la nueva temperatura de cada iteración, se calcula la viscosidad, para lo que se llama a una función interna denominada *Visco_oils*, donde se dispone de una caracterización (viscosidad/temperatura) para la gran mayoría de los aceites utilizados en lubricación presurizada de máquinas.

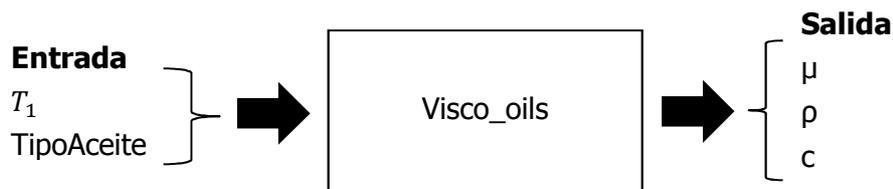


Figura 3-23 Variables de entrada y salida para la función cálculo de viscosidad

Con la viscosidad se calcula la resistencia de salida de la cavidad "*R_{cavidad}*" y junto con la presión de la cavidad y el número de cavidades, el caudal total de aceite "*Q*". Finalmente, con el caudal total se calcula la potencia perdida en el cojinete.

- Potencia consumida por rozamiento.

El cálculo de la potencia perdida por el rozamiento se realiza en una nueva función que se denomina *Multi_frictionPower*.

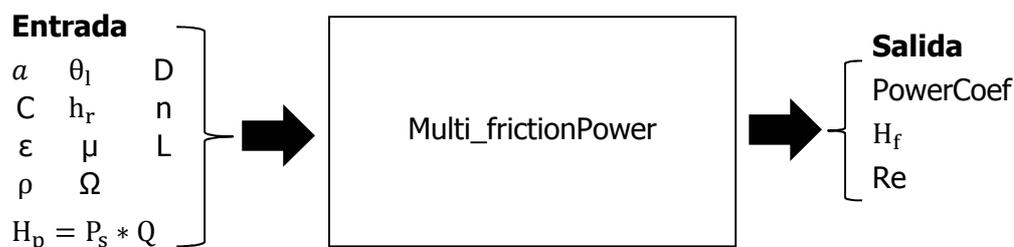


Figura 3-24 Variables de entrada y salida para la función de potencia fricción.

Por un lado se calcula la potencia de rozamiento en los "lands" y por otro lado en las cavidades. Sumando estas dos potencias se consigue la potencia total perdida por rozamiento " H_f ". Con esta potencia y el caudal calculado anteriormente " Q ", se calcula el incremento de temperatura del fluido a su paso por el cojinete, y con esto la nueva temperatura del aceite, " T_2 ".

- Cálculo de las presiones en las cavidades

El cálculo de las presiones de las cavidades también se hace en modo iterativo como en el caso del cálculo de las resistencias de los restrictores.

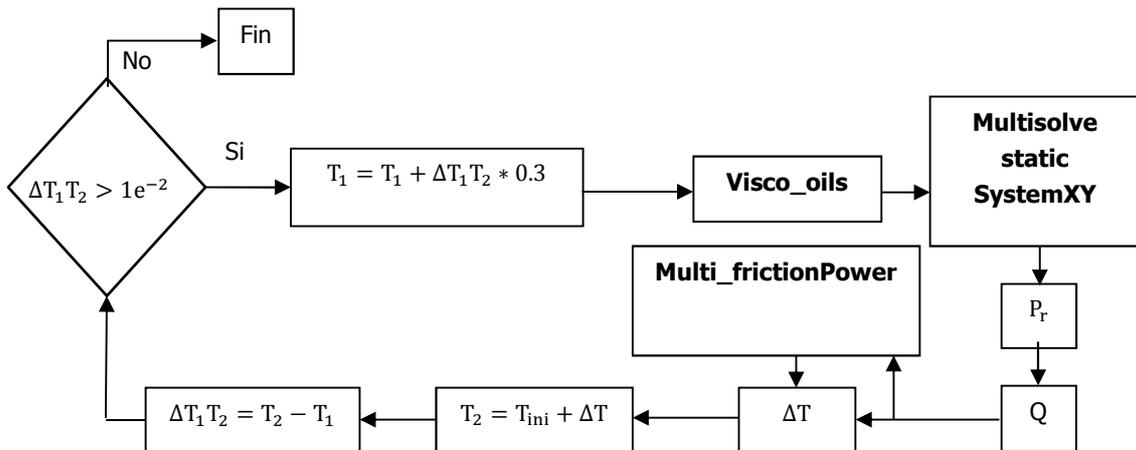


Figura 3-25 Esquema general de la obtención comportamiento restrictores.

En este caso se calcula la presión de cada cavidad utilizando el método de las "resistencias hidráulicas" explicado en la Ecuación 3-19, mediante la función llamada *MultisolvestaticSystemXY*.

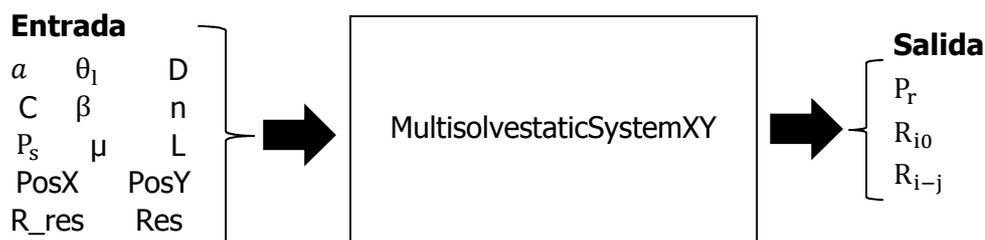


Figura 3-26 Variables de entrada y salida para la función presión en cavidades.

Las variables de salida de esta función son las presiones de las cavidades y las resistencias hidráulicas axiales y radiales del cojinete, y así, con estos valores resueltos se procede a calcular la presión hidrostática global en el cojinete, (Figura 3-27). Este cálculo se realiza en dos pasos: En el primero se calculan las presiones de los "lands" que están entre las cavidades (Figura 3-28); y en el segundo se interpolan estas presiones a todo el cojinete.

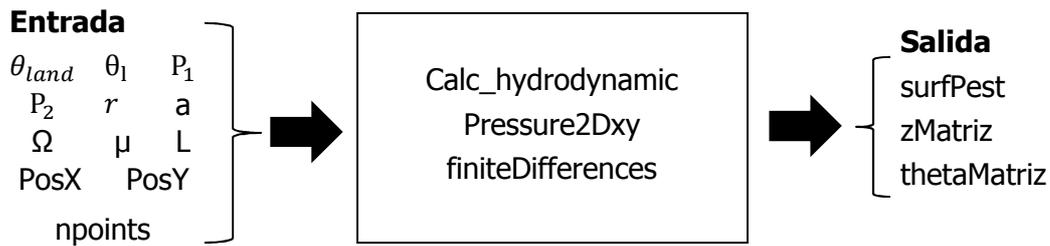


Figura 3-27 Variables de entrada y salida para la función cálculo de la presión hidrostática total en el cojinete,

En la Figura 3-28 se puede ver el ejemplo de un cojinete de cuatro cavidades. La condición de contorno en " $z=-L/2$ " y " $z=L/2$ " es la misma que en el caso de las presiones hidrodinámicas, presión atmosférica " P_a ". En el caso de " θ_{land} " y " $\theta_{land} + \theta$ " en la zona de la cavidad (líneas azules), las presiones serán la de las cavidades y en los extremos (líneas rojas) hay un descenso lineal de la presión desde la presión de la cavidad " $P_{r,i}$ ", hasta la presión atmosférica " P_a ".

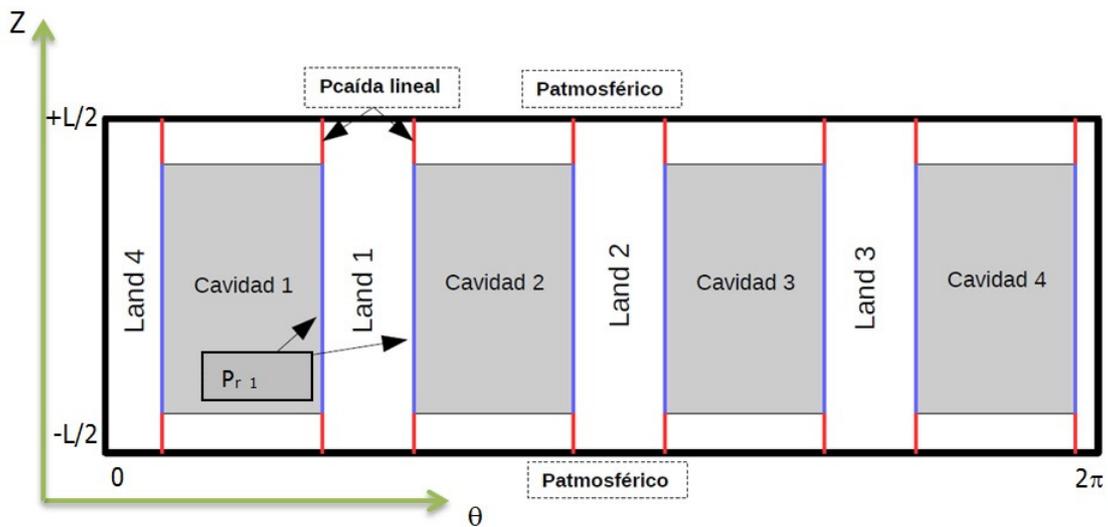


Figura 3-28 Esquema de cojinete hidrostático desarrollado de cuatro cavidades.

- Fuerza generada en el eje: Capacidad de carga, rigidez y amortiguamiento

Para este cálculo se utiliza la función *integratepressurefield*, que no es más que como su propio nombre indica la integración de la presión para obtener las componentes de fuerza, " F_x " y " F_y ". Conocida la excentricidad introducida en el cálculo, dato de entrada, de qué amplitud y en qué dirección se ha generado, con los valores de fuerza se determina la capacidad de carga y el ángulo de posicionado.

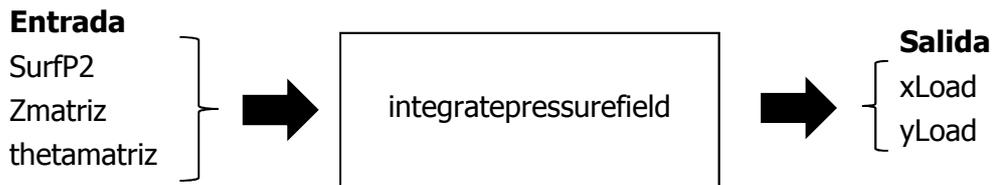


Figura 3-29 Variables de entrada y salida para la función cálculo de fuerza

Se calcula la fuerza generada por cada punto del campo discretizado y se van sumando hasta conseguir la fuerza total. Dependiendo de la matriz de entrada en la función "SurfP2", se calculará la fuerza total o la fuerza debida a las presiones hidrodinámicas. En la Figura 3-30 se muestra el resultado de una simulación como la descrita en este apartado, con la presión total sobre el conjunto eje-cojinete.

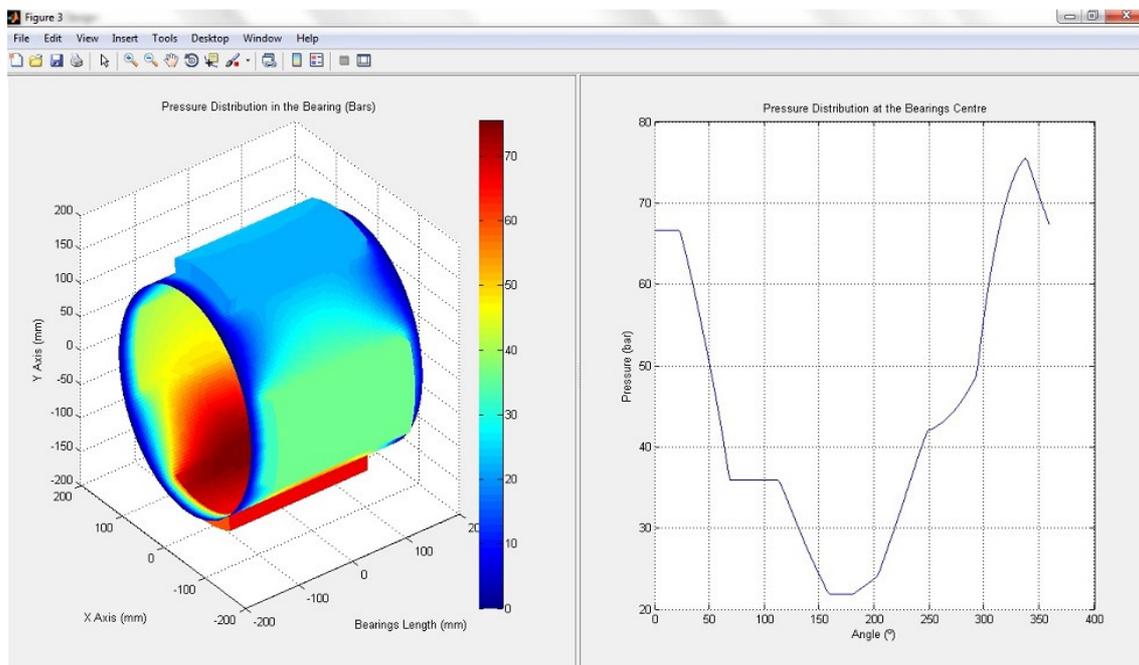


Figura 3-30 Representación gráfica de un cojinete hidrostático trabajando en régimen híbrido con efecto hidrodinámico.

- Coeficientes dinámicos: matriz de rigidez y amortiguamiento

Los cojinetes lubricados en régimen hidrodinámico tienen un comportamiento no lineal importante con respecto a la excentricidad. Además, y sobre todo a bajos valores de excentricidad, la fuerza de reacción del fluido adquiere un ángulo con respecto a la excentricidad, lo que se denomina ángulo de posicionado " ϕ "; ver Figura v. Este fenómeno, clásico y característico de los cojinetes con lubricación hidrodinámica, conlleva a que la matriz de rigidez y amortiguamiento no sea diagonal, apareciendo la rigidez cruzada en el sistema.

Para determinar estos coeficientes se han realizado cálculos a lo largo de todo el rango de holgura útil, por lo general de " $\varepsilon=0$ " a " $\varepsilon=0,75$ ", y así se obtiene la rigidez del cojinete radial.

Tabla 3-2 Parámetros rigidez de la dinámica del cojinete

$$K_{xx} = \frac{\Delta F_x}{\Delta \varepsilon_x} \quad K_{xy} = \frac{\Delta F_x}{\Delta \varepsilon_y} \quad K_{yx} = \frac{\Delta F_y}{\Delta \varepsilon_x} \quad K_{yy} = \frac{\Delta F_y}{\Delta \varepsilon_y}$$

Y haciendo lo mismo pero imponiendo la velocidad, se determina el amortiguamiento. Ambos parámetros son no-lineales, y dependen de la excentricidad, pero para cálculos dinámicos se linealizan entorno al punto de equilibrio.

Tabla 3-3 Parámetros amortiguamiento de la dinámica del cojinete

$$D_{xx} = \frac{\Delta F_x}{\Delta \dot{\varepsilon}_x} \quad D_{xy} = \frac{\Delta F_x}{\Delta \dot{\varepsilon}_y} \quad D_{yx} = \frac{\Delta F_y}{\Delta \dot{\varepsilon}_x} \quad D_{yy} = \frac{\Delta F_y}{\Delta \dot{\varepsilon}_y}$$

Finalmente se presenta la ecuación de Newton (Ecuación 3-31) con los parámetros rotodinámicos obtenidos:

$$\begin{bmatrix} M_x & 0 \\ 0 & M_y \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{xx} & D_{xy} \\ D_{yx} & D_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} \quad \text{Ecuación 3-31}$$

3.3.3 Simulación con herramienta comercial, CFD

Además del desarrollo de la herramienta de cálculo mostrada en el apartado anterior, se ha trabajado con un paquete de simulación de dinámica de fluidos comercial, en concreto el módulo CFD de NX SIEMENS, NX FLOW Advanced. Se trata de una herramienta que resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes mediante el método de volúmenes finitos, incluyendo el balance térmico cuando se considera oportuno.

En este caso se ha modelizado un cojinete radial híbrido con restrictores de orificio y capilares. En la Figura 3-31 se puede ver el modelo alimentado con restrictores capilares. Hay que tener en cuenta que la modelización 3D que se hace en estos casos es la del propio fluido, donde la paredes del cojinete y la superficie giratoria del eje son condiciones de contorno. En consecuencia todas las geometrías que se mostrarán en este apartado serán las correspondientes al propio fluido.

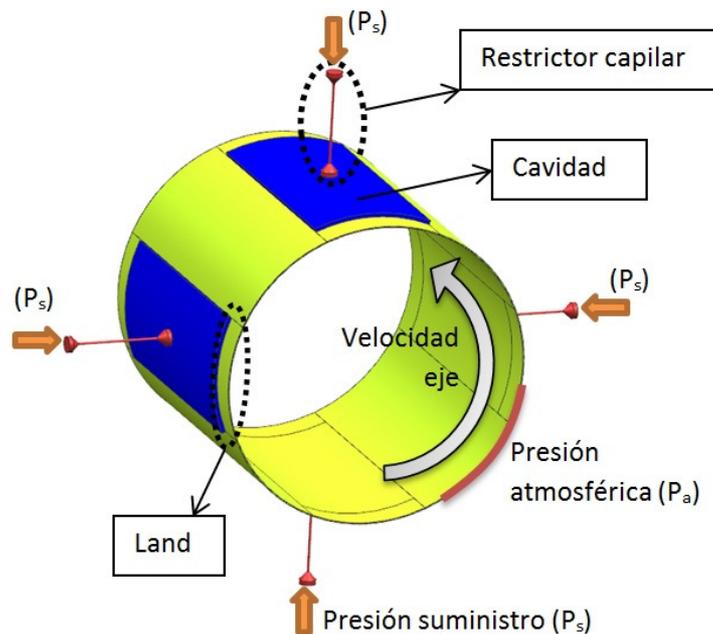


Figura 3-31 Modelo de cojinete radial híbrido con restrictores capilares

El modelo se puede separar en tres partes totalmente independientes; por un lado está la superficie de holgura estrecha, que se ha denominado "land" (en amarillo en la Figura 3-31), por otro lado las cavidades (en azul en la Figura 3-31) y por último los restrictores (en rojo en la Figura 3-31), que para el caso expuesto son capilares.

Con diferencia, la parte más complicada para modelizar correctamente es la película de lubricante en la zona de los "lands", dado que la relación de aspecto entre la superficie y el espesor de fluido es muy desproporcionada ($L^2/D >> 1000$); es por ello que a continuación se detalla el procedimiento llevado a cabo para lograr una malla eficiente en estas superficies.

- Densidad de elementos en dirección radial en el land, elementos en el espesor de la película de aceite.

Se trata de una de las zonas de cálculo más críticas, dado que el gradiente de velocidad en sentido radial es muy elevado. Para tener una resolución suficiente y por tanto un cálculo del caudal de aceite correcto en dichas superficies, es necesario decidir la cantidad de elementos necesario para el mallado.

El objetivo es el modelo con el mínimo de elementos necesarios para que el cálculo sea lo más ágil posible. Para decidir cuantos elementos poner en el espesor del fluido se ha simulado un fluido entre dos placas paralelas y se ha comparado el resultado con la solución analítica. La solución analítica se resuelve de la ecuación de Reynolds e imponiendo las condiciones de contorno mencionadas: flujo laminar, densidad y

viscosidad constante, placas paralelas y longitud transversal infinita. De esta forma, de la Ecuación 3-32 se obtiene la velocidad media del fluido y se compara con la que se calcula con la herramienta de cálculo CFD en modelos de diferente densidad de malla, con modelos que van de 4 a 15 nodos en el espesor de fluido, Figura 3-32

$$\Delta P = Q * R \quad \text{donde, } R = \frac{12 \mu l}{b h^3} \quad \text{Ecuación 3-32}$$

Los resultados conseguidos se comparan entre sí (CFD vs analítico) y se obtiene el error relativo como se muestra en la Figura 3-32.

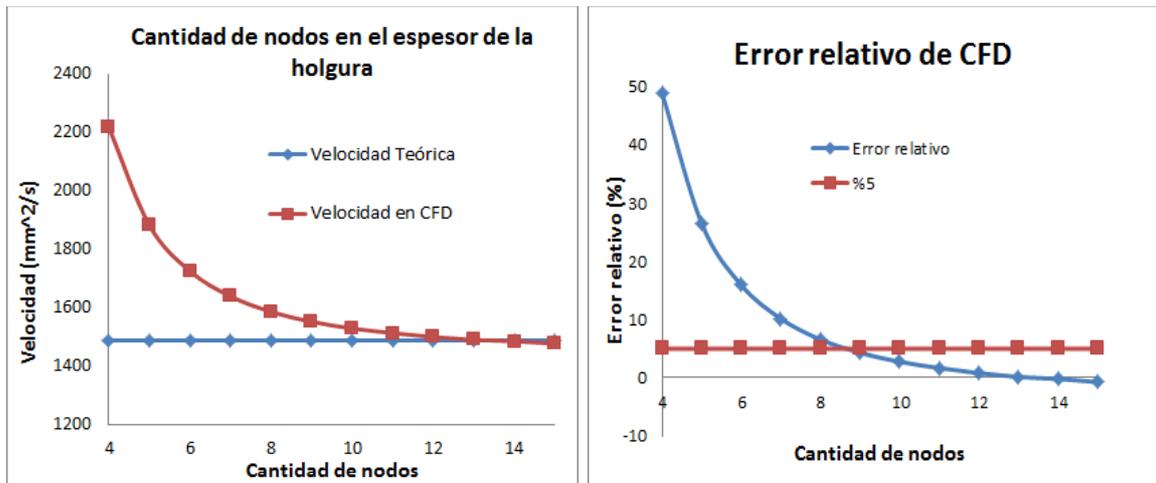


Figura 3-32 Resultados de modelos con diferente densidad de malla, comparación con resultado analítico.

Aceptando un error máximo del %5, la cantidad de nodos será de 9 (8 elementos) para que el tamaño de la malla sea el más eficiente posible. Una vez se ha decidido la cantidad de elementos necesarios en el espesor del fluido, hay que dimensionar también el número de elementos en las otras dos direcciones del land: axial y circunferencial. Para ello se ha simulado un patín hidrostático y su presión en el land en la línea trazada en la Figura 3-33.

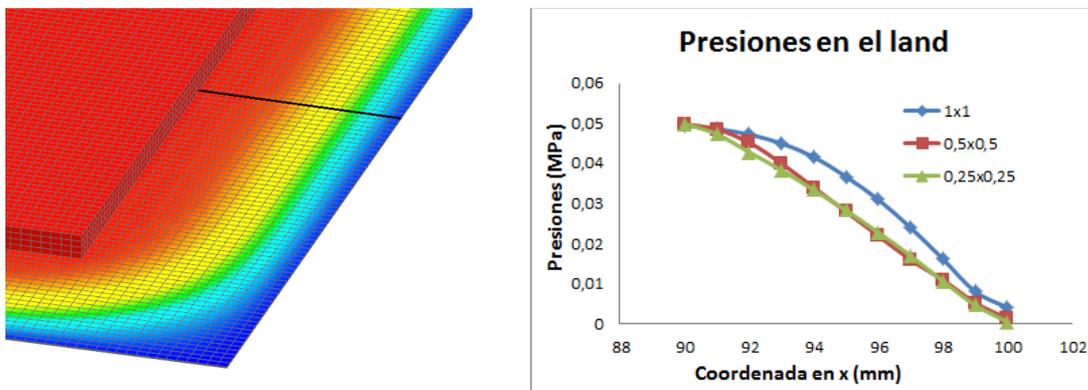


Figura 3-33 Resultados de modelizado en la superficie del land, tamaño de elemento mínimo necesario.

La longitud del land, variable (a) de la Figura v, es de 10mm por lo que las dimensiones del área de la discretización mostrada en la gráfica de la Figura 3-33, también dado en (mm), se ha realizado analizando tres casos: 1x1mm, 0,5x0,5mm y 0,25x0,25mm.

Descartado la discretización de la superficie con secciones de 1x1mm, las otras dos secciones tienen resultados parecidos, siempre considerando que la caída de presión ha de ser lineal, tal y como muestra la Ecuación 3-32. Por tanto, para optimizar el número de elementos del modelo se ha optado por la sección de 0,5x0,5mm.

Con estas dos pruebas se ha definido el tamaño de elemento a utilizar en la holgura del fluido: Sección en el área de 0,5x0,5mm y 8 elementos (9 nodos) en la dirección del espesor del fluido.

- Mallado del modelo y condiciones de contorno.

Una vez definido la malla a la altura de la holgura, se considera el modelado de las cavidades y los restrictores. En este caso las restricciones de densidad de elementos no son tan críticas como en la holgura, pero hay que tener en cuenta que en las superficies de contacto entre estos tres elementos, es decir holgura, cavidad y restrictor; la malla debe de ser la misma para que exista conexión entre ellos. La herramienta NX FLOW Advanced permite malla no conexas, realizando el propio solver los ajustes e interpolaciones necesarias, pero en el caso que nos ocupa y debido a la extrema relación de aspecto de los elementos esta función no es válida, tal y como ha confirmado el personal de soporte de NX SIEMENS.

Finalmente, y antes de realizar las simulaciones pertinentes, se ha de definir unas condiciones de contorno, que serán: a) En la entrada de los restrictores se impone una presión que será la presión de suministro, b) en los límites del cojinete se impone la presión atmosférica, y c) en la cara de contacto con el eje, la velocidad de giro, ver Figura 3-31.

- Resultados de las simulaciones CFD y comparación con la herramienta de cálculo.

Se ha simulado el comportamiento de un cojinete híbrido como el que se expondrá en el apartado de análisis experimental, en concreto el cojinete del nuevo banco de ensayos, apartado 3.4.2.

Las características del cojinete, así como las condiciones de contorno en las que se ha simulado se resumen en la Tabla 3-4.

Tabla 3-4 Características de cojinete híbrido analizado en CFD

Diámetro del eje (D)	75 mm
Longitud del cojinete (L)	75 mm
Holgura radial (C)	0.07mm
Dimensiones de la cavidad	4 cavidades: 45°, 60mm,1mm
Excentricidades de eje analizadas (ϵ)	%25,%50,%75,%90
Velocidad de giro (Ω)	1000 rpm
Longitud del capilar (l_c)	20 mm
Diámetro del capilar (d_r)	0.6 mm
Densidad del aceite (ρ)	860 km/m3
Viscosidad del aceite (μ)	0.028 Pa·s
Calor específico del aceite (c)	2000 J/kg °C
Presión de suministro (P_s)	10 bar

Como en el caso de la solución de Reynolds, en este caso la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes por métodos numéricos ofrece soluciones matemáticas sin sentido físico, donde la presión del fluido puede alcanzar valores negativos absolutos, Figura 3-34 (a). Como estas presiones no tienen sentido se eliminan y se ponen a cero (P_a), siguiendo la solución de Gumble, Figura 3-34 (b).

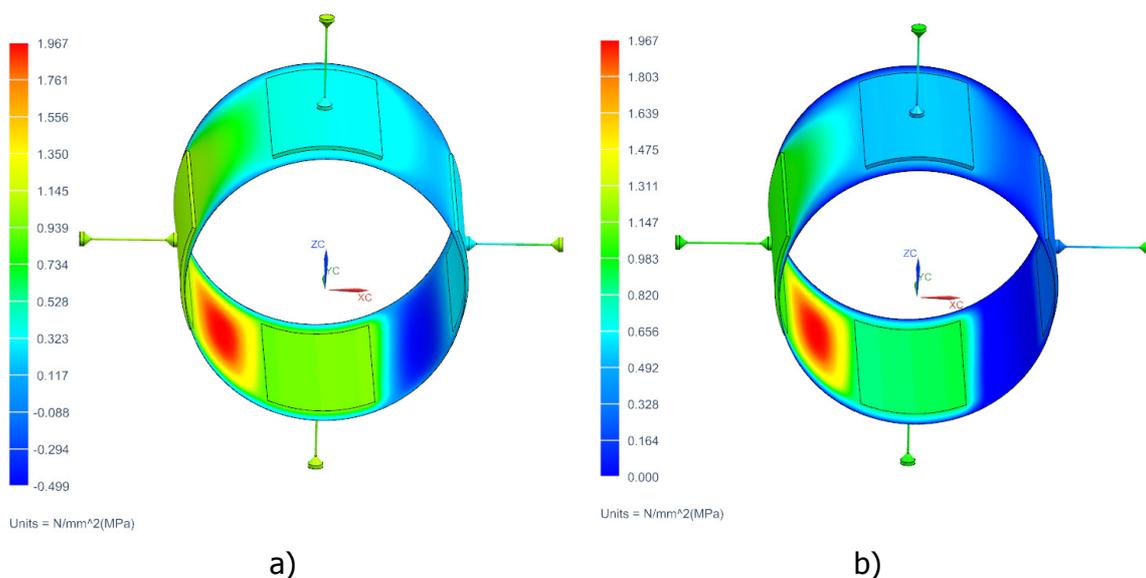


Figura 3-34 Resultados presión sobre el cojinete, a) valores originales con presión negativa absoluta, y b) presión con condición de Gumble.

A continuación se muestra de manera resumida los resultados de la comparativa entre los valores ofrecidos por la herramienta de cálculo desarrollada en entorno MATLAB, los resultados de la herramienta CFD, y el modelo original teóricos de bibliografía para cargas puramente hidrostáticas Ecuación 3-9 y Ecuación 3-19. Estos resultados se resumen en la Figura 3-35 para el caso de eje en reposo y la Figura 3-36 para el eje girando a velocidad nominal definida en la Tabla 3-4, $\Omega=1000\text{rpm}$. En esta segunda figura no se incluye el modelo hidrostático analítico por carecer de sentido bajo condiciones hidrodinámicas.

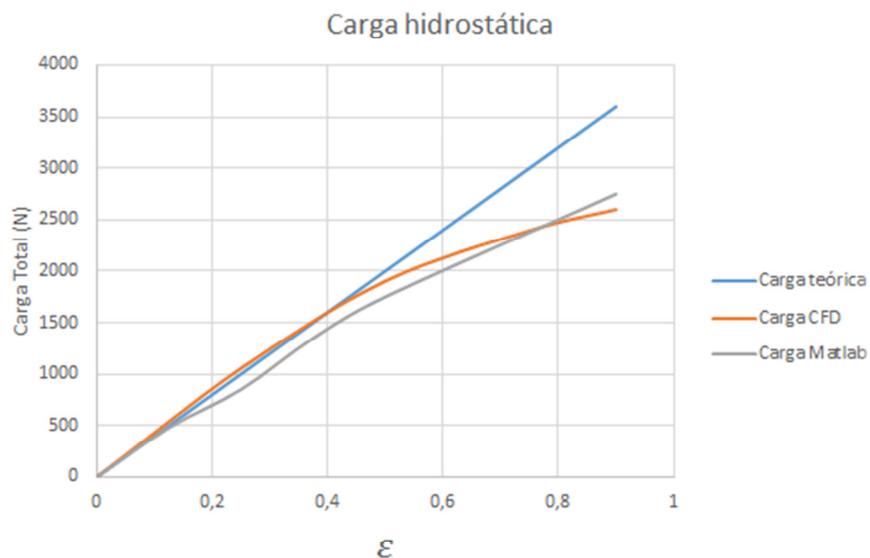


Figura 3-35 Resultados de carga hidrostática ($\Omega=0\text{rpm}$)

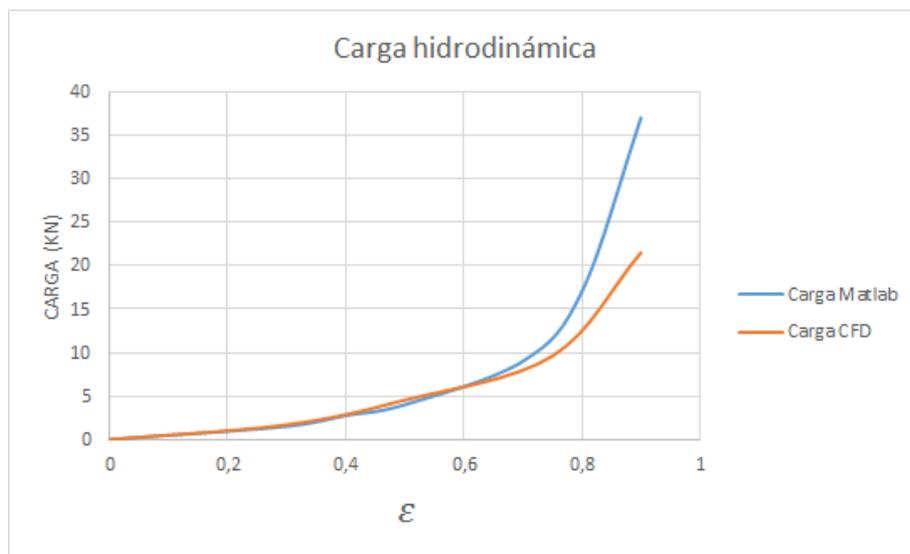


Figura 3-36 Resultados de carga hidrodinámica ($\Omega=1000\text{rpm}$)

Como se puede apreciar en la Figura 3-35, cuando la excentricidad es pequeña, los resultados del CFD se acercan mucho a los teóricos. Pero a partir de la excentricidad de 0,5, se aleja cada vez más de la línea teórica incluso a altas excentricidades los resultados son peores que los conseguidos con el programa de desarrollo propio. Después de realizar cálculos a las excentricidades definidas en la Tabla 3-4, se ha llegado a la conclusión de que la relación de aspecto de los elementos de la malla cobra una importancia crítica. Así, para el caso de la excentricidad $\varepsilon=0,5$, la relación de aspecto es de 1:115, y para poder mantener esta proporción a excentricidad máxima, $\varepsilon=0,9$, sería necesario crear una malla de más de 25 millones de elementos lo que para los medios de computación disponibles en el proyecto no es viable para uso cotidiano. Como ejemplo, en una simulación de cinco excentricidades la herramienta de cálculo desarrollada en Matlab logró converger en resultados correctos en menos de 10 minutos, mientras que el mismo ejercicio con el paquete de cálculo de CFD se requirió de 15 horas.

Por lo que respecta a los ensayos con eje giratorio, Figura 3-36, las conclusiones obtenidas son muy similares. Hasta excentricidades medias los resultados de la simulación por CFD son correctas, pero para excentricidades más elevadas es necesario minimizar el tamaño de elemento ralentizando los tiempos de cálculo. Como conclusiones de este ejercicio se puede concluir lo siguiente:

- La herramienta de CFD es muy útil para realizar modelos de cojinetes radiales de geometría compleja. Dado que estos programas están integrados en solución CAD, el diseño se importa fácil y rápidamente de un entorno de dibujo computerizado.
- La herramienta de cálculo desarrollada en el proyecto y que integra el cálculo de presión hidrodinámica (Reynolds) e hidrostática (analítico/numérico), permiten obtener de manera ágil y rápida resultados muy satisfactorios. En contra, la geometría del cojinete está limitada a cavidades rectangulares, por lo que si se deseara calcular cojinetes complejos, estilo "espiga" por ejemplo, sería necesario un desarrollo complementario a la herramienta actual.
- La herramienta ideal sería aquella que resolviera la ecuación de Reynolds en las superficies del land (película de aceite), las ecuaciones de Navier-Stokes (CFD) en el volumen de las cavidades, y que tuviera un preprocesador que permitiera un diseño rápido y fácil de geometrías complejas.

3.4 DESARROLLO DE BANCOS DE ENSAYOS PARA COJINETES RADIALES HÍBRIDOS

La validación experimental de los cojinetes se ha realizado en dos fases: con un banco de ensayos para validación de cabezales de rectificado, y con un nuevo banco de ensayos para la caracterización de cojinetes aislados. A continuación se presentan ambos desarrollos experimentales, su monitorización y los datos obtenidos.

3.4.1 Banco de ensayos: cabezal de rectificadora

Históricamente en los laboratorios de IK4-IDEKO se disponía de un banco donde estudiar el comportamiento de ejes guiados con cojinetes radiales y axiales. El objetivo de este banco es analizar el comportamiento del conjunto eje/cojinetes con una arquitectura muy similar a la de un cabezal de rectificado, en las condiciones reales de trabajo: velocidad, carga, lubricación, etc. En la Figura 3-37 se muestra el conjunto del banco de ensayos, con una enumeración de los elementos que lo componen así como una fotografía del sistema completo.

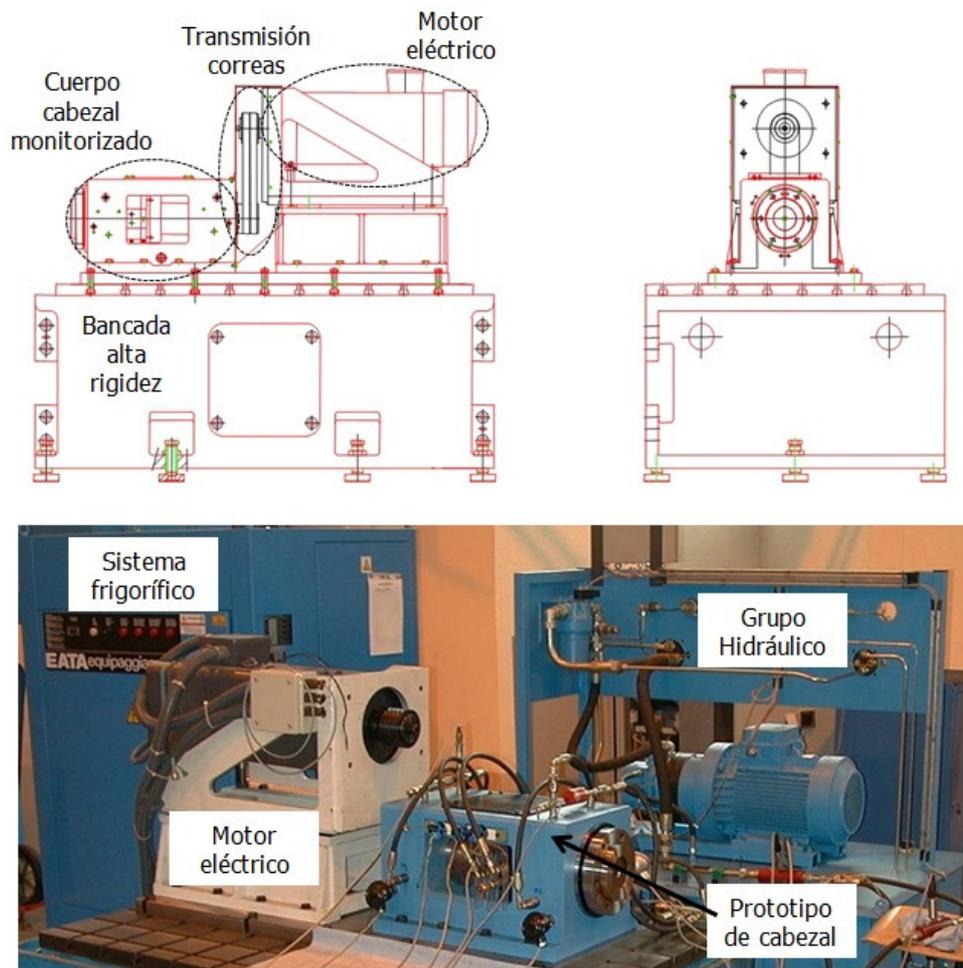


Figura 3-37 Banco de ensayos para cabezales de rectificadora con lubricación presurizada, hidrostática e híbrida.

El banco de ensayos está preparado para trabajar con presurización de hasta 120bar y un caudal de suministro de aceite lubricante de 80l/min, con un filtro de malla de 10 μ m. A ello se le añade un equipo de refrigeración de 23kW con el que mantener el lubricante en todo momento a temperatura controlada, ensayos a 22 $^{\circ}$ C en el suministro. Por último, el motor eléctrico que acciona el cabezal, con una potencia máxima de 22kW, hace girar el eje del cabezal con cojinetes lubricados a una velocidad máxima de 3000rpm.

El prototipo de cabezal está compuesto por tres cojinetes, dos radiales y uno axial siguiendo la configuración clásica de máquinas herramienta. Estos cojinetes se fabrican mediante inyección de pasta, en lugar de por procesos de mecanizado convencionales. El proceso de inyección de pasta permite de una manera económica modificar la geometría de las cavidades de los apoyos hidrostáticos, ponderando más o menos el efecto hidrodinámico en el cojinete. Durante el proyecto de tesis se ha trabajado siempre con la misma referencia de pasta deslizante, del fabricante alemán SKC y modelo específico para inyección fluida, modelo número 62.

La base de este método de fabricación es disponer de una serie de utillajes que permitan replicar la geometría de los cojinetes inyectados de manera precisa. En este caso se utiliza un eje similar al que luego se utiliza para los ensayos, pero con un diámetro ligeramente superior, tanto como la holgura o película de aceite con la que se quiera trabajar. Este eje aporta la redondez y cilindridad de cojinetes, la coaxialidad y concentricidad entre cojinetes radiales, y la perpendicularidad entre el eje que forman los dos ejes radiales y el axial. Por tanto se trata de una pieza de gran responsabilidad que ha de tratarse como tal.

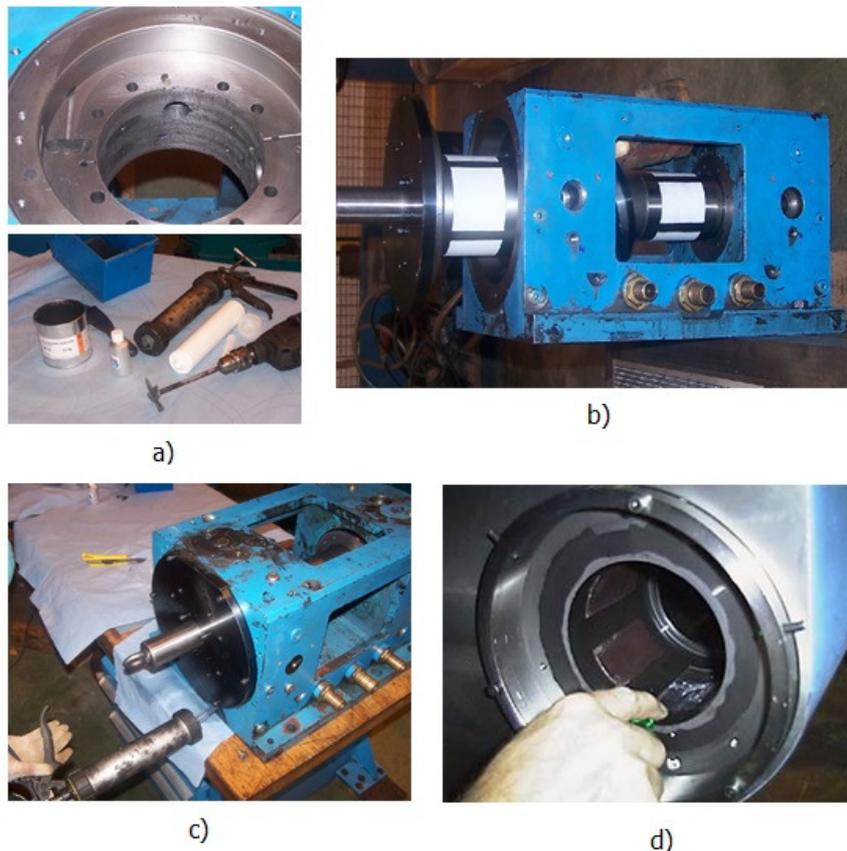


Figura 3-38 Proceso de inyección de pasta para la replicación de cojinetes.

El proceso de inyección se representa con las fotografías de la Figura 3-38, donde los pasos son:

- Preparación de las superficies donde se debe pegar la pasta deslizante. Debe estar libre de suciedad, desengrasada y la superficie conviene que tenga una rugosidad muy elevada para que la pasta se adhiera con fuerza. A su vez se prepara el material y los útiles para la inyección: Polímero, catalizador, mezclador y pistola de cartucho.
- Colocación de las pegatinas magnéticas que confieren la cavidad a los apoyos hidrostáticos. Estas pegatinas, de color blanco en la figura, se diseñan para que el cojinete radial resultante tenga un comportamiento más o menos hidrodinámico a régimen de trabajo.
- Se inyecta la pasta de forma lenta pero constante con el fin de evitar la acumulación de aire en el interior. Trascurrido el tiempo fijado por el fabricante del material (12h aproximadamente), se desmonta el eje de inyección.
- Eliminación de las pegatinas que se han quedado en el lugar de las cavidades. Proceso manual, al que se le añade la eliminación de rebabas y matado de aristas.

De los tres cojinetes inyectados sólo se estudiarán los dos radiales, el axial queda fuera de la investigación. Los dos cojinetes radiales se denominan en función a su ubicación en el cabezal: "cojinete radial lado muela, MUELA" y "cojinete radial lado polea, POLEA". En la Figura 3-39 se muestra de modo esquemático la configuración de los tres cojinetes en el prototipo de cabezal de rectificado.

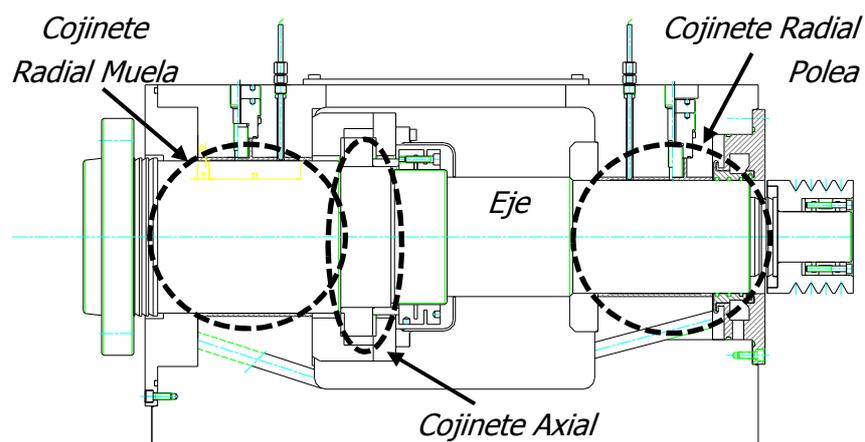


Figura 3-39 Esquema de cojinetes radiales y axiales en el cabezal prototipo.

Con este método de inyección se ha podido trabajar con dos geometrías de cojinete radial diferentes, todo ello sin necesidad de tener que fabricar nuevas piezas tanto cuando se requería cambiar la geometría como cuando se producía un gripado del

conjunto eje-cojinete en ensayos de límite de carga. Las dimensiones de estos dos cojinetes estudiados se presentan en la Tabla 3-5 y Tabla 3-6, el primero es netamente hidrostático y el segundo presenta un efecto hidrodinámico notable a velocidad de trabajo.

Tabla 3-5 Geometría de cojinete HIDROSTÁTICO.

	Muela	Polea
D: Diámetro	135mm	100mm
L: Longitud	100mm	100mm
A: ancho axial	10mm	10mm
ϕ : Anchura circunferencial	15mm	15mm
C: Holgura radial	40 μ m	40 μ m
h_r : Profundidad de cavidad	0.8mm	0.8mm
Longitud pegatina (Ls)	91mm	64mm
Ancho pegatina (Cs)	80mm	80

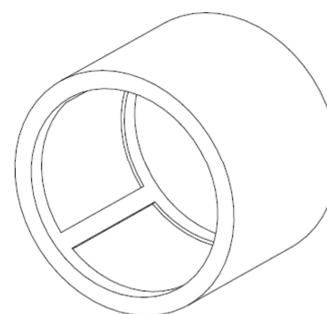
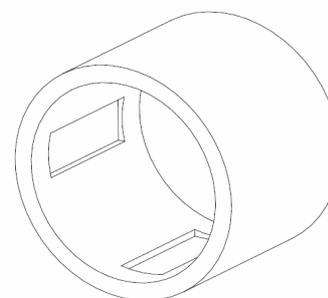


Tabla 3-6 Geometría de cojinete HÍBRIDO.

	Muela	Polea
D: Diámetro	135mm	100mm
L: Longitud	100mm	100mm
A: ancho axial	10mm	10mm
ϕ : Anchura circunferencial	80mm	55mm
C: Holgura radial	40 μ m	40 μ m
h_r : Profundidad de cavidad	0.8mm	0.8mm
Longitud pegatina (Ls)	26mm	23mm
Ancho pegatina (Cs)	80mm	80



La monitorización de estos cojinetes y del lubricante presurizado que se utiliza para el guiado es la siguiente: Presión de bombeo, presión en cada una de las cámaras, temperatura de entrada, temperatura del fluido en el interior de las cavidades, caudal de lubricante por cada cojinete, desplazamiento del eje (con expansión radial por variación de temperatura) y fuerza aplicada en el eje mediante útil de carga.

La presión en las cuatro cavidades de cada cojinete radial y la presión general de bombeo se miden con cinco sondas de presión, modelo HYDAC 3445-A 060/100, con una presión máxima de 60bar para las cavidades y 100bar para la toma general. El

caudal en los cojinetes radiales se mide de forma general, no hay posibilidad de discernir entre el flujo que circula por cada uno de los cuatro apoyos hidrostáticos. Así, el flujo volumétrico de cada uno de los cojinetes radiales se mide con dos caudalímetros iguales, modelo HYDAC EVS3001-1, con un rango de medición de 6-60l/min y calibrados para 0.05Pa·s. Ambos sensores se muestran en la Figura 3-41.

La temperatura del lubricante en el interior de las cavidades se mide con varillas metálicas de termoresistencias PT-100, clase B, con las que se dispone de una medición de rango 0-100°C y resolución de 0.05°C. Estas varillas se introducen dentro del cabezal, una por cavidad, y se montan con racordaje hidráulico para asegurar la estanqueidad, Figura 3-40.

El desplazamiento relativo del eje-cojinete se monitoriza con tres sondas inductivas de precisión, OMRON E2CA X5A, con un rango de medida de 1 a 5mm y resolución de 1µm a una distancia del 3mm del cuerpo a medir, todo ello con los amplificadores de OMRON E2CA AL4E. Estos sensores se integran en el cabezal, dos enfrentados con los que medir tanto el desplazamiento del eje como su dilatación térmica, y un tercero para determinar la posición del centro del eje en sentido radial (x,y). En la Figura 3-42 se puede observar la disposición de los mencionados sensores.

La fuerza ejercida sobre el eje a través de un utillaje específico, Figura 3-43, se mide con una célula de carga modelo INTERFACE SM5000, con una fuerza máxima de 5000N y un amplificador RDS S7DC con el que alimentar el puente de wheatstone y amplificar la señal generada para su monitorización en el sistema de adquisición correspondiente.

Sonda temperatura PT100

Rango: 1 – 100°C

Resolución: 0.05°C

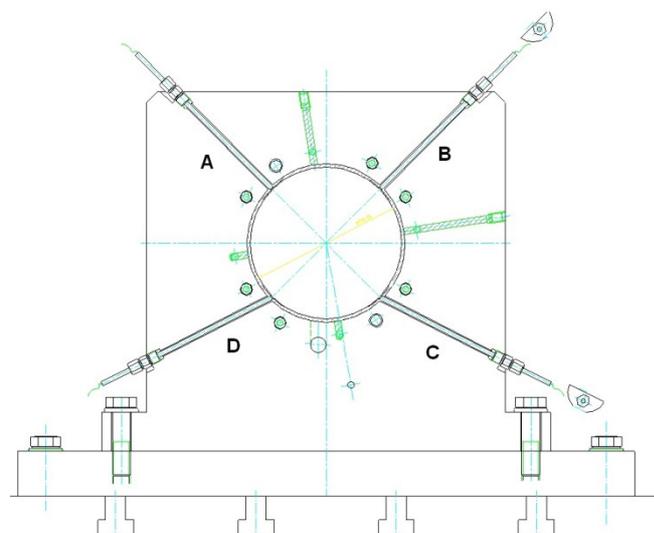


Figura 3-40 Sondas de temperatura y su ubicación en el cabezal.

Sonda presión hidráulica

Mod. HYDAC 3445-A 060/100

Rango: 0 – 60 y 100bar

Resolución: 0.05bar



Caudalímetro

Mod. HYDAC EVS3001-1

Rango: 6-60l/min

Resolución: 0.05l/min



Figura 3-41 Sondas de presión y caudal utilizadas en los ensayos.

Desplazamiento

Mod. OMRON E2CA X5A

Amplificador E2CA AL4E

Rango: 1 – 5mm

Resolución: 1µm

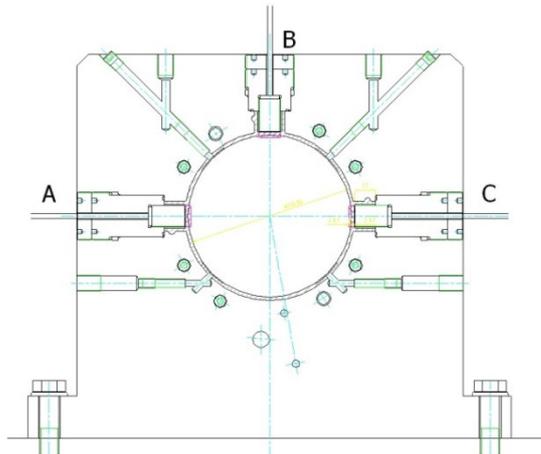


Figura 3-42 Sondas de desplazamiento y su ubicación en el cabezal.

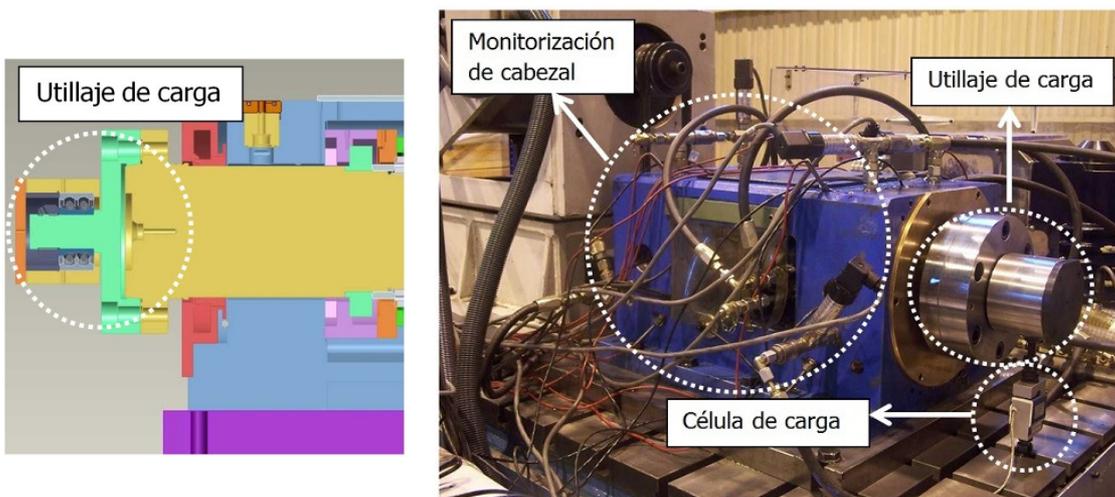


Figura 3-43 Célula de carga y utillaje de carga.

Mediante el banco de ensayos descrito en esta sección se han realizado pruebas de comportamiento de cojinetes, donde se puede comprobar el funcionamiento del conjunto eje/cabezal. En la Figura 3-44 y la Figura 3-45 se muestran el resumen de resultados para el cojinete cuya geometría se ha descrito previamente en la Tabla 3-5., donde los resultados se comparan con los modelos teóricos calculados en la aplicación desarrollada en el marco de este proyecto de tesis doctoral.

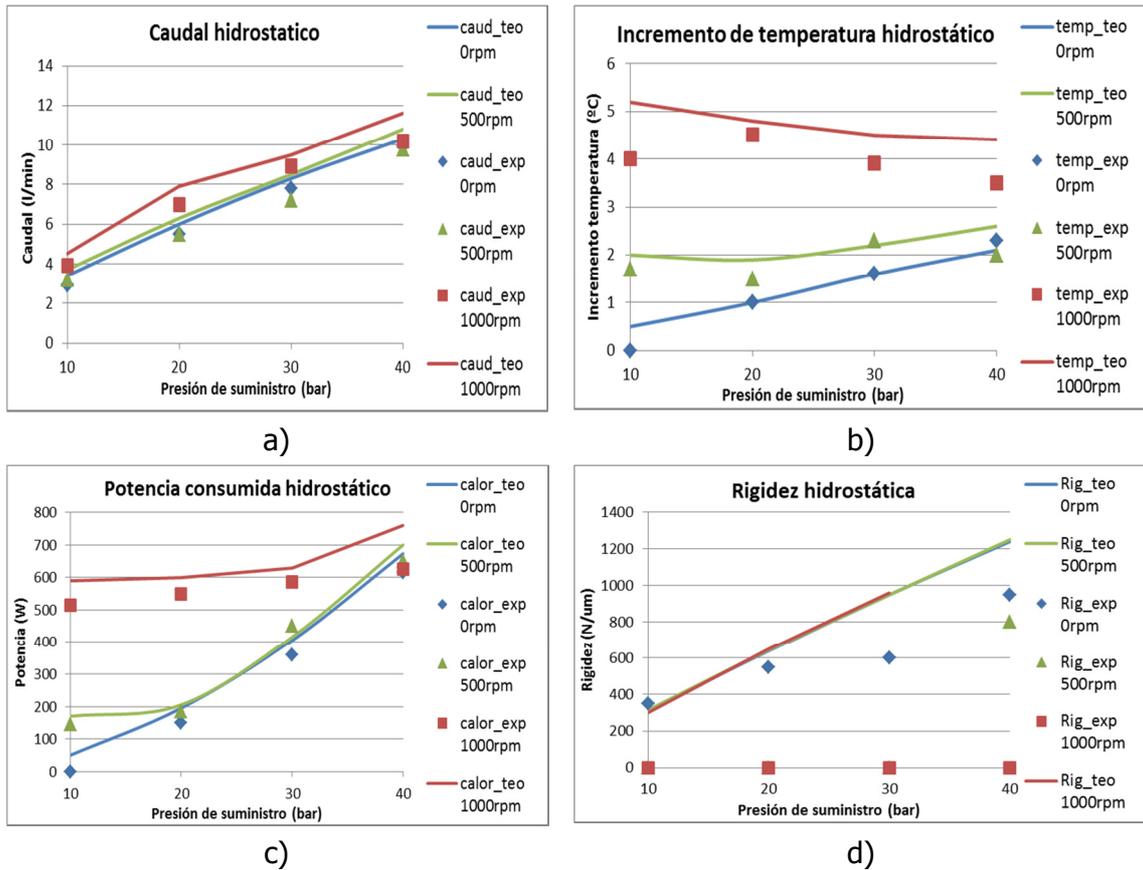


Figura 3-44 Resultados de cojinete radial HIDROSTÁTICO, a) caudal de lubricante que fluye por el cojinete, b) incremento de temperatura del fluido, c) Potencia consumida y d) rigidez del cojinete.

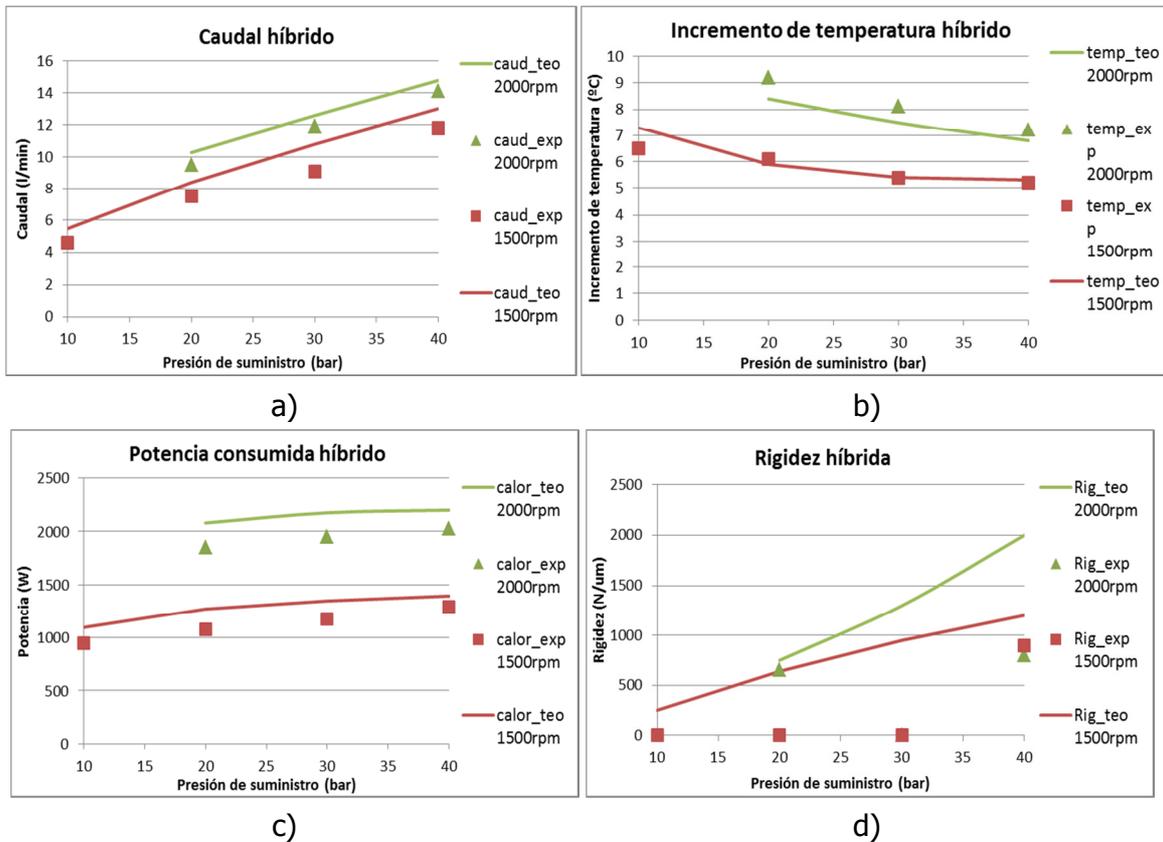


Figura 3-45 Resultados del cojinete radial HÍBRIDO; a) caudal de lubricante que fluye por el cojinete, b) incremento de temperatura del fluido, c) Potencia consumida y d) rigidez del cojinete.

Como se puede observar en los resultados experimentales obtenidos, los valores de temperatura, caudal y potencia están relativamente bien ajustados; pero los valores de rigidez apenas aportan información, sobre todo cuando el eje está girando. Esto se debe a la propia arquitectura del banco de ensayos, que para aplicar fuerza es necesario realizarla a través del eje en rotación, tal y como se aprecia en la Figura 3-43.

El problema fundamental por tanto ha surgido a la hora de tratar de caracterizar el comportamiento del cojinete radial, principalmente la rigidez. El conjunto formado por los cojinetes radiales y axiales permite tener una fiel representación del comportamiento de un cabezal de máquina herramienta guiado con cojinetes hidrostáticos, pero no es la mejor solución para caracterizar el comportamiento de un cojinete aislado. Esta limitación se hace aún más patente cuando se quieren obtener los coeficientes rotordinámicos del cojinete, al no poder excitar el cojinete de manera efectiva.

Esta conclusión ha derivado en el desarrollo de un nuevo banco de ensayos destinado al estudio experimental (estático y dinámico) de cojinetes radiales de lubricación presurizada: Hidrostáticos e híbridos.

3.4.2 Nuevo banco de ensayos para cojinetes radiales

El objetivo fundamental del nuevo banco de ensayos es el poder realizar análisis experimentales -estático y dinámico- de cojinetes radiales de lubricación hidrostática e híbrida. Con este objetivo general en mente se han definido una serie de especificaciones y conceptos cuya solución básica se detalla a continuación:

Tabla 3-7 Conceptos básicos del nuevo banco de ensayos para cojinetes radiales.

Diámetro de eje/cojinete	75mm
Longitud de cojinete	75mm (cojinete cuadrado, L/D=1)
Número de cavidades	4
Presión máxima trabajo	120bar
Caudal máximo	100l/min
Monitorización	Temperatura y presión en cada cavidad
	Caudal del lubricante
	Fuerza en dos direcciones (F_x y F_y)
	Desplazamiento (radial, giro, expansión) de alta resolución
Refrigeración de aceite	20kW
Eje guiado en rodamiento	Salto <5um
Entorno controlado, temperatura humedad y vibraciones	Laboratorio de ultraprecisión, instalación hidráulica completamente nueva
Cojinete guiado en el plano	Solución de precisión
Fuerza orientable con cavidades	Estructura octaédrica
Frecuencia del primer modo crítico	>250Hz
Facilidad de cambio de geometría	Inyección de pasta
Fuerza constante (precarga y rigidez estática)	Cilindros hidráulicos/neumáticos
Fuerza variables (rigidez dinámica)	Shaker suspendido

Con estas características básicas, se ha diseñado un banco de ensayos donde el prototipo de cojinete radial queda suspendido y así puede ser caracterizado de manera aislada.

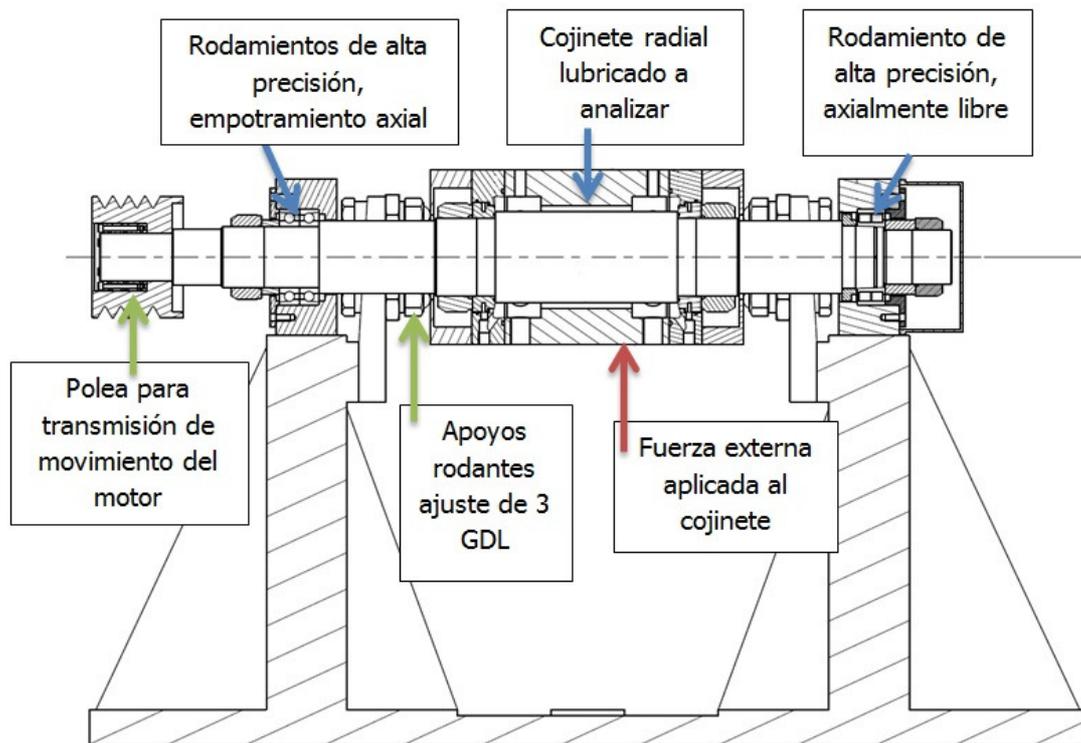


Figura 3-46 Esquema general del conjunto eje/cojinete del banco de ensayos.

Como se puede observar en la Figura 3-46 el eje gira apoyado en rodamiento de alta precisión, accionado a su vez por unas correas que en caso de gripaje servirán de fusible mecánico. El eje por tanto gira sobre rodamientos, que gracias a sus características de extrema precisión se ha logrado que el salto radial a la altura del cojinete (punto de interés del sistema) sea inferior a $2\mu\text{m}$. El cojinete lubricado que se pretende analizar se sitúa en el centro del eje, y para guiarlo en el plano transversal al eje se utilizan una serie de apoyos rodante ajustables con tornillos. Hay que tener en cuenta que el cojinete no está guiado, y su rigidez al vuelco no es muy grande, por lo que para asegurar que el movimiento del cojinete sea en el plano XY, se ha diseñado esta solución que restringe el movimiento axial y los dos giros de tilt. El giro de rotación sobre el propio eje queda fijado por el mecanismo para aplicar carga que se describe a continuación.

Para tratar de aislar el conjunto eje/cojinete se ha diseñado un banco de ensayos dividido en dos bancadas, uno para el conjunto eje/cojinete y otro para el motor eléctrico. Al disponer de su propia bancada, se busca que las vibraciones que tenga su origen en el motor no afecten a las medidas en el cojinete, Figura 3-47.

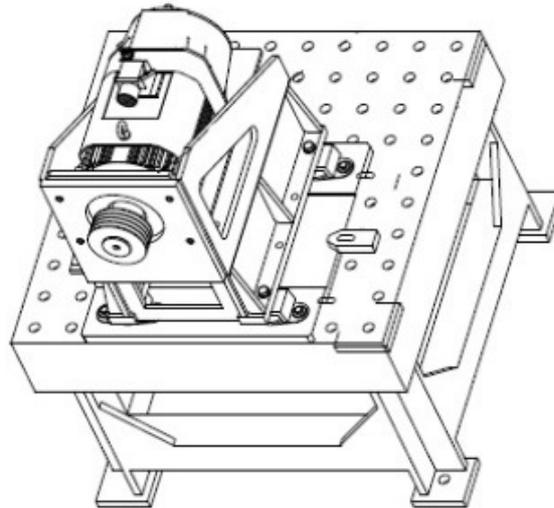


Figura 3-47 Vista del motor eléctrico que acciona el eje del banco de ensayos con su propia bancada.

La fuerza se aplica al cojinete mediante un mecanismo formado por una estructura puente, un cilindro hidráulico que ejerce la fuerza, un bloque de giro con dos cables para asegurar una fuerza pura de tiro, sin descentramiento, y por tanto sin vuelco. Este mecanismo se muestra en la Figura 3-48, y su detalle en la Figura 3-49

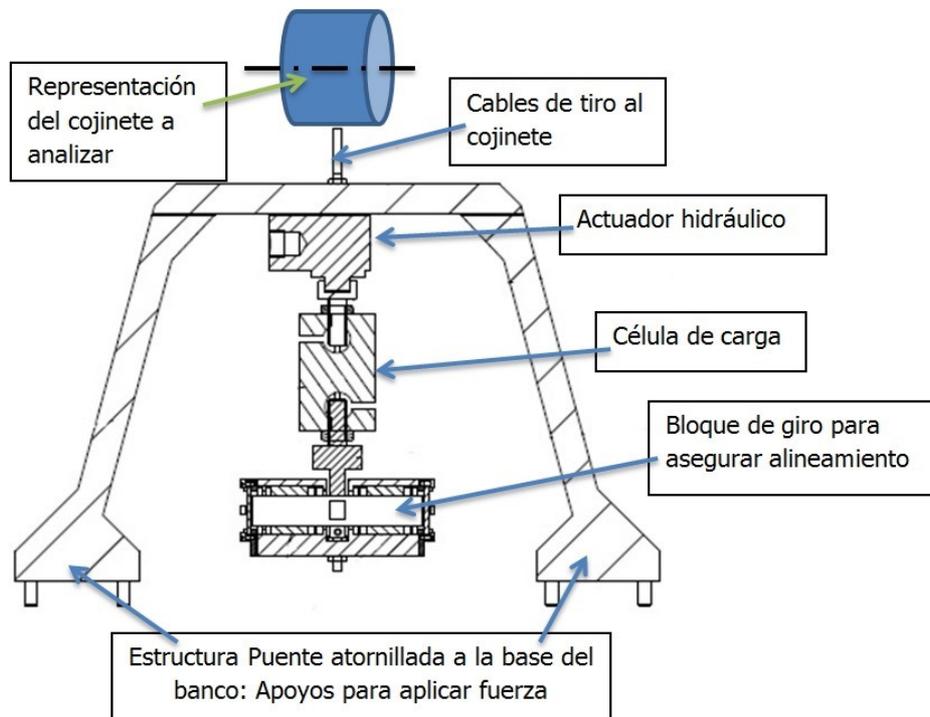


Figura 3-48 Mecanismo para la aplicación de fuerza en el cojinete, precarga fija y ensayos de rigidez.

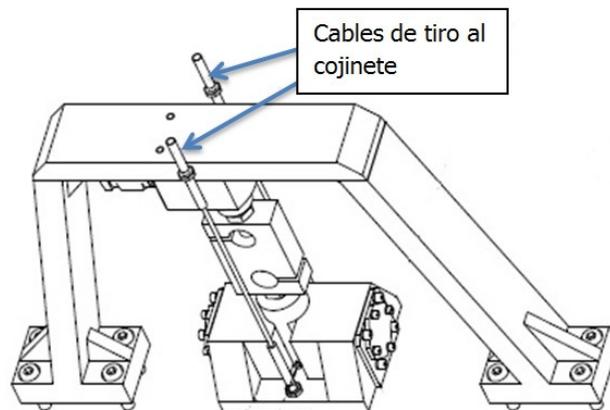


Figura 3-49 Detalle del mecanismo para la aplicación de carga

La monitorización del cojinete se realiza principalmente con los mismos sensores mostrados en el apartado 3.4.1, Figura 3-40 y Figura 3-41. La fuerza se mide con la misma célula de carga, aunque como se ha mostrado con un nuevo mecanismo para aplicarla. En cuanto a los sensores de desplazamiento, se ha optado por nuevas sondas inductivas de alta precisión, Brüel&Kjaer SD81, con una sensibilidad de $4\text{mV}/\mu\text{m}$ de tal forma que se ha obtenido una resolución en las medidas de posición de $0,1\mu\text{m}$. La monitorización completa del cojinete se muestra en la Figura 3-50.

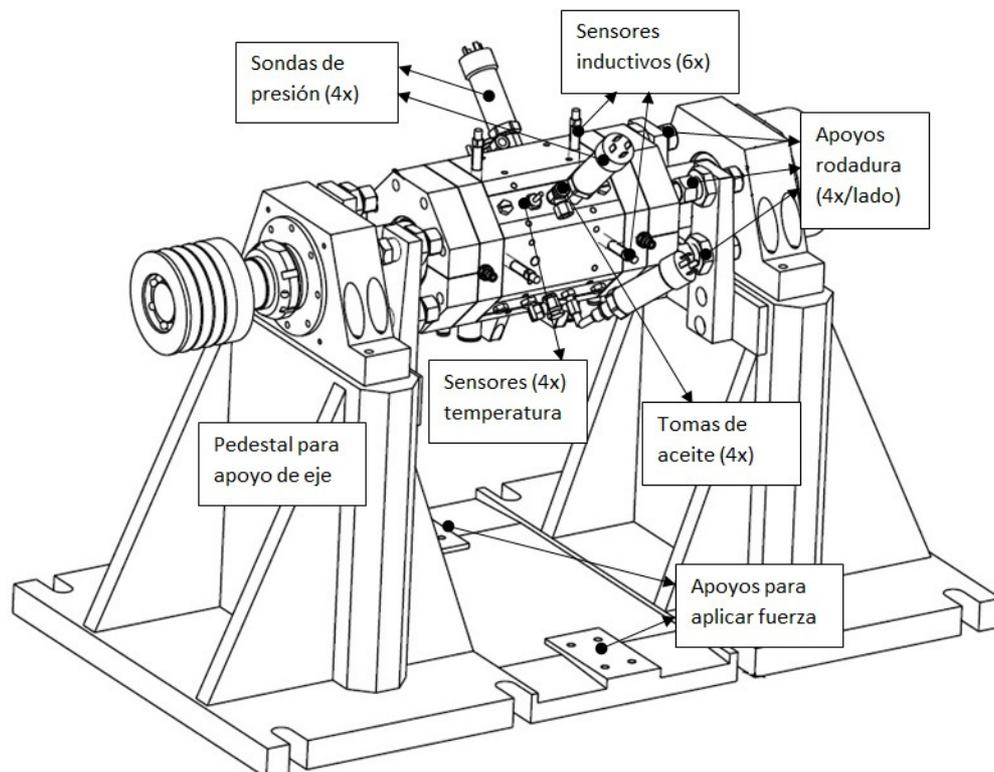


Figura 3-50 Monitorización con sondas de temperatura, presión y desplazamiento.

Para la fabricación de los prototipos de cojinete se ha recurrido al mismo principio de inyección de pasta descrito en el apartado previo, Figura 3-38. En este caso, al sólo requerir de una cilindridad dentro de tolerancias, en vez de la concentricidad y perpendicularidad del caso anterior, las piezas y útiles necesarios se simplifican y abaratan considerablemente.

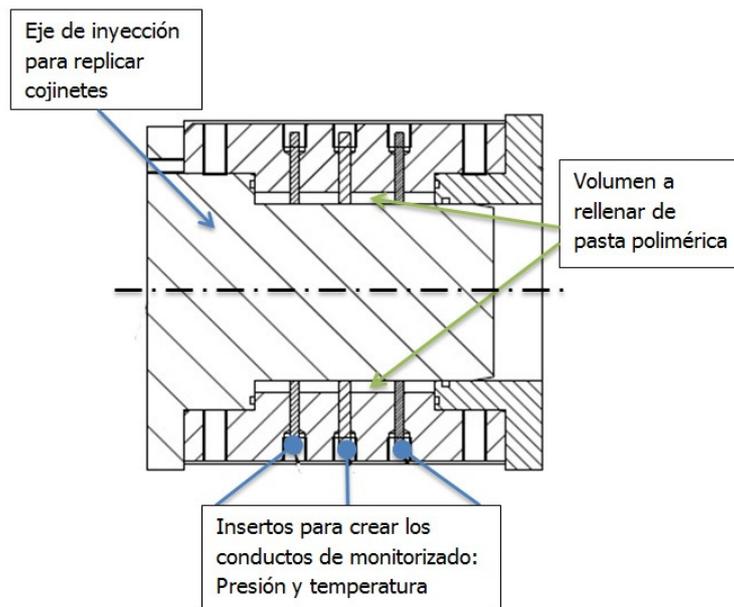


Figura 3-51 Montaje de cojinete radial para la inyección de pasta.

Por lo que respecta a la posibilidad de poder aplicar cargas alineadas con las cavidades o a 45° respecto ellas, el cuerpo de cojinete se ha diseñado con forma de octaedro, así se dispone de superficies para aplicar fuerza en ambos casos, Figura 3-52

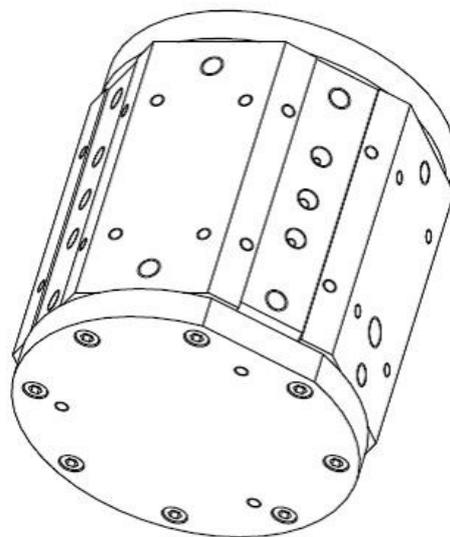


Figura 3-52 Vista del cuerpo de cojinete en forma octaédrica, alineación de fuerza con cavidades de cojinete.

Finalmente, y por lo que respecta al diseño del nuevo banco de ensayos para cojinetes radiales, en la Figura 3-53 se muestra el conjunto completo dispuesto para realizar ensayos.

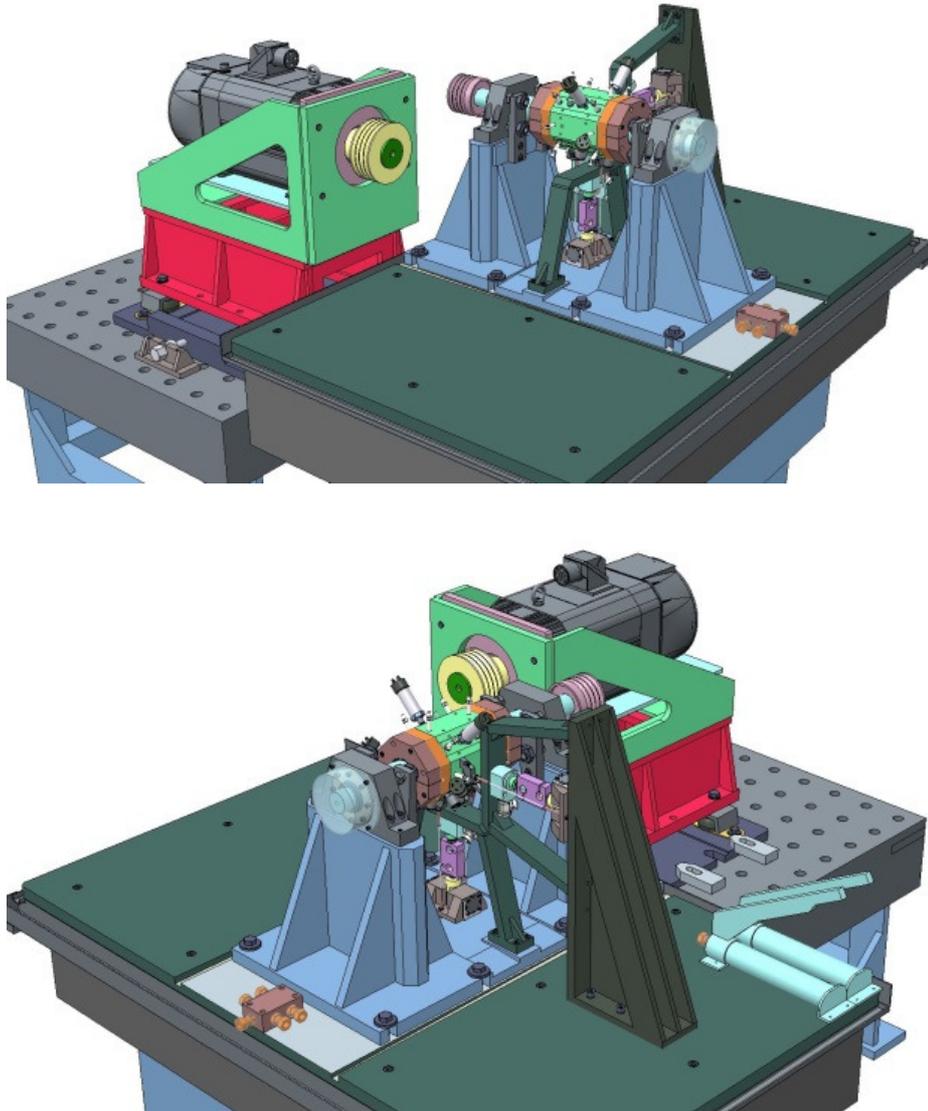


Figura 3-53 Vistas generales del banco de ensayos para cojinetes radiales.

3.4.3 Ensayos experimentales, resultados de validación

Los primeros resultados de validación del banco de ensayos se han realizado con dos geometrías diferentes de cojinetes. La primera, donde las cavidades suponen la mayor parte del área del cojinete por lo que su comportamiento es fundamentalmente hidrostático, y el efecto hidrodinámico a alta velocidad no es apreciable. El segundo cojinete presenta una relación de áreas del 50% entre las cavidades hidrostáticas y la

superficie de película de aceite donde se genera presión hidrodinámica, por tanto este cojinete se denominará híbrido.

La geometría de estos dos cojinetes siguiendo la nomenclatura definida en la Figura v, se resumen en la Tabla 3-8.

Tabla 3-8 Dimensiones de cojinetes estudiados en el banco de ensayos.

Parámetros	Hidrostático	Híbrido
Diámetro "D" (mm)	75	75
Longitud "L" (mm)	75	75
Land axial "a" (mm)	10	10
Land circunferencial " θ_L " (rad)	$\pi/4$	$5\pi/12$
Holgura radial "C" (mm)	0,030	0,030
Profundidad cavidad " h_r " (mm)	1	1

Para el ajuste hidrostático de las presiones se han utilizado restrictores capilares y de orificio. En el caso de los restrictores de orificio se ha optado por una solución de tornillos taladrados con diámetro controlado, tipo de tobera que se utiliza en fabricantes de máquinas herramienta del entorno. Este tipo de restrictor de orificio se muestra en la Figura 3-54. Por otro lado, los restrictores capilares se han basado en un diseño propio, el cual se muestra en la Figura 3-55.

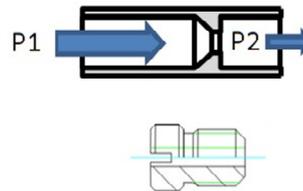


Figura 3-54 Restrictor de orificio

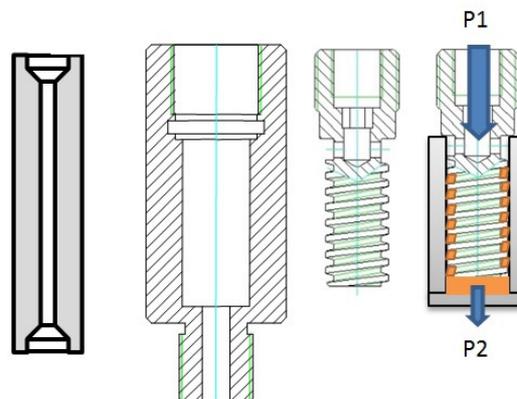


Figura 3-55 Restrictor capilar

Los ensayos se han realizado modificando los parámetros resumidos en la Tabla 3-9:

Tabla 3-9 Parámetros que se han variado durante los ensayos.

Parámetros de ensayos	a	b	c
Velocidad de giro (rpm)	1000	2000	3000
Presión de bombeo (bar)	10	20	30
Tipo de restrictor (-)	Capilar y Orificio		

Los ensayos se han realizado en el banco de ensayos descrito en el apartado anterior y que tras su montaje y monitorización se puede ver en la Figura 3-56. Se trata del banco de ensayos desarrollado para caracterizar de forma experimental cojinetes radiales de forma aislada.



Figura 3-56 Banco de ensayos de cojinetes radiales, ensayos iniciales.

En las siguientes figuras se presentan los resultados de los ensayos realizados, donde se comparan los datos experimentales con los valores obtenidos por el programa de cálculo desarrollado en el proyecto, entorno MATLAB. Se muestran únicamente los valores de rigidez y capacidad de carga, por ser los de mayor interés para comprobar el funcionamiento del banco de ensayos con el nuevo diseño.

Como se puede observar en las figuras comprendidas entre la Figura 3-57 y la Figura 3-64, los valores de capacidad de carga y rigidez son bastante coherentes con los datos teóricos que ofrecen los modelos de lubricación. En condiciones de alta velocidad se han detectado errores de monitorización, errores de lectura (ruido, vibración, desalineación...) en los sensores inductivos, lo que ha llevado cálculos de rigidez poco fiables. De cualquier modo, y comparando estos datos con los que se obtenían del banco de cojinetes inicial, la mejora es evidente. Por último, es de esperar que a medida que se vayan realizando más caracterizaciones de cojinetes en el banco de ensayos (comprendiendo mejor su modo de funcionamiento y limitaciones), los datos experimentales que se obtendrán serán de mayor calidad.

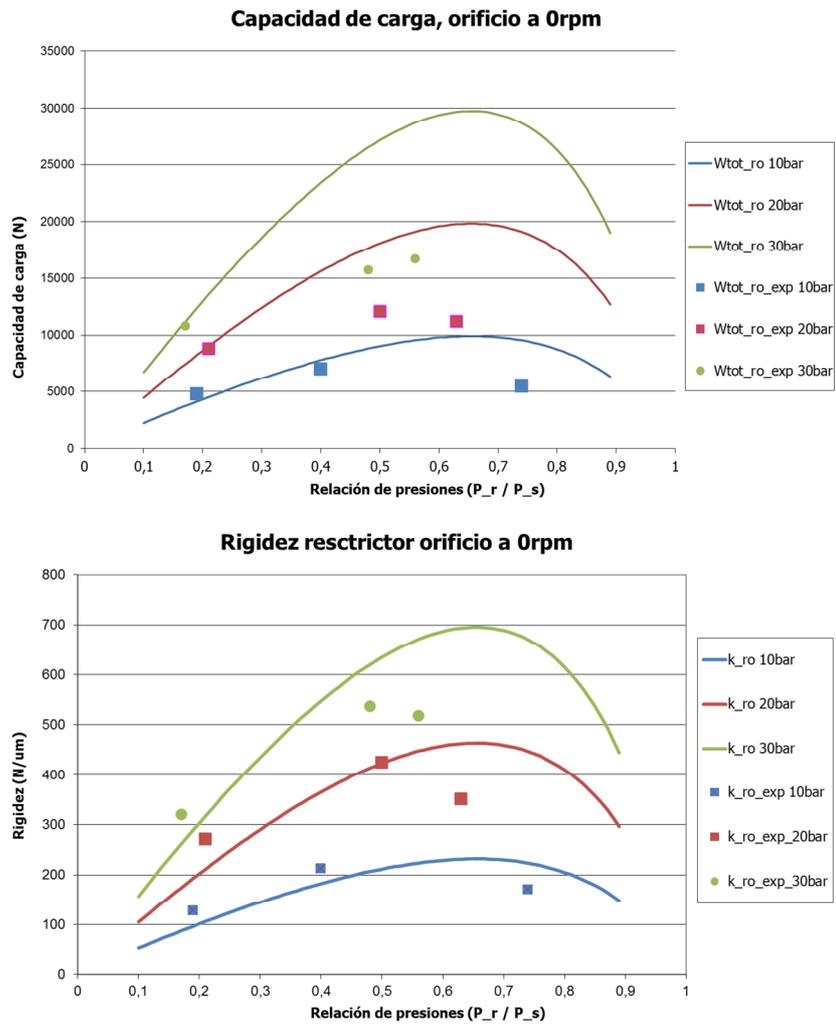
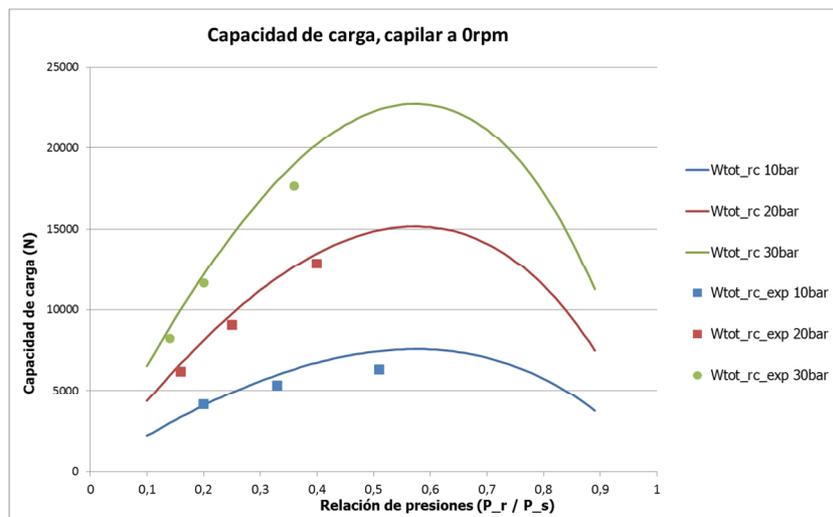


Figura 3-57 Capacidad de carga y rigidez de cojinete, restrictores de orificio a 0rpm.



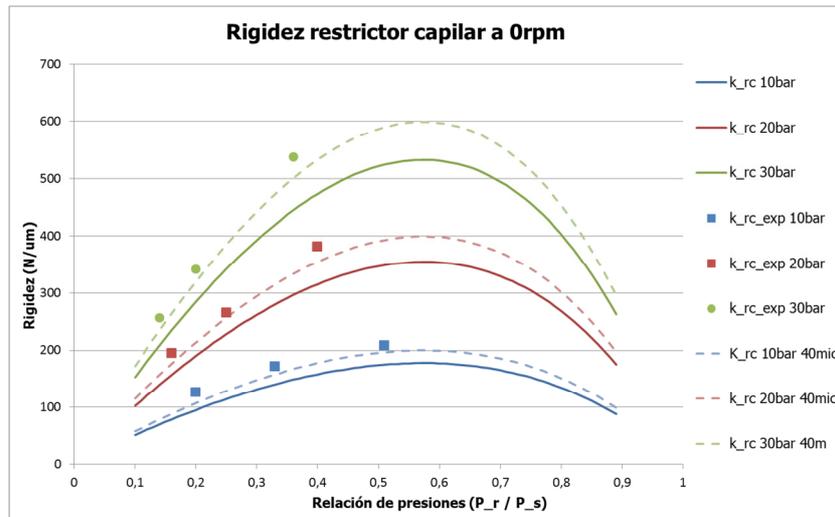


Figura 3-58 Capacidad de carga y rigidez de cojinete, restrictores capilares a 0rpm.

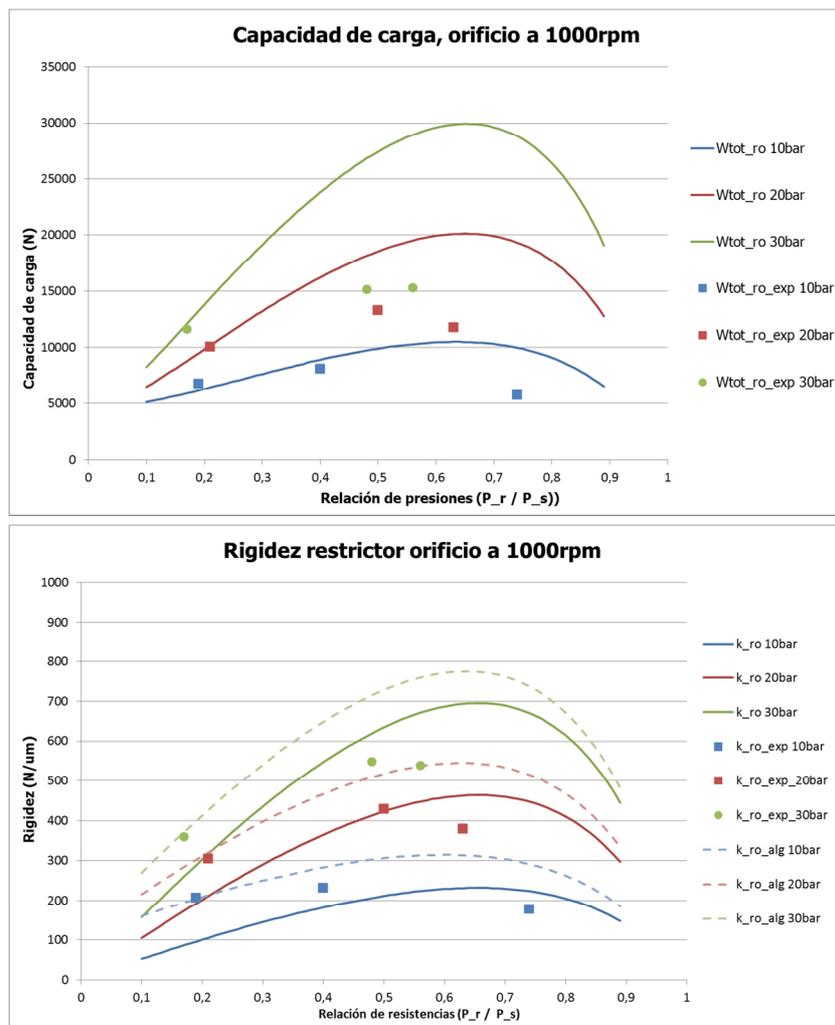


Figura 3-59 Capacidad de carga y rigidez de cojinete, restrictores orificio a 1000rpm.

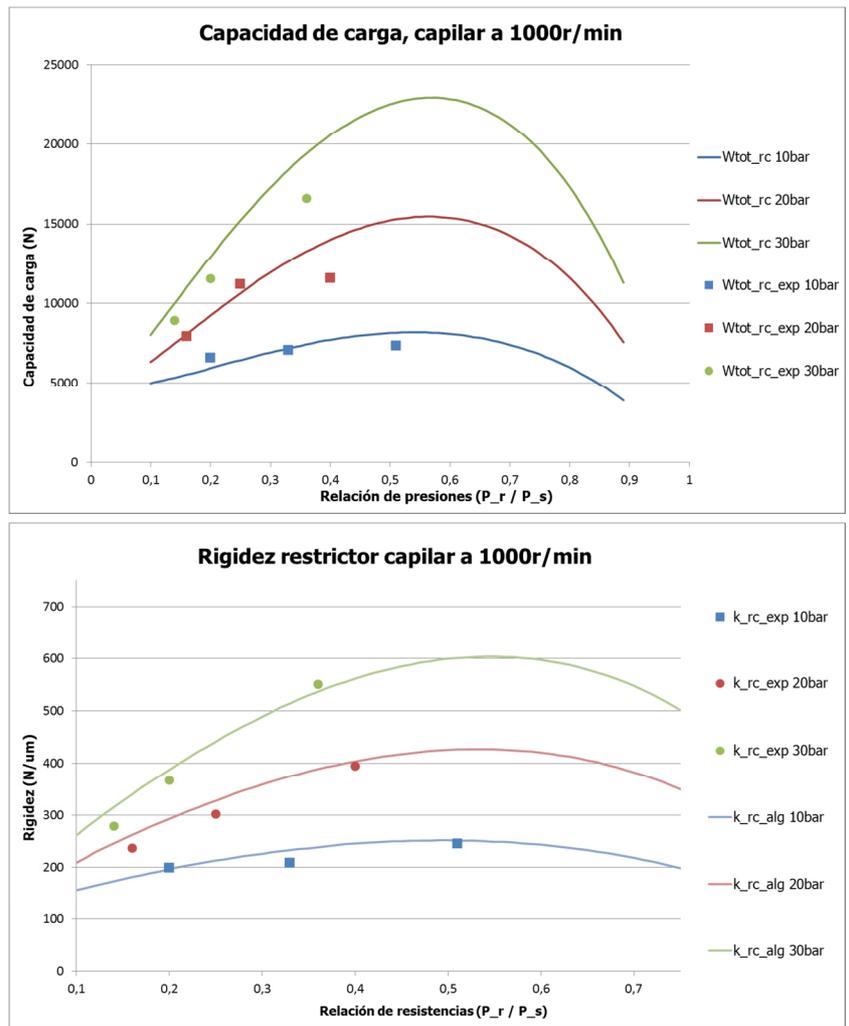
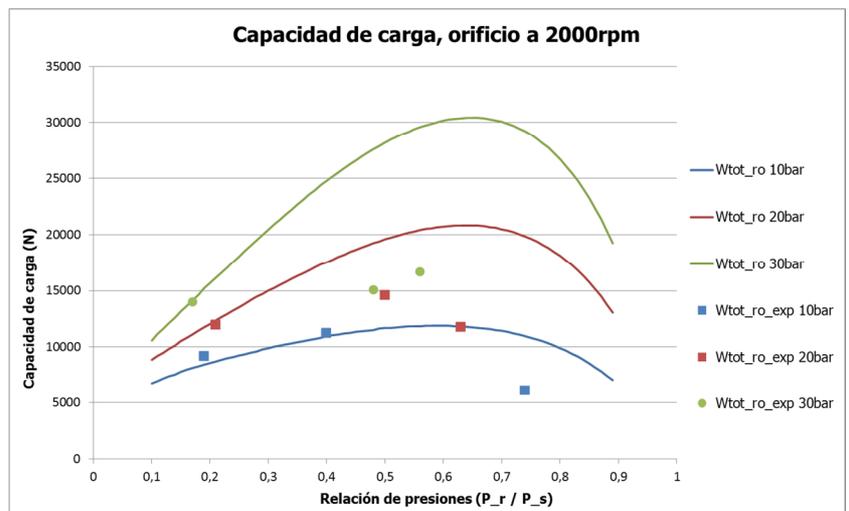


Figura 3-60 Capacidad de carga y rigidez de cojinete, restrictores capilar a 1000rpm.



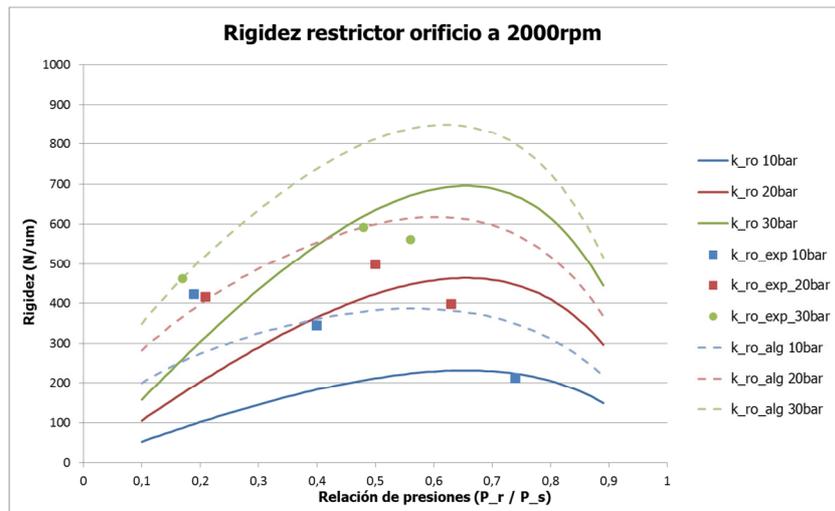


Figura 3-61 Capacidad de carga y rigidez de cojinete, restrictores orificio a 2000rpm.

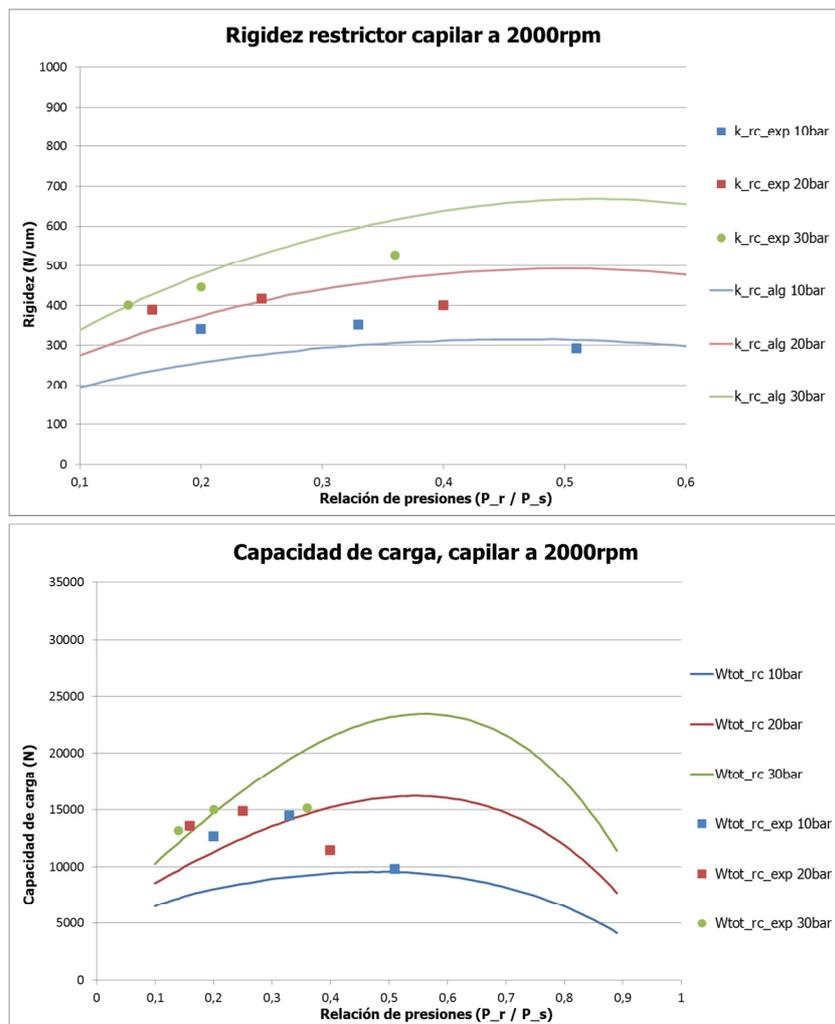


Figura 3-62 Capacidad de carga y rigidez de cojinete, restrictores capilar a 2000rpm.

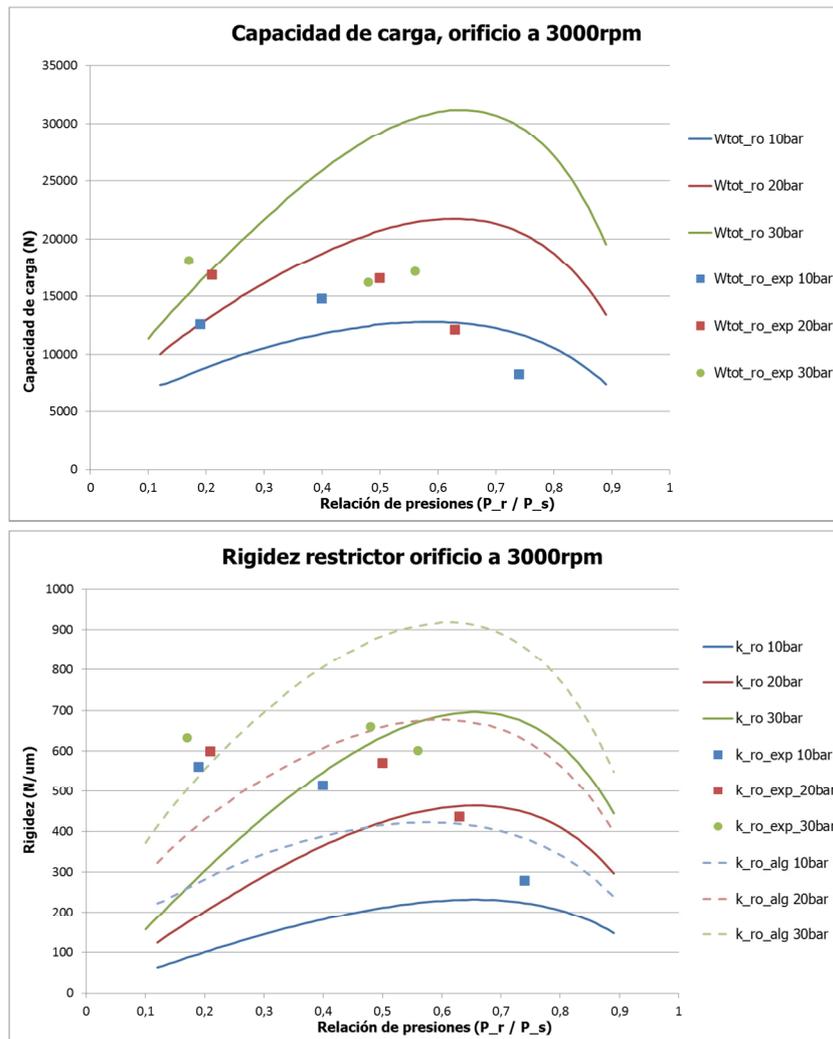
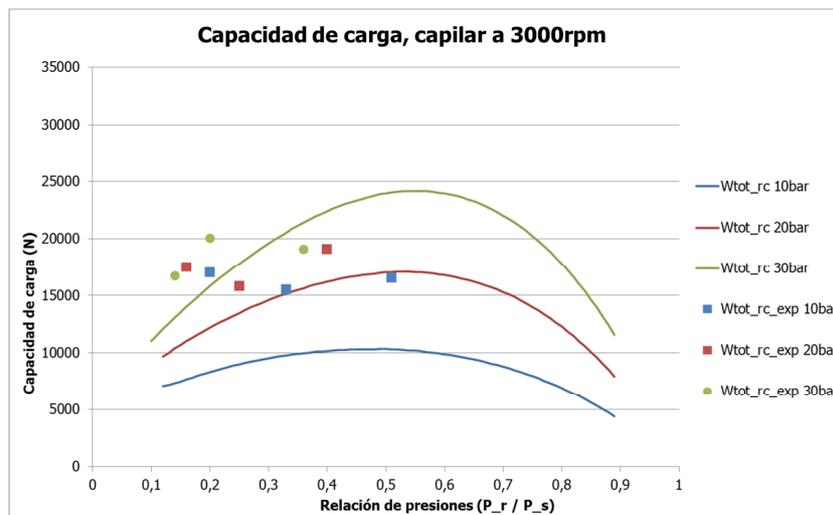


Figura 3-63 Capacidad de carga y rigidez de cojinete, restrictores orificio a 3000rpm.



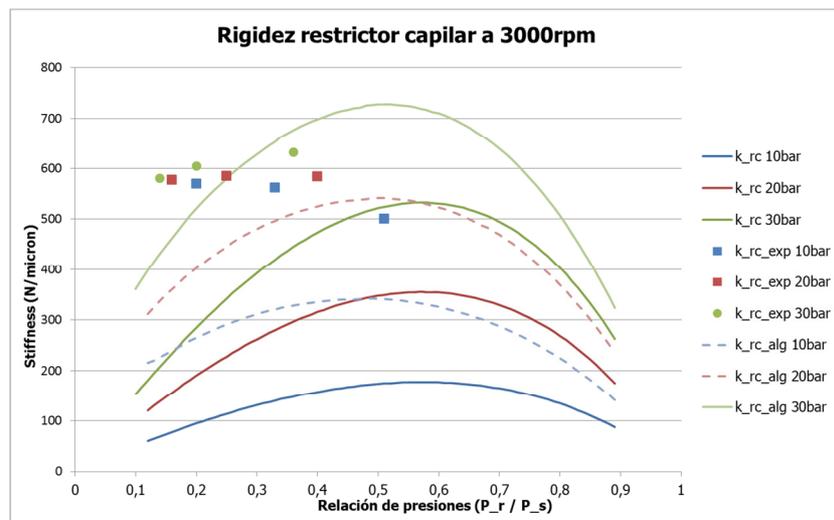


Figura 3-64 Capacidad de carga y rigidez de cojinete, restrictores capilar a 3000rpm.

Capítulo 4

Válvulas de lubricación adaptativas y sistemas autocompensados

4.1 INTRODUCCIÓN

Los sistemas de compensación de presión, comúnmente denominados restrictores en el argot de la lubricación hidrostática, tienen una importancia capital en el comportamiento del guiado tal y como se ha podido observar en el Capítulo 3. En esta sección se van a trabajar dos sistemas que aportan notables ventajas frente a los restrictores pasivos de orificio y capilares, fundamentalmente en lo referente a la rigidez y capacidad de carga del guiado. Estos dos sistemas son:

- Válvulas adaptativas mediante diafragma metálico flexible.
- Sistemas de lubricación hidrostática autocompensada.

4.2 VÁLVULAS ADAPTATIVAS MEDIANTE DIAFRAGMA METÁLICO FLEXIBLE

4.2.1 Modelizado de válvula

Las válvulas adaptativas basadas en diafragmas flexibles son sistemas de alimentación de lubricante que modifican su geometría en función de la presión en el circuito hidráulico. Cuando aumenta la presión en la cavidad de un apoyo hidrostático tratando de contrarrestar el incremento de fuerza externa que se haya aplicado, el diafragma se deforma reduciendo la resistencia hidráulica, aumentando el caudal y por tanto incrementando la presión de aceite equilibrando la fuerza.

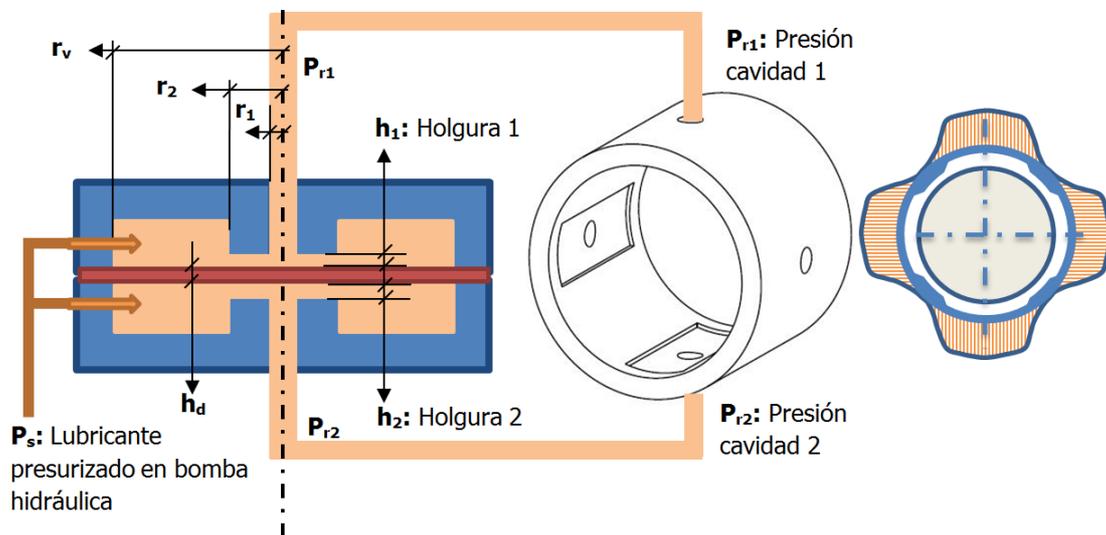


Figura 4-1 Esquema de válvula adaptativa alimentando un cojinete radial sin carga.

En la Figura 4-1 se puede observar el esquema de una válvula adaptativa de diafragma alimentando dos cavidades opuestas en un cojinete radial. En este caso no existe fuerza externa por lo que las presiones en ambas cámaras son similares, " $P_{r1} \approx P_{r2}$ ". El diafragma (en rojo) se mantiene sin deformación por lo que la holgura a través de la cual el fluido circula " h_1 " y " h_2 ", es igual a ambos lados, " h_0 ": holgura definida en el diseño.

En el momento que se aplica una fuerza externa al eje del cojinete " F_n ", la presión en las cavidades aumenta y disminuye respectivamente para equilibrar la carga aplicada. Esta diferencia de presiones ejerce una deformación en el diafragma " δ " que provoca una variación en la resistencia hidráulica de la válvula. Esta variación de resistencia hidráulica es por tanto proporcional a la rigidez del diafragma. En la Figura 4-2 se presenta de forma esquemática el funcionamiento de la válvula trabajando bajo carga.

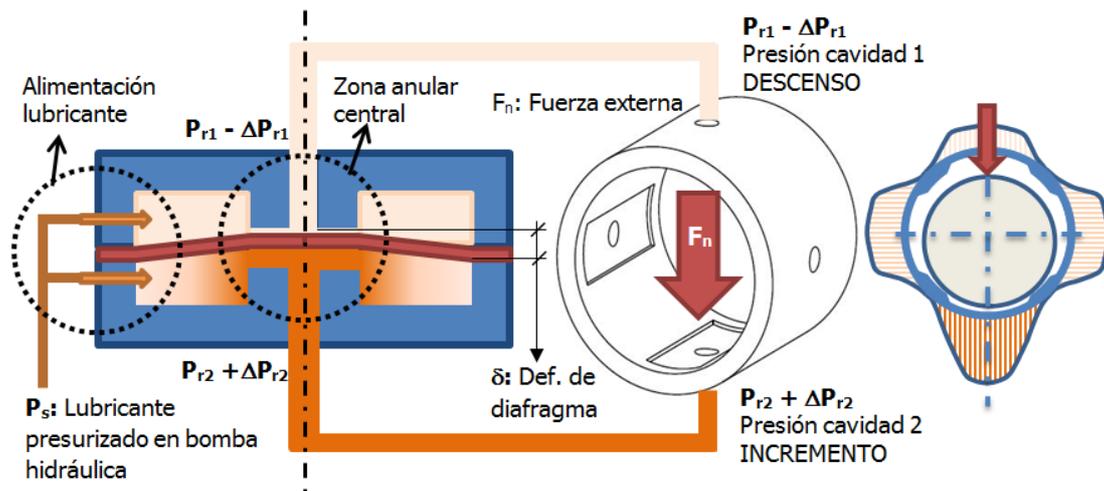


Figura 4-2 Esquema de válvula adaptativa basada en diafragma elástico alimentando un cojinete radial con carga aplicada.

Se trata de una válvula cilíndrica, como la que se ha diseñado y fabricado en el proyecto. El aceite presurizado “ P_s ” se introduce a la cámara interior como se indica en las flechas del esquema de la Figura 4-2, para a continuación, y a través de la sección anular central, donde la holgura se reduce para producir una pérdida de carga ($\Delta P = P_s - P_r$), el fluido pasa a las cámaras del sistema hidrostático, cojinete radial en el caso expuesto.

El modelo utilizado para la simulación del comportamiento de la válvula está basado en bibliografía (Bassani y Piccigallo 1992), para lo cual se definen las variables que se muestran en la Figura 4-1 y la Figura 4-2.

P_s	Presión de bombeo
P_{r1}	Presión en cavidad 1
P_{r2}	Presión en cavidad 2
h_0	Holgura diseño, sin carga
h_1	Holgura lado cavidad 1
h_2	Holgura lado cavidad 2
h_d	Espesor de diafragma
r_1	Radio de orificio salida
r_2	Radio de restricción
r_v	Radio externo válvula
F_n	Fuerza externa aplicada
ε	Excentricidad eje/cojinete

K_v	Rigidez de diafragma
A_v	Área de válvula
K_r	Coficiente restricción
A_e	Área efectiva restricción
E	Módulo de Young material
ν'	Módulo de Poisson material
x	Desplazamiento diafragma
Q	Caudal de lubricante
K	Rigidez de cojinete
δ	Deformación de diafragma
β	Relación de presiones

La resistencia hidráulica de la válvula para cada cavidad viene dada por:

$$R_{r1} = \frac{K_r}{(h_0 + \delta)^3} \quad ; \quad R_{r2} = \frac{K_r}{(h_0 - \delta)^3} \quad \text{Ecuación 4-1}$$

Donde la constante "K_r" es función de la superficie de restricción de la válvula y la viscosidad del fluido lubricante utilizado.

$$K_r = \frac{6 \cdot \mu \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{(h_0 + \delta)^3} \quad \text{Ecuación 4-2}$$

La rigidez del diafragma metálico viene definida por la ecuación:

$$K_v = \frac{16 \cdot \pi \cdot E \cdot h_d^3}{3 \cdot (1 - \nu^2)} \cdot \frac{1}{\left[4 \cdot r_v^2 - 3 \cdot \left(\frac{A_v}{\pi}\right)\right]} \quad \text{Ecuación 4-3}$$

Donde el área efectiva de la zona anular del diafragma se define como:

$$A_v = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{(r_2^2 - r_1^2)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad \text{Ecuación 4-4}$$

Por otro lado, la capacidad de carga "W" que se desarrolla en el cojinete se puede definir como la relación de las siguientes variables adimensionales:

Desplazamiento adimensional del diafragma,

$$\xi = x/h_d \quad \text{Ecuación 4-5}$$

Desplazamiento adimensional del eje, donde "C" es la holgura radial del cojinete y "K_b" la rigidez del propio cojinete radial,

$$\varepsilon = \frac{W}{C \cdot K_b} \quad \text{Ecuación 4-6}$$

Relación de presiones entre la presión de bombeo o suministro "P_s" y la presión generada en la cavidad del cojinete "P_r",

$$\beta = P_r/P_s \quad \text{Ecuación 4-7}$$

Finalmente la carga adimensional se puede escribir como:

$$W^* = \frac{W}{A_e \cdot P_s} = \frac{1}{1 + \frac{1-\beta}{\beta} \cdot \left(\frac{1-\varepsilon}{1+\xi}\right)^3} + \frac{1}{1 + \frac{1-\beta}{\beta} \cdot \left(\frac{1+\varepsilon}{1-\xi}\right)^3} \quad \text{Ecuación 4-8}$$

Mientras que el caudal adimensional se describe como:

$$Q^* = \frac{Q \cdot R_b}{P_s} = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{(1-\varepsilon)^3}{1 + \frac{1-\beta}{\beta} \cdot \left(\frac{1-\varepsilon}{1+\xi}\right)^3} + \frac{(1+\varepsilon)^3}{1 + \frac{1-\beta}{\beta} \cdot \left(\frac{1+\varepsilon}{1-\xi}\right)^3} \right] \quad \text{Ecuación 4-9}$$

La Ecuación 4-8 y la Ecuación 4-9 se plotean para determinar el comportamiento del cojinete para diferentes ajustes de sus variables de diseño:

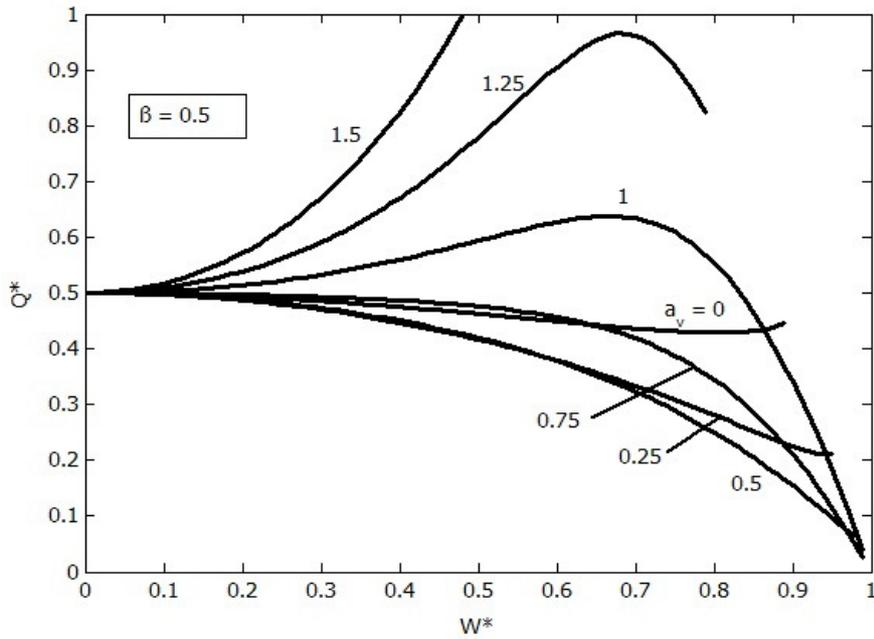


Figura 4-3 Caudal adimensional de un cojinete alimentado con válvula de diafragma.

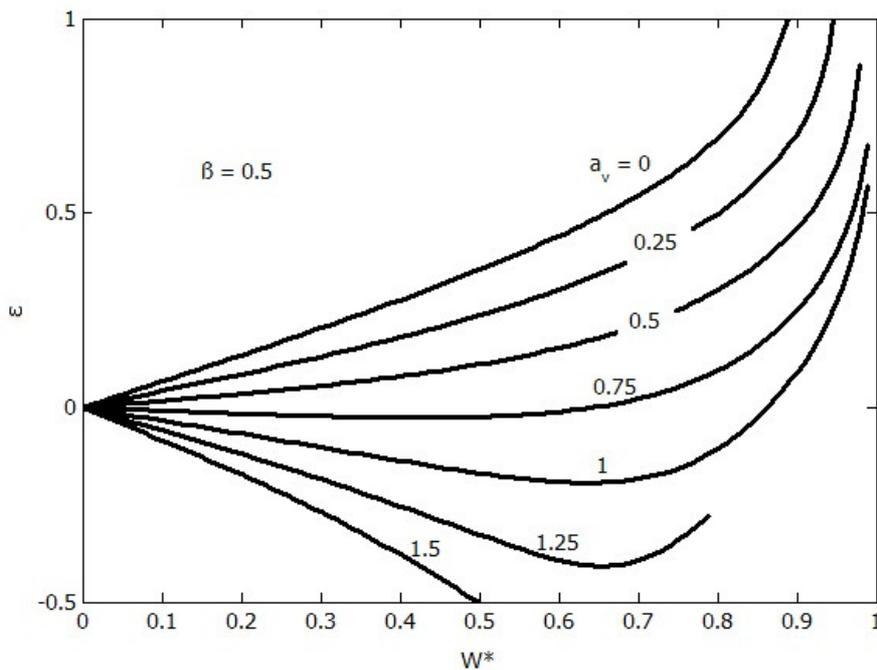


Figura 4-4 Carga adimensional de un cojinete alimentado con válvula de diafragma.

Como se puede observar en la Figura 4-4, cuando la rigidez de este diafragma es muy alta, en el límite sólido rígido, la válvula funciona como un restrictor pasivo. A medida que disminuye la rigidez del diafragma, la respuesta de la válvula frente a la presión aumenta, y con ello la rigidez se incrementa hasta llegar a un punto crítico en el que la rigidez se convierte incluso en negativa.

4.2.2 Diseño y fabricación de una válvula para cojinetes hidrostáticos

Se ha diseñado y fabricado dos prototipos de válvulas de diafragma para alimentar un cojinete radial de cuatro cavidades, tal y como se presenta en el esquema de la Figura 4-1. El cojinete que se ha tomado como objetivo para el diseño de las válvulas es el cojinete radial del lado muela del banco de ensayos de cojinetes para cabezales de rectificadoras, Figura 3-39. En la Tabla 3-5 y la Tabla 3-6 se muestran las dimensiones del cojinete lado "muela" para el que se ha diseñado la válvula. Como se puede observar se trata de dos cojinetes radiales diferentes, el primero con lubricación hidrostática, mientras que el segundo (por las dimensiones de sus cavidades), se puede denominar como cojinete híbrido.

Primeramente, y con el objetivo de ayudar en la fase de diseño de este tipo de válvulas se ha confeccionado una hoja de cálculo mediante la cual se obtiene por iteración los parámetros básicos del diseño, Tabla 4-1: Área de válvula, holgura o gap en el diafragma y la propia rigidez del diafragma metálico de la válvula. Para obtener estos valores se realiza una serie de iteraciones tomando la expresión de carga adimensional (Ecuación 4-8) y caudal adimensional (Ecuación 4-9), de donde se obtiene los resultados del diseño. El proceso de cálculo se resume en los siguientes pasos:

- i. Se imponen la carga adimensional " W^* " y la excentricidad máxima " ϵ_{\max} " que se quiere lograr para dicho valor. Tener en cuenta que un objetivo muy ambicioso de rigidez (ratio entre carga " W " y excentricidad) puede provocar que el sistema termine teniendo una rigidez negativa, una solución con dos raíces y un comportamiento final que puede genera inestabilidad.
- ii. Fijados estos dos puntos se iteran valores para " A_v " y " β " hasta que se cumple la igualdad de la Ecuación 4-8. Se ha de considerar que para valores de excentricidad negativa (rigidez negativa) la solución matemática tiene tres raíces, una para carga negativa (que carece de sentido físico) y dos en el sector de carga positiva. Por tanto hay que operar la ecuación mencionada teniendo en cuenta estas soluciones.
- iii. Una vez obtenidos los valores de " A_v " y " β " que hacen cumplir la Ecuación 4-8 para la carga y excentricidad fijada, se obtiene el valor de holgura entre el diafragma y la salida de lubricante, parámetro " h_0 " de la Figura 4-1.

- iv. A continuación se logra el valor de "K_v" y "r_v" con lo que los parámetros geométricos de la válvula quedan definidos.
- v. Por último se comprueba el caudal resultante con la Ecuación 4-9.

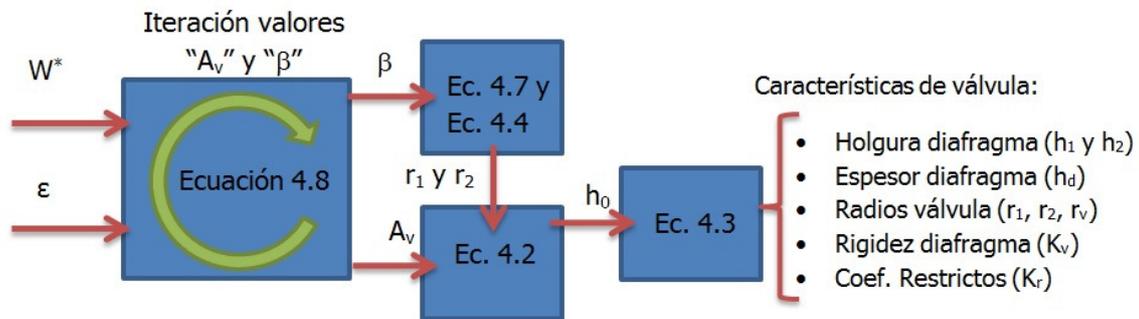


Figura 4-5 Diagrama de bloques para el cálculo de geometría en válvulas hidrostáticas de diafragma.

Tabla 4-1 Hoja de cálculo de válvulas adaptativas de diafragma metálico

Wtotal	Carga máx. a soportar por el guiado	x	[N]
n	Número de pads	y	[-]
W	Carga máx. en cada pad		10104,6 [N]
Ps	Presión de la bomba		20 [bar]
Kb	Rigidez buscada (coherente)		1,00E+09 [N/m]
Hn	Holgura nominal		37 [micras]
Ae	Área efectiva de cada pad (según geometría)		0,00678 [m^2]
W*	Carga máx. adimensional		0,745 [-]
ε máx.	excentricidad adimensional máxima bearing		0,273 [-] ó [e/1]
av	parámetro de diseño de la válvula		0,3 [-]
ξ	desplazamiento adimensional		0,106 [-]
β	relación de presiones Pb/Ps		0,5 [-]
Rb	resistencia del pad del bearing		3,75E+10 [N·s/m^5]
r2	radio exterior de la boquilla		4 [mm]
r1	radio interior de la boquilla		2 [mm]
Av	Área efectiva del restrictor del diafragma (boquil		2,7194E-05 [m^2]
lo	gap inicial entre diafragma y boquilla (sin carga)		43 [micras]
Kv	rigidez del diafragma (lámina plana)		4223811,814 [N/m]
t	espesor normalizado del diafragma		1 [mm]
rv	radio útil del diafragma		14,98 [mm]
	Datos iniciales del cojinete		
	Valores impuestos para el cálculo de la válvula		
	Parámetros relevantes de la válvula		
	Valores de diseño de válvula		

Como se ha indica en el párrafo anterior, para el diseño de una válvula como la descrita es necesario definir ciertos parámetros como: la resistencia hidráulica del

cojinete (en concreto la del apoyo hidrostático en cuestión), la carga máxima de trabajo " F_{max} ", la presión de bombeo disponible en el grupo hidráulico " p_s ", el módulo de Young del material de que se fabrica el diafragma " E ", y un valor aproximado de la rigidez que se quiere obtener en el cojinete " K_b ", con estos valores se comienza a iterar una solución por medio de Tabla 4-1, siguiendo el proceso de la Figura 4-5.

Tomando como base el cojinete descrito en la Figura 3-39, cuyas dimensiones quedan reflejadas en la Tabla 3-5 para una solución hidrostática y la Tabla 3-6 para un diseño de lubricación híbrida, se ha realizado un diseño de una válvula que sin grandes modificaciones puede ser utilizada para ambos cojinetes. La válvula se ha diseñado de forma modular, por lo que montando una serie de piezas específicas se puede cambiar de configuración: cojinete hidrostático y cojinete híbrido.

En la Figura 4-6 se muestra la vista en corte de la válvula de diafragma que se ha diseñado en el marco del proyecto para la alimentación de cojinetes radiales. Se han realizado dos diseños, uno para un cojinete hidrostático y el otro para un cojinete híbrido, que es el que se muestra en concreto en la Figura 4-6.

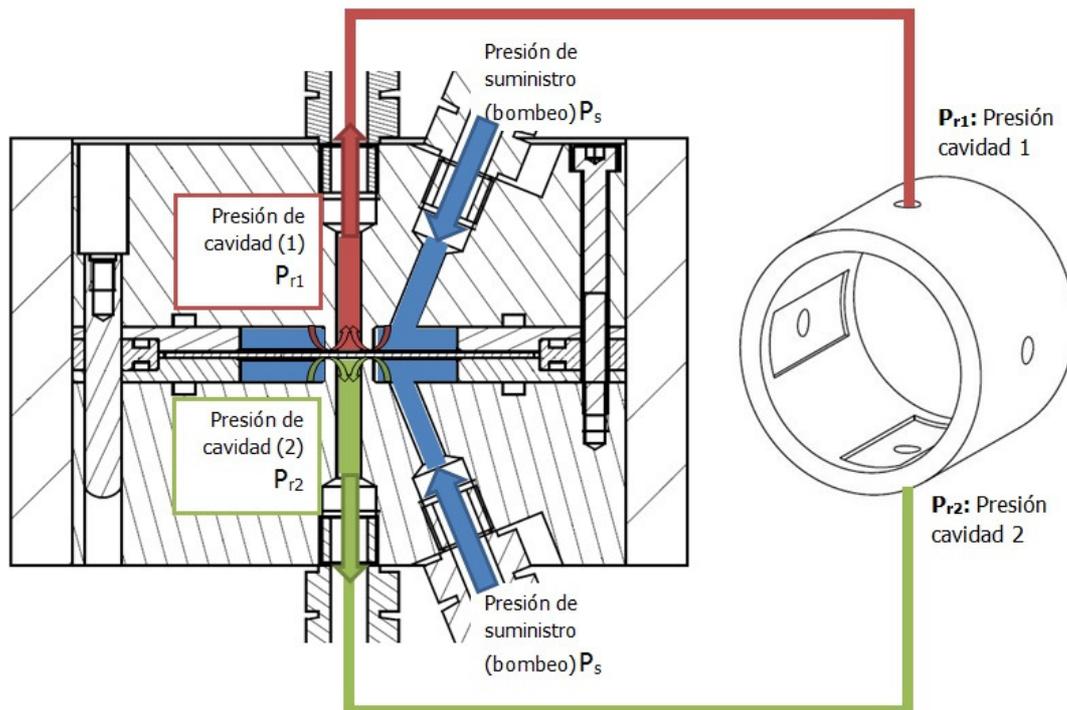


Figura 4-6 Vista en corte del diseño de válvula de diafragma realizado en el proyecto, y esquema de funcionamiento con respecto a la alimentación de un cojinete radial.

Las cotas geométricas que se han definido para las principales variables de la válvula se muestra en la Figura 4-7.

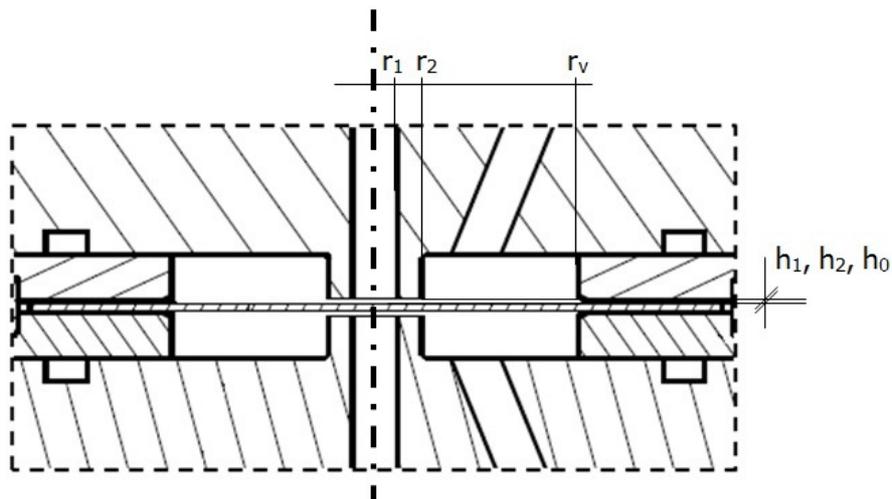


Figura 4-7 Detalle del diseño del paso central anular del aceite, restricción de entrada para el lubricante.

Donde los valores numéricos se resumen en la Tabla 4-2.

Tabla 4-2 Cotas definidas para el diseño de válvula de diafragma de cojinete radial hidrostático e híbrido.

Parámetros	Cotas nominales	
	Hidrostático	Híbrido
h_1, h_2, h_0	63 μ m	43 μ m
r_1	2mm	2mm
r_2	4mm	4mm
r_v	24,04mm	18,68mm

La descripción del conjunto de la válvula se muestra en la Figura 4-8, donde destacan los siguientes elementos:

1. Camisa exterior de válvula que asegura la montabilidad y concentricidad de las piezas 2, 3, 4 y 5.
2. Semi-cuerpo superior, alimentación y paso restrictor de cavidad 1.
3. Semi-cuerpo inferior, alimentación y paso restrictor de cavidad 2.
4. Anillo interior superior/inferior, mecanizada a la holgura (h_1) y radio de válvula (r_v) específica para cada tipo de cojinete. Se requieren dos piezas simétricas para el montaje.
5. Anillo interior entrecaras, dedicado a la estanqueidad de la válvula por la sección central.
6. Diafragma metálico, fabricado en acero y de 1mm de espesor par todos los casos.

7. Racordaje vario para la alimentación de aceite y distribución a las respectivas cámaras de los cojinetes.

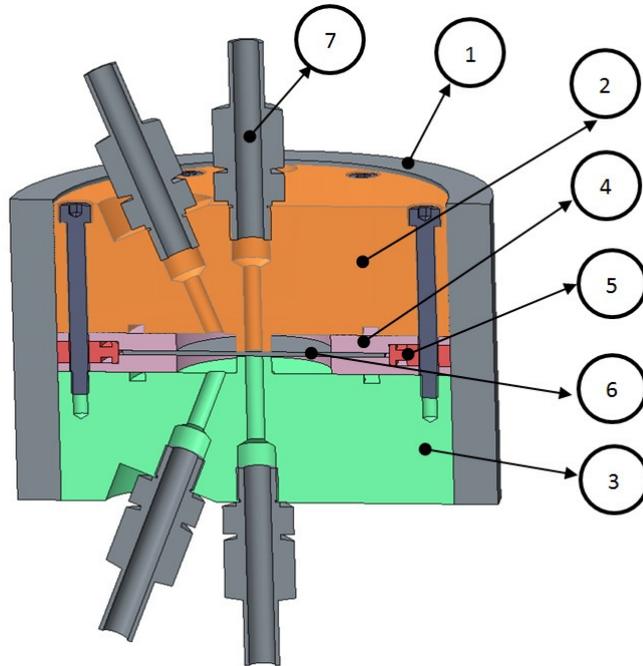


Figura 4-8 Descripción de la válvula de diafragma desarrollada en el proyecto.

Mientras que en la Figura 4-9 se muestran fotografías de la válvula fabricada, con la vista del general y el conjunto de piezas.

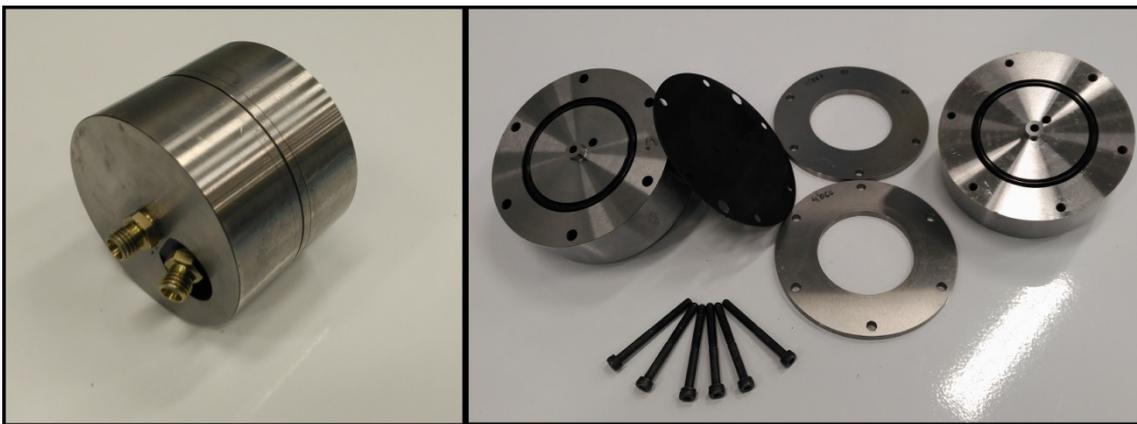


Figura 4-9 Fotografías de las dos válvulas de diafragma, montado y conjunto de piezas.

4.2.3 Ensayos de validación experimental

Como se ha indicado anteriormente, los ensayos de la válvula adaptativa basada en diafragma flexible se han realizado en el banco de ensayos de cojinetes lubricados para

cabezales de rectificado, apartado 3.4.1. Los ensayos han consistido en realizar pruebas comparativas de carga y rigidez en el cojinete mediante la alimentación de restrictores capilares, orificio y los adaptativos descritos en este apartado. En la Figura 4-10 se muestra una imagen de los ensayos con las válvulas adaptativas.

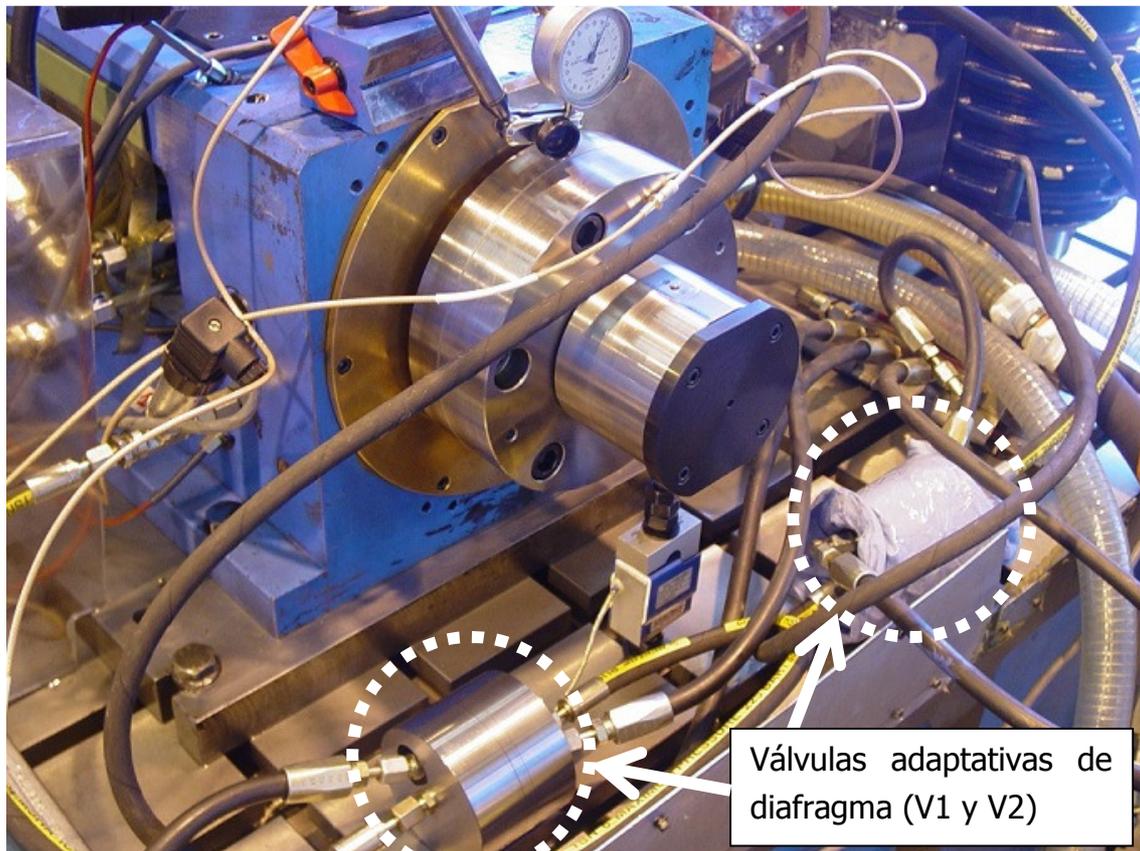


Figura 4-10 Fotografía de los ensayos experimentales de lubricación hidrostática con válvulas adaptativas.

Los ensayos se han hecho variando la presión de bombeo y la velocidad de giro del eje. Las presiones a las que se ha trabajado son: 5bar, 10bar, 20bar de suministro "P_s", mientras que la velocidad se ha ajustado a dos casos, en parado y a 3000rpm, velocidad máxima del banco de ensayos. Mencionar que a velocidad máxima (3000rpm) los ensayos sólo se han hecho a 10 y 20bar. Se ha descartado trabajar a 5bar porque al tratarse de un caudal bajo el riesgo de gripaje por falta de refrigeración era muy alto. Así las condiciones de los ensayos se resumen en Tabla 4-3.

Tabla 4-3 Resumen de condiciones de ensayos con válvulas de diafragma.

Presión suministro (P _s)	Velocidad giro eje (Ω)	Velocidad giro eje (Ω)
5bar	0rpm	-
10bar	0rpm	3000rpm
20bar	0rpm	3000rpm

Los ensayos de rigidez se basan en pruebas de carga en las cuales se registra de manera sincronizada la fuerza aplicada y el desplazamiento del eje. Estos datos se representan de manera gráfica en la Figura 4-11.

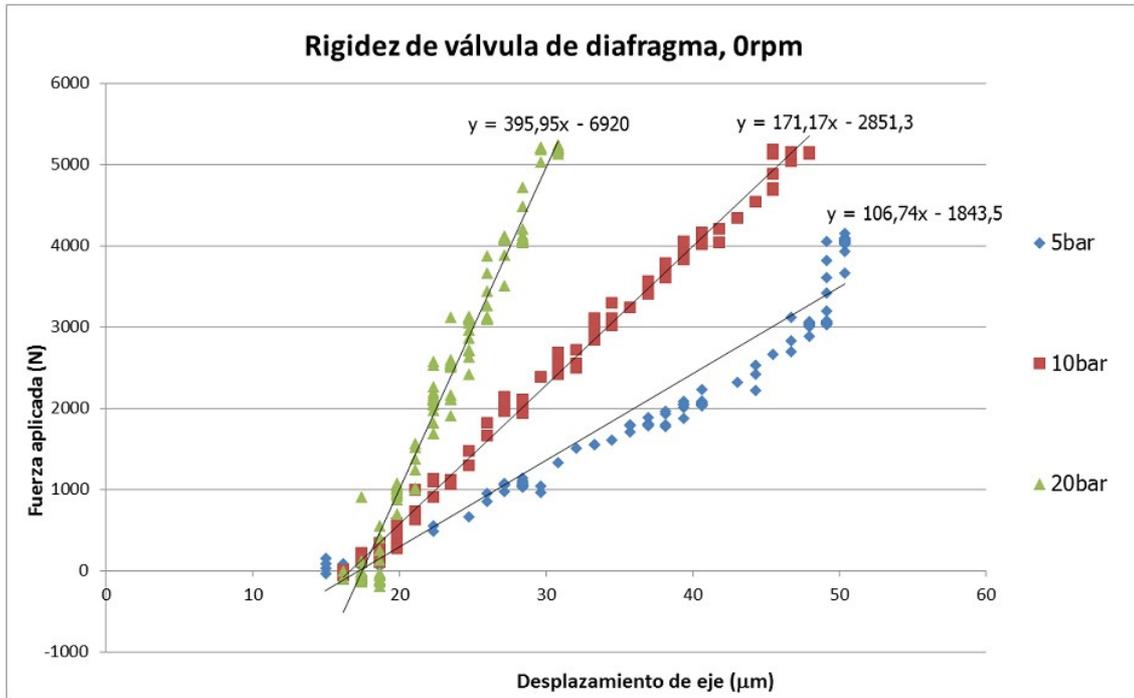


Figura 4-11 Datos de los ensayos realizados en cojinete hidrostático a 5, 10 y 20bar sin velocidad de giro, 0rpm.

A continuación se ha comparado la rigidez que ofrecen los restrictores capilares, de orificio y los propios adaptativos de diafragma, donde el conjunto de resultados se resume en la Figura 4-12.

Como se puede observar, la ventaja principal de estas válvulas se encuentra en condiciones de lubricación hidrostática. Cuando no hay velocidad de giro y por tanto el efecto hidrodinámico en el fluido es nulo, todas las prestaciones (rigidez, capacidad de carga, caudal, etc.) dependen de los restrictores seleccionados y aquí la solución basada en diafragmas flexibles destaca sobre el resto. En cambio, cuando el eje gira y trabaja a velocidad nominal, el efecto hidrodinámico, en especial en diseños híbridos, es más significativo que las prestaciones que otorgan los restrictores, y por tanto en estos casos el elevado coste que representan las mencionadas válvulas adaptativas no justifican sus prestaciones.

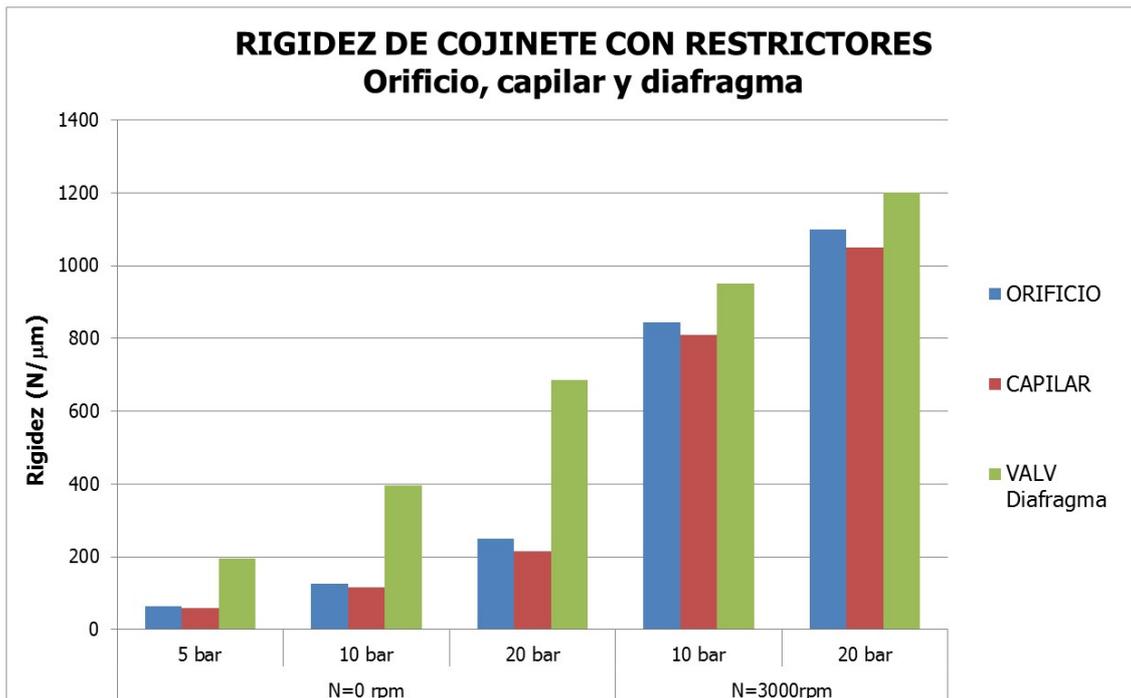


Figura 4-12 Resultados de la comparativa de restrictores pasivos (capilar y orificio) con válvulas adaptativas de diafragma flexible.

4.3 SISTEMA DE LUBRICACIÓN AUTOCOMPENSADA

Los sistemas autocompensados son soluciones de lubricación presurizada donde se consigue un comportamiento hidrostático sin la necesidad de utilizar válvulas ni restrictores como tal. En su lugar se utiliza una serie de conductos internos mediante los cuales el fluido sufre una pérdida de carga antes de ser enviado a la cámara del apoyo hidrostático en cuestión. Esta pérdida de carga (resistencia hidráulica) se consigue mediante circuitos hidráulicos internos, donde el aceite es obligado a circular por pasos estrechos (gap/holgura del guiado), para a continuación y mediante un circuito hidráulico se reenvía a la cámara hidrostática correspondiente.

Estos sistemas sólo pueden funcionar en arquitecturas de apoyos opuestos, tanto en guías lineales como en cojinetes radiales con un número de cavidades par. En este apartado se va a presentar el desarrollo de una solución para guiado lineal, por tratarse de una implementación más sencilla que la radial, y debido a que las conclusiones que se desprende de uno como de otro son semejantes.

4.3.1 Modelizado de lubricación hidrostática autocompensada

Los sistemas autocompensados basan su funcionamiento en generar una pérdida de carga en el fluido mediante unas conducciones que pasen a través de la holgura del guiado. Para disponer de rigidez en el sistema de patines opuestos, el fluido lubricante que alimenta la cavidad de un patín, previamente ha pasado por la restricción del patín opuesto, de esta manera, y por simple geometría del guiado, la resistencia hidráulica de entrada de un patín es inversamente proporcional al desplazamiento del guiado en esa dirección. Esto provoca que cuando la holgura disminuye en el patín hacia el que se dirige la carga externa debido al aumento de la fuerza sobre la guía, la holgura en el patín opuesto aumenta. Al aumentar esta holgura de entrada disminuye la resistencia al paso de lubricante por lo que como resultado se consigue una rigidez superior a los restrictores pasivos: capilar u orificio.

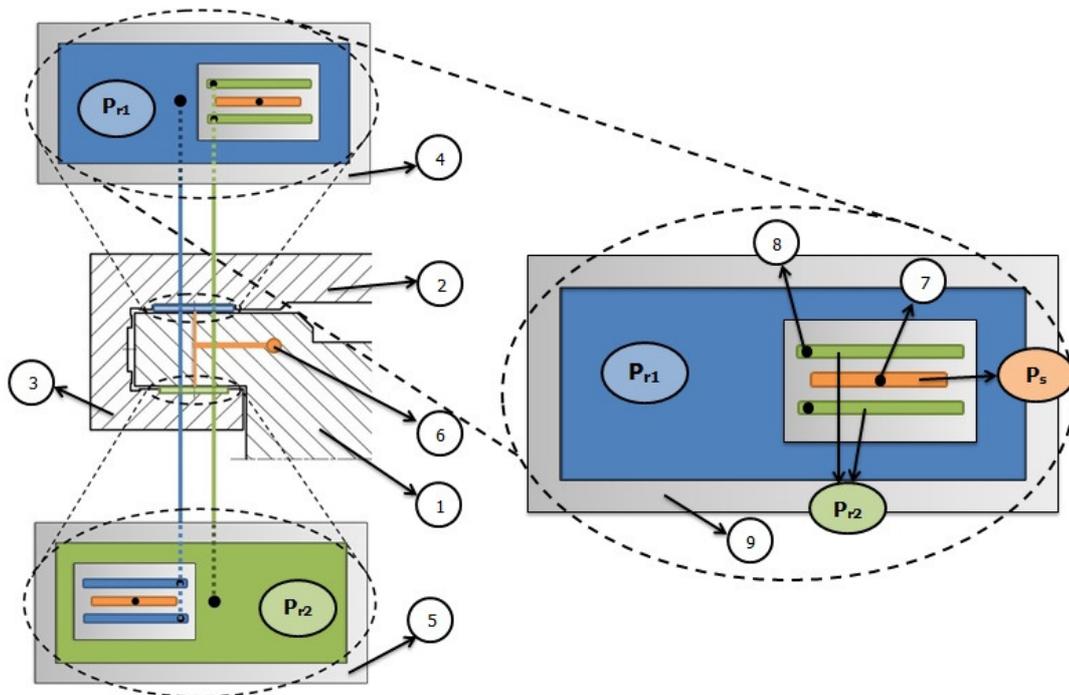


Figura 4-13 Esquema de funcionamiento de un guiado lineal con lubricación hidrostática autocompensada, general.

El funcionamiento del sistema autocompensado se muestra de manera esquemática en la Figura 4-13 y la Figura 4-14, donde una guía lineal compuesta por dos patines enfrentados forman el sistema hidrostático. La parte fija del guiado, habitualmente la propia bancada de la máquina (1), la estructura móvil, la mesa (2) y las contrareglas (3) se guían mediante dos patines hidrostáticos enfrentados, (4) y (5). El patín superior de la figura Figura 4-13, denominado (4), tiene una presión en su cavidad de " P_{r1} ". Mientras que el patín inferior (5), su presión media en cámara es de " P_{r2} ". El

lubricante presurizado " P_s " entra en el sistema por el orificio (6), bifurcándose a ambos patines. Una vez el aceite entre en el patín a través de la ranura (7), el fluido sufre una pérdida de carga cuando pasa de la mencionada ranura (7) a las dos ranuras contiguas (8) cuya holgura en posición central es " C ", tal y como se muestra en la Figura 4-14. El aceite por tanto entra a la ranura (7) a presión de suministro (P_s), para a continuación sufrir una pérdida de carga al pasar a las ranuras contiguas (8), lugar donde adquiere la presión de la cámara/cavidad del patín opuesto. Así, en la zona de restricción (10) de la Figura 4-14 el lubricante presurizado se recoge para por medio de conducciones internas enviarla al patín opuesto (5). Mientras que la restricción (11) alimenta el patín (4). De esta manera se consigue que la restricción sea proporcional a la posición de la guía ($\pm X$) y así la rigidez del guiado es muy superior a un guiado de restrictores pasivos, donde la geometría (ya sea el diámetro en los de orificio, o la longitud en los capilares) se mantiene constante, sea cual sea la condición de trabajo.

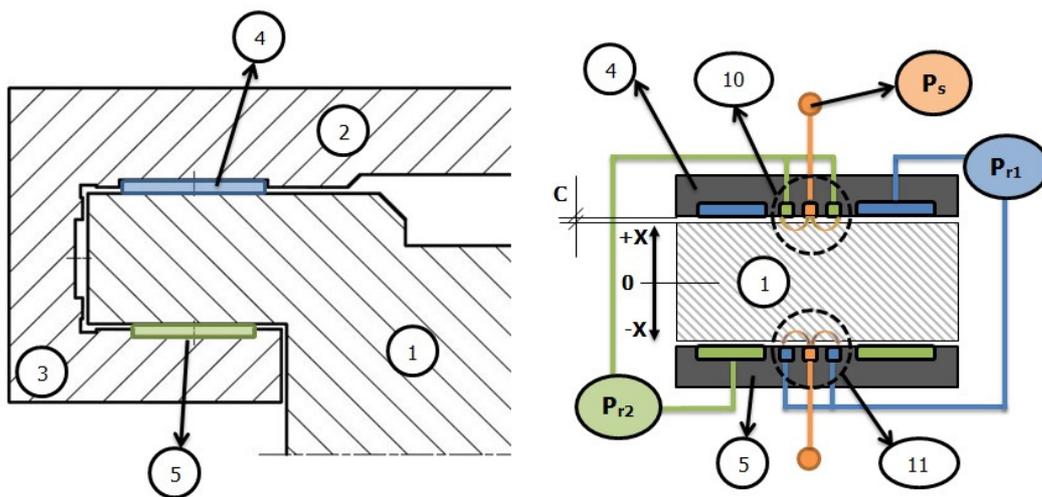


Figura 4-14 Esquema de funcionamiento de un guiado lineal con lubricación hidrostática autocompensada, vista de detalle del circuito interno.

Descrito el modo de funcionamiento del guiado lineal hidrostático con sistema de autocompensación, queda medianamente claro que el lubricante fluye a través de caras paralelas cuando trabaja en todo el rango del eje " X " de la Figura 4-14. Por tanto el modelado del comportamiento del fluido corresponde al de flujo laminar sobre caras paralelas, modelizado ya descrito en el comportamiento de patines opuestos para guiados lineales, Figura 3-3 y Ecuación 3-7.

La carga soportada por cada patín viene definida por la Ecuación 4-10., donde la relación de resistencia hidráulicas " ξ ", ratio entre la resistencia hidráulica de entrada

" R_{h_i} " (zonas "10" y "11" de la Figura 4-14) y resistencia hidráulica de salida " R_{h_o} " (superficie "land" del apoyo hidrostático, (9) de la Figura 4-13), se describe como se muestra en la Ecuación 4-11.

$$W = \beta P_s A_v, \quad \text{Ecuación 4-10}$$

$$\beta = \frac{P_r}{P_s} \quad \beta = \frac{1}{1 + \xi} \quad \xi = \frac{R_{h_i}}{R_{h_o}} \quad \text{Ecuación 4-11}$$

Ambas resistencias hidráulicas son proporcionales a la posición de la guía con respecto a los patines: directamente proporcional en el caso de la resistencia de salida (R_{h_o}) e inversamente proporcional en la resistencia de entrada (R_{h_i}). Asumiendo un flujo laminar, y tomando la solución para la ecuación de resultante de Reynolds, Ecuación 3-7, la resistencia hidráulica se describe en la Ecuación 4-12 y la Ecuación 4-13.

$$R_{h_i} = \frac{12 \cdot \mu \cdot b_s}{l_s \cdot (C - x)^3} \quad \text{Ecuación 4-12}$$

$$R_{h_o} = \frac{12 \cdot \mu \cdot a_L}{2 \cdot (L + B_p - a_L) \cdot (C - x)^3} \quad \text{Ecuación 4-13}$$

Donde las principales variables se muestran en la Figura 4-15.

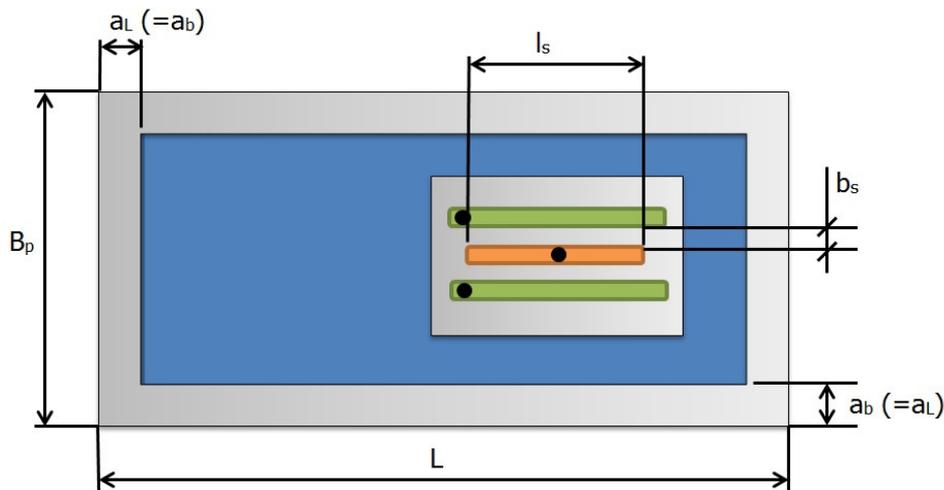


Figura 4-15 Esquema de acotación y variables de diseño de patín hidrostático autocompensado.

La capacidad de carga total se obtiene de la fuerza generada por ambos patines, Ecuación 4-14, mientras que la rigidez del guiado lineal se logra de derivar respecto al movimiento de la guía "x", la resultante total de la fuerza " W_T ", Ecuación 4-15.

$$W_T = W_{r1} + W_{r2} = \beta_{r1} P_s A_{v_{r1}} + \beta_{r2} P_s A_{v_{r2}} \quad \text{Ecuación 4-14}$$

$$K_T = \frac{dW_T}{dx} \quad \text{Ecuación 4-15}$$

Para la ayuda en el diseño de este tipo de guiados hidrostáticos lineales autocompensados se ha confeccionado una hoja de cálculo mediante la cual se analiza de manera rápida el efecto de las principales variables de diseño en el comportamiento del guiado, Tabla 4-4.

Tabla 4-4 Hoja de cálculo de guiados hidrostáticos autocompensados

Datos a introducir		
Resultados		
Datos de partida:	Pareja cavidades	Una cavidad
longitud cavidad 1 (mm):	100	120
ancho cavidad 1 (mm):	40	56
C cavidad 1 (mm):	3	10
long cavidad 2 (mm):	100	
ancho cavidad 2 (mm):	40	
C cavidad 2 (mm):	3	
holgura a cada lado (mm):	0,025	0,025
Presión de bombeo (bar):	13	12
Relación de resistencia cavidad 1:	1	1
Relación de resistencia cavidad 2:	1	
Viscosidad (Pa.s):	1,68E-01	1,40E-01
Resultados:		
Capacidad de carga 1 (N):	3422	5952
Capacidad de carga 2 (N):	-3426	

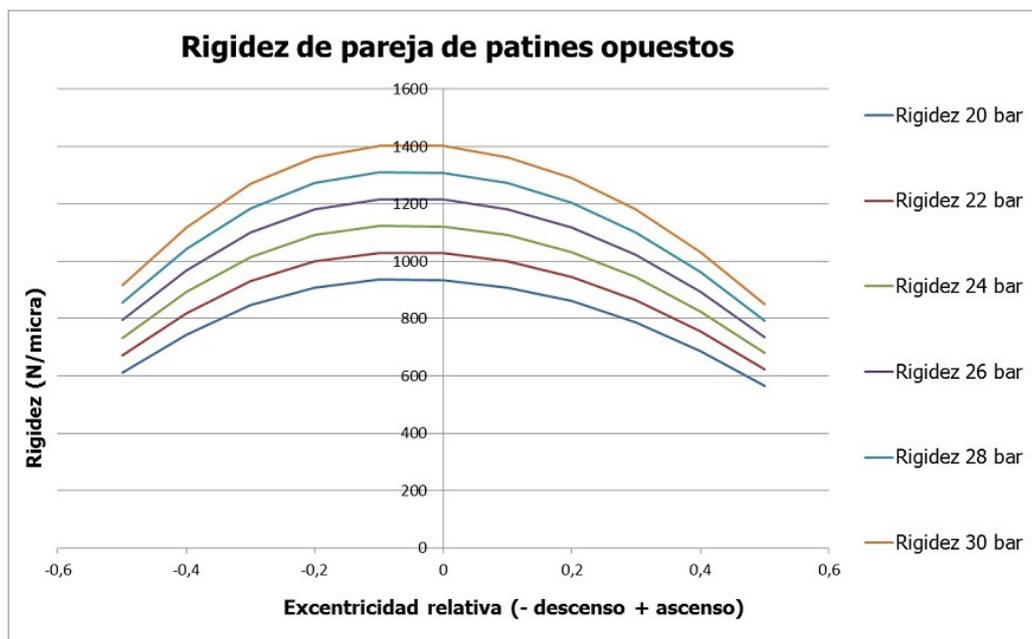


Figura 4-16 Resultados de la rigidez de una pareja de patines hidrostáticos opuestos, patines del banco de ensayos.

4.3.2 Diseño y fabricación de guiado lineal hidrostático

Se ha diseñado y fabricado un banco de ensayos donde se ha validado el comportamiento del guiado hidrostático lineal autocompensado. Para ello se ha diseñado una guía donde se integran doce patines opuestos, uno a cada extremo del cuerpo móvil, tal y como se muestra en la Figura 4-17.

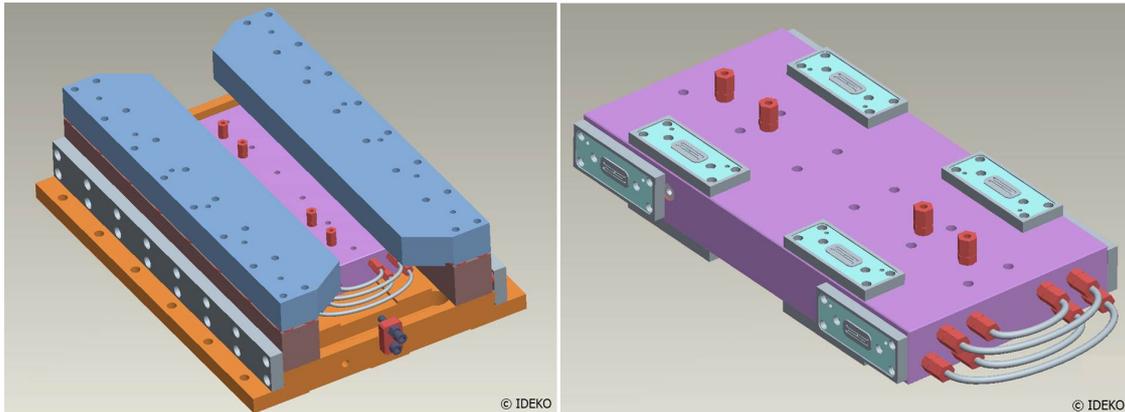


Figura 4-17 Figuras del diseño del banco de ensayos para guiado hidrostático lineal con sistema de autocompensación.

El diseño de los patines hidrostáticos se muestra en la Figura 4-18, donde se representa mediante el mismo código de colores de la Figura 4-13 y la Figura 4-14 las diferentes presiones en la cavidad y las ranuras de la zona de restricción (P_s , P_{r1} , P_{r2}).

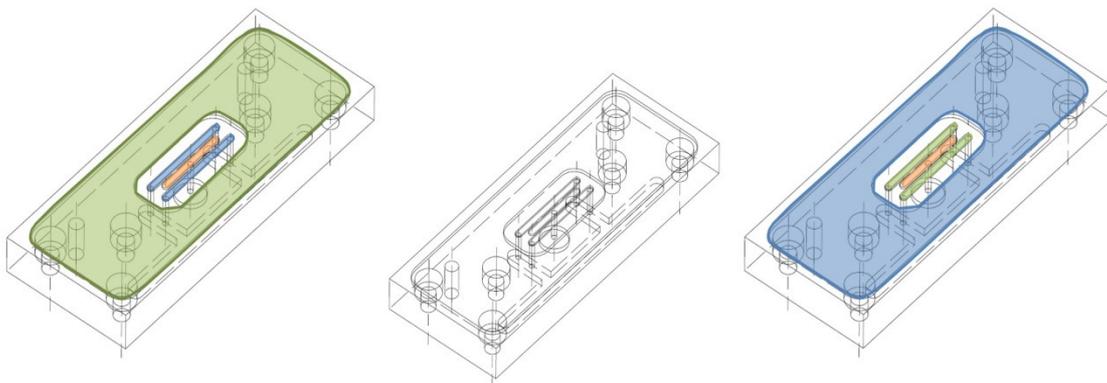


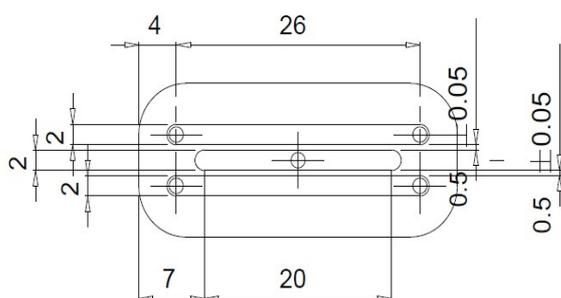
Figura 4-18 Diseño de los patines hidrostáticos autocompensados.

Teniendo en cuenta las dimensiones del patín y la película de aceite que se ha diseñado, que es de $25\mu\text{m}$ cuando los patines están centrados respecto a la holgura con las reglas, a continuación se muestra las cotas finales con las que se han fabricado los doce patines.

Tabla 4-5 Cotas nominales de las principales variables de diseño del patín hidrostático autocompensado

"C" holgura con guía centrada	25μm
"L" longitud de patín	100mm
"B _p " ancho de patín de patín	40mm
"a _L " ancho land longitudinal	3mm
"a _B " ancho land transversal	3mm
"b _s " ancho de ranura restricción	0,5mm
"l _s " longitud de ranura restricción	20mm

Donde el detalle del dimensionamiento de la zona de restricción de los patines se describe en la Figura 4-19 (a). El modo de ajuste de la holgura "C" se realiza mediante arandelas rectificadas que sirven de calzo entre la regla y contraregla. En la Figura 4-19 (b) se muestra una fotografía del montaje final, donde se destacan las líneas de apoyos calzados con arandelas.



a)



b)

Figura 4-19 Detalles del diseño del banco de ensayos, a) dimensionamiento de la zona de restricción, y b) ajuste de holgura mediante arandelas rectificadas.

La fabricación del sistema hidrostático móvil se ha realizado de forma modular. Por un lado el cuerpo fabricado en acero donde se encuentran las conducciones hidráulicas internas, y por otro lado los patines hidrostáticos fabricados en bronce que se atornillan al cuerpo. La geometría final de sistema, planitud, paralelismos y perpendicularidades de las superficies de los patines se logra rectificando todo el conjunto una vez montado, Figura 4-20.

La guía (regla – contraregla) sobre la que desliza el sistema hidrostático se compone de unas estructuras prismáticas de acero templado y rectificado para asegurar una geometría estable y precisa en el tiempo Figura 4-21 (a). Por otro lado, hay que mencionar que el proceso de rectificado tras el montaje es crítico en cuanto a la limpieza del conjunto, como se ha observado en el rodaje, Figura 4-21 (b).

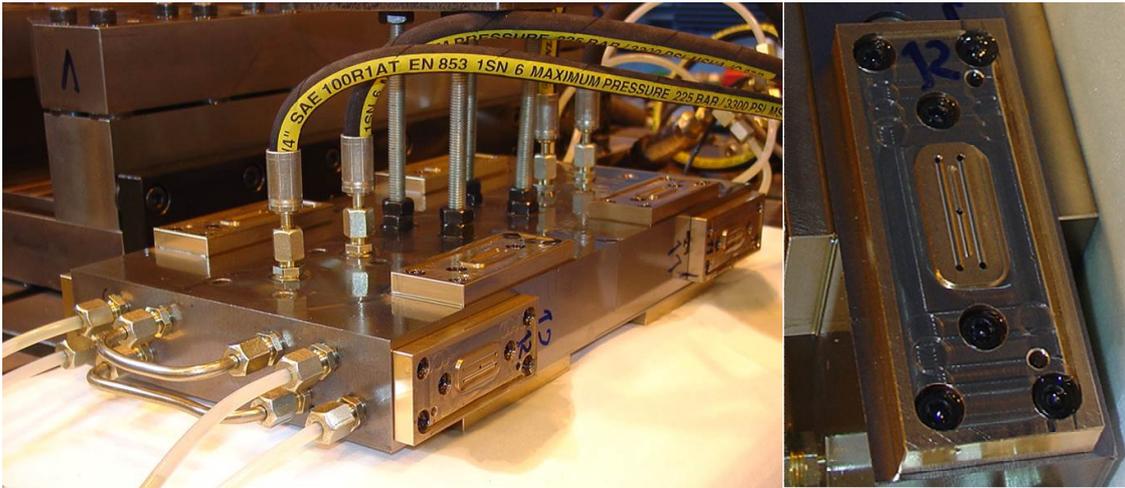


Figura 4-20 Imágenes del banco de ensayos fabricado para la validación del sistema hidrostático autocompensado.

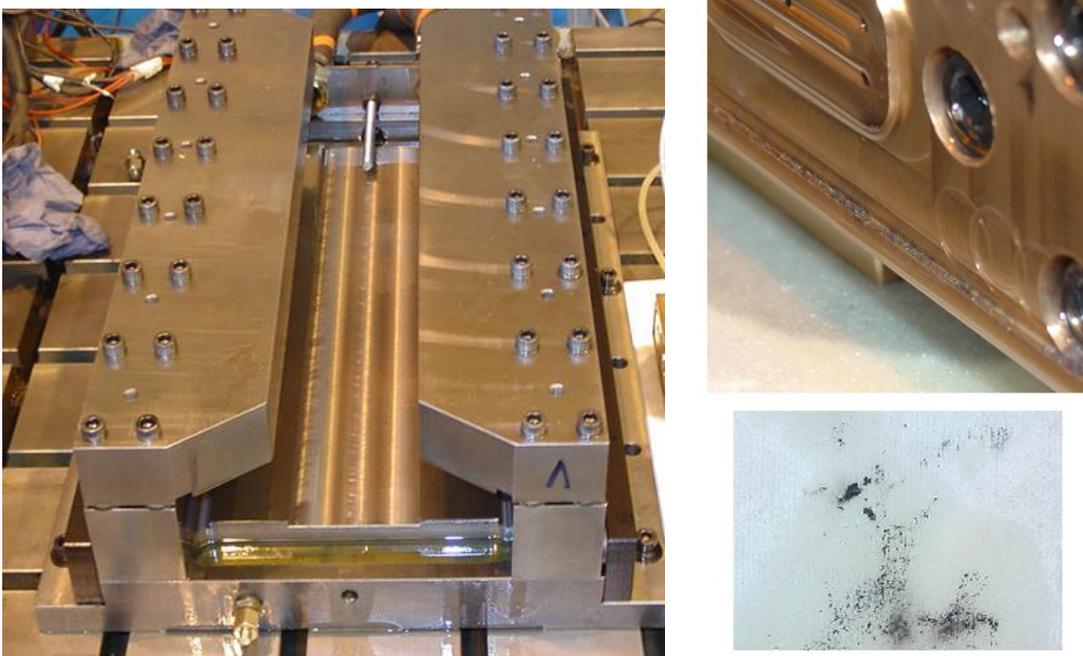


Figura 4-21 Detalles del banco de ensayos, a) guías regla/contraregla, y b) suciedad rectificado y rodaje.

4.3.3 Ensayos de validación experimental

Una vez se ha fabricado y montado el banco de ensayos, se han realizado una serie de ensayos para validar las prestaciones del guiado hidrostático, principalmente la rigidez y capacidad de carga. Para ello se ha instalado una célula de carga con la que se mide el valor de fuerza aplicada, tanto horizontal como verticalmente, y una serie de sensores inductivos (OMRON E2CA X2A) con resolución de $1\mu\text{m}$, con los que medir

tanto la deformación de la estructura, como el desplazamiento relativo entre la parte fija –reglas y contrareglas Figura 4-21(a)- y la guía móvil hidrostática, Figura 4-20.

El montaje de sensores para los ensayos de carga se realiza tal y como se muestra en la Figura 4-22. En la figura (a) se muestra la sensorización del ensayo de carga vertical, mientras que en la (b) se hace lo propio para la carga horizontal. Con esta disposición de sensores se puede discernir entre la deformación de la estructura (reglas/contrareglas) bajo carga y el desplazamiento relativo entre la mencionada estructura y la guía hidrostática. Para determinar la deformación de la estructura se hace uso de los sensores inductivos denominados (δ_{rx} y δ_{ry}), mientras que el desplazamiento relativo se obtiene de las sondas (δ_{gx} y δ_{gy}).

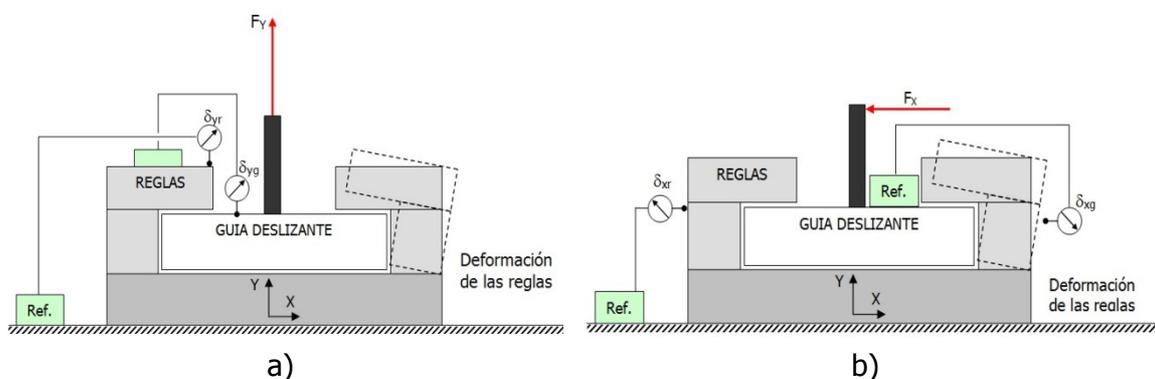


Figura 4-22 Esquema de la sensorización lleva a cabo al banco de ensayos de guía hidrostática autocompensada, a) carga vertical y b) carga horizontal

Por otro lado, se ha medido la presión del fluido en las cavidades de los patines, con el objetivo de controlar la carga de cada patín y asegurar que la fuerza se distribuye de forma homogénea sobre la guía, sin momentos ni vuelcos. Para ello también se han instalado las sondas inductivas en dos planos verticales, dos a cada extremo, cuatro en total y midiendo el movimiento vertical de la guía desde cuatro puntos de control. Esta disposición se ha utilizado para controlar posibles giros y desalineaciones.

El montaje completo de los sensores se muestra en la Figura 4-23, donde se presenta la disposición de los sensores, la célula de carga y las sondas de presión para controlar las condiciones de cada ensayo. Los ensayos han consistido en medir los desplazamientos de la guía y estructura a medida que se incrementa la carga aplicada. Junto a ello se registra también la presión en las cámaras hidrostáticas para asegurar una carga homogénea.

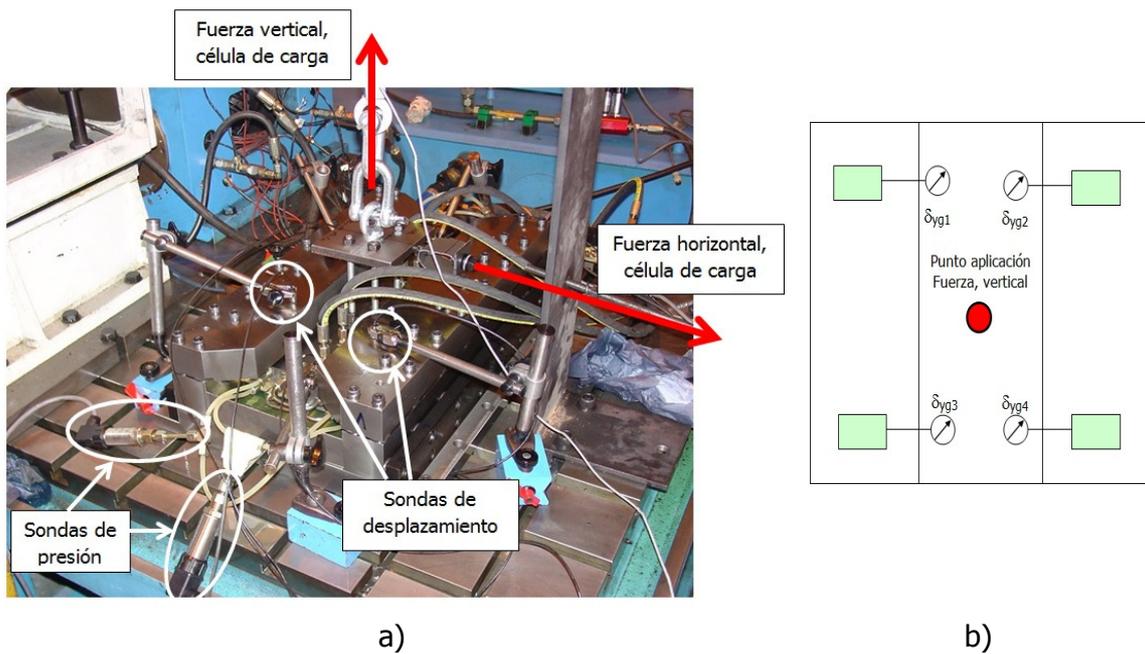


Figura 4-23 Imagen del montaje completo para ensayos de carga vertical, a) fotografía de los ensayos verticales, y b) disposición de cuatro sensores verticales, control giros.

Los ensayos se hacen a cinco presiones de bombeo, presión de suministro (P_s): 10, 15, 20, 25, 30bar. Se calcula la rigidez que teóricamente debería tener la guía, se le aplica la minoración correspondiente a la flexibilidad de las reglas y contrareglas y por último se comparan los valores gráficamente con los experimentales. Los resultados para el ensayo de carga vertical se muestran en la Figura 4-24.

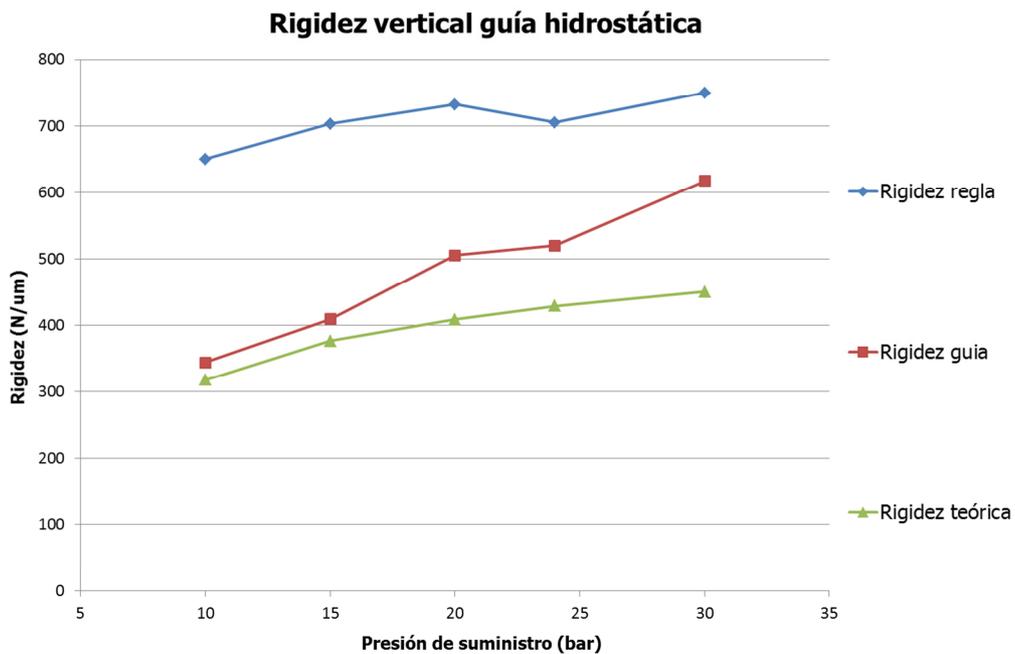


Figura 4-24 Resultados de rigidez vertical en guía hidrostática.

Mientras que los resultados para los ensayos de carga horizontal se muestran en la

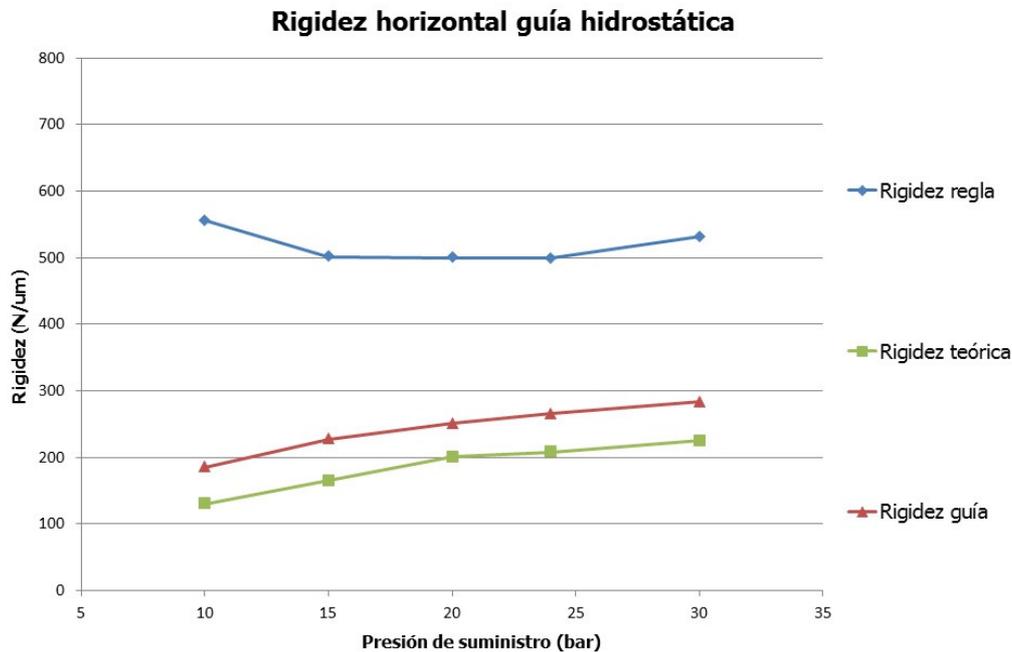


Figura 4-25 Resultados de rigidez horizontal en guía hidrostática.

Como se puede observar en ambos ensayos la rigidez de las reglas no es dependiente de la presión de suministro de aceite, algo que es lógico y que evidencian los resultados experimentales. En cuanto a la rigidez horizontal es del orden de un 50% inferior a la vertical, también coherente a la arquitectura de los patines de apoyo hidrostático, dado que hay cuatro trabajando en sentido horizontal y ocho en el vertical. En cuanto a la comparación entre los valores teóricos y experimentales, se observa una desviación por defecto en la previsión teórica, del orden del 25 al 30% de media. Se da por buenos estos resultados y no se estima necesario hacer ninguna corrección, dejando esta diferencia como coeficiente de seguridad para futuros diseños industriales.

En este sentido, en lo referente a la industrialización de esta tecnología, se han hecho dos acciones particulares: a) Diseño de un patín equivalente a rodadura, y b) integración de guiado hidrostático autocompensado en rectificadoras de precisión.

a) Diseño de patín hidrostático equivalente a rodadura.

A pesar de las considerables ventajas que ofrecen los guiados hidrostáticos frente a los de rodadura, a menudo se apunta como principal limitación para su implementación las modificaciones profundas de diseño que requiere una máquina que previamente se ha desarrollado para guiado lineal de rodadura. Con el objetivo de dar una solución en este sentido se ha diseñado un patín cuyo tamaño y prestaciones teóricas son

equivalentes a una guía de rodadura de tamaño normalizado 45. Este prototipo no se ha llegado a fabricar, pero queda como muestra de su desarrollo la Figura 4-26

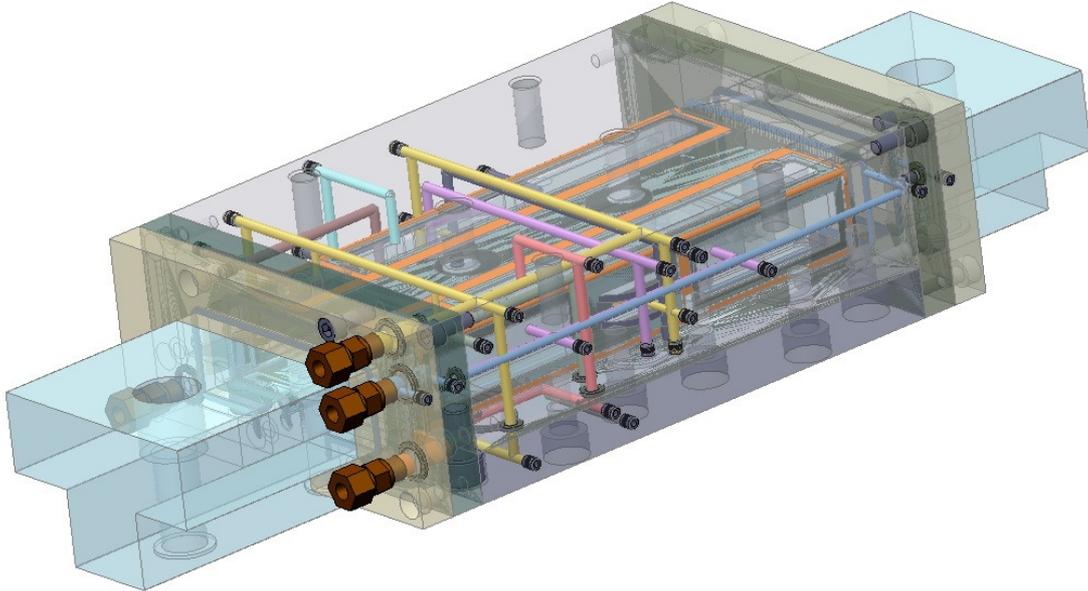


Figura 4-26 Diseño general de un patín hidrostático autocompensado equivalente a un guiado de rodadura de tamaño 45.

En la Figura 4-27 se muestra el detalle de la contraregla del patín diseñado, con la zona de restricción en el lateral izquierdo, la cámara hidrostática longitudinal central, y el esquema de conducciones hidráulicas.

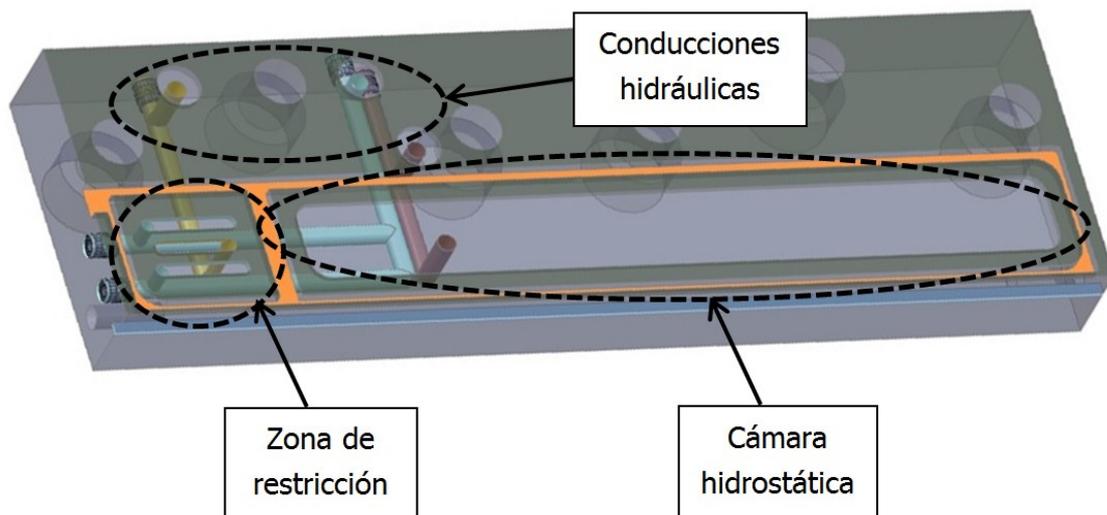


Figura 4-27 Contraregla de patín hidrostático autocompensado, detalle del sistema.

b) Implementación de guiado autocompensado en rectificadora.

En aplicaciones donde la precisión es un parámetro fundamental en las prestaciones de una máquina, como puede ser una rectificadora cilíndrica de rodillos de imprenta, la tecnología que se utilice para los guiados es fundamental. Habitualmente este tipo de máquinas utiliza guiados de deslizamiento (Turcite) en arquitectura de apoyo en V y superficie plana. En la aplicación que nos ocupa esta solución se demostró insuficiente, y para conseguir resoluciones de posicionado submicrométricas se implementó con éxito un guiado hidrostático autocompensado como el desarrollado en esta sección, Figura 4-28.

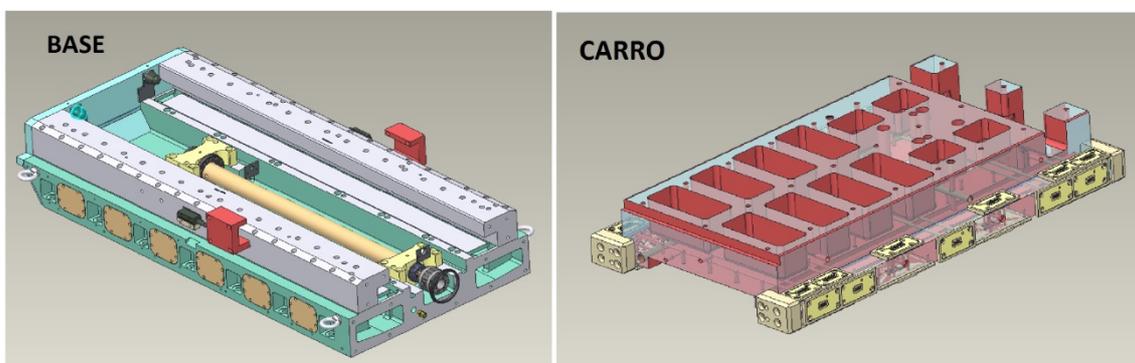


Figura 4-28 Diseño de un carro de rectificadora cilíndrica basado en patines hidrostáticos autocompensados.

El montaje final del carro se muestra en la Figura 4-29.



Figura 4-29 Imagen de un carro de rectificadora hidrostático.

Capítulo 5

Lubricación activa mediante fluidos magnéticos

5.1 INTRODUCCIÓN

La lubricación activa mediante fluidos magnéticos consiste en lograr una respuesta controlada de un guiado presurizado mediante la alteración de las propiedades reológicas del fluido magnético. En esta sección se ha trabajado en diferentes líneas para lograr un cojinete activo con fluidos magnetoreológicos (MR), siendo las más representativas las que se describen a continuación:

- Un cojinete híbrido consiste en un apoyo radial hidrostático cuya superficie de presión hidrodinámica es relevante, tal y como se ha mostrado en el apartado 3.2.3. Con el objetivo de lograr una respuesta activa mediante la lubricación hidrostática es necesario modificar el caudal y presión del fluido magnético con el que se alimenta el cojinete, y para ello se ha desarrollado una serie de **válvulas magnetoreológicas** que se han implementado en el prototipo final.
- Para obtener una respuesta activa en el comportamiento hidrodinámico del fluido MR es necesario generar campo magnético en el interior del cojinete, **lubricación magnetoreológica**. Con este objetivo se ha desarrollado un

cojinete híbrido que incorpora bobinas y circuitos magnéticos para alterar la reología del fluido MR en el propio cojinete.

El fluido magnético utilizado durante la fase experimental ha sido comercial, pero con el objetivo de analizar con más profundidad la naturaleza de estos fluidos se ha trabajado en sintetizar dos fluidos magnéticos: un ferrofluido y un fluido MR.

Finalmente, todo el desarrollo ha desembocado en un banco de ensayos donde estudiar el comportamiento de un prototipo de cojinete híbrido lubricado con fluidos magnéticos, donde se valida tanto las válvulas MR como la lubricación MR.

En la Figura 5-1 se muestra esquemáticamente la actividad desarrollada en este capítulo, donde el fluido MR se bombea a presión controlada por las válvulas MR (2) al interior cojinete híbrido (1), ensayando así la lubricación hidrostática activa mediante válvulas MR. Por otro lado, los imanes representan el campo magnético generado en el interior del cojinete para lograr una respuesta activa en la lubricación hidrodinámica con fluidos magnéticos, la denominada lubricación magnetoreológica.

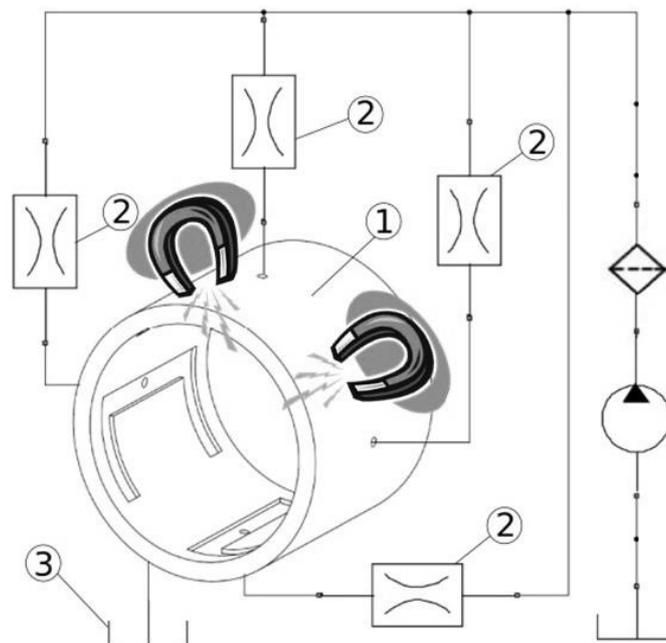


Figura 5-1 Esquema de cojinete radial híbrido activo con lubricación mediante fluidos magnéticos.

Por lo tanto, este capítulo de lubricación activa de cojinetes híbridos radiales mediante el uso de fluidos magnéticos se ha estructurado en los siguientes apartados: a) Síntesis y caracterización básica de fluidos magnéticos, b) Desarrollo de válvulas magnetoreológicas (MR), c) modelizado de lubricación magnética para cojinetes híbridos activos, d) banco de ensayos para caracterización de cojinetes híbridos activos, y e) ensayos experimentales y conclusiones.

5.2 FLUIDOS MAGNÉTICOS: SÍNTESIS Y CARACTERIZACIÓN

Los fluidos magnéticos que se van a tratar en este trabajo son los fluidos magnetoreológicos (MR) y los ferrofluidos (FF). La característica común a estos fluidos es que su comportamiento reológico se ve alterado cuando están bajo un campo magnético, aumentando el esfuerzo cortante y por tanto la viscosidad aparente. Siendo esta la propiedad común básica, estos dos fluidos son muy diferentes en cuanto a composición y comportamiento. Por otro lado, y si bien en las aplicaciones que se mostrarán a continuación se han utilizado fluidos magnéticos comerciales, para adquirir un conocimiento más profundo de sus características y propiedades se ha realizado un trabajo básico de síntesis y caracterización. Con esta actividad teórico-experimental se ha buscado conocer de primera mano los principales elementos que componen los fluidos magnéticos, entablar relaciones con proveedores y desarrolladores de fluidos, y colaborar con grupos de investigación de las áreas de física y química especializadas en fluidos magnéticos.

Los fluidos magnéticos son suspensiones de partículas magnéticas en un líquido portador, al que se añaden aditivos para mejorar sus prestaciones. En el caso de los fluidos MR las partículas son de tamaño micrométrico (1-10 μ m), mientras que los ferrofluidos son suspensiones de partículas nanométricas, en el orden de 10nm. Como ya se ha indicado en la sección 2.4.1, los ferrofluidos son suspensiones coloidales estables gracias al tamaño nanométrico de sus partículas, mientras que los fluidos MR son inestables por naturaleza y requieren de métodos termo/mecánicos para su homogenización.

Los líquidos portadores pueden ser de diferente tipología, dependiendo principalmente de las condiciones en la que va a trabajar el sistema (temperatura, presión, vacío, acidez, contacto con elastómeros, biocompatible, etc.); siendo los más habituales los aceites de hidrocarburo y los aceites de silicona. En este caso se trabajará con los aceites minerales de hidrocarburos. Las partículas magnéticas también pueden ser muy variadas, donde destacan los óxidos de hierro, sus aleaciones con aluminio, silicio, cobalto y níquel principalmente, nitruros y carburos de hierro y carbonilos de hierro. En este estudio se trabajará con partículas de óxido de hierro para ferrofluidos, y con carbonilos de hierro para los fluidos MR. Por último, entre los aditivos más extendidos están los carboxilatos, elementos de alta presión, antioxidantes, agentes tixotrópicos, modificadores de viscosidad y fundamentalmente surfactantes. En los trabajos de síntesis se analizarán los surfactantes para la estabilización de las partículas magnéticas, utilizando para ello uno de los más extendidos, el ácido oleico.

5.2.1 Sintetización de fluidos magnéticos

Se ha trabajado en la síntesis de dos fluidos magnéticos, a) un fluido MR y b) un ferrofluido.

a) Síntesis de fluido MR

En el caso de los fluidos MR el trabajo ha consistido en mezclar partículas magnéticas comerciales de la casa BASF en un líquido portador de aceite mineral (lubricante de cojinetes) y añadirle ácido oleico para tratar de estabilizar la suspensión. En concreto se han utilizado:

- Aceite mineral lubricante que en la actualidad es utilizado en la lubricación de guías y cojinetes. FUCHS RENOLIN MR15, con viscosidad dinámica de 46mPa·s a 40°C.
- Partículas magnéticas de carbonilo de hierro en tamaño micrométrico del orden de 1-8µm, modelo CIP-CS de la casa BASF.
- Ácido oleico como surfactante: $\text{CH}_3[\text{CH}_2]_7\text{CH}:\text{CH}[\text{CH}_2]_7\text{COOH}$, $\text{C}_{18}\text{H}_{34}\text{O}_2$

Todos estos elementos se agitan durante 20 horas a 300rpm en un baño termostático a 70°C, obteniendo como resultado una mezcla homogénea de fluido MR. La proporción de partículas magnéticas frente al líquido portador es una variable que dependiendo de la aplicación puede ir desde 25% a 75% en peso. A mayor concentración de partículas se ha visto que la suspensión es muy difícil de mezclar y mantener homogénea en el tiempo. En cualquier caso, se ha visto que en la síntesis de estos fluidos hay una gran diferencia entre el uso de fluidos de sintetización propia o fluidos comerciales. Los sintetizados en el proyecto se han demostrado muy poco estables, por lo que es evidente que los fabricantes (como LORD y el propio BASF) añaden una larga serie de aditivos que permiten mantener el fluido en condiciones operativas durante mucho más tiempo que con la mezcla básica que se ha llevado a cabo. En consecuencia, a partir de este punto los fluidos con los que se ha trabajado han sido comerciales, en concreto de la casa estadounidense LORD Corporation.

b) Síntesis de ferrofluido

En contraposición a los fluidos MR, en la síntesis de los ferrofluidos se ha trabajado desde la obtención de las partículas nanométricas hasta su mezcla en un líquido portador para lograr así un ferrofluido básico. El material seleccionado para las partículas del fluido magnético ha sido la magnetita, Fe_3O_4 . Se ha optado por una ruta de síntesis basada en la coprecipitación de partículas, siguiendo el procedimiento descrito en la publicación del Prof. Stuart Charles en el libro "Ferrofluids" editado por S. Odenbach, (Charles 2002). En resumen, la síntesis de las partículas y el propio ferrofluido pasa por los siguientes puntos.

- Elementos necesarios para la síntesis:
 - Cloruro férrico: $\text{FeCl}_3 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$
 - Cloruro ferroso: $\text{FeCl}_2 \cdot 4\text{H}_2\text{O}$
 - Hidróxido de amonio (NH_4OH)
 - Ácido nítrico, para maghemita (HNO_3)
 - Agua destilada.
 - Fluido portador: Aceite lubricante FUCHS Renolin MR15
 - Surfactante: Ácido oleico $\text{C}_{18} \text{H}_{34} \text{O}_2$
- Se han preparado dos disoluciones de cloruro férrico al 0,2M en 200ml y cloruro ferroso al 0,1M en 200ml.
- Una vez obtenidas las disoluciones se han mezclado y agitado a una velocidad promedio de 1000rpm y temperatura del baño se asciende paulatinamente hasta alcanzar los 70°C.
- Se prepara una disolución al 20% de volumen de hidróxido de amonio en 50ml de volumen total.
- Cuando la mezcla de cloruros disueltos ha alcanzado los 70°C se le ha añadido el hidróxido de amonio, momento en el cual la magnetita ha precipitado en el fondo del recipiente. En la Figura 5-2 se muestra la ruta de síntesis de las partículas de magnetita para ser posteriormente usadas como elemento activo de un ferrofluido.

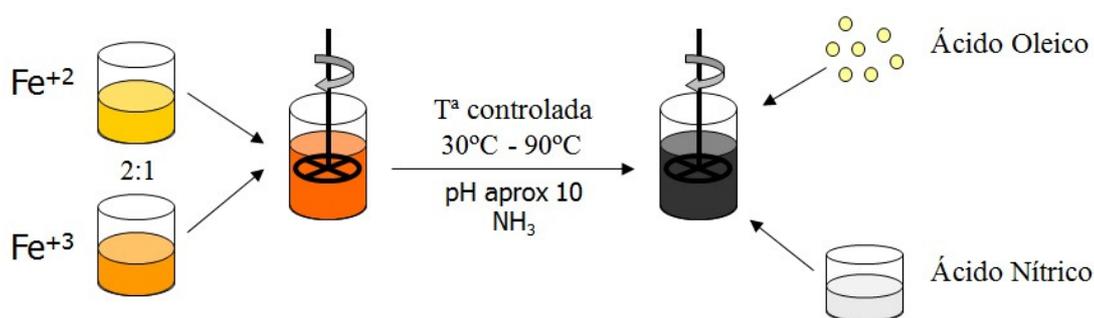


Figura 5-2 Esquema de la síntesis de las partículas de magnetita, (Charles 2002).

- Limpieza de partículas en agua destilada, con ayuda de un imán para no perder las partículas en el proceso, Figura 5-3:

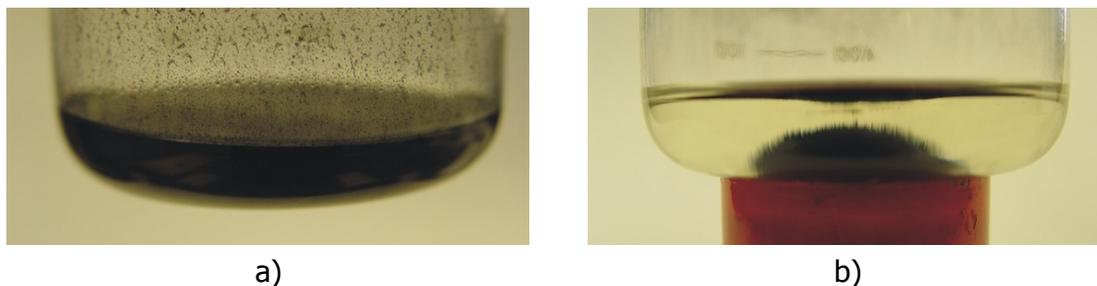


Figura 5-3 Imágenes de las partículas de magnetita, a) tras la coprecipitación, y b) partículas funcionalizadas, limpias y listas para su uso.

- En una proporción másica de 15% de partículas, 80% de fluido portador (aceite lubricante) y 5% de ácido oleico, se ha mezclado durante un tiempo mínimo de 8h a una temperatura de baño de 75°C para ayudar en la homogenización haciendo descender la viscosidad y acelerando la evaporación del agua, Figura 5-4:

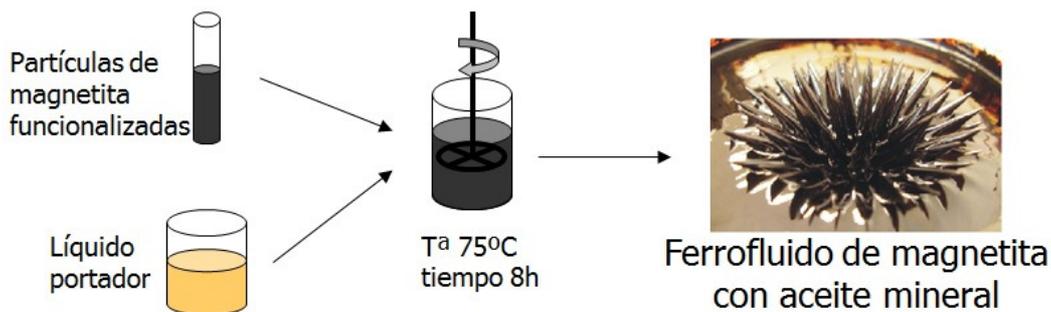


Figura 5-4 Esquema del proceso de fabricación de un ferrofluido básico.

- Finalmente se ha realizado una caracterización de las partículas de magnetita sintetizadas. Para ello se ha utilizado un microscopio de fuerza atómica (AFM), un microscopio electrónico de barrido, y espectroscopia infrarroja FT-IR:

El primer trabajo de caracterización se ha realizado introduciendo las muestras en un microscopio electrónico de barrido (SEM por sus siglas en inglés). En estas pruebas se ha podido confirmar que el tamaño de las partículas es inferior a 100nm, pero la falta de nitidez en las imágenes no permite obtener un valor de tamaño preciso, Figura 5-5.

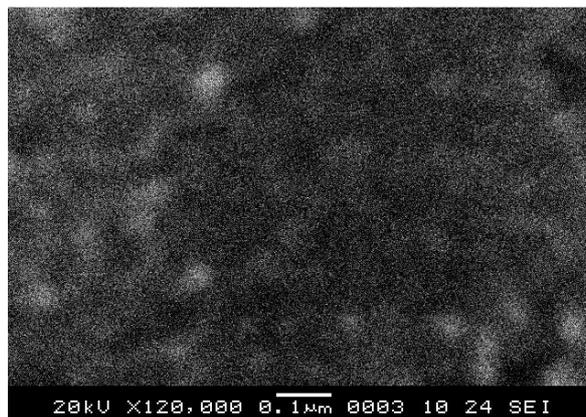


Figura 5-5 Micrografía SEM de las partículas de magnetita.

Con el objetivo de obtener un valor preciso del tamaño de las partículas, se han realizado mediciones con un microscopio de fuerza atómica, AFM. Las partículas, en ambos casos de caracterización microscópica, se han tratado previamente. En este caso se han disuelto en etanol para lograr una evaporización controlada del medio y así lograr una distribución de partículas homogénea en el portaobjetos.

Un ejemplo de las imágenes de AFM que se han logrado durante la caracterización se presentan en la Figura 5-6, donde se muestra una representación gráfica de las partículas en modo de topografía, y una distribución estadística del tamaño de las partículas medidas. De los resultados se concluye que el tamaño medio de las partículas sintetizadas es de 10nm aproximadamente.

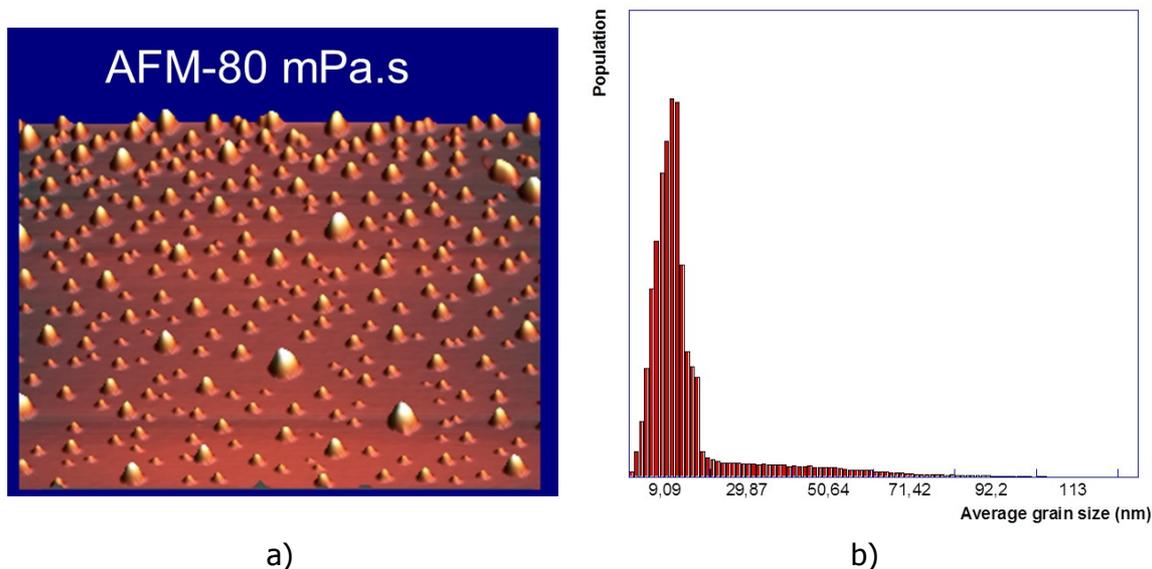


Figura 5-6 Caracterización AFM de las partículas de magnetita, a) micrografía en modo topografía, y b) distribución del tamaño de partículas.

Por último se ha realizado una espectroscopía del rango infrarrojo a dos ferrofluidos sintetizados durante el proyecto, ambos con mismo fluido portador y ácido oleico como surfactante, pero con diferentes partículas magnéticas: a) Partículas de magnetita como las descritas previamente, y b) Partículas de magnetita oxidadas, maghemita, obtenidas en una solución ácida añadiendo ácido nítrico como el mostrado en la Figura 5-2. Las partículas de maghemita son más estables frente a la oxidación en el tiempo, pero su susceptibilidad magnética es inferior, por lo cual la elección depende de un compromiso entre sus prestaciones: intensidad de respuesta magnética vs. estabilidad.

De los resultado de la Figura 5-7 se puede concluir lo siguiente: en ambos preparados se aprecian restos de humedad, lo que viene representado por el enlace de hidrógeno y oxígeno ($-OH$), al igual que los diferente enlaces de la macromolécula del ácido oleico. También es común a ambos los restos de etanol, que proceden del lavado y preparado de las partículas. En cuanto a las fases de la ferrita ($Fe-O$), se observa claramente que en la Figura 5-7 (a) aparece una única respuesta, característica de la magnetita, mientras que en la Figura 5-7 (b) este enlace se muestra desdoblado, propio de la oxidación de la magnetita, convirtiéndose así en maghemita.

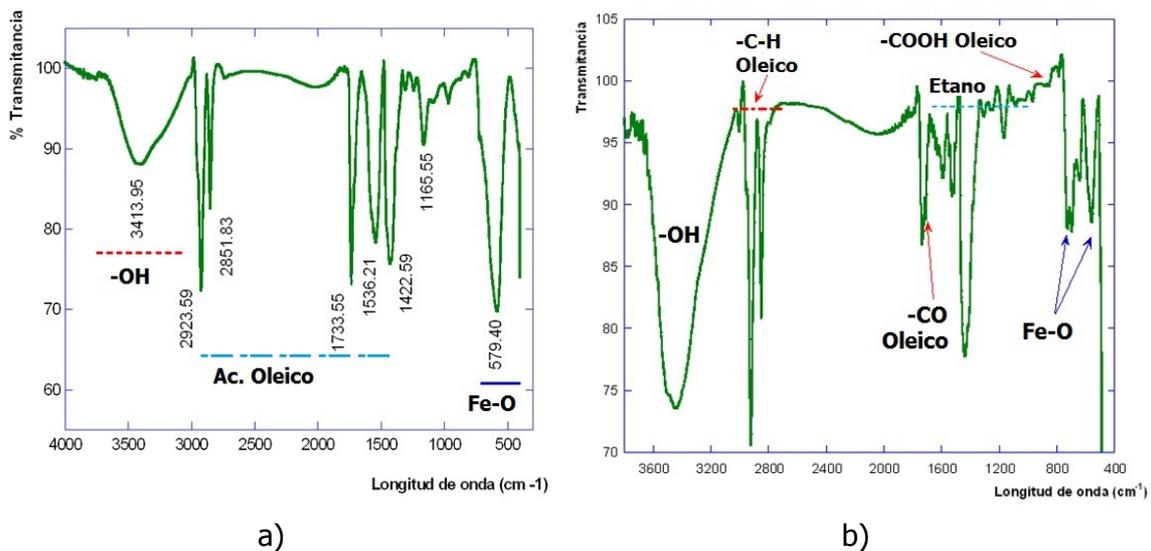


Figura 5-7 Caracterización FT-IR de dos ferrofluidos, a) magnetita sintetizada en medio básico y b) maghemita sintetizada en medio ácido.

En definitiva, siguiendo esta ruta de síntesis se ha conseguido un ferrofluido elemental con el que se ha profundizado en el conocimiento de su composición y fabricación. Pero del mismo modo que también ocurría con el fluido MR, los ferrofluidos comerciales presentan un comportamiento más homogéneo y estable, sin duda fruto de los múltiples aditivos con los que mejoraran los procedimientos clásicos, por lo que en las aplicaciones que se expondrán a continuación los fluidos magnéticos empleados han sido comerciales.

5.2.2 Caracterización experimental de fluidos magnéticos

En los desarrollos experimentales de este proyecto de tesis se ha trabajado con dos fluidos magnéticos comerciales: un ferrofluido y un fluido magnetoreológico:

- Ferrofluido: Fabricante FERROTEC modelo APG s10n, cuya aplicación principal son las juntas de aislamiento en altavoces de alta fidelidad. Sus propiedades principales suministradas por el fabricante son:
 - Apariencia visual: fluido negro/rojizo oscuro.
 - Líquido portador: Aceite sintético de éster.
 - Saturación magnética ($B_{sat.}$): 44mT
 - Viscosidad a 27°C: 300mPa·s
 - Densidad a 25°C: 1.33 kg/dm³
 - Conductividad térmica: 150mW/(m·K)
 - Rango de trabajo: -26°C a 200°C
- Fluido magnetoreológico (MR): Fabricante LORD Corp. modelo MRF122-2ED, cuyas principales características ofrecidas por el fabricante son:
 - Apariencia visual: fluido negro grisáceo.
 - Líquido portador: Aceites minerales sin especificar.

- Saturación magnética: 750mT
- Viscosidad base a 40°C: 61mPa·s
- Tensión de cizalladura máxima en modo plástico (yield stress): 27kPa
- Densidad a 25°C: 2,4 Kg/dm³
- Porcentaje en masa de partículas magnéticas: 72%
- Rango de trabajo: -40°C a 130°C

Estos datos pueden ser suficientes si sólo se busca un estudio inicial de las capacidades de los sistemas basados en fluidos magnéticos, pero si se quiere realizar un estudio en profundidad (como es el caso), es necesario realizar una caracterización completa del comportamiento magnético y reológico de ambos fluidos. Así, la caracterización experimental se divide en dos apartados: a) comportamiento reológico de los fluidos, y b) respuesta magnética.

a) Caracterización reológica de fluidos magnéticos

Los fluidos magnéticos son fluidos no-Newtonianos, por lo que el esfuerzo cortante que presentan no es directamente proporcional a la velocidad de cizalladura que sufre el fluido. Este esfuerzo cortante es modulable con el campo magnético que se le aplica, y en función de esta respuesta se puede ajustar a los diferentes modelos de comportamiento reológico, Figura 5-8.

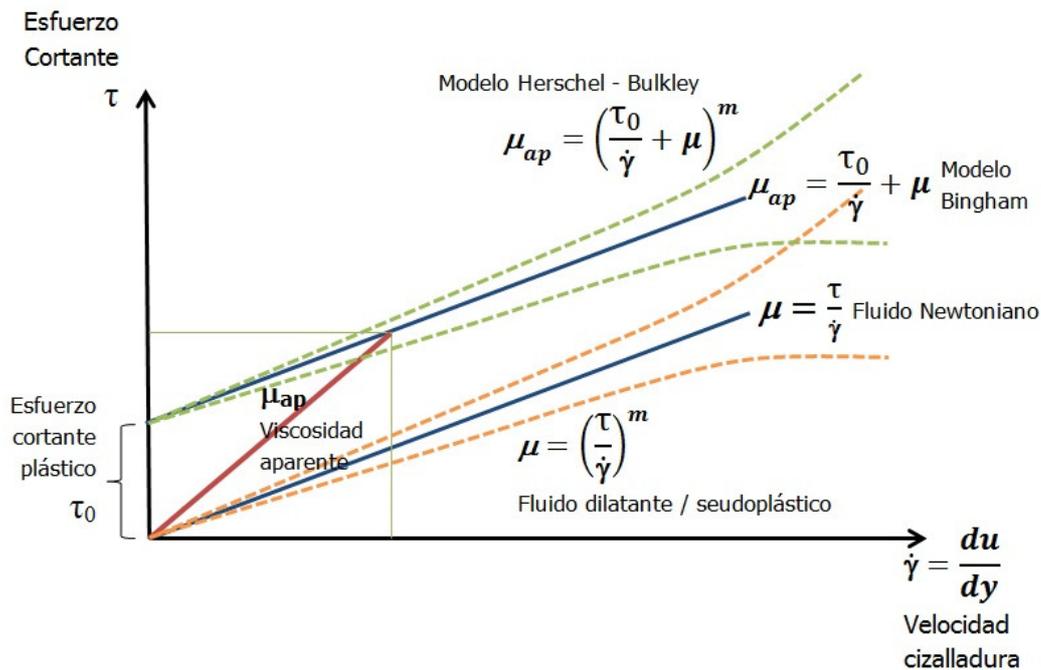


Figura 5-8 Modelos de comportamiento reológico de fluidos Newtonianos y no-Newtonianos.

El análisis de los fluidos MR se ha realizado ajustando el comportamiento al modelo Herschel-Buckley (Ecuación 5-1), donde el esfuerzo cortante plástico es función del

campo magnético aplicado. Mientras que el comportamiento de los ferrofluidos se ha asimilado a un fluido Newtoniano con viscosidad modulable, (Ecuación 5-2).

$$\mu_{ap} = \left(\frac{\tau_0(H)}{\dot{\gamma}} + \mu \right)^m \quad \text{Ecuación 5-1}$$

$$\mu = \mathbf{k(H)} \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \quad \text{Ecuación 5-2}$$

La caracterización de ambos fluidos se ha realizado en el Laboratorio de Física de la Materia Condensada de la Unversidad de Niza (Francia), en un reómetro con módulo térmico y magnético donde poder analizar el efecto de ambos fenómenos en la reología de los fluidos. El reómetro utilizado es un Thermo HAAKE RheoStress RS150 con control de esfuerzo cortante. Los valores obtenidos de la caracterización de los fluidos magnetoreológicos (MR) y ferrofluidos se muestran en las siguientes dos secciones: i) Fluido MR y ii) Ferrofluido.

i. Caracterización reológica de fluido magnetoreológico (MR)

En la Figura 5-9 se muestra el efecto que tiene sobre la respuesta del fluido la temperatura de trabajo. También se analiza el coeficiente pseudo-plástico del fluido en función del campo magnético aplicado.

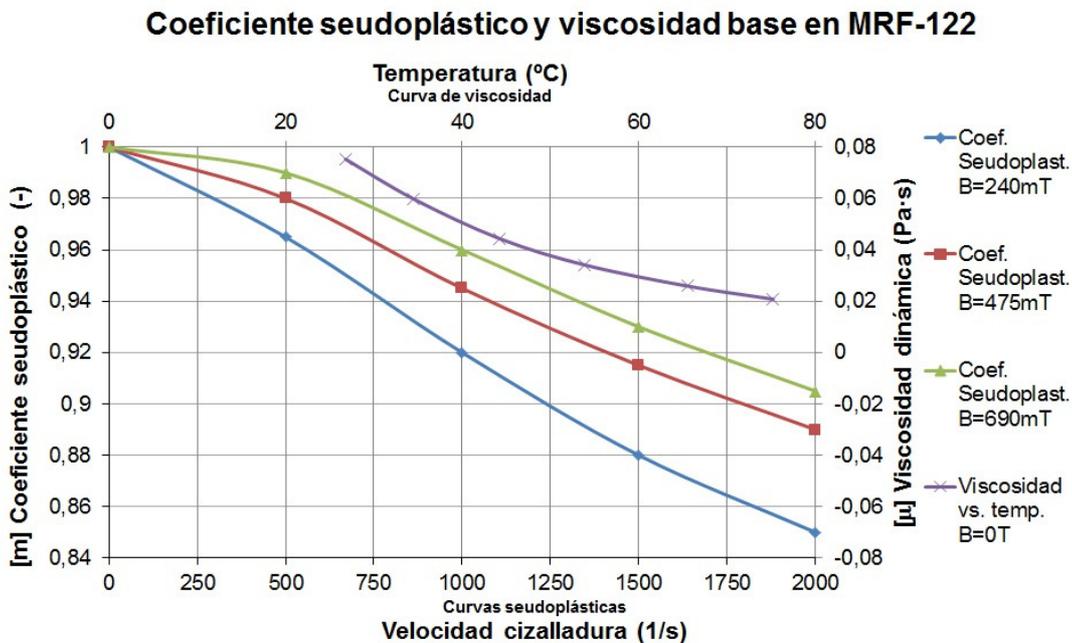


Figura 5-9 Respuesta de la viscosidad base del fluido frente a la variación de temperatura, y coeficiente pseudo-plástico del fluido MR.

En la Figura 5-10 se muestra la respuesta del fluido MR frente al campo magnético, y su efecto en el esfuerzo cortante plástico y la viscosidad base.

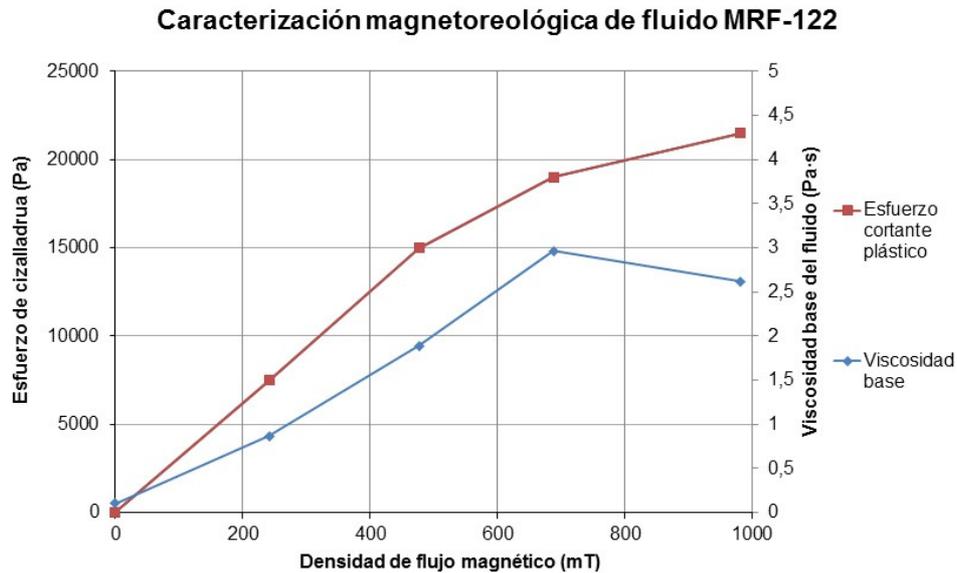


Figura 5-10 Respuesta de la viscosidad base del fluido y el esfuerzo cortante plástico frente al campo magnético aplicado en el fluido MR.

ii. Caracterización reológica de los ferrofluidos (FF)

En la Figura 5-11 se muestra la respuesta que ha presentado el ferrofluido en su caracterización magnetoreológica y térmica.

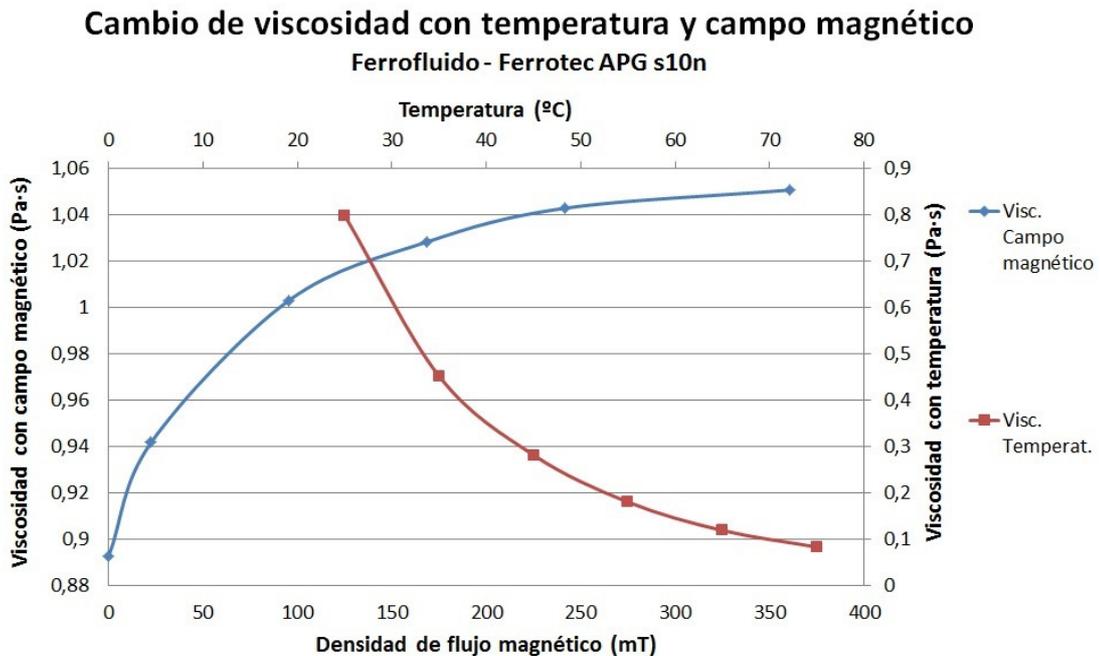


Figura 5-11 Respuesta de la viscosidad del ferrofluido frente al campo magnético y la temperatura del fluido.

Con los valores obtenidos en la caracterización y mostrados en la figuras previas se ha ajustado el comportamiento de los fluidos con respecto a la Ecuación 5-1 para el fluido MR y la Ecuación 5-2 para el ferrofluido.

b) Caracterización magnética de los fluidos activos

Los fluidos magnéticos, a pesar de su nombre, presentan un comportamiento paramagnético, donde los dipolos magnéticos de las partículas se pueden considerar por su reducido tamaño como unitarios y con una distribución aleatoria, de tal forma que la magnetización del material es nula cuando no se le aplica un campo magnético externo. Pero por otro lado las partículas micro/nanoscópicas con las que se componen estos fluidos son ferromagnéticas, de ahí su respuesta magnetoreológica. Debido a este comportamiento el modelo magnético que ajuste a los fluidos magnéticos se reduce a la Ecuación 5-3.

$$B = \mu_0 \cdot \mu_r \cdot H \quad \text{Ecuación 5-3}$$

La caracterización magnética se ha llevado a cabo en lo laboratorios de CIDETEC con un magnetómetro de la marca Magnet-Physik, modelo Permagraph L, y como electroimán se ha utilizado el modelo EP-3 de la misma casa, Figura 5-12.



Figura 5-12 Equipo utilizado para la caracterización de los fluidos magnéticos, a) magnetómetro y equipos auxiliares de alimentación, y b) ferrofluido bajo campo magnético en el electroimán.

Los resultados de la caracterización magnética se presentan en la siguiente figuras, donde la Figura 5-13 muestra las curvas de intensidad de campo magnético frente a la densidad de flujo, la curva B-H. Mientras que la Figura 5-14 muestra el valor de la permeabilidad del fluido magnético.

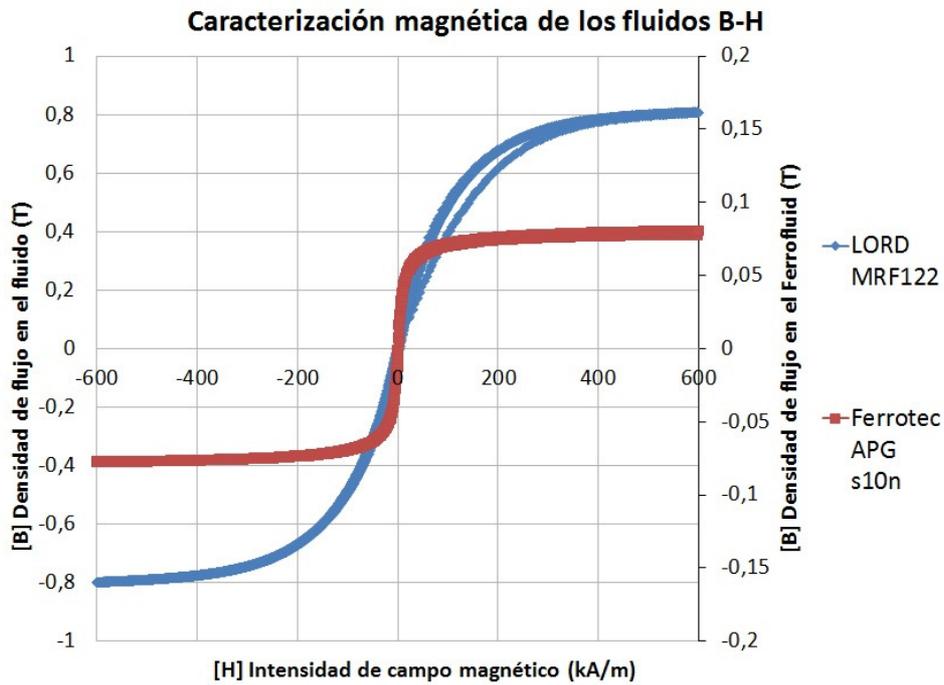


Figura 5-13 Caracterización magnética, curva B-H.

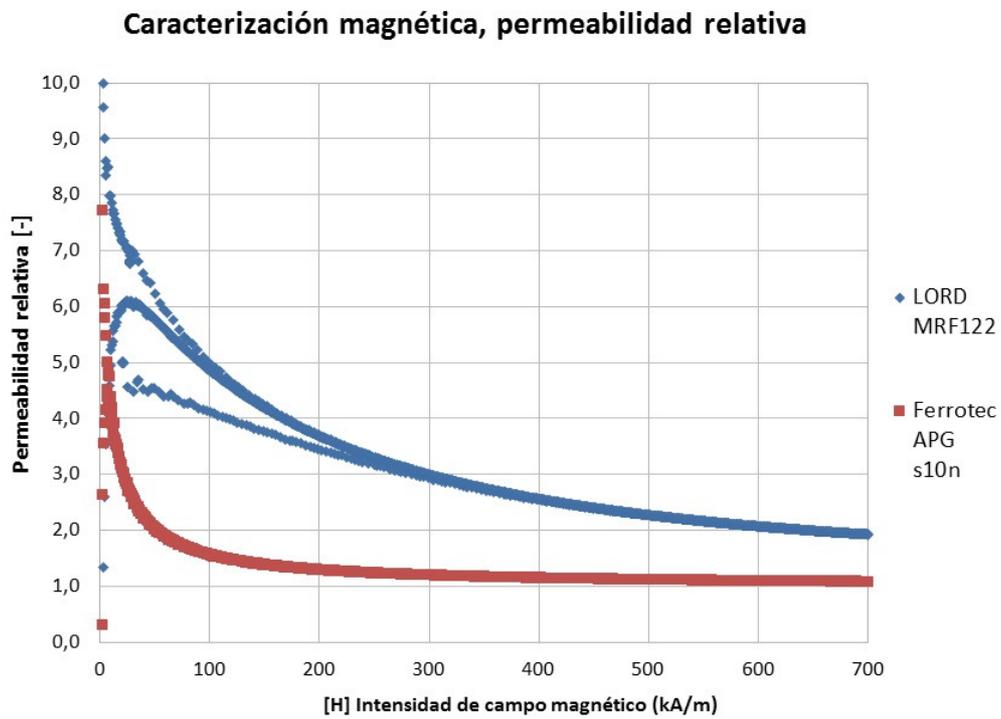


Figura 5-14 Caracterización magnética, permeabilidad de los fluidos.

5.3 DESARROLLO DE VÁLVULA MAGNETOREOLÓGICA

El primer desarrollo se ha centrado en diseñar una válvula magnetoreológica (MR) con la que controlar la pérdida de carga en función del campo magnético aplicado para un caudal definido. Se ha partido de un diseño básico para ajustar un modelo teórico, con el que a continuación pasar a diseñar las válvulas MR necesarias para un cojinete hidrostático radial. Por tanto este apartado se divide en dos secciones, la primera dedicada al modelado del comportamiento de las válvulas MR y su validación con un banco de ensayos fundamental, y la segunda con el desarrollo de las válvulas MR que se utilizarán en el control activo de cojinetes radiales híbridos.

5.3.1 Válvula magnetoreológica básica, modelo y prototipo

El desarrollo de la válvula magnetoreológica básica para el desarrollo de lubricación hidrostática se ha dividido en dos secciones: a) modelo de comportamiento y b) prototipo de válvula MR.

a) Modelo de válvula magnetoreológica

El modo de trabajo de la válvula consiste en hacer pasar el fluido MR a través de dos paredes paralelas con una distancia relativamente reducida para conseguir una densidad de flujo magnético " B " lo más alta posible. Por otro lado, esta holgura " h " tiene que ser lo suficientemente grande para que cuando no se aplique campo magnético la pérdida de carga hidráulica sea despreciable.

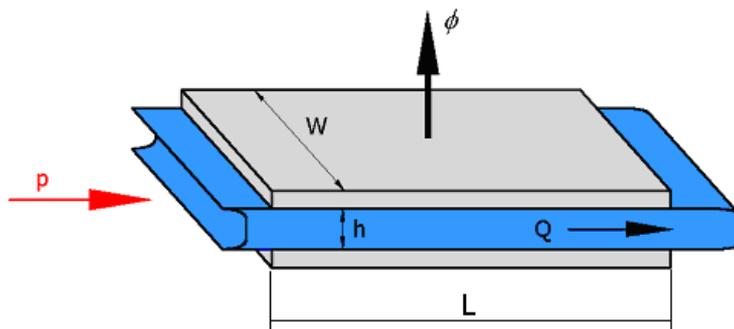


Figura 5-15 Esquema del modo de funcionamiento de válvula MR.

El esquema del modo de funcionamiento de una válvula MR se puede observar en la Figura 5-15, mientras que en la Figura 5-16 se muestra una vista en corte de los conductos y cavidades de la válvula MR.

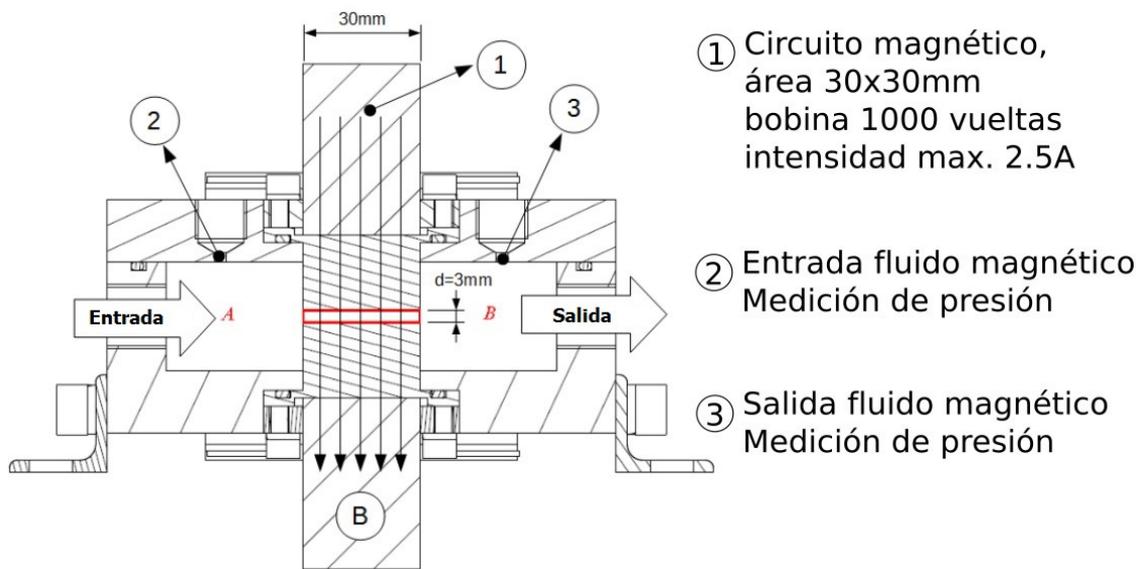


Figura 5-16 Esquema de la válvula magnética proyectada.

Para determinar la pérdida de presión que se genera en la válvula (pérdida de carga entre la cámara A y la cámara B) de la Figura 5-16, se utiliza el modelo de Reynolds modificado para fluidos no-Newtonianos, fluidos MR en este caso.

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad \text{Ecuación 5-4}$$

Que asumiendo un flujo horizontal completamente desarrollado, la ecuación anterior pasa a la siguiente expresión:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad \text{Ecuación 5-5}$$

Donde integrando se obtiene,

$$\tau = \frac{\partial p}{\partial x} y + D \quad \text{Ecuación 5-6}$$

Considerando que el desarrollo corresponde a un fluido magnetoreológico, y simplificando su comportamiento al modelo de Bingham, se aplica la Ecuación 5-1 sin factor dilatante/seudo-plástico. Con ello se obtiene que el fluido se comporta de manera diferente en función de si el esfuerzo cortante al que está sometido es superior o no al esfuerzo de cizalladura plástico “ τ_0 ”. En la Figura 5-17 se muestran estos diferentes modos de comportamiento.

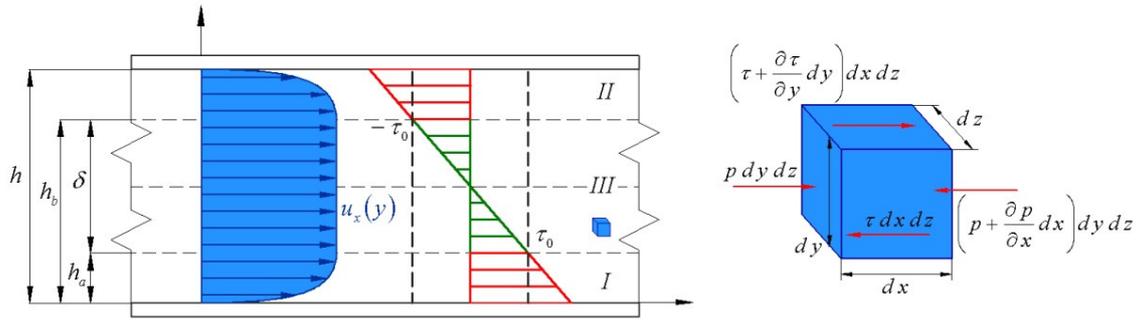


Figura 5-17 Esquema de los tres modos en los que se comporta el fluido MR en una válvula MR de paredes paralelas.

La expresión de la velocidad del fluido para cada una de las tres regiones es:

Región I,

$$u_x(y) = \frac{1}{2} \left(-\frac{1}{K} \frac{dp}{dx} \right) \left[h_a^2 - (h_a - y)^2 \right] \quad (0 \leq y \leq h_a) \quad \text{Ecuación 5-7}$$

Región II,

$$u_x(y) = \frac{1}{2} \left(-\frac{1}{K} \frac{dp}{dx} \right) \left[(h - h_b)^2 - (y - h_b)^2 \right] \quad (h_b \leq y \leq h) \quad \text{Ecuación 5-8}$$

Y región III siguiendo el esquema de la Figura 5-17,

$$u_x(y) = \frac{1}{2} \left(-\frac{1}{K} \frac{dp}{dx} \right) h_a^2 \quad (h_a \leq y \leq h_b) \quad \text{Ecuación 5-9}$$

El valor del espesor del fluido semi-sólido " $\delta = h_b - h_a$ " se puede lograr buscando el equilibrio de fuerzas de un elemento diferencial de fluido dentro de la región III. Este balance de fuerzas determina la siguiente ecuación:

$$\Delta p dy dz = -2\tau_0 dx dz \quad \frac{dp}{dx} \delta = -2\tau_0 \quad \text{Ecuación 5-10}$$

En consecuencia el espesor de fluido MR semisólido por el efecto del campo magnético viene dado por la Ecuación 5-11

$$\delta = h_b - h_a = -\frac{2\tau_0}{dp/dx} \quad \text{Ecuación 5-11}$$

Por otro lado, el caudal de fluido MR que pasa por la válvula se puede escribir como,

$$Q = \int_0^{h_a} u_x(0 < y < h_a) dy + \int_{h_b}^h u_x(h_b < y < h) dy + \int_{h_a}^{h_b} u_x(h_a < y < h_b) dy \quad \text{Ecuación 5-12}$$

Finalmente se obtiene la pérdida de presión que se produce en la válvula, presión que viene determinada por dos fenómenos: el viscoso (para lo cual es necesario determinar el caudal), y el magnetoreológico, donde hay que conocer el esfuerzo cortante plástico que se está produciendo y el espesor de fluido MR semi-sólido.

$$\Delta p = \Delta p_\tau + \Delta p_\mu \quad \text{Ecuación 5-13}$$

$$\Delta p_\mu = \frac{12KQL}{h^3W} \quad \text{Ecuación 5-14}$$

$$\Delta p_\tau = \frac{2\tau_0}{\delta} L \quad \text{Ecuación 5-15}$$

Con el objetivo de obtener un resultado de las simulaciones más preciso, se ha aplicado el modelo de densidad de flujo no lineal, (Ostachowicz, W., Holnicki-Szulc, y Soares 2007). Esta aproximación incrementa el flujo cerca de las paredes de la válvula, con lo que la distribución se asemeja a la representación de la Figura 5-18.

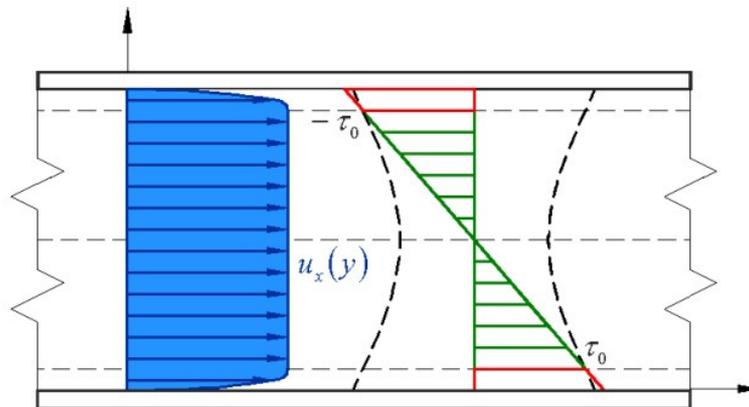


Figura 5-18 Esquema de distribución de velocidad de un fluido MR con densidad de flujo magnético no lineal.

b) Prototipo de válvula MR

Para proceder a la validación del modelo se ha fabricado un banco de ensayos, siguiendo el esquema de la Figura 5-16, donde en la Figura 5-19 se muestra el diseño general del banco de ensayos así como el prototipo de válvula MR.

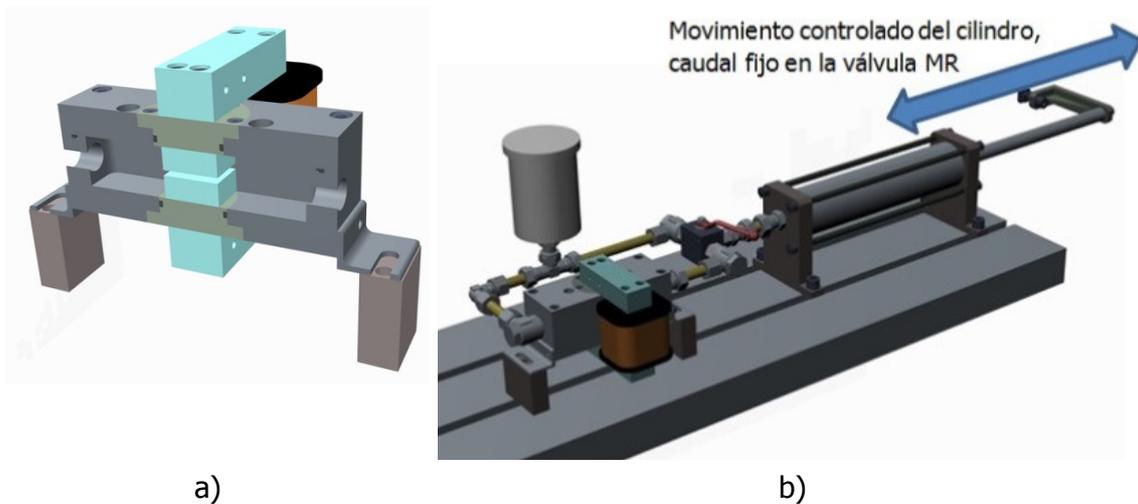


Figura 5-19 Diseño del banco de ensayos y prototipo de válvula MR, a) vista en corte de válvula MR, y b) vista general de banco de ensayos

Una vez se ha procedido a su fabricación y montaje, el conjunto se muestra en la Figura 5-20:

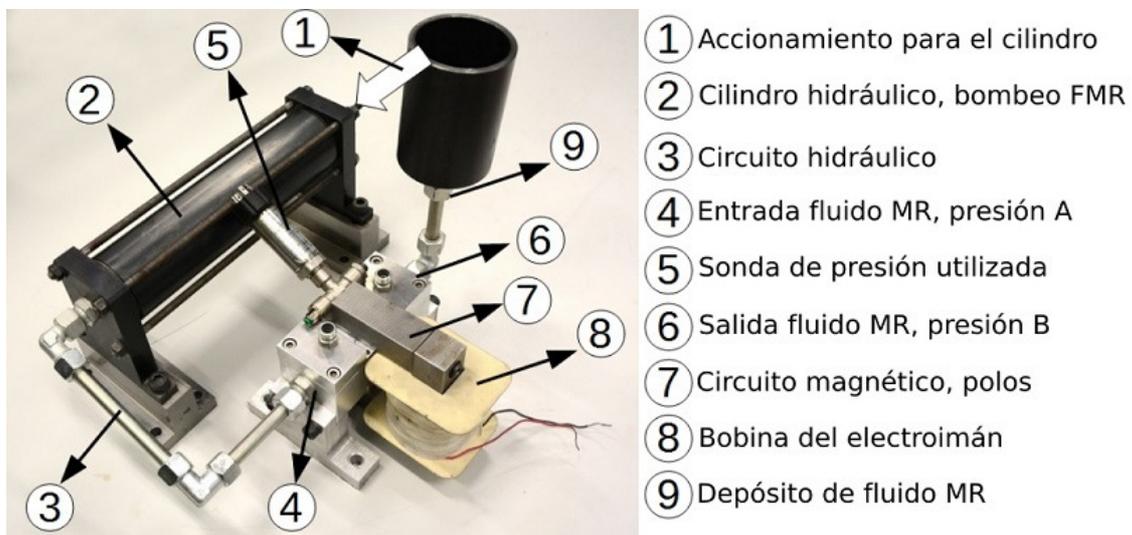


Figura 5-20 Imágenes del banco de ensayos de válvulas MR con todas sus partes funcionales.

La válvula MR se ha fabricado con tres holguras disponibles. Las dimensiones generales ya se han indicado en la Figura 5-16, y si bien en dicha figura se menciona que el gap (distancia entre polos magnéticos) es de 3mm, en realidad han sido 1mm, 2mm y 3mm las distancias analizadas experimentalmente. El interés de este parámetro

reside en que se busca lograr una elevada modulación en el fluido MR, y por tanto alta densidad de flujo magnético en el fluido "B", pero que cuando se retira el campo magnético la resistencia hidráulica de la válvula sea mínima. A valores altos de holgura la resistencia hidráulica es despreciable (Ecuación 5-14), pero ello también provoca que descienda la inducción sobre el fluido MR. Mientras que a valores bajos de holgura el comportamiento es el inverso. Para determinar con qué holgura se consigue un buen compromiso de diseño, se han fabricado tres juegos de polo diferentes con los que hacer ensayos.

Los ensayos han consistido en imponer un caudal mediante el cilindro de la Figura 5-19 (b) mientras se aumenta el campo magnético mediante la corriente aplicada en la bobina. Cada dato experimental corresponde a un ensayo a caudal y corriente constantes. En los ensayos se mide la presión en las cámaras A y B de la válvula y la diferencia resulta la pérdida de carga producida por la válvula MR. La resistencia hidráulica, aunque no se muestra en los resultados, sería la relación entre la diferencia de presión y el caudal de fluido que ha circulado en el ensayo. Los resultados para la holgura de 1mm se muestran en la Figura 5-21, los del caso de distancia entre polos de 2mm se presentan en la Figura 5-22, y por último los resultados para 3mm se resumen en la Figura 5-23.

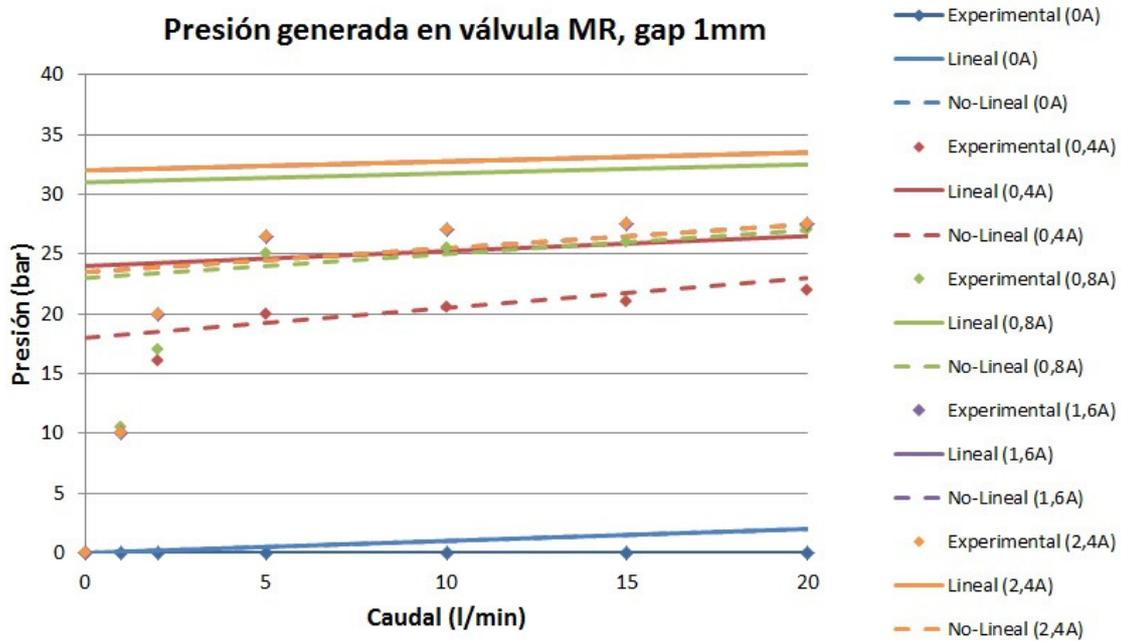


Figura 5-21 Resultados del ensayo con holgura de 1mm entre polos.

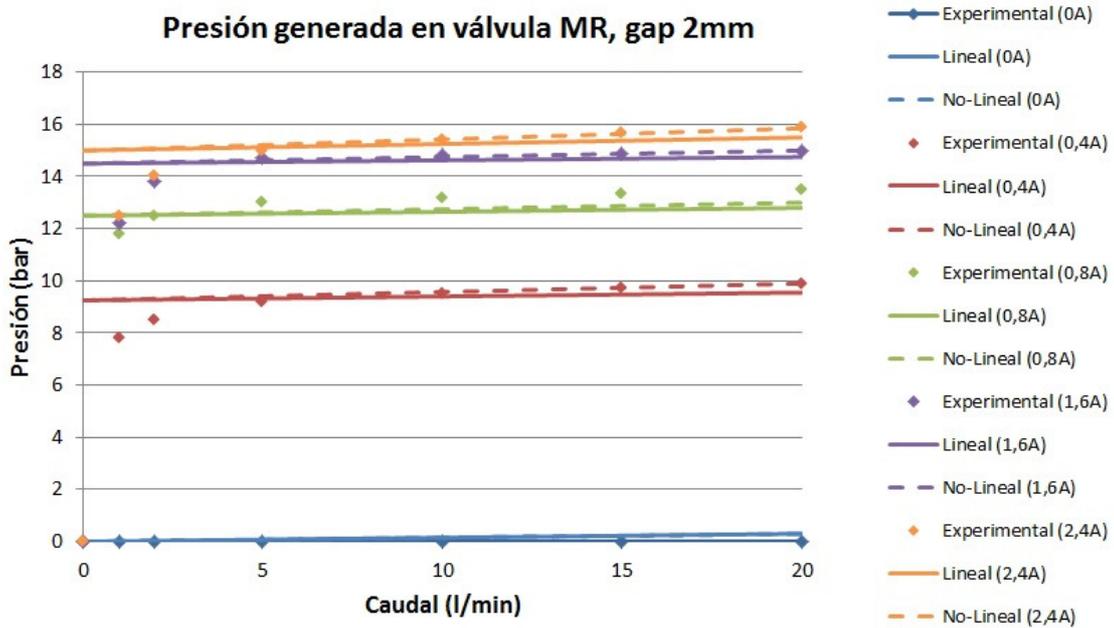


Figura 5-22 Resultados del ensayo con holgura de 2mm entre polos.

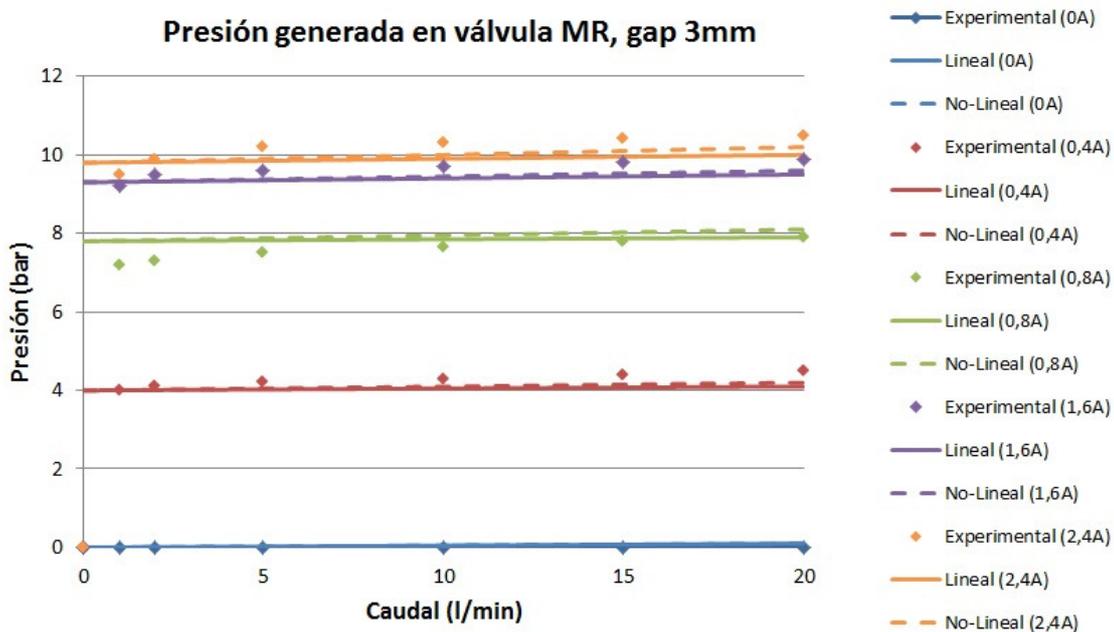


Figura 5-23 Resultados del ensayo con holgura de 3mm entre polos.

Como se puede observar, la presión máxima se alcanza con la holgura de 1mm, con más de 25bar, pero cuando no hay campo la pérdida de carga puede llegar hasta 2bar a máximo caudal, 20l/min. En el caso de 3mm de holgura la presión máxima medida ha llegado a 10,5bar, siendo despreciable la pérdida de carga dentro de los caudales ensayados.

5.3.2 Válvula MR para cojinetes híbridos

Una vez se ha validado el modelo básico de válvula MR, se ha procedido a diseñar un juego de cuatro válvulas MR (una por cada cavidad del cojinete radial híbrido), que se utilizarán para estudiar la lubricación hidrostática activa mediante fluidos magnéticos.

El diseño de las válvulas ha pasado a ser axisimétrico, apoyado en dos bobinas comerciales para lograr una solución compacta y eficiente. El principio de funcionamiento de estas válvulas MR se muestra en la Figura 5-24.

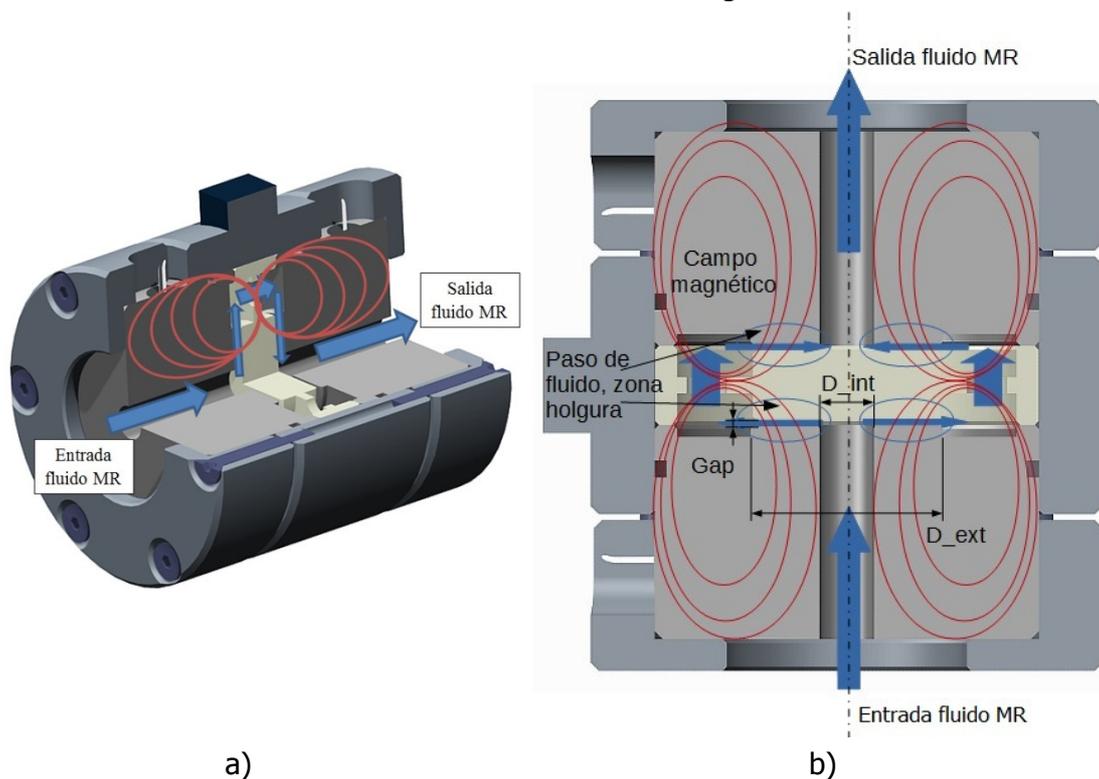


Figura 5-24 Diseño de válvula MR para lubricación hidrostática, a) vista del conjunto y b) vista en corte con las principales cotas de su geometría.

La holgura "*gap*" que se ha utilizado en estas válvulas ha sido de 0,6mm. El diámetro externo " D_{ext} " es de 30mm, mientras que el diámetro interno " D_{int} " por donde fluye el fluido MR por la zona de holgura es de 24mm. Las bobinas usadas en estas válvulas tienen 850 vueltas con una sección de conductor de 0.15mm, lo cual conlleva una corriente eléctrica máxima sin refrigeración externa de 5A. El campo magnético inducido por las bobinas a la altura del fluido es de 800mT.

Una vez se han fabricado las cuatro válvulas se montan y se muestran como queda reflejado en la Figura 5-25.

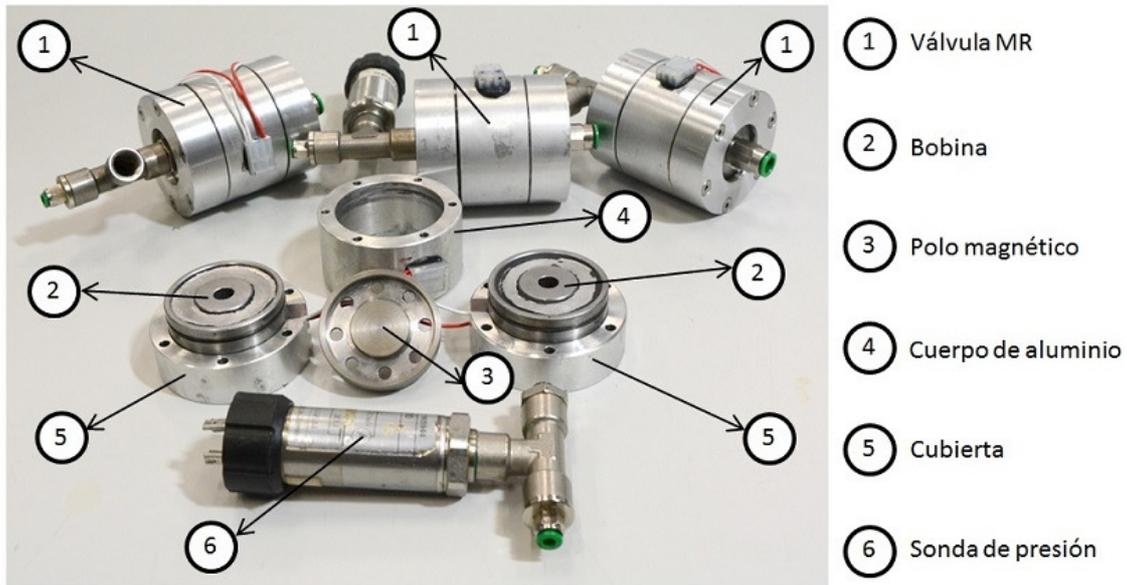


Figura 5-25 Imagen de las cuatro válvulas MR fabricadas para el proyecto.

Las válvulas se han calculado utilizando herramientas de simulación magnética y CFD. Primeramente se ha hecho el cálculo magnético de la válvula, y con ello se ha determinado el valor de la densidad de flujo magnético que se genera en el fluido MR. Para esta tarea se ha utilizado el programa comercial FLUX de Cedrat. Los resultados de las simulaciones se muestran en la Figura 5-26.

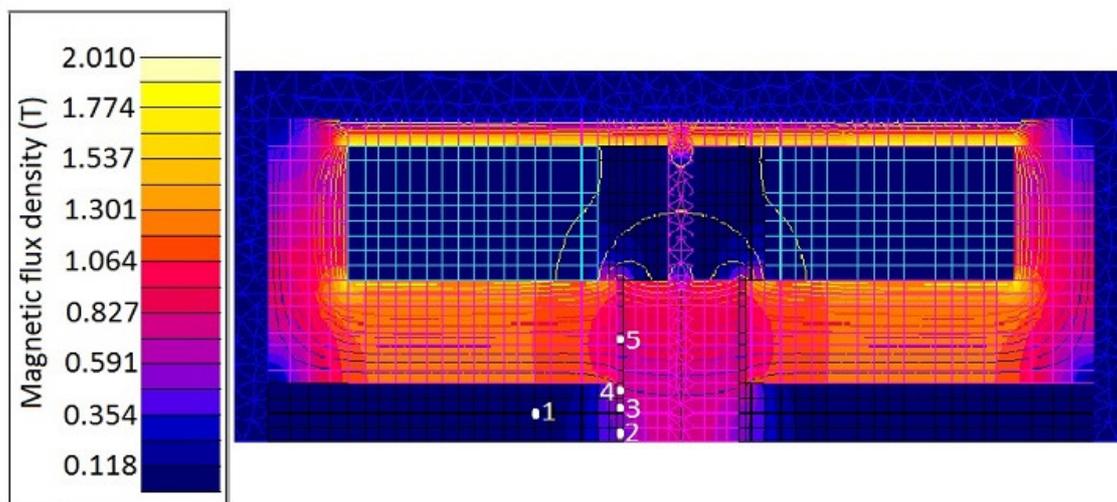


Figura 5-26 Simulación del campo magnético generado por las bobinas de la válvula. Definición de los cinco puntos de control para comparar resultados.

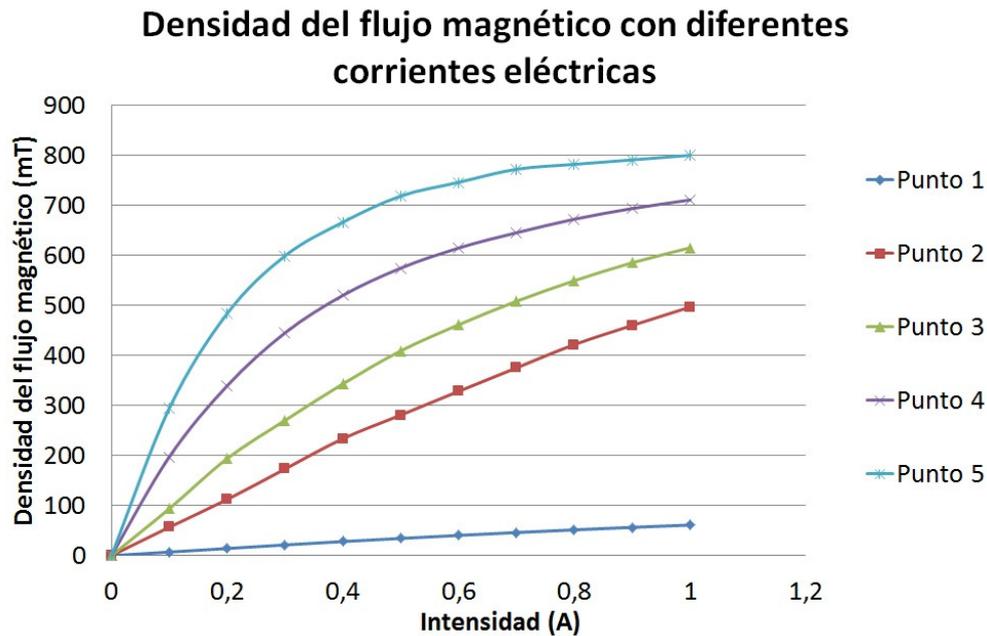


Figura 5-27 Resultados del campo magnético en los puntos de control.

La pérdida de carga se ha calculado utilizando una herramienta de CFD, NX Flow Advanced de SIEMENS, donde se activa el modelo de Herschel-Bulkley para fluidos no-Newtonianos. Aplicando los valores obtenidos de magnetización del fluido y la caracterización magnetoreológica del fluido MR de LORD, MRF122-2ED, se han logrado soluciones del estilo a las mostradas en la Figura 5-28.

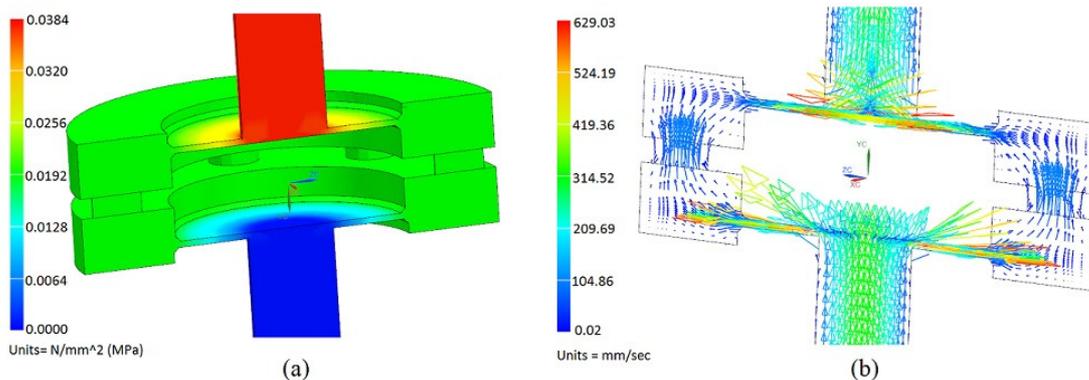


Figura 5-28 Resultados de simulaciones CFD en válvula MR, a) presión en las cavidades y b) velocidad del fluido en la válvula MR

La simulación basada en CFD ha resultado necesaria debido a la complejidad del circuito hidráulico de la válvula, con constantes cambios de dirección y sección para el fluido no-Newtoniano analizado.

Con todo esto, se han realizado ensayos para comparar la respuesta del modelo con los datos experimentales. Los resultados de la comparación se resumen en la Figura 5-29:

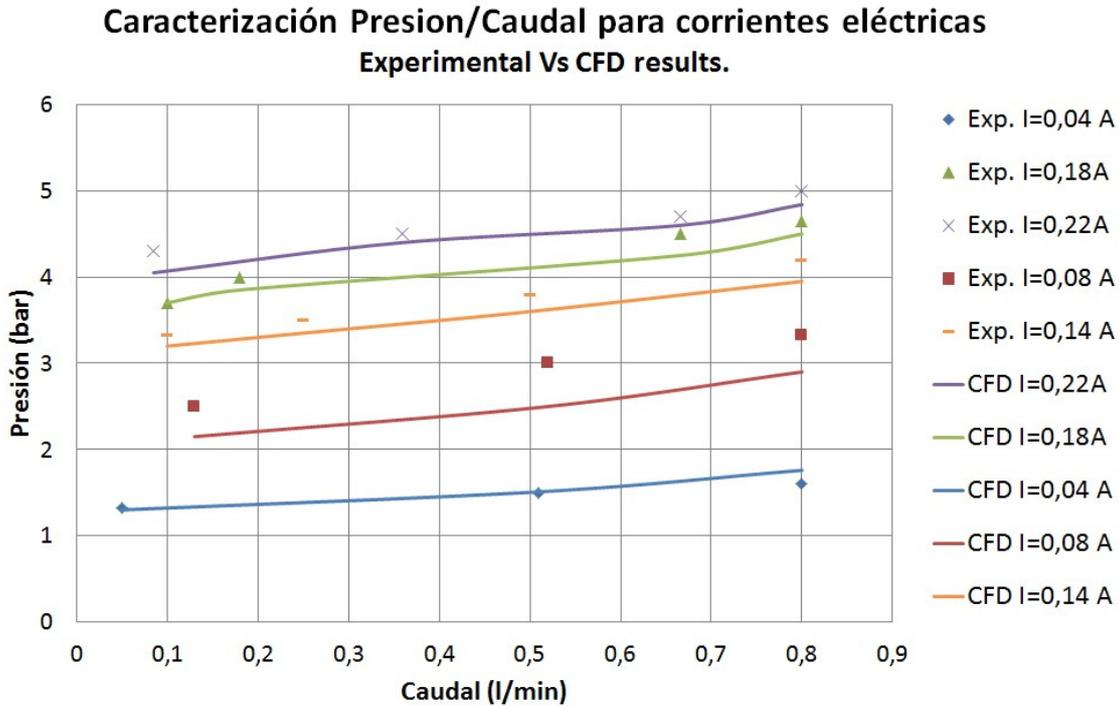


Figura 5-29 Comparativa de resultados en válvula MR, teórico frente a experimental.

Como se aprecia, existe un ajuste bueno entre los valores calculados por el modelo y los obtenidos de modo experimental, donde se ha identificado una constante en la relación entre el esfuerzo cortante plástico " τ_0 ", el caudal de fluido MR " Q " y la viscosidad base del fluido " μ_0 "; donde $\tau_0 / (Q \cdot \mu_0) \approx 200$.

5.4 LUBRICACIÓN PRESURIZADA ACTIVA CON FLUIDOS MAGNETOREOLÓGICOS

En esta sección se ha trabajado en modelizar el comportamiento del fluido magnético como lubricante de cojinetes radiales, tanto en régimen hidrodinámico como hidrostático, aplicando para ello las válvulas MR. El estudio se centra en el uso de fluidos magnetoreológicos como lubricante activo, no se han considerado los ferrofluidos dado que su reducida respuesta reológica los hace inviables para esta aplicación, (Urreta et al. 2010).

Para el cálculo del comportamiento hidrodinámico del cojinete se ha desarrollado un programa basado en el mostrado en la sección 3.3.2 de esta memoria, pero con las

modificaciones pertinentes para considerar el comportamiento no-Newtoniano de los fluidos MR. Para la lubricación híbrida, donde se conjuga la lubricación hidrodinámica e hidrostática se ha hecho uso de un programa comercial de CFD, donde se ha activado el modelo de Herschel-Bulkley para el fluido MR. Las simulaciones magnéticas se han hecho con el programa comercial FLUX, mediante el cual se ha definido la magnetización del fluido y por tanto su respuesta reológica.

En definitiva, esta sección se subdivide en los apartados: a) desarrollo del modelo de lubricación hidrodinámica con fluidos MR, b) simulaciones magnéticas del conjunto eje/cojinete, y c) simulaciones CFD de cojinete híbrido.

5.4.1 Modelo de lubricación hidrodinámica con fluido MR

Tomando como base la definición de variables de la Figura v, así como las definiciones previas vistas en el apartado 3.2, se consideran las siguientes variables adimensionales:

$\lambda = \frac{L}{2R}$	Relación longitud diámetro	Ecuación 5-16
$\varepsilon = \frac{e}{R}$	Excentricidad relativa	Ecuación 5-17
$\tau_0^* = \frac{\tau_0 C}{\mu_0 R \omega}$	Esfuerzo cortante adimensional	Ecuación 5-18
$\Delta X = \frac{\Delta x}{R}$	Tamaño de elemento adimensional en dirección tangencial	Ecuación 5-19
$\Delta Z = \frac{\Delta z}{L}$	Tamaño de elemento adimensional en dirección axial	Ecuación 5-20
$\Delta Y = \frac{\Delta h}{h}$	Tamaño de elemento adimensional en dirección radial	Ecuación 5-21
$H = \frac{h}{C}$	Holgura adimensional	Ecuación 5-22
$P = \frac{p(C/R)^2}{\mu \omega}$	Presión adimensional	Ecuación 5-23
$\frac{dP}{dX} = \frac{dp}{dx} \frac{(C/R)^2}{\mu \omega}$	Gradiente de presión adimensional, X	Ecuación 5-24
$\frac{dP}{dZ} = \frac{dp}{dz} \frac{(C/R)^2}{\mu \omega}$	Gradiente de presión adimensional, Z	Ecuación 5-25
$u = \frac{v_x}{\omega R}$	Velocidad adimensional en dirección tangencial	Ecuación 5-26

$$w = \frac{v_z}{\omega R} \quad \text{Velocidad adimensional en dirección axial} \quad \text{Ecuación 5-27}$$

Donde en la Figura 5-30 se muestra de forma esquemática un cojinete hidrodinámico con sus principales variables.

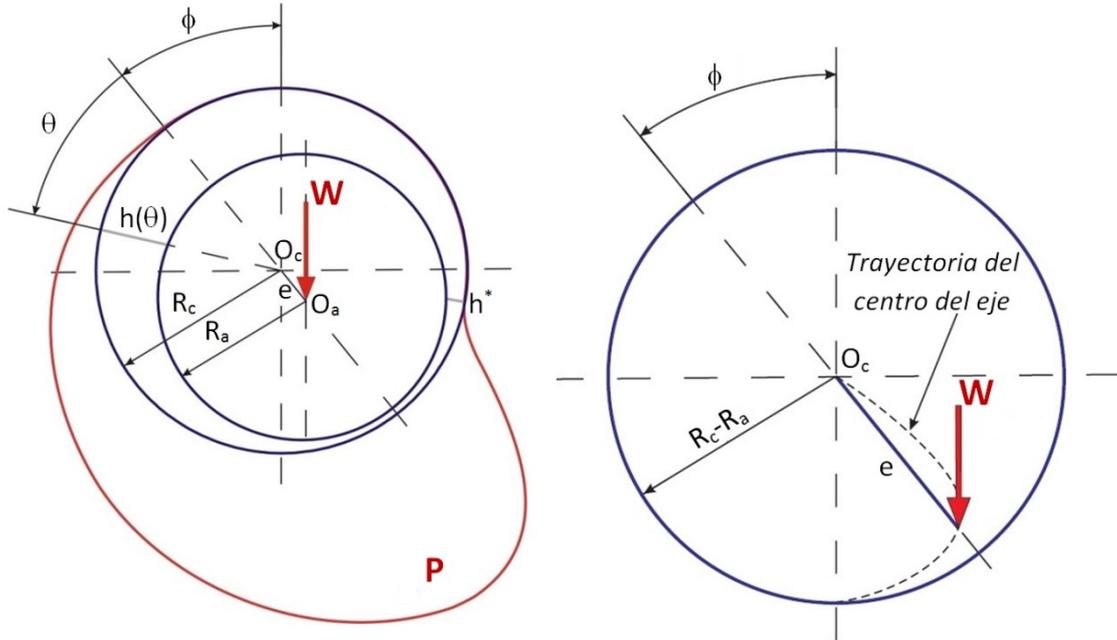


Figura 5-30 Esquema de cojinete hidrodinámico con sus principales variables.

La ecuación de Reynolds considerando el uso de un lubricante cualquiera, tanto Newtoniano como no-Newtoniano, se llega a la expresión Ecuación 5-28:

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(f_4(H) \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(f_4(H) \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = - \frac{\partial}{\partial X} f_5(H) + \frac{\partial H}{\partial X} \quad \text{Ecuación 5-28}$$

Donde para un fluido Newtoniano las variables f_i son:

$$f_1(y; x, z) = \frac{y^2}{2\mu_0} \quad \text{Ecuación 5-29}$$

$$f_2(y; x, z) = \frac{y}{\mu_0} \quad \text{Ecuación 5-30}$$

$$f_3(y; x, z) = \frac{y^2 - yH}{2\mu_0} \quad \text{Ecuación 5-31}$$

$$f_4(y; x, z) = \frac{\frac{y^3}{3} - \frac{y^2 H}{2}}{2\mu_0} \quad \text{Ecuación 5-32}$$

$$f_5(y; x, z) = \frac{y^2}{2H} \tag{Ecuación 5-33}$$

Mientras que para fluidos MR, se utiliza el modelo de Bingham:

$$\tau = \mu_0 \dot{\gamma} + \tau_0 \tag{Ecuación 5-34}$$

$$\mu = \mu_0 + \frac{\tau_0}{\dot{\gamma}}, \quad \tau > \tau_0; \quad \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y}, \quad \tau < \tau_0 \tag{Ecuación 5-35}$$

Para poder disponer de una ecuación continua se utiliza la aproximación de Tichy, (Tichy 1991), cuya expresión es:

$$\mu(\gamma) = \mu_0 + \frac{2\tau_0}{\pi \dot{\gamma}} \operatorname{atan}\left(\frac{\gamma}{\gamma_0}\right) \tag{Ecuación 5-36}$$

Como solución de la lubricación hidrodinámica se logra la distribución de presiones y velocidades que se muestra en la Figura 5-31:

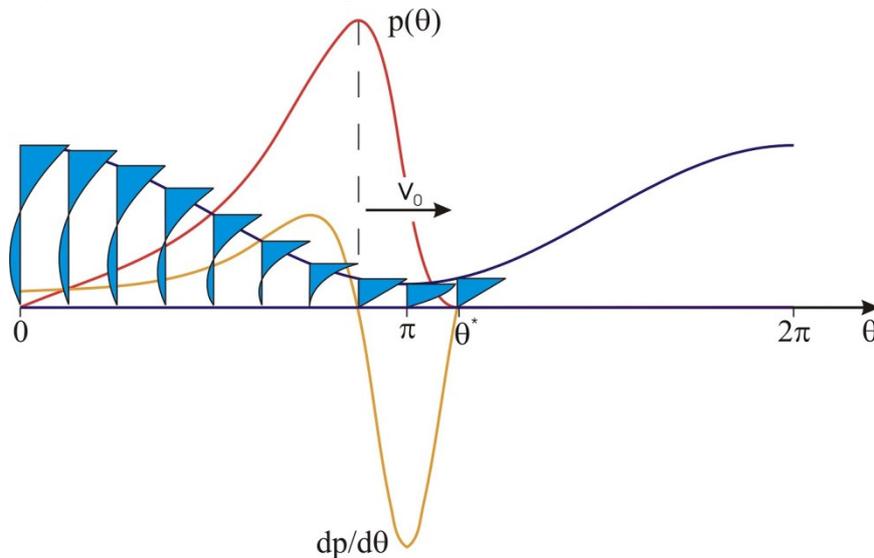


Figura 5-31 Distribución de velocidad y presión hidrodinámica con fluido Newtoniano.

En la Figura 5-32 se muestra el comportamiento del fluido MR cuando trabaja como lubricante activo, donde en verde se muestra la fase pseudo-plástica del fluido. Al igual que se ha descrito en el modelizado de la válvula, cuando el esfuerzo cortante del fluido no supera el esfuerzo de cizalladura plástico “ τ_0 ” el fluido no se comporta como tal. Se solidifica en una fase pseudo-plástica y se desplaza dentro del cojinete como un cuerpo semi-sólido.

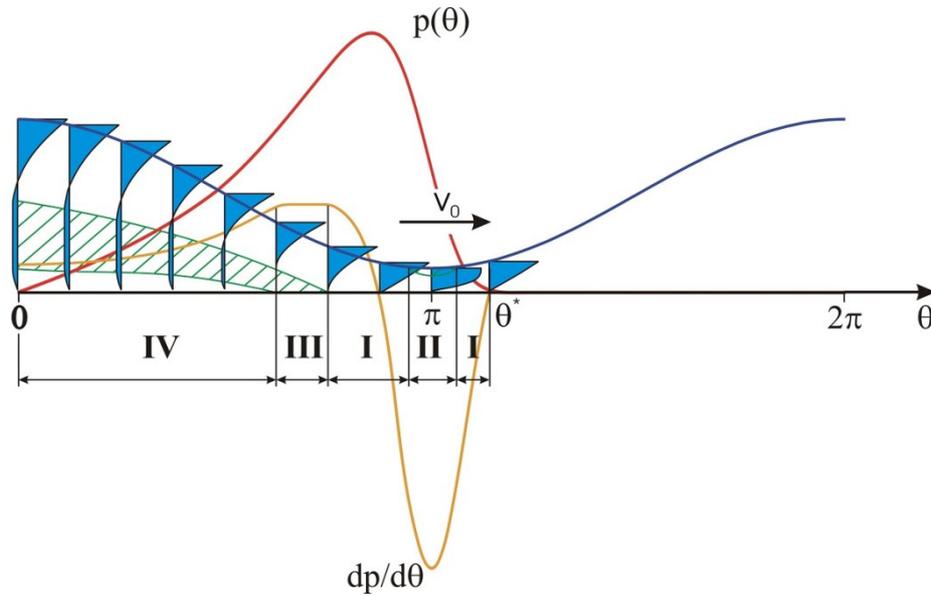


Figura 5-32 Distribución de velocidad y presión con fluido no-Newtoniano.

Las diferentes fases que se describen en la Figura 5-32 son las siguientes:

- Sección I: En la primera parte no aparece fluido semi-sólido, la distribución de velocidad es elíptica en toda la sección. La distribución de presión para estas condiciones viene dado por la Ecuación 5-37:

$$\frac{dp}{d\theta} = 6K\omega R^2 \left(\frac{h-h^*}{h} \right) \quad \text{Ecuación 5-37}$$

- Sección II: En estas zonas el fluido semi-sólido aparece pegado al eje en movimiento. La distribución de presión para estas condiciones viene dada por la Ecuación 5-38:

$$\frac{dp}{d\theta} = -\frac{2K\omega R^2}{9\left(\frac{h^*}{2}-h\right)^2} \quad \text{Ecuación 5-38}$$

- Sección III: Con holguras superiores el fluido solidificado pasa a estar unido al cojinete, tal y como se muestra en el sector III. La distribución de presión para estas condiciones viene dada por la Ecuación 5-39:

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{K\omega R^2}{18(h^*)^2} \quad \text{Ecuación 5-39}$$

- Sección IV: Aumentando la holgura el fluido semi-sólido se desprende del cojinete y flota en la intercara del eje/cojinete. La solución para este caso viene dada por una ecuación algebraica de quinto orden, Ecuación 5-40:

$$\begin{aligned} & \frac{\omega R h^*}{2} \left(12K \left(R \frac{dp}{d\theta} \right)^2 \left(hR \frac{dp}{d\theta} - 2\tau_0 \right)^2 \right) = \\ & - \left(hR \frac{dp}{d\theta} \right)^5 + \left(R \frac{dp}{d\theta} \right)^4 (7h^4 \tau_0 + 6h^3 R \omega K) - \left(R \frac{dp}{d\theta} \right)^3 (16h^3 \tau_0^2 + 24h^2 R \omega K \tau_0) \\ & - \left(R \frac{dp}{d\theta} \right)^2 (8h^2 \tau_0^3 + 24hR \omega K \tau_0^2 - 12K^2 \omega R \tau_0) + \left(R \frac{dp}{d\theta} \right) 16h \tau_0^4 + 16\tau_0^5 \end{aligned} \quad \begin{array}{l} \text{Ecuación} \\ \text{5-40} \end{array}$$

Analizando en detalle una sección transversal de la zona IV se observa la distribución del fluido, tanto el esfuerzo cortante que sufre como su perfil de velocidades. En la Figura 5-33, en rojo (región III), se observa el fluido semisólido, sin gradiente de velocidad, dado que su esfuerzo cortante no supera el plástico, (τ_0).

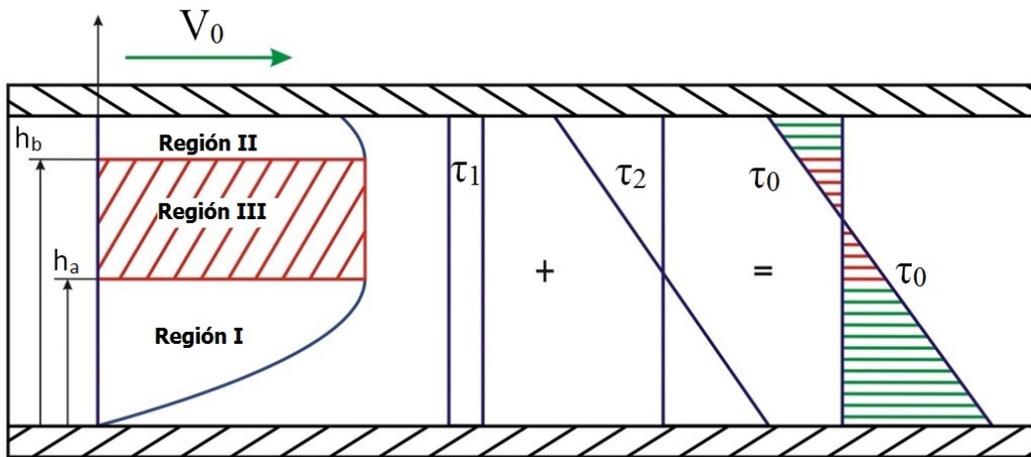


Figura 5-33 Detalle de la distribución de velocidad y esfuerzo cortante en una sección del cojinete hidrodinámico.

La velocidad que adquiere el fluido en función de la región en la que se encuentra se describe con las siguientes ecuaciones:

$$u_x(y) = \frac{1}{2} \left(-\frac{1}{K} \frac{dp}{dx} \right) \left[h_a^2 - (h_a - y)^2 \right] \quad (0 \leq y \leq h_a) \quad \text{Ecuación 5-41}$$

$$u_x(y) = \frac{1}{2} \left(-\frac{1}{K} \frac{dp}{dx} \right) h_a^2 \quad (h_a \leq y \leq h_b) \quad \text{Ecuación 5-42}$$

$$u_x(y) = \frac{1}{2} \left(-\frac{1}{K} \frac{dp}{dx} \right) \left[(h - h_b)^2 - (y - h_b)^2 \right] \quad (h_b \leq y \leq h) \quad \text{Ecuación 5-43}$$

Estas ecuaciones se computan mediante el método de diferencias finitas en un programa desarrollado en entorno MATLAB, siguiendo el sistema ya descrito en Ecuación 3-30, y donde el esquema de discretización se muestra en la Figura 5-34.

Con esta discretización se construye una malla 3D con la que calcular el comportamiento del fluido MR en todo el volumen del cojinete, Figura 5-35. Como resultado del cálculo iterativo se obtiene la distribución de velocidades del fluido, en consecuencia la presión sobre el eje y con ello la carga portante para diferentes condiciones de contorno, Figura 5-36. En la Figura 5-37 se muestra por otro lado la formación de fluido MR semi-sólido a lo largo y ancho del cojinete, vista de cojinete hidrodinámico desarrollado.

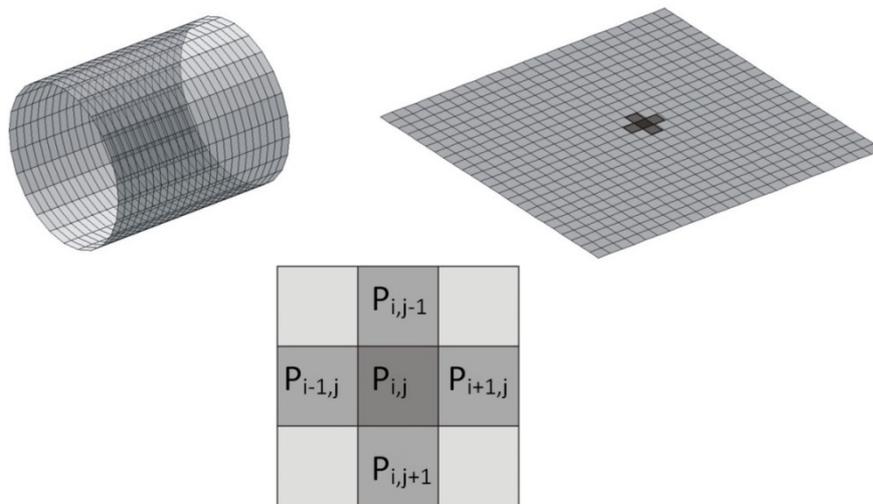


Figura 5-34 Esquema de discretización de cojinete hidrodinámico

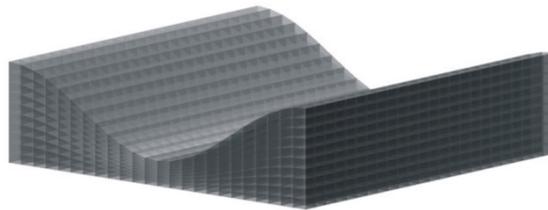


Figura 5-35 Malla 3D para la simulación del fluido MR en lubricación hidrodinámica de un cojinete radial, representación desarrollada $0 \rightarrow 2\pi$ y $-L/2 \rightarrow +L/2$.

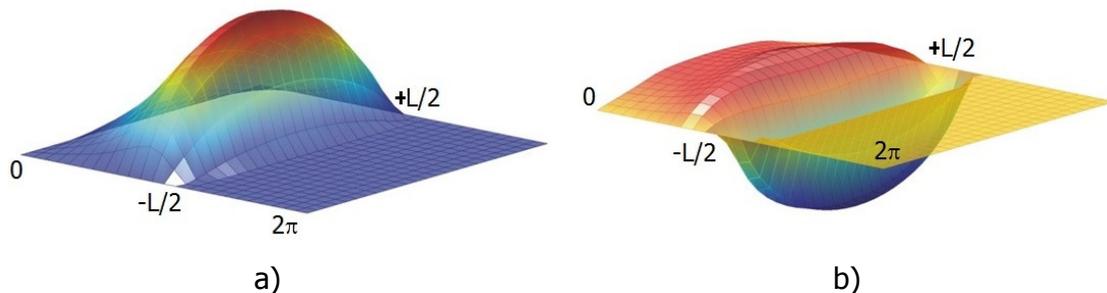


Figura 5-36 Solución gráfica del cálculo hidrodinámico, a) distribución de presión en el conjunto eje/cojinete, y b) gradiente de presión circunferencial.

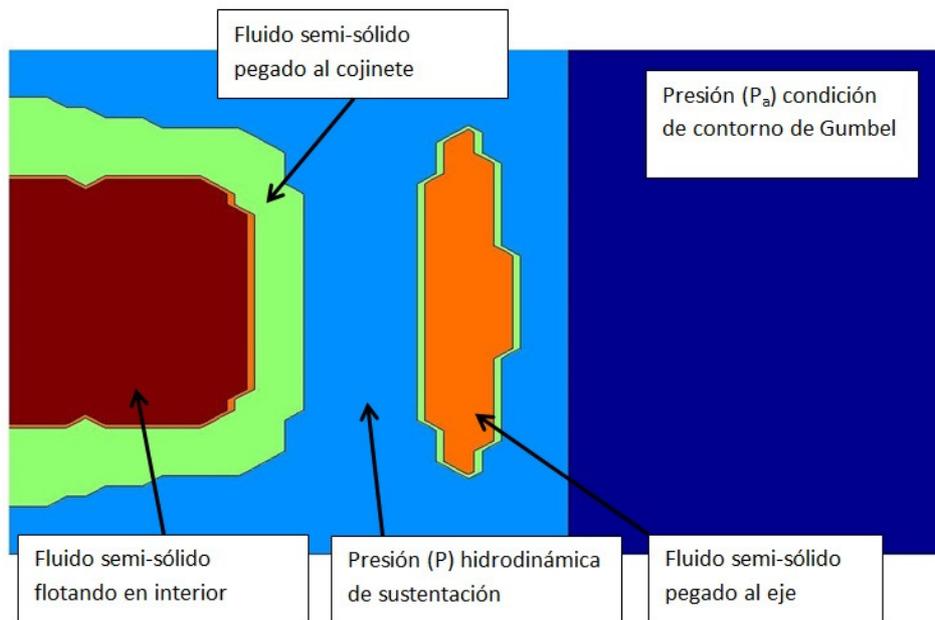


Figura 5-37 Formación de fluido MR semisólido en régimen hidrodinámico.

5.4.2 Modelo de lubricación hidrostática con fluido MR

La lubricación hidrostática basada en fluidos MR es idéntica a la descrita en el apartado 3.2.2, con la diferencia que en este caso los restrictores se sustituyen por las válvulas MR que se han desarrollado en el apartado 5.3.2., (Figura 5-38).

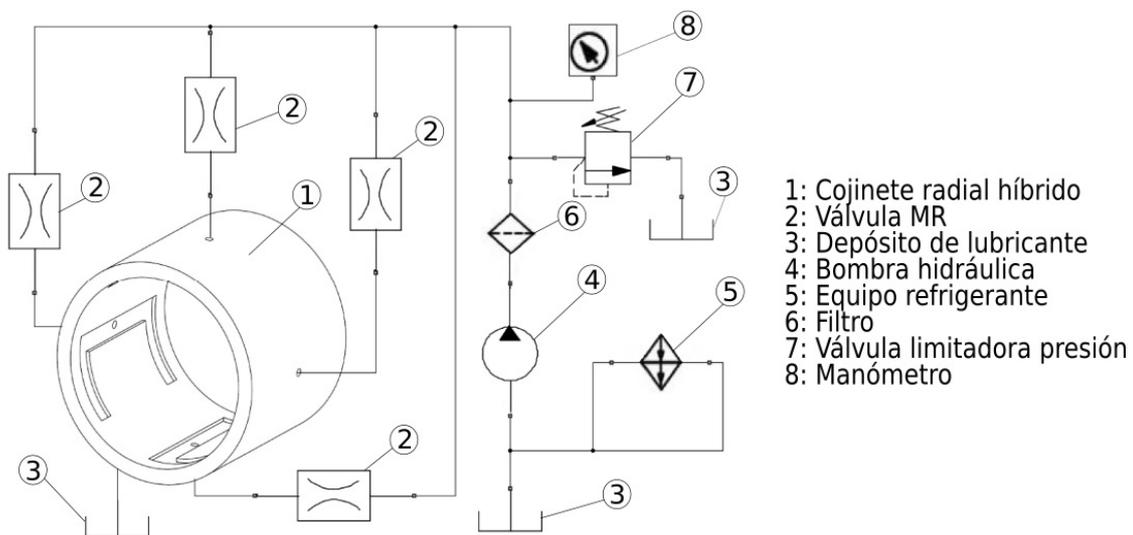


Figura 5-38 Esquema de lubricación hidrostática en cojinete radial híbrido.

Donde las principales ecuaciones son la presión en la cavidad " P_r " en función de la relación de resistencias hidráulicas, (Ecuación 5-44). La carga portante del cojinete " W " que se resuelve de integrar la expresión de la presión en el área del conjunto eje-cojinete, (Ecuación 5-45). Y finalmente la rigidez del cojinete " K " derivando la mencionada carga con respecto al movimiento del eje " ε ", (Ecuación 5-46)

$$P_r = \beta \cdot P_p = \frac{1}{1 + R_i/R_o} \cdot P_p \quad \text{Ecuación 5-44}$$

$$W = \int_{-L}^{+L} \int_{-\pi}^{+\pi} p \cdot dA \quad \text{Ecuación 5-45}$$

$$K = \frac{dW}{d\varepsilon} \quad \text{Ecuación 5-46}$$

5.4.3 Simulaciones magnéticas del conjunto eje-cojinete

El conjunto eje-cojinete que se ha simulado es el que posteriormente se desarrollará en el apartado experimental del banco de ensayos. Las dimensiones y características generales del cojinete y sistema magnético son:

Tabla 5-1 Características general del conjunto eje-cojinete.

Diámetro nominal	50mm
Longitud	50mm
Holgura radial media	100µm
Bobina	500vueltas
Corriente máxima	3A

En la Figura 5-39 se muestra el esquema general del conjunto eje-cojinete, donde se representan las dos bobinas con sus polos magnéticos. De esta forma el campo magnético generado se aplica directamente al fluido situado en el interior del cojinete, cambiando su reología. Las simulaciones se han realizado para determinar la magnetización del fluido MR y con ello las prestaciones del cojinete.

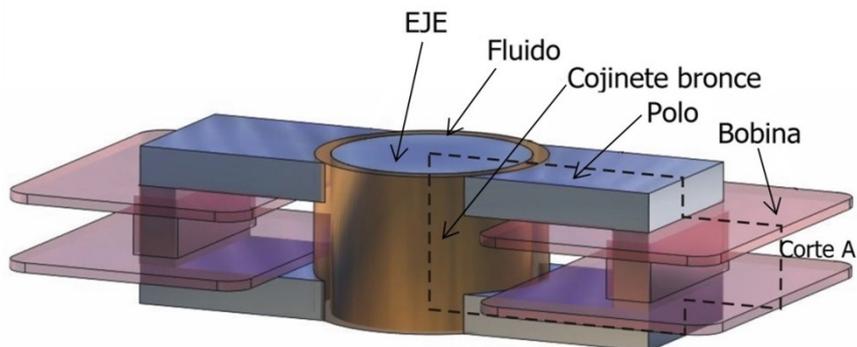


Figura 5-39 Esquema de cojinete hidrodinámico con polos magnéticos.

En la Figura 5-40 se muestra la mitad del eje/cojinete, con los planos de corte que se han definido para el análisis de la intensidad del campo magnético que se genera en el

lubricante, fluido MR. En la Figura 5-41 se muestra la densidad del flujo magnético " B " en el corte " a ", mientras en la Figura 5-42 se plotea la intensidad del campo magnético respecto al plano " c "; eje de abscisa circunferencial de $-\pi/2 \rightarrow +\pi/2$. Por último, en la Figura 5-43 se muestra una imagen del proceso de comprobación del campo magnético mediante un gaussmetro, MAGNET-PHYSIK FH-54.

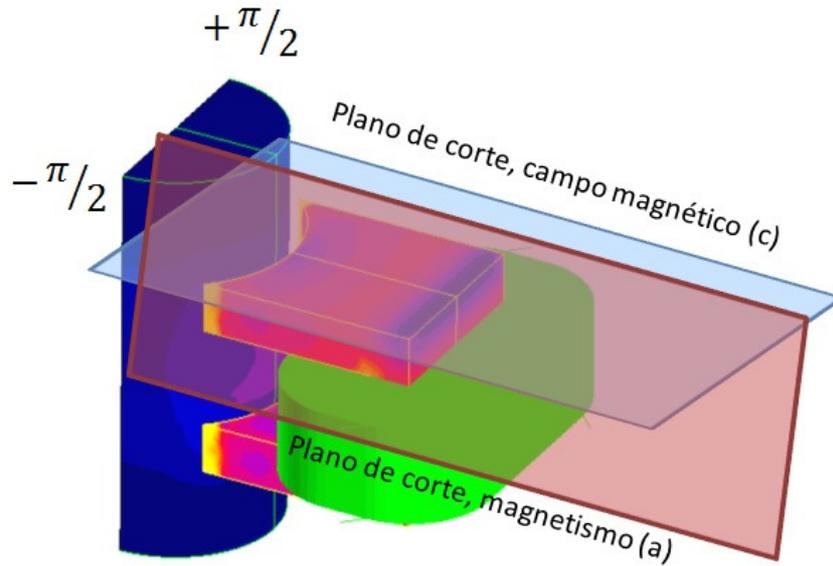


Figura 5-40 Esquema general del conjunto magnético con los planos de corte para el análisis de la intensidad magnética.

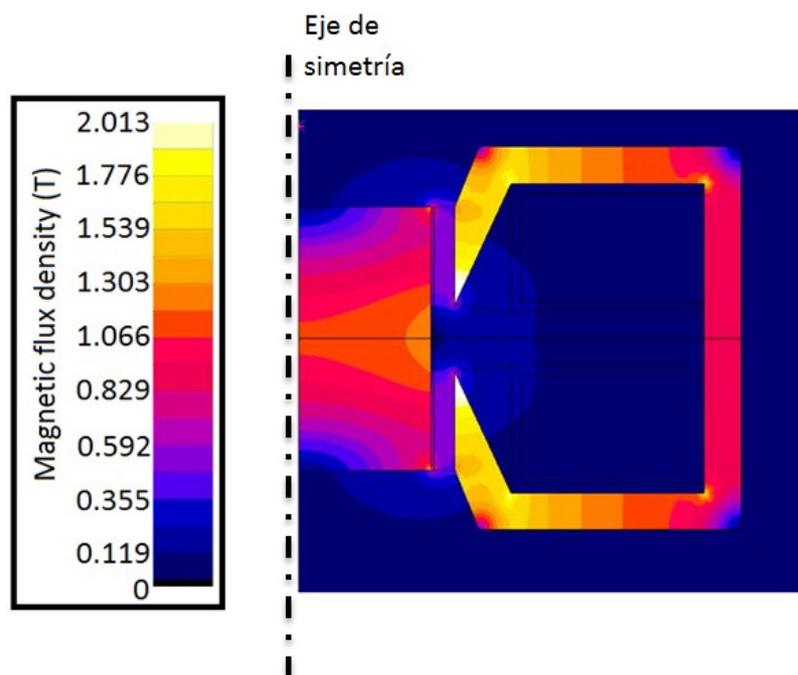


Figura 5-41 Densidad del flujo magnético en el conjunto eje-cojinete, corte (a).

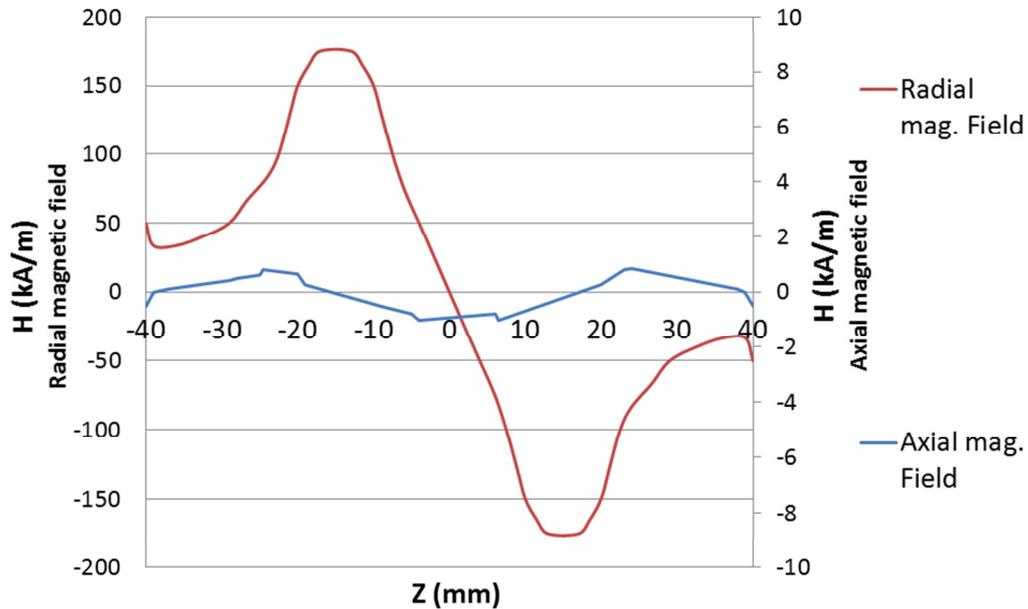


Figura 5-42 Densidad del flujo magnético en el fluido, sección (c).



Figura 5-43 Comprobación del campo magnético generado en el interior del cojinete mediante un gaussmetro manual,

Resumiendo, de las simulaciones magnéticas presentadas se obtiene la inducción que sufre el fluido MR y por tanto el cambio reológico que hay que considerar en los cálculos de los cojinetes lubricados. Para el cálculo de cojinetes con lubricación hidrodinámica se utiliza el modelo desarrollado en el apartado anterior, mientras que si se busca analizar el comportamiento de cojinetes híbridos, en este proyecto se ha hecho uso de una herramienta comercial de CFD, tal y como se describe a continuación.

5.4.4 Simulaciones CFD de cojinetes híbridos

Las simulaciones de CFD se han realizado, al igual que en todo el proyecto de investigación, con la herramienta comercial NX FLOW Advanced de SIEMENS. En este caso, al tratarse de la simulación de un fluido no-Newtoniano, se ha activado el modelo Herschel-Bulkley, el cual se alimenta de los datos procedentes de la simulación magnética y de la caracterización experimental de los fluidos MR.

El modelo de cojinete hidrodinámico sigue los parámetros de modelizado que se han adquirido en la sección 3.3.3, tales como relación de aspecto de malla, densidad de elementos en la película de aceite y densidad de elementos en las zonas de holgura laterales. Teniendo en cuenta estas limitaciones y restricciones en cuanto a la malla, se ha procedido al modelado del cojinete híbrido. El diseño del cojinete híbrido se muestra en la Figura 5-44.

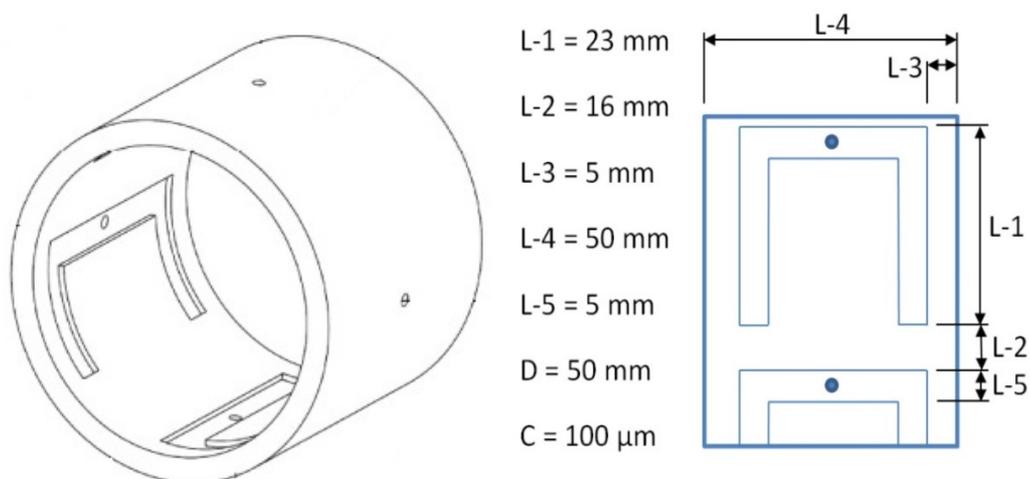


Figura 5-44 Diseño de cojinete radial híbrido con sus principales dimensiones.

Una vez modelizado el cojinete se realizan pruebas para diferentes condiciones de contorno, donde se analiza el efecto de la velocidad de giro del eje y la resistencia hidráulica de las válvulas MR. Analizando el efecto de las válvulas MR se describe el comportamiento hidrostático del cojinete, mientras que incluyendo el efecto hidrodinámico debido a la velocidad de giro del cabezal se describe la lubricación híbrida del cojinete radial estudiado.

Por otro lado se ha analizado el efecto de aplicar la carga de manera alineada con las cavidades, o a 45° , lo que corresponde orientar la fuerza a la distancia media entre cavidades, para una configuración de cuatro cavidades como la de la Figura 5-44. El esquema de cargas aplicadas se presenta en la Figura 5-45.

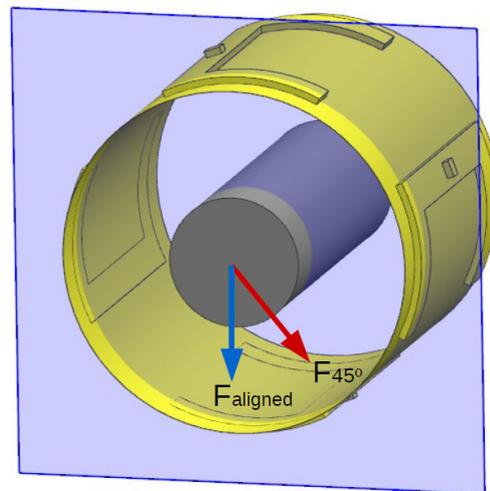


Figura 5-45 Esquema de aplicación de fuerza en modelo de cojinete híbrido en CFD.

En la Figura 5-46 se muestran dos distribuciones de presión sobre el cojinete, hidrodinámica e hidrostática. Ambas se han calculado aplicando la fuerza de manera alineada con la cavidad vertical, vector de fuerza azul de la Figura 5-45; y la presión mostrada corresponde a la obtenida en el plano azul marcado en la misma figura. La presión hidrostática corresponde a la situación de reposo, sin velocidad de giro, mientras que la hidrodinámica representa la presión con el eje girando a velocidad nominal de 200rpm, cojinete híbrido.

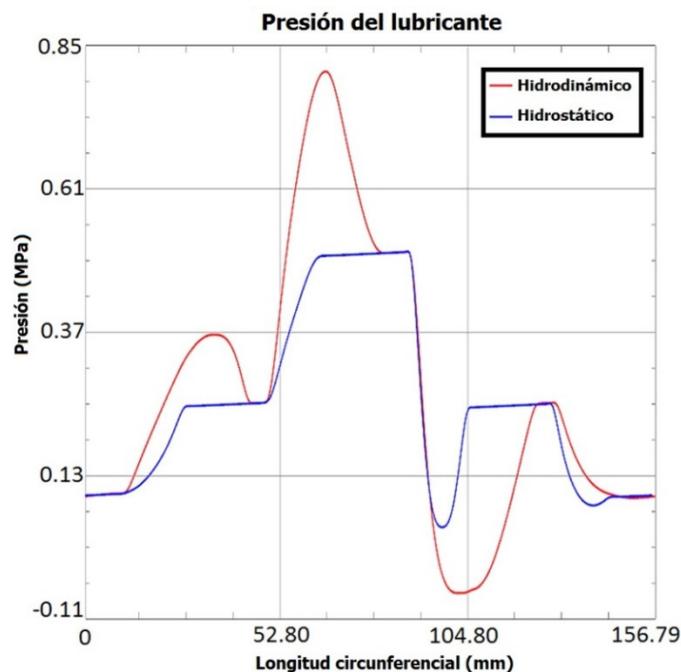


Figura 5-46 Distribución de presión en el cojinete, hidrostática e híbrida.

En la Figura 5-47 se muestra el campo de presiones sobre el cojinete cuando se aplica la fuerza de manera alineada con la cavidad vertical del cojinete (Figura 5-47-a) o a 45° (Figura 5-47-b).

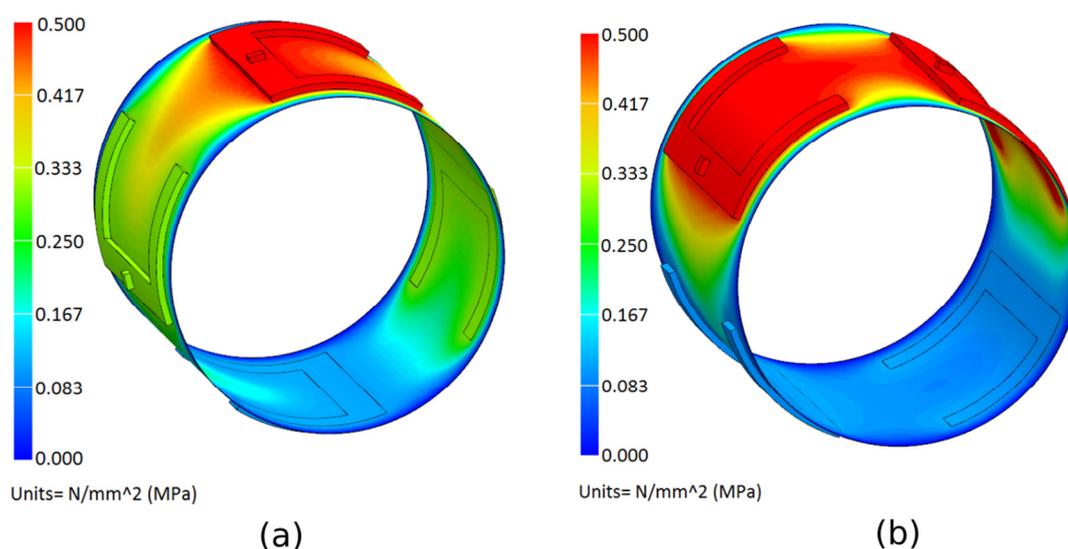


Figura 5-47 Campo de presiones sobre el cojinete, a) fuerza alineada o b) a 45°.

Mediante estos resultados se ha obtenido el comportamiento teórico del cojinete radial alimentado con fluido MR, en régimen de lubricación hidrostática e híbrida.

5.5 BANCO DE ENSAYOS PARA COJINETES ACTIVOS CON LUBRICACIÓN MAGNÉTICA

Para la validación de los diferentes desarrollos mostrados en este apartado se ha diseñado y fabricado un banco de ensayos para prototipos de cojinetes radiales híbridos donde estudiar el comportamiento de la lubricación activa con fluidos magnetoreológicos.

El esquema principal de banco de ensayos se muestra en la Figura 5-48. El eje principal está sustentado por dos paquetes de rodamientos de precisión, donde se asegura un error de movimiento inferior a 2 μ m. A este eje principal se le une un semi-eje que será el que se utilice para estudiar la lubricación en el cojinete activo, tal y como se muestra en la Figura 5-49, y en caso de sufrir daños por desgaste o gripado, su sustitución es más rápida y económica. A su vez, el motor eléctrico acciona el eje mediante un sistema de poleas y correas. Finalmente todo el conjunto está unido a una bancada de gran rigidez y masa, que asegura estabilidad en los ensayos.

El cojinete se ha fabricado en bronce para asegurar unas buenas prestaciones tribológicas, más aun teniendo en cuenta que el lubricante activo (fluido MR) tiene partículas magnéticas en suspensión que en principio no favorecen al desgaste. Por otro lado, el uso del bronce (baja permeabilidad magnética) permite que el campo generado por las dos bobinas situadas en el propio cuerpo de cojinete, exciten el fluido MR del interior del cojinete. Todo este sistema está montado en el cuerpo de cojinete, el cual está guiado con dos patines de rodadura para asegurar un movimiento planar del cojinete (2 GDL, movimiento radial eje vs. cojinete), evitando vuelcos y giros. La fuerza por su parte se aplica con un sistema de husillo, que mediante una célula de carga (INTERFACE SM 20kN) y dos sensores de desplazamiento sin contacto inductivos (Brüel&Kjaer SD-081) de alta precisión $<1\mu\text{m}$, se caracteriza la respuesta del conjunto eje-cojinete

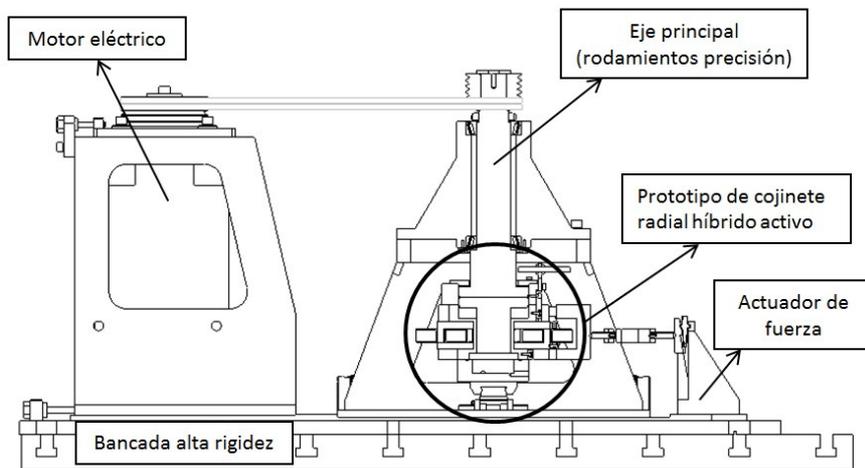


Figura 5-48 Esquema de banco de ensayos para cojinetes radiales lubricados con fluidos MR

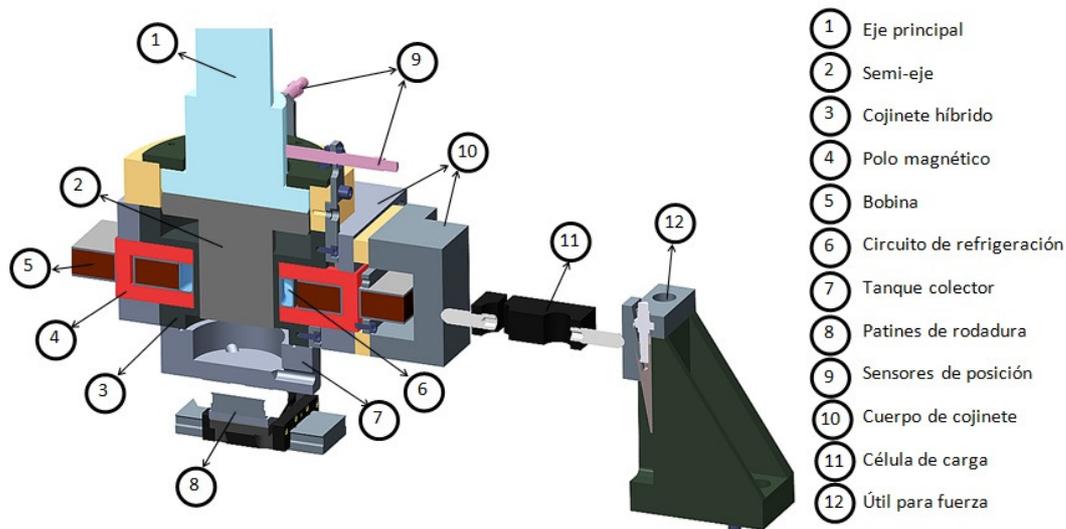


Figura 5-49 Vista general del banco de ensayos para cojinetes híbridos activos.

Las dimensiones del cojinete híbrido, así como las de sus cuatro cavidades, se ha descrito previamente en la Figura 5-44. Una vez se ha fabricado el banco de ensayo, el conjunto de piezas y componentes se muestra en la Figura 5-50.

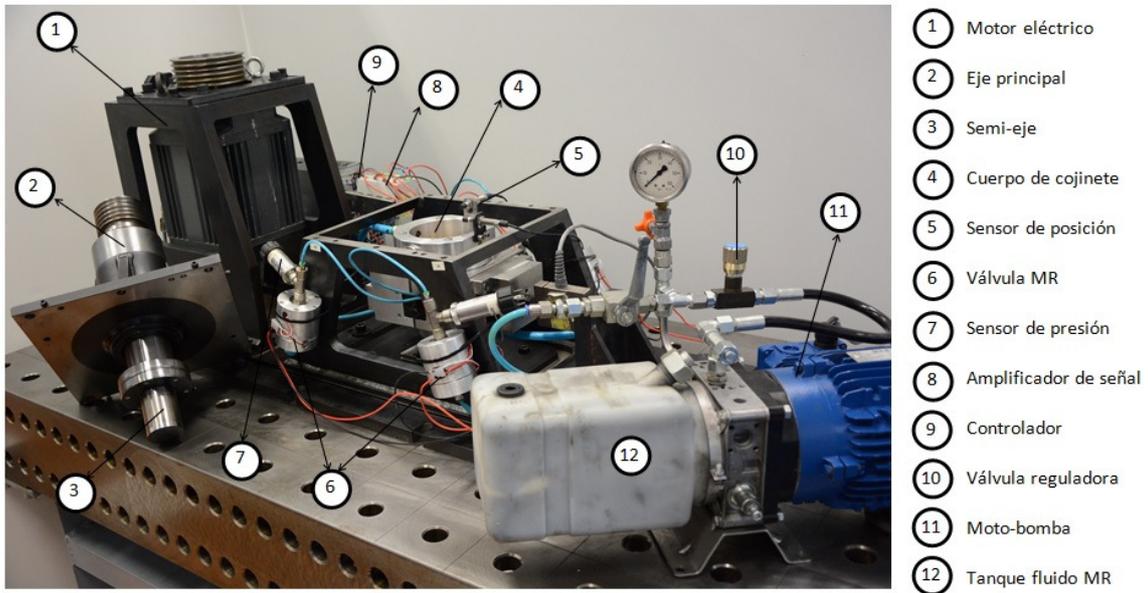


Figura 5-50 Imagen del conjunto de banco de ensayos y prototipo de cojinete híbrido. Mientras que el despiece del prototipo de cojinete híbrido activo se presenta en la Figura 5-51.

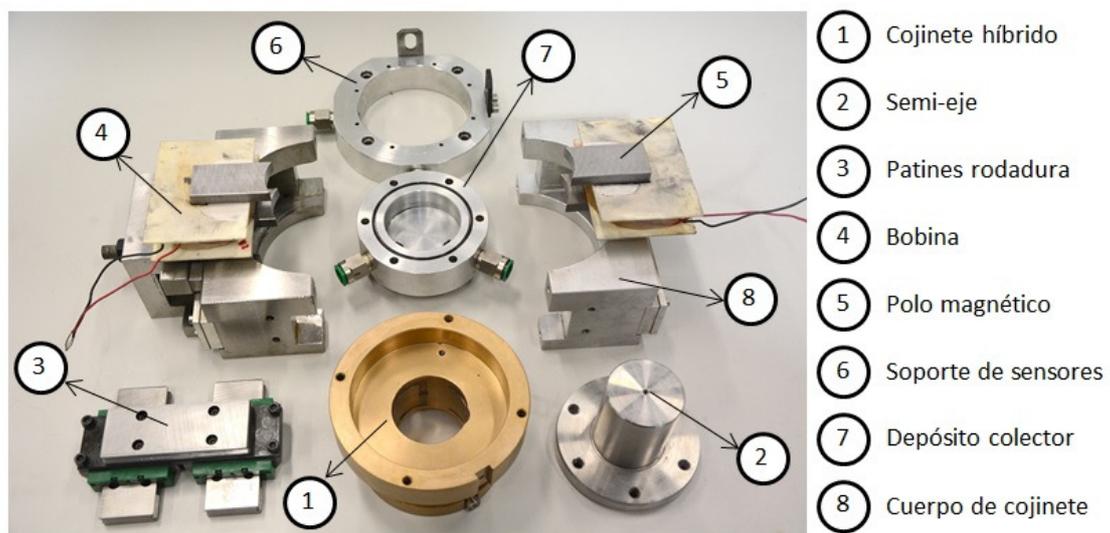


Figura 5-51 Imagen del conjunto de prototipo de cojinete híbrido.



Figura 5-52 Imagen de detalle del anillo de refrigeración del cojinete híbrido activo, temperatura estabilizada con recirculación de agua corriente.

Como se muestra en la Figura 5-50, las cuatro válvulas MR desarrolladas en la sección 5.3.2 de este documento se instalan en el banco de cojinetes híbridos. Estas válvulas trabajan en lazo cerrado con el controlador en tiempo real utilizado en los ensayos, INGTEAM IC3. El diagrama de control de las válvulas dentro del sistema de lubricación activa se muestra en la Figura 5-53. Cada una de las válvulas MR tiene un amplificador de señal para aplicar potencia a las bobinas de cada válvula, dos bobinas por válvula, con una corriente máxima de 5A y 24V.

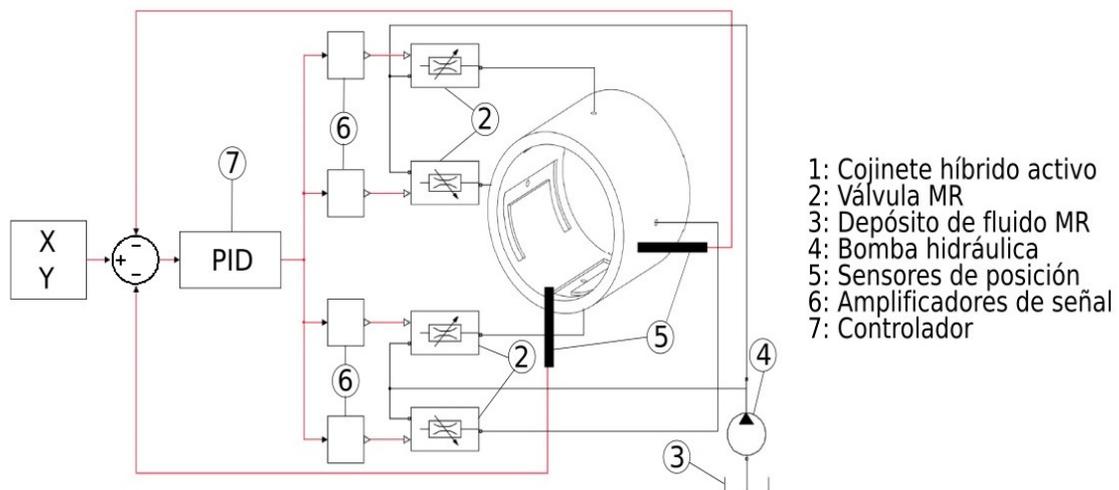


Figura 5-53 Esquema de control de las válvulas MR en el cojinete híbrido activo.

Una vez se ha descrito el banco de ensayos diseñado y fabricado para validar los modelos teóricos desarrollado, a continuación se procede a discutir los resultados alcanzados.

5.6 RESULTADOS EXPERIMENTALES

Los resultados obtenidos en el banco de ensayos se dividen en tres apartados: a) el comportamiento hidrodinámico del eje, b) el comportamiento hidrostático y la respuesta dinámica, y c) el desgaste medido en el conjunto eje-cojinete.

5.6.1 Resultados hidrodinámicos

En estos ensayos se ha analizado el efecto que produce el campo magnético aplicado directamente en el interior del cojinete, cambiando la reología del fluido MR en la película de lubricante. Los ensayos se hacen a dos velocidades de giro, 50rpm y 200rpm, y con campo magnético o sin él. El campo magnético se genera con las bobinas de la Figura 5-51, y su valor en el interior del fluido es calculado en la sección 5.4.3, para a continuación calcular la fuerza y prestaciones por medio del modelo desarrollado en el proyecto, sección 5.4.1. En las condiciones descritas se realizan ensayos de carga, aplicando fuerza con lo utillajes descritos en el apartado anterior y registrando el desplazamiento relativo entre el eje y cojinete. Los resultados de estos ensayos se resumen en las siguientes figuras:

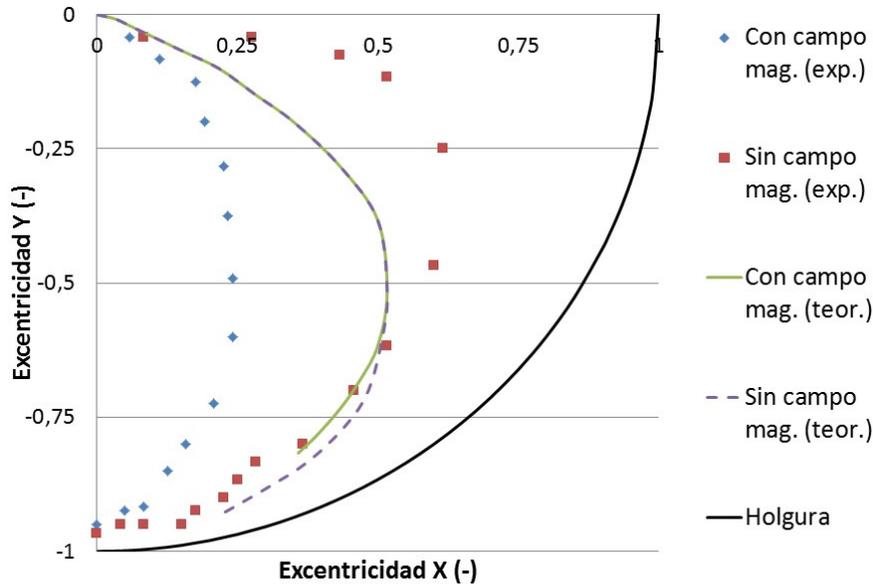


Figura 5-54 Resultados de trayectoria de eje-cojinete, 50rpm.

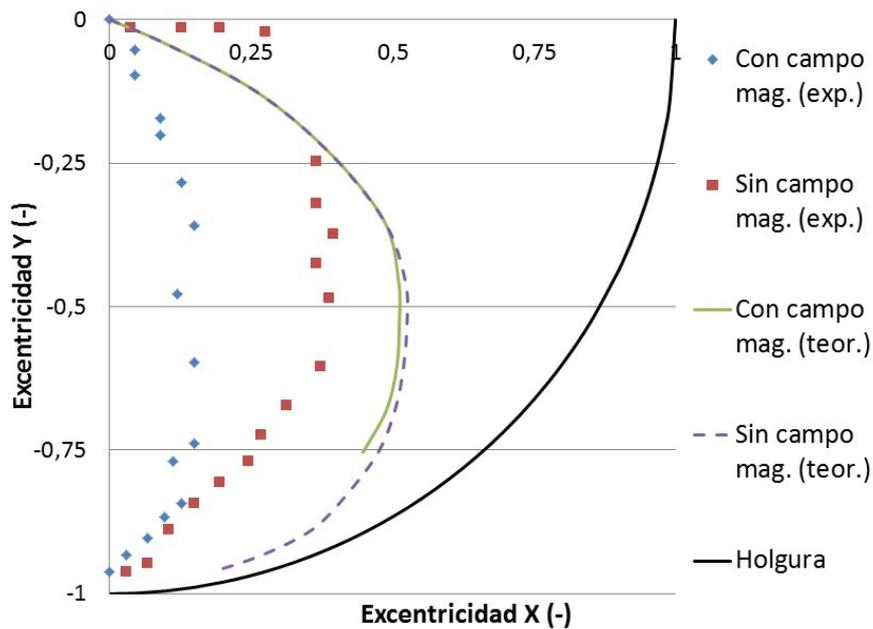


Figura 5-55 Resultados de trayectoria de eje-cojinete, 200rpm.

Como se puede observar en la Figura 5-54 y la Figura 5-55, el comportamiento de los cojinetes hidrodinámicos lubricados con fluido magnéticos es mucho más lineal que los convencionales. La trayectoria habitual (elíptica) que forma el desplazamiento del eje en el interior del cojinete se ve muy atenuada, por lo que para aplicaciones donde se requiera de linealidad entre fuerza/reacción y desplazamiento, por ejemplo en controles de posición de eje, esta puede ser una solución viable. Los resultados de capacidad de carga se muestran en la Figura 5-56 y Figura 5-57:

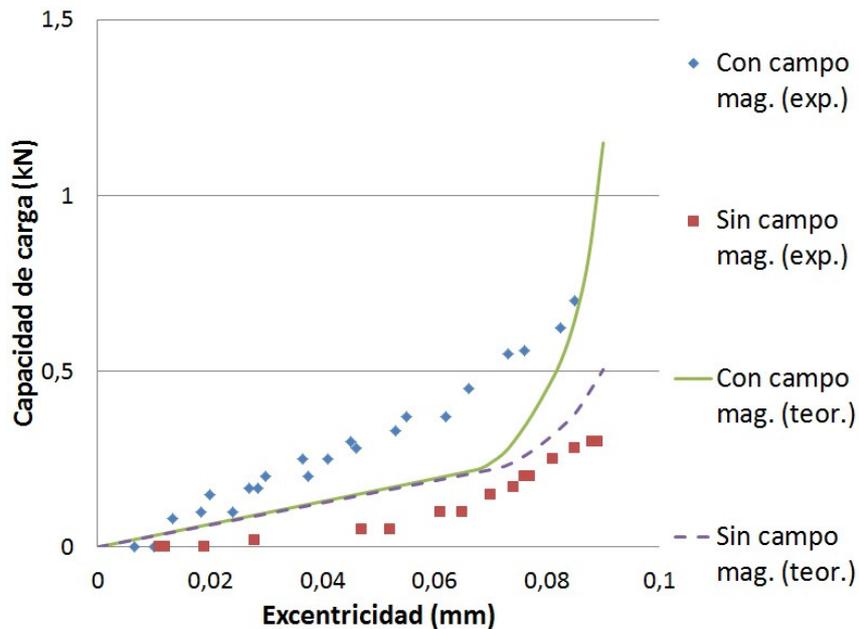


Figura 5-56 Capacidad de carga de eje-cojinete hidrodinámico activo, 50rpm.

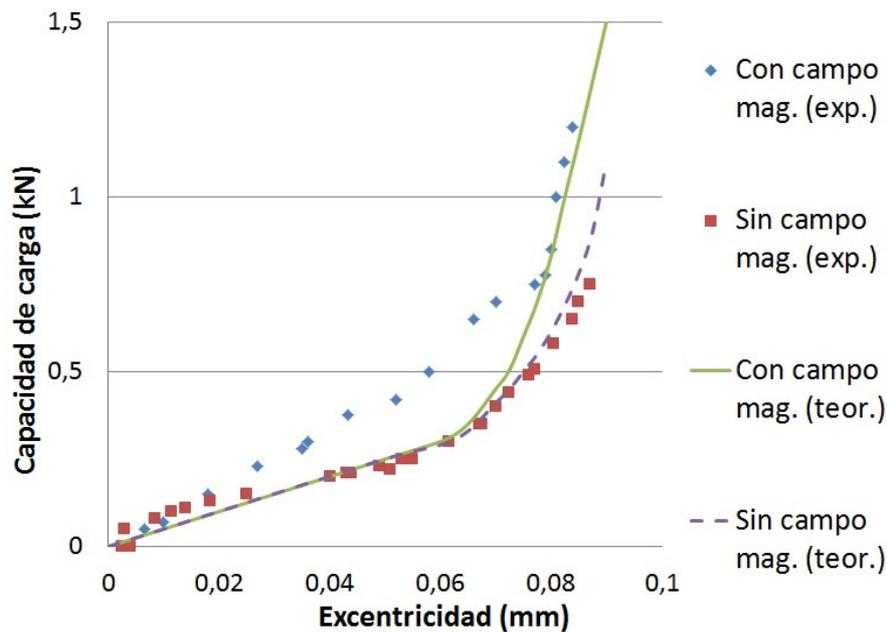


Figura 5-57 Capacidad de carga de eje-cojinete hidrodinámico activo, 200rpm.

Como se puede observar en la Figura 5-56 y Figura 5-57 la rigidez del cojinete se ve aumentada al menos un 50% para rangos de excentricidad de entre $0,4 < \epsilon < 0,7$, y con ello la carga portante (capacidad de carga útil) del cojinete. Queda demostrado por tanto que la lubricación activa basada en fluidos magnetoreológicos mejora notablemente el comportamiento de los cojinetes hidrodinámicos.

5.6.2 Comportamiento hidrostático

Para analizar el comportamiento hidrostático del cojinete híbrido se ha estudiado la carga máxima portante antes de mostrar un desplazamiento eje-cojinete. Dado que la lubricación activa en lazo cerrado con las válvulas MR descritas no permiten que el eje se desplace con respecto al cojinete, se ha ido aumentando la fuerza hasta que el cojinete supera la capacidad de carga máxima y termina por ceder. Por tanto, debajo de una carga crítica, la cual está en función de la dirección en la que se aplica (alineada o no con las cavidades, Figura 5-47), el cojinete se puede decir que tiene rigidez infinita. En los resultados experimentales se ha demostrado este comportamiento, con una señal de los sensores inductivos procedente del desequilibrio y ruidos eléctricos varios inferior al $\pm 5\%$ de la holgura del cojinete, Figura 5-58.

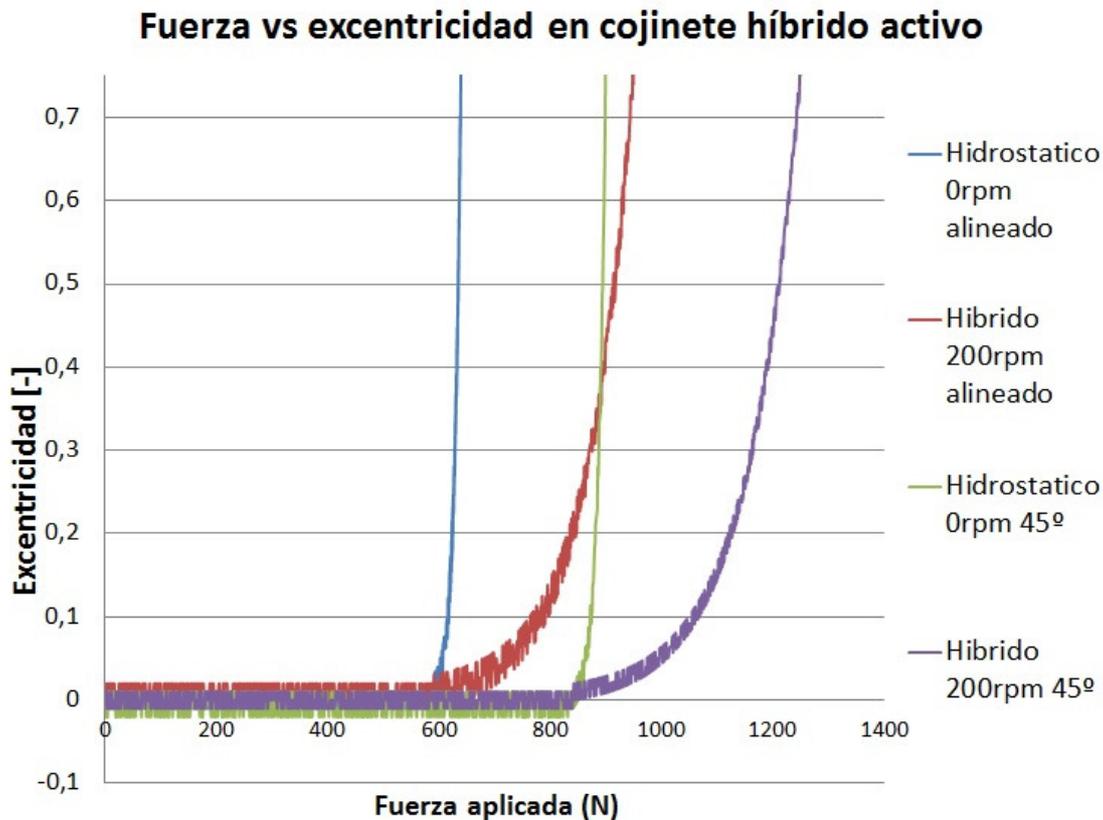


Figura 5-58 Capacidad de carga de cojinete híbrido con lubricación activa

Cuando se supera la mencionada fuerza, la rigidez cae dramáticamente, más aún en los casos de comportamiento puramente hidrostático (sin velocidad de giro). En los ensayos con giro a 200rpm la carga se pudo aumentar todavía más gracias a la presión hidrodinámica. Resumiendo, la carga máxima para el prototipo estudiado ha llegado a un rango entre 600N y 1200N, dependiendo de la velocidad de giro del eje y la dirección en la que se aplica la fuerza, alineada con las cavidades o no, Figura 5-58.

Durante los ensayos no se ha superado la excentricidad relativa de $\epsilon < 0.75$, principalmente por motivos de seguridad.

Por otro lado se ha analizado el comportamiento dinámico del cojinete híbrido activo, con el objetivo de estudiar si esta tecnología pudiera ser útil para ser aplicada en la cancelación de fuerzas y vibraciones. Se ha medido el tiempo necesario para responder a una función escalón introducida a la señal de las válvulas MR, y de aquí se ha obtenido la constante de tiempo del sistema. Los resultados se resumen en la Figura 5-59, donde se grafica la señal introducida como corriente a las bobinas (Com.) y el desplazamiento relativo entre eje y cojinete medido por los sensores.

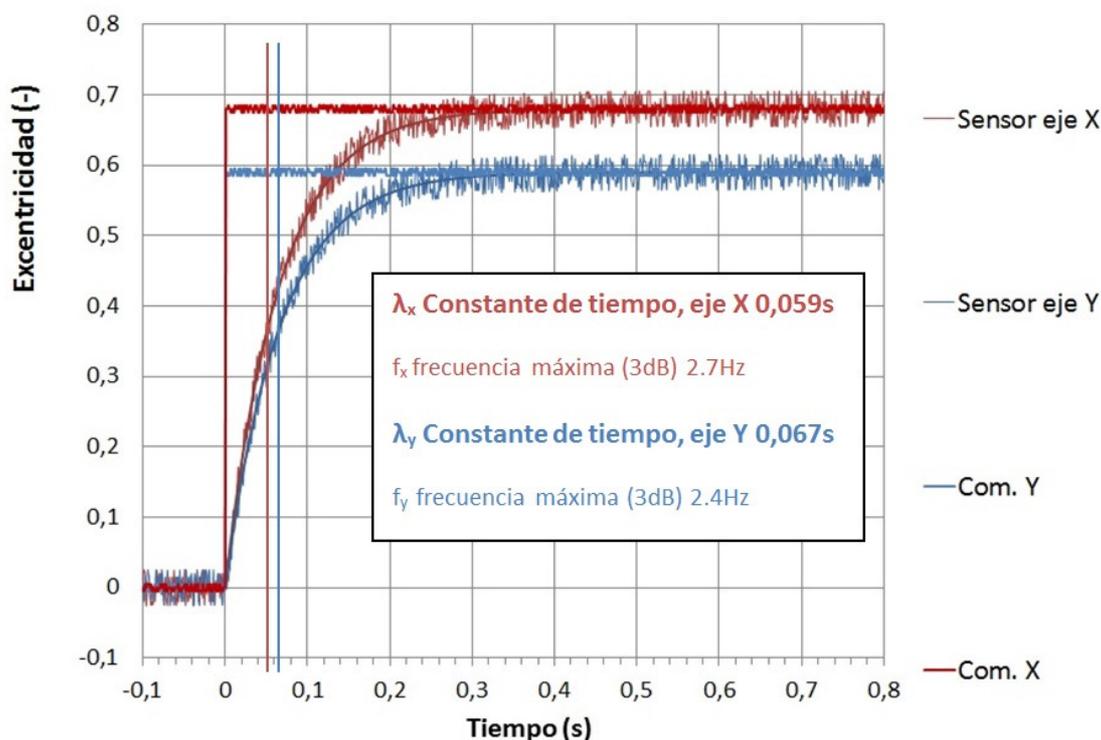


Figura 5-59 Respuesta en el tiempo del cojinete híbrido activo alimentado con cuatro válvulas MR.

Como se muestra en la Figura 5-59, la constante de tiempo para ambos ejes se sitúa en el rango de 0,06-0,07s, con pequeñas variaciones que pueden provenir de diferencias en el comportamiento experimental: fabricación, montajes, incertidumbre de ensayo, etc. Por lo tanto el ancho de banda para 3dB es inferior a 3Hz. Con estos valores experimentales se hace inviable una solución de compensación de fuerza a alta frecuencia basada en cojinetes activos con fluidos magnéticos y válvulas MR.

Tomando como ejemplo el desequilibrio que pueden mostrar los cabezales de tornos y rectificadoras, los cuales trabajan en el orden de 2000rpm, la solución de compensación para este fenómeno debería rondar los 33Hz, más de diez veces la capacidad mostrada por los cojinetes analizados. Por otro lado, la capacidad de rigidez estática ha demostrado alcanzar valores extremos (cuasi-infinito) dentro del rango de trabajo, por lo que resultaría de una solución de gran interés para aplicaciones de ultraprecisión.

5.6.3 Ensayos de desgaste

Por últimos se han realizado ensayos de desgaste en el eje y cojinete. Los fluidos magnéticos nos son lubricantes, son líquidos que en su interior tienen partículas

magnéticas en suspensión, principalmente de hierro, por lo que un contacto continuado puede provocar un desgaste prematuro de eje o cojinete.

Se ha medido la rugosidad del eje y del cojinete durante un ensayo que ha consistido en girar en vacío (sin carga) a 1000rpm durante 1000 horas, con paradas periódicas para tomar muestras. Las mediciones de rugosidad se han realizado en cuatro puntos, tal y como se muestra en la Figura 5-60:

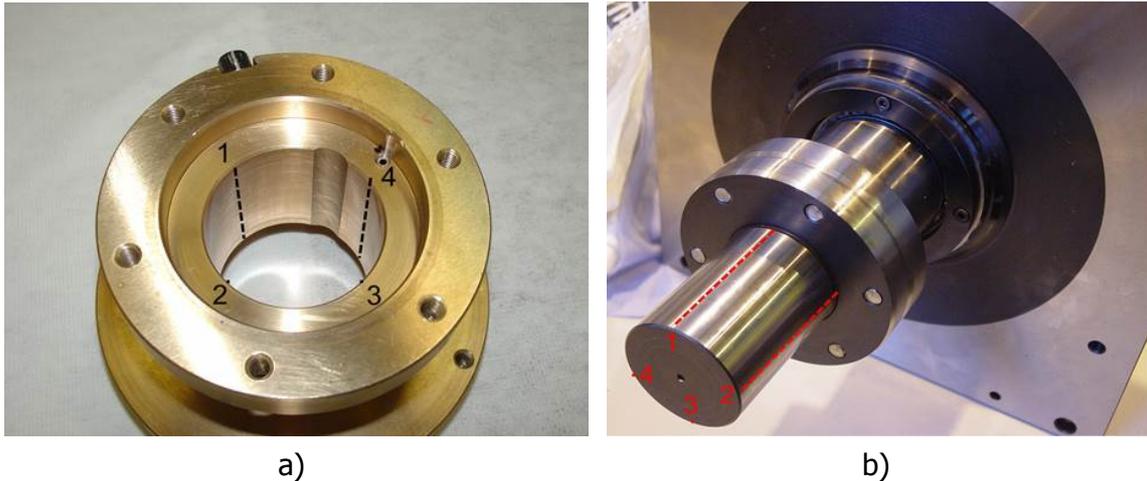


Figura 5-60 Ensayo de rugosidad y desgaste, puntos de control; a) cojinete y b) eje.

Los valores de rugosidad (R_a y R_z) para el cojinete y el eje se han medido durante la 1000 horas de ensayos de manera periódica, con mayor frecuencia al inicio y cada 200 horas al final del ensayo. En la Figura 5-61 y la Figura 5-62 se muestran los valores de rugosidad obtenidos durante el ensayo.

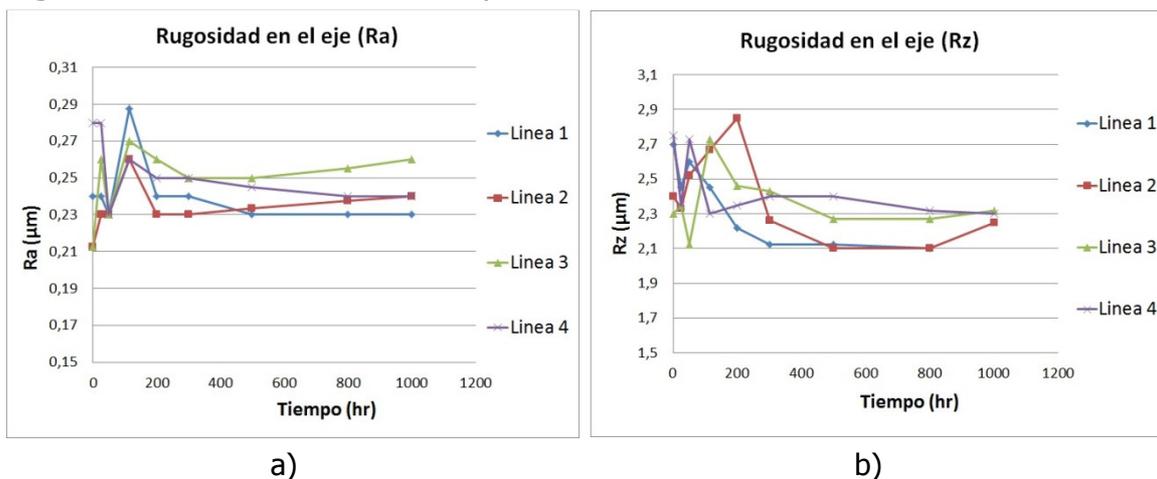


Figura 5-61 Resultados de rugosidad en el eje, a) R_a y b) R_z .

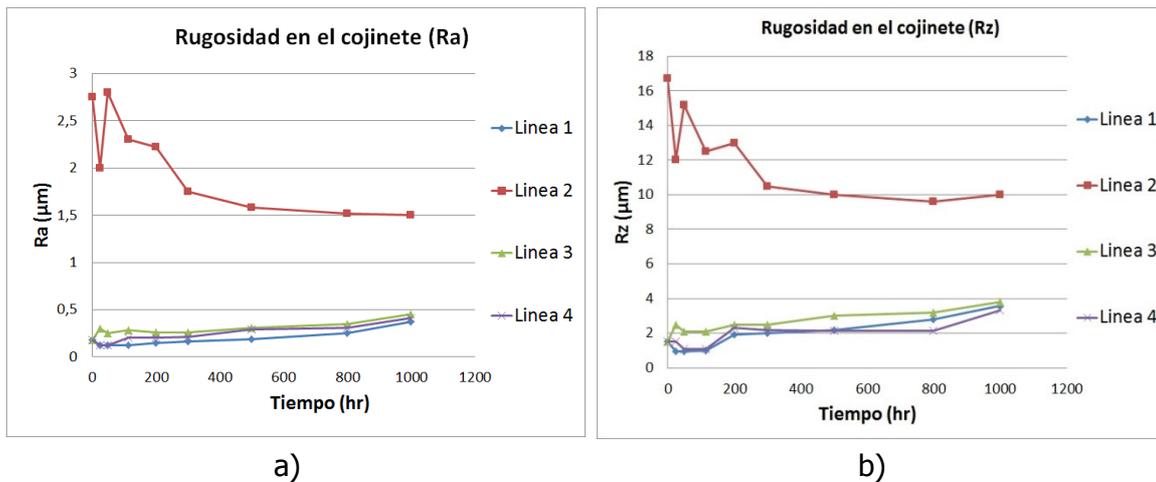


Figura 5-62 Resultados de rugosidad en el cojinete, a) Ra y b) Rz.

Tal y como se puede observar en la Figura 5-61 la rugosidad del eje no se ve alterada durante el ensayo. Esto es lógico dado que se trata de un eje fabricado en acero de alta resistencia con tratamiento térmico superficial para alcanzar una dureza superior a 55HRc. En cuanto a los valores de rugosidad en el cojinete (Figura 5-62), se muestra que en un punto (2) la rugosidad es muy alta en todo el ensayo. Se descarta este punto de control dado que al final del ensayo se ha comprobado que dicha zona presentaba una ralladura que probablemente se haya hecho en el montaje. Respecto al resto de puntos de control se puede apreciar un leve ascenso de la rugosidad, compatible con el desgaste que producen las partículas en suspensión del fluido magnético. Determinar si este desgaste es asumible para futuras aplicaciones queda a criterio del diseñador.

Capítulo 6

Juntas de estanqueidad basadas en fluidos magnéticos

6.1 INTRODUCCIÓN

Las juntas de estanqueidad son elementos que permiten aislar dos cuerpos con movimiento relativo entre sí. Cuando se trata de ejes de cabezales estas juntas pueden ser estáticas o dinámicas. Las juntas estáticas están diseñadas para soportar presión en reposo (0rpm), y en caso de existir movimiento se ha de asumir un desgaste entre las partes que conforman la propia junta. En este caso las aplicaciones habituales se basan en elementos flexibles fabricados con elastómeros. Cuando la aplicación requiere trabajar a alta velocidad las juntas se denominan dinámicas y funcionan mediante laberintos presurizados de aire. Estos dispositivos son muy eficientes a velocidad nominal de trabajo, pero en reposo producen fugas y no aseguran estanqueidad.

Las juntas de estanqueidad son básicas para asegurar un correcto funcionamiento de los cabezales de máquinas herramienta de precisión que incorporan cojinetes de lubricación presurizados. Tanto la fuga de lubricante del interior del cabezal, como la contaminación del propio lubricante con el fluido de corte, micro-virutas, abrasivo, etc., son aspectos que se han de evitar en toda máquina de calidad.

Teniendo en cuenta que existe un movimiento relativo con velocidad elevada entre el eje y el cuerpo del cabezal, pero que también es necesario asegurar estanqueidad en reposo, las juntas que se integren deberán de cumplir con: bajo rozamiento y desgaste, larga vida útil y elevada capacidad de presurización tanto en reposo (0rpm) como a velocidad nominal de trabajo.

En esta sección se presenta el desarrollo de una junta de estanqueidad basada en fluidos magnéticos, (Figura 6-1). Para ello se hace uso de los fluidos activos comerciales que se han descrito y caracterizado en la sección 5.2.2: Fluido magnetoreológico de LORD Corp. MRF 122-2ED y un ferrofluido de FERROTEC APG s10n. Basado en estos dos fluidos magnéticos se ha modelizado y calculado la capacidad de presurización que presentan las juntas de estanqueidad.

Finalmente se ha diseñado y fabricado un banco de ensayos donde validar los prototipos de juntas. La base del banco de ensayos es la misma que la utilizada para los cojinetes híbridos activos, sección 5.5 y Figura 5-48. En el prototipo se ensayan y caracterizan experimentalmente las juntas basadas en fluidos magnéticos, para terminar con el análisis de los principales resultados.

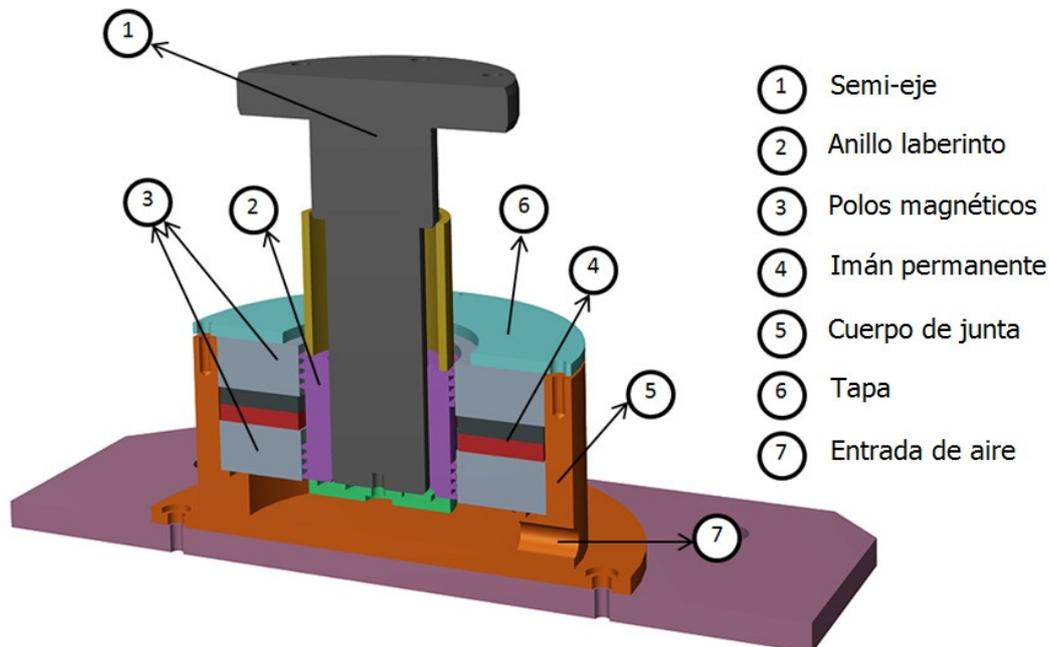


Figura 6-1 Esquema general del prototipo de junta de estanqueidad basada en fluidos magnéticos.

En la Figura 6-1 se muestra una vista en corte del prototipo de junta de estanqueidad que se ha desarrollado a lo largo del presente capítulo. A continuación se enumeran los

componentes que conforman el prototipo para describir el principio de funcionamiento del sistema:

1. Semi-eje: Se trata de la parte giratoria del sistema, junto con el "anillo laberinto" (número 2). El semi eje se monta al eje del banco de ensayos, del mismo modo que en el caso de los cojinetes híbridos activos, Figura 5-48.
2. Anillo laberinto: Se trata de la pieza que tiene la función de direccionar y concentrar el campo magnético para crear las juntas de presurización de ferrofluidos y fluidos MR. Se han estudiado diferentes formas de secciones de anillos, como se verá a continuación.
3. Polos magnéticos: Direccionan el campo magnético creado por el "imán permanente" (número 4) hacia el "anillo laberinto" (número 2).
4. Imán permanente: Se trata de un imán permanente de geometría anular y material de ferrita de estroncio.
5. Cuerpo de junta de estanqueidad: Se trata de la estructura dentro de la cual se genera la sobrepresión mediante aire comprimido.
6. Tapa superior: Cierre del conjunto.
7. Entrada de aire comprimido: Entrada de aire comprimido en el cuerpo de la junta de estanqueidad para determinar la capacidad de presurización de las juntas de fluidos magnéticos.

6.2 MODELIZACIÓN DE JUNTA DE ESTANQUEIDAD CON SIMULACIÓN MAGNÉTICA

En esta sección se ha desarrollado un modelo de comportamiento de juntas de estanqueidad basadas en fluidos magnéticos. Debido a sus diferencias en la naturaleza de comportamiento, se ha trabajado en un modelo para fluidos magnetoreológicos y otro para ferrofluidos. Estos modelos teóricos son utilizados para dar soporte al diseño del prototipo (sección 6.3) para finalmente se validados con ensayos experimentales en la sección 6.4. Este modelo considera dos fenómenos, el campo magnético en las juntas y la presurización en el fluido.

Las simulaciones magnéticas para determinar la intensidad del campo magnético sobre el fluido se han realizado con el software de elementos finitos de código abierto FEMM. A continuación se ha determinado la presión soportada por el fluido (estanqueidad) mediante el modelo (Park et al. 1994), resuelto por integración numérica en un código de desarrollo propio. Estos resultados a su vez se basan en la caracterización magnética y reológica que se ha realizado a los fluidos en la sección 5.2.2.

6.2.1 Diseño del anillo laberinto con simulación magnética

El “anillo laberinto” pieza número 2 de la Figura 6-1 tiene una función capital en el comportamiento de la junta de estanqueidad basada en fluidos magnéticos. La geometría que se confiera a la sección de los anillos hará que el campo magnético se concentre de diferente manera, haciendo que la intensidad del campo magnético sobre el fluido varíe. El objetivo de este estudio es analizar diferentes geometrías de secciones que sean factibles de fabricar para seleccionar una de ellas, la cual se llevará a la fabricación.

Se han analizado cuatro secciones de anillos diferentes, tal y como se muestra en la Figura 6-2. La primera opción (a) se trata de una superficie lisa, sin anillos, y se ha estudiado como caso de control. En esta Figura 6-2(a) se muestra también los cinco puntos de control que se utilizarán para analizar los resultados. Las tres restantes se han diseñado tomando tres geometrías básicas: b) anillo rectangular, c) en diente de sierra, y d) en forma triangular. En todos los casos la holgura, material, y campo generado por el imán permanente es idéntico, por tanto la única variable que se analiza es la geometría del anillo.

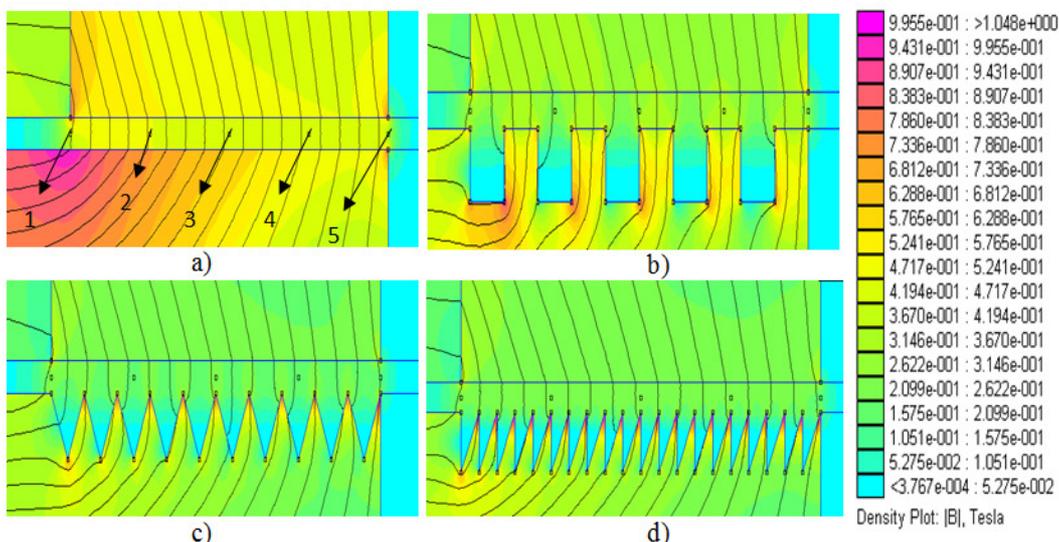


Figura 6-2 Distribución de densidad de flujo magnético para diferentes geometrías en los anillos de la junta: a) junta plana, sin anillos, b) anillo cuadrado, c) anillo en diente de sierra, y d) anillos triangulares.

Las simulaciones se han realizado asumiendo un eje de simetría, por tratarse de una estructura cilíndrica, tal y como se muestra en la vista en sección de la Figura 6-1.

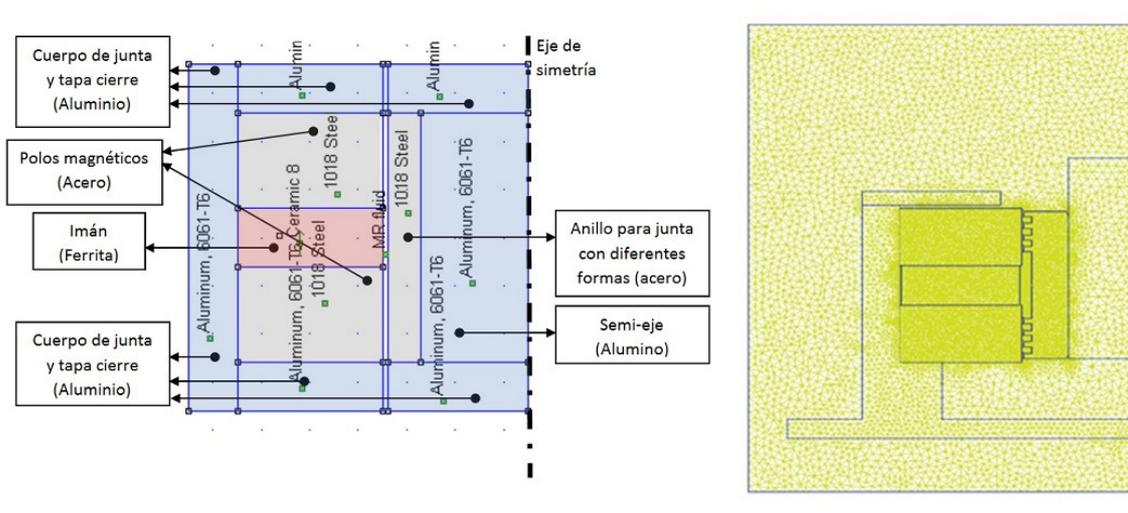


Figura 6-3 Modelo magnético de junta de estanqueidad con detalle de malla.

El modelo magnético simulado se muestra en la Figura 6-3, con la descripción de las diferentes partes que componen el sistema (nombre y material), así como un detalle de la malla utilizada durante las simulaciones.

Los resultados de las simulaciones se postprocesan para una más clara interpretación, así primeramente se obtiene el valor del campo magnético (dado en Tesla) para los cinco puntos de control de la Figura 6-2(a). De estos valores se obtiene el mínimo, máximo y la media, seleccionando esta última para su posterior fabricación. El resumen de los resultados para los cuatro casos se muestra en la Tabla 6-1.

Tabla 6-1 Resultados de simulaciones magnéticas en juntas de estanqueidad, valores de campo (T)

Geometría	Puntos de control en el modelo (T)					B_{min}	B_{max}	B_{ave}
	1	2	3	4	5			
Plano	0.4167	0.4719	0.4661	0.4620	0.3443	0.3433	0.4760	0.4167
Rectangular	0.4481	0.3770	0.4641	0.5026	0.3832	0.3591	0.5105	0.4398
Sierra	0.4885	0.4206	0.4603	0.4127	0.3534	0.3534	0.4939	0.4236
Triangular	0.4620	0.4508	0.4459	0.4424	0.3486	0.3486	0.4729	0.4107

Considerando los resultados se concluye que los anillos con sección de geometría rectangular presentan la mayor densidad de flujo magnético sobre el fluido (de 0.359T a 0.510T), y por tanto la mayor capacidad de presurización de entre las opciones probadas.

6.2.2 Capacidad de presurización de fluidos magnéticos

En esta sección se va a analizar la capacidad de presurización que presentan los fluidos MR y los ferrofluidos, entendiéndose por presurización la diferencia de presión que son capaces de soportar en los anillos de la junta. Al tratarse de dos fluidos cuya respuesta magnética y reológica es muy diferente, tal y como se comprobó en la caracterización experimental de fluidos (apartado 5.2.2), esta sección se desdobra en dos puntos: a) capacidad de presurización de juntas con ferrofluidos, y b) con fluidos magnetoreológicos.

a) Juntas de estanqueidad con ferrofluidos

La presión que pueden soportar las juntas basadas en ferrofluidos viene dada por la Ecuación 6-1 que para anillos estrechos y con gran campo magnético -como los analizados en este trabajo- se puede asemejar a la Ecuación 6-2, (Horak y Szczęch 2013).

$$p_m = \max \left[\int_{H_2}^{H_1} \mu_0 M dH \right] \quad \text{Ecuación 6-1}$$

$$p_m \approx \max[\mu_0 M_s (H_2 - H_1)] \quad \text{Ecuación 6-2}$$

Donde " p_m " es la presión en el fluido debido al campo magnético, " μ_0 " es la permeabilidad del vacío, " M_s " es la saturación magnética del fluido, " H " es la intensidad del campo magnético, y " H_1 y H_2 " son los valores del campo magnético a ambos lados de la superficie libre del ferrofluido dentro de cada uno de los anillos que forman la junta de estanqueidad.

En la Ecuación 6-1, " M " es función de " H ", tal y como se muestra en la Figura 6-4. En los casos donde el campo magnético es muy elevado en comparación al valor de la saturación del fluido " M_s ", la variación de " M " con respecto " H " se puede despreciar, de tal modo que la magnetización se asemeja al valor de la saturación del fluido " M_s ", y la Ecuación 6-1 se reduce a la expresión mostrada en la Ecuación 6-2.

La presión máxima que puede soportar cada uno de los anillos viene determinada por la máxima diferencia de campos magnéticos, " H_1 y H_2 ". A esta diferencia de campo se le asigna un volumen de fluido, del orden del que finalmente dispondrá el banco de ensayos, al cual se le genera un movimiento infinitesimal en la dirección axial del eje.

El modelo a su vez se alimenta de los datos experimentales recogidos en la caracterización del ferrofluido, en especial la caracterización magnética, Figura 5-13 y Figura 5-14.

Finalmente la presión del fluido (la capacidad de presurización) se calcula integrando la Ecuación 6-1 tal y como se presenta de manera gráfica en la Figura 6-4. La presión máxima se determina para un volumen dado de ferrofluido confinado debido al gradiente del campo magnético alrededor de cada una de los anillos que compone la junta de estanqueidad. Así, el resultado de la simulación corresponde a la capacidad de cada uno de los anillos, por lo que para determinar la capacidad total hay que multiplicarlo por el número de anillos, ocho en el caso de este estudio.

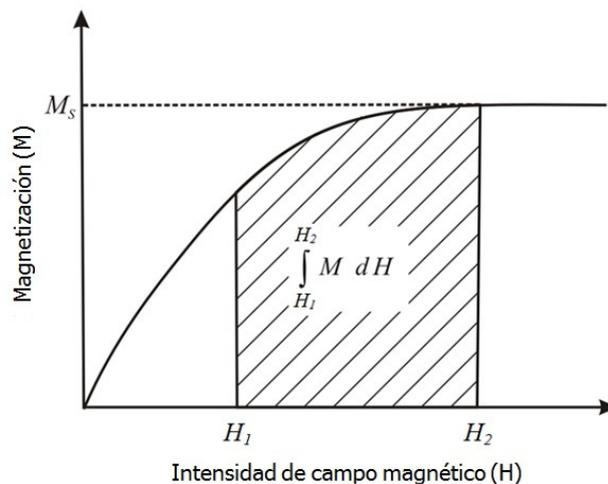


Figura 6-4 Magnetización del fluido e intensidad del campo magnético aplicado, cálculo de presurización de ferrofluido (Ecuación 6-1)

b) Juntas de estanqueidad con fluidos MR

La naturaleza bien diferente del comportamiento de los fluidos MR en comparación a los ferrofluidos requiere de un tratamiento diferenciado del cálculo de la estanqueidad.

Los cálculos de la capacidad de presurización de juntas con fluidos MR se basan en el esfuerzo cortante de fluencia que muestran estos fluidos cuando son sometidos a campos magnéticos severos, esfuerzo cortante plástico, " τ_0 ". La presión soportada por la junta vendrá por tanto determinada por el producto del número de anillos y el esfuerzo cortante de fluencia medio que se produce en cada uno de ellos. Una vez se calcula el esfuerzo cortante de fluencia que muestra el fluido MR (yield stress, " τ_0 "), valor que se determina de la simulación magnética y la caracterización experimental del fluido, la presión en cada anillo de la junta se obtiene integrando la Ecuación 6-3:

$$F_m = 2\pi \left(R_i \int \tau_0(H_i) dz + R_e \int \tau_0(H_e) dz \right) \tag{Ecuación 6-3}$$

Donde " R_i " y " R_e " son los valores del radio interno y radio externo de los polos magnéticos; " H_i " y " H_e " son la intensidad del campo magnético nuevamente en el interior y exterior de la superficie de los polos. De cualquier modo, y si " H " no varía

significativamente en la holgura entre el anillo-laberinto y los polos, se puede afirmar que " $H_i \approx H_e \approx H$ ", y así se obtiene la Ecuación 6-4:

$$F_m = 2\pi(R_i + R_e) \int \tau_0(H) dz \quad \text{Ecuación 6-4}$$

Finalmente, la fuerza que soporta el fluido se divide por el área anular del anillo " A_r " para así determinar la presión que es capaz de genera la junta " p_m ", o como se ha denominado a lo largo del capítulo, capacidad de presurización. Este valor se obtiene mediante la Ecuación 6-5.

$$p_m = F_m / A_r \quad \text{Ecuación 6-5}$$

6.3 DISEÑO DE BANCO DE ENSAYOS Y PROTOTIPO

El análisis experimental del prototipo de junta de estanqueidad basada en fluidos magnéticos se ha realizado en un banco de ensayos similar al de los cojinetes híbridos activos, sección 5.5 y Figura 5-48.

En este caso se ha reemplazado el prototipo de cojinete híbrido activo por la junta de estanqueidad, tal y como se muestra en la Figura 6-5. Las juntas se analizan a diferentes condiciones de trabajo: Velocidad de giro del eje imprimido por el motor eléctrico, y la presión de estanqueidad a través de la entrada de air comprimido.

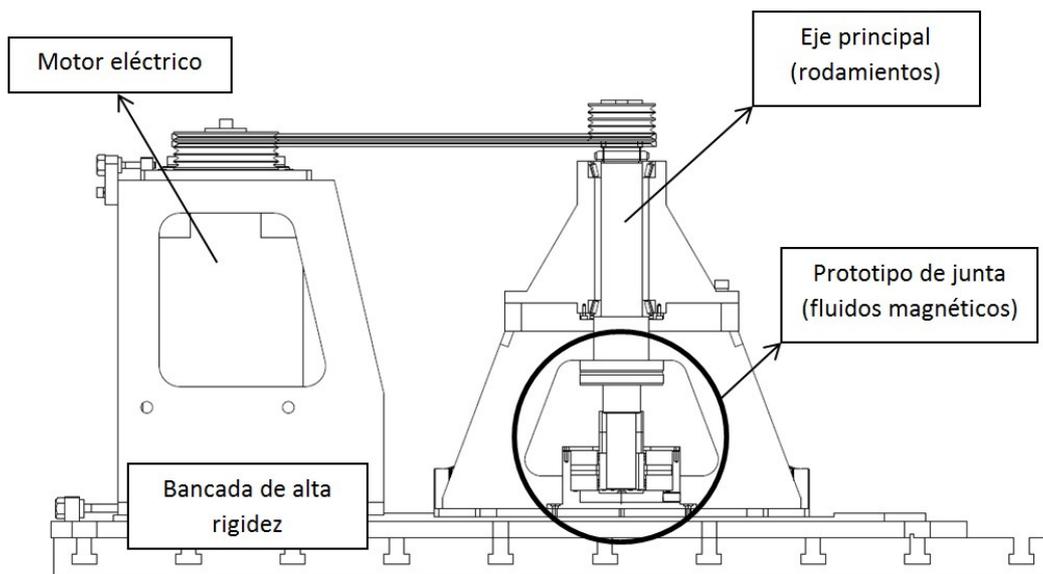


Figura 6-5 Banco de ensayos de junta de estanqueidad basada en fluidos magnéticos.

El prototipo de junta de estanqueidad basada en fluidos magnéticos se sitúa a la altura del semi-eje, el cual puede girar a una velocidad máxima de 3000rpm, con un salto máximo inferior a 5 μ m gracias a los rodamientos de precisión utilizados en el guiado del eje principal. De esta manera se analiza la presión que los anillos de fluido magnético (ocho anillos en total) son capaces de soportar en el interior del cuerpo de la junta, todo ello a diferentes velocidades de giro.

Basado en los resultados de las simulaciones magnéticas (Figura 6-2 y Tabla 6-1), se ha diseñado el prototipo de junta de estanqueidad, en concreto la sección de los anillos de las juntas magnéticas. Este prototipo, donde su vista en corte se muestra en la Figura 6-6, se ha analizado en el banco de ensayos de la Figura 6-5, montado en el área marcada con un círculo.

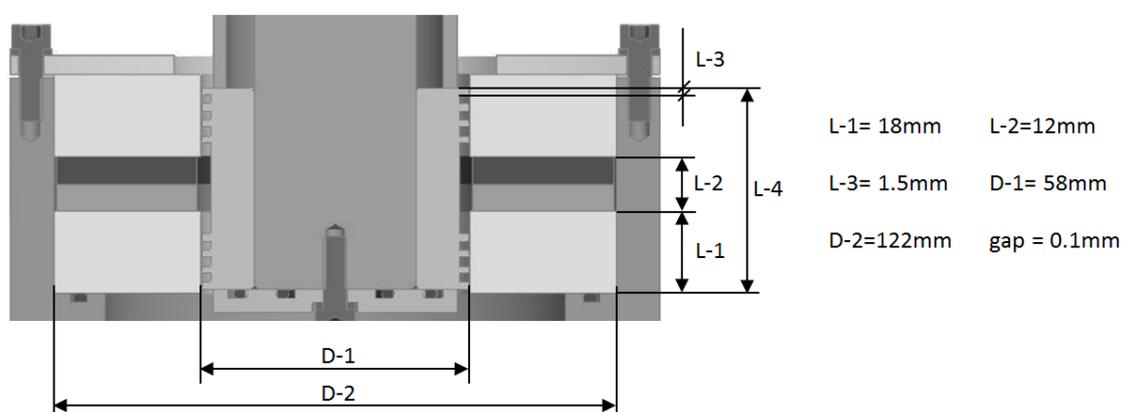


Figura 6-6 Vista en corte del prototipo de junta de estanqueidad, con las principales dimensiones de su geometría.

El campo magnético se crea mediante un imán permanente de estroncio de ferrita, situado en el cuerpo de la junta y con polarización axial. Las dimensiones de este imán de geometría anular son: Diámetro exterior 120mm, diámetro interior 60mm y espesor 12mm. La intensidad media del campo magnético generado por el imán en su superficie (caras axiales) es del orden de 260kA/m, donde el flujo magnético alcanzado llega a 0,4T, todos ellos valores dados por el fabricante y validados experimentalmente con el gaussmetro mostrado en la Figura 5-43.

El campo magnético generado por el imán es conducido con dos polos anulares hacia los anillos de fluido magnético que conforman la junta de estanqueidad, ocho anillos que se pueden apreciar en la Figura 6-6. Las líneas de corriente del campo magnético, así como el detalle de la junta de fluido magnético deformada (bajo carga) se muestra en la Figura 6-7.

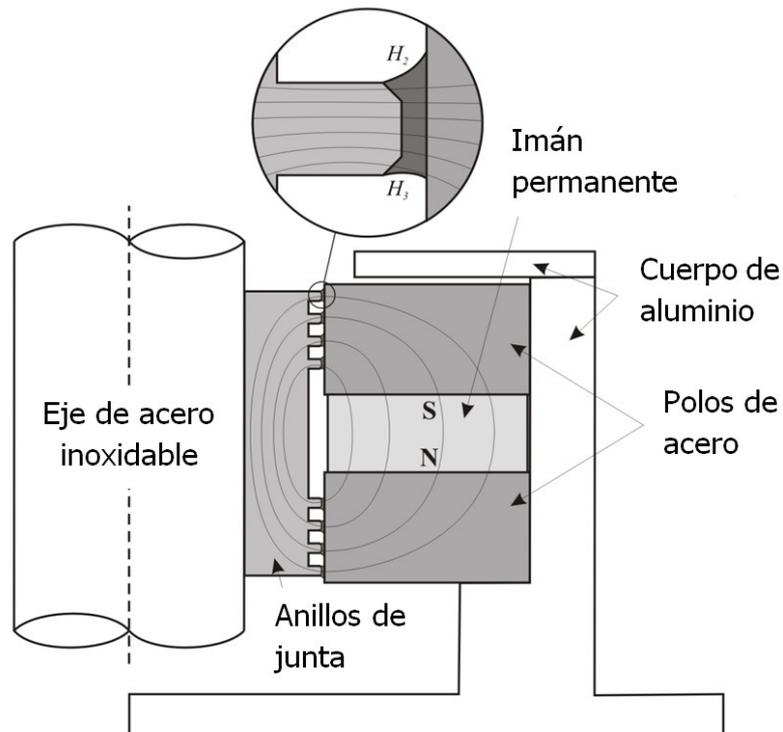


Figura 6-7 Esquema de junta de estanqueidad basada en fluidos magnéticos, descripción de partes y representación de las líneas de campo magnético.

Mientras que en la Figura 6-8 se muestra una imagen del conjunto desmontado con las diferentes piezas que componen la junta de estanqueidad.



Figura 6-8 Imagen del conjunto de piezas que conforman la junta de estanqueidad.

6.4 RESULTADOS EXPERIMENTALES

En esta sección se presentan los resultados que se han obtenido de los ensayos experimentales para la caracterización de las juntas de presurización basadas en fluidos magnéticos. Estos resultados se dividen en tres apartados: a) Análisis del rozamiento y el par de giro, b) la capacidad de estanqueidad de los fluidos magnetoreológicos, y finalmente c) la presurización lograda con los ferrofluidos como material activo.

6.4.1 Análisis del par de rozamiento

El par de fricción que genera la junta de estanqueidad se ha analizado para los dos fluidos magnéticos estudiados en el proyecto, el ferrofluido FERROTEC APG s10n y el fluido magnetoreológico LORD MRF 122-ED. Tomando como base el fluido MR, se han probado dos casos de dilución al 30% y al 50% con aceite mineral, con el objetivo de estudiar dos casos de menor concentración de partículas. Finalmente, se ha analizado el par del mecanismo sin ningún tipo de fluido (en seco), y el caso en el que se lubrica con aceite mineral, en concreto el lubricante FUCHS RENOLIN MR-15 de viscosidad dinámica 46mPa·s a 40°C. Los resultados de los ensayos se resumen en la Figura 6-9.

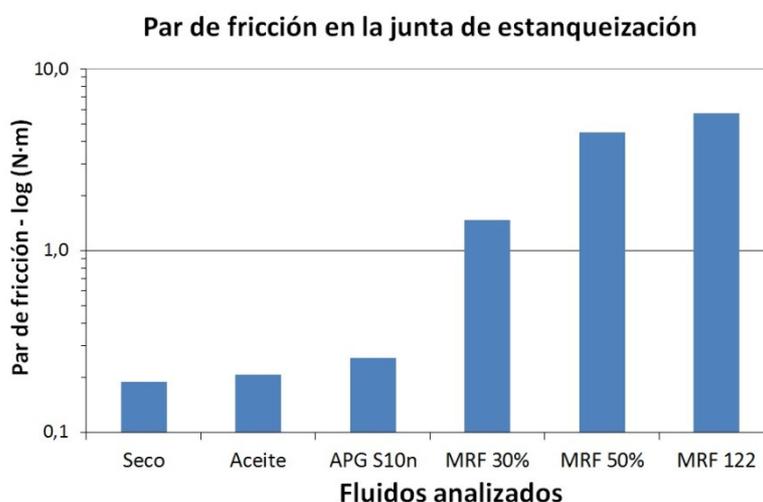


Figura 6-9 Par de fricción en la junta para diferentes fluidos a 100rpm.

El par de fricción que presenta el fluido MR es muy alto, incluso cuando se diluye al 30% en aceite mineral. Este valor de fricción, en torno a 2÷8 N·m a 100rpm, es demasiado elevado para su aplicación en cabezales de precisión de máquinas herramienta, ya sea por la energía consumida a velocidad de giro nominal, como por las dilataciones térmicas que originaría el calor generado. Por el contrario, las juntas basadas en ferrofluidos muestran un par de fricción ligeramente superior al par medido en vacío, alrededor de 0,25N·m a 100rpm, lo que hace que los ferrofluidos sean una opción viable para su uso en juntas de estanqueidad.

6.4.2 Estanqueidad de juntas basadas en fluidos magnéticos

El análisis experimental de la capacidad de presurización de las juntas de estanqueidad se divide en cuatro apartados: a) una introducción del procedimiento de los ensayos, b) resultados de las juntas con fluidos MR, c) resultados de las juntas con ferrofluidos FF, y d) comparación de resultados.

a) Procedimiento de ensayos

En esta sección se han realizado ensayos para determinar la capacidad de presurización del sistema, evaluando la diferencia de presión que es capaz de generar entre el interior del cuerpo de la junta y el ambiente. El procedimiento experimental seguido en los ensayos es idéntico para ambos fluidos: los ferrofluidos y los fluidos MR. La descripción del proceso se apoya en la Figura 6-10, donde la acción principal es llenar gradualmente el cuerpo de la junta con aire presurizado mediante la válvula reguladora de caudal situada a la entrada del sistema. Se registra tanto el caudal de aire como la presión lograda en el interior del cuerpo de la junta, para lo que se ha utilizado un transductor de presión y un caudalímetro de alta resolución. La Figura 6-10 muestra la disposición general del banco de ensayos durante la caracterización de una junta de fluidos magnéticos.

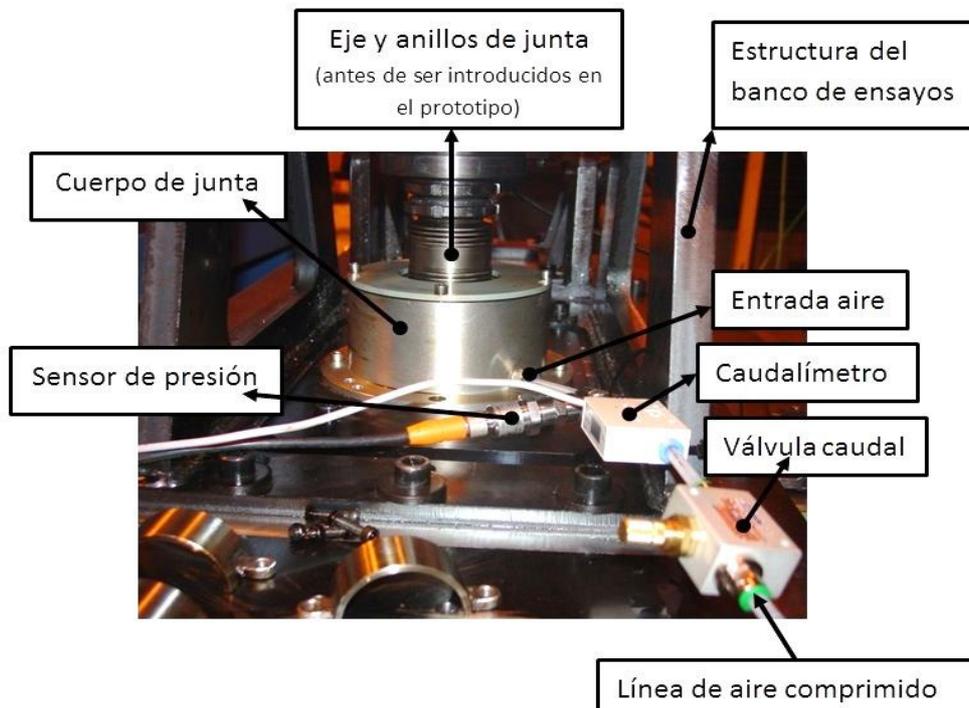


Figura 6-10 Imagen del banco de ensayos para la caracterización de prototipos de juntas con fluidos magnéticos.

b) Capacidad de presurización de junta con fluido MR

Se han realizado ensayos de capacidad de presurización con el fluido MR en dos casos de dilución. Se ha comenzado probando la presión máxima que alcanza el FMR122-2ED estándar, Figura 6-11. Debido a que la fricción con este fluido es muy alta se ha decidido diluir al 30% el fluido MR, y con estas nuevas condiciones los resultados obtenidos se muestran en Figura 6-12. Ambos ensayos se realizan en reposo (0rpm).

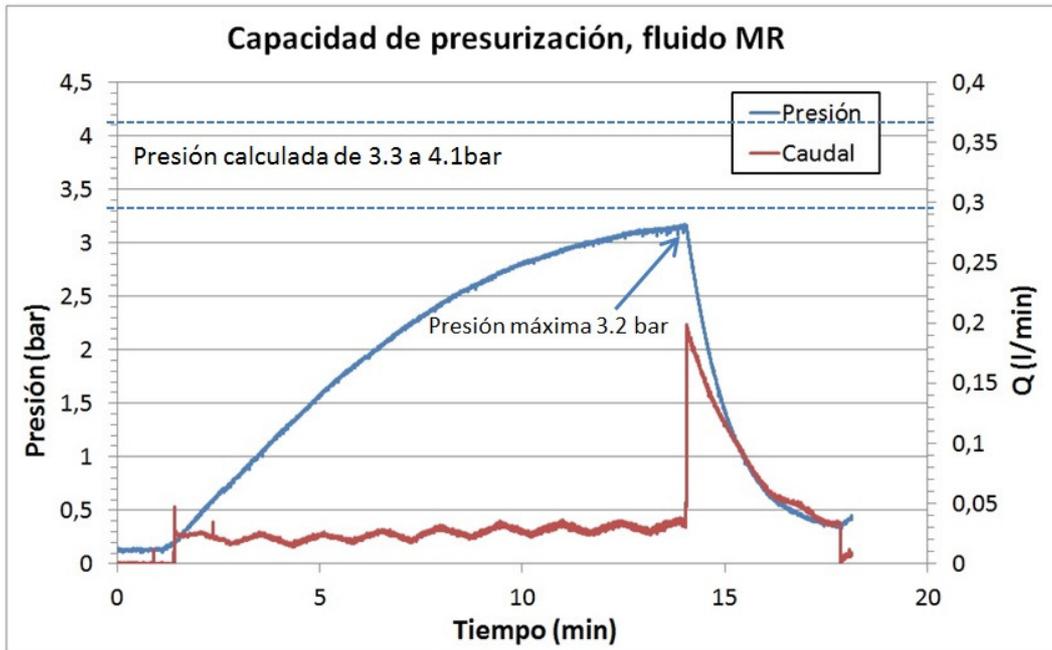


Figura 6-11 Resultados experimentales de la junta con fluido MR.

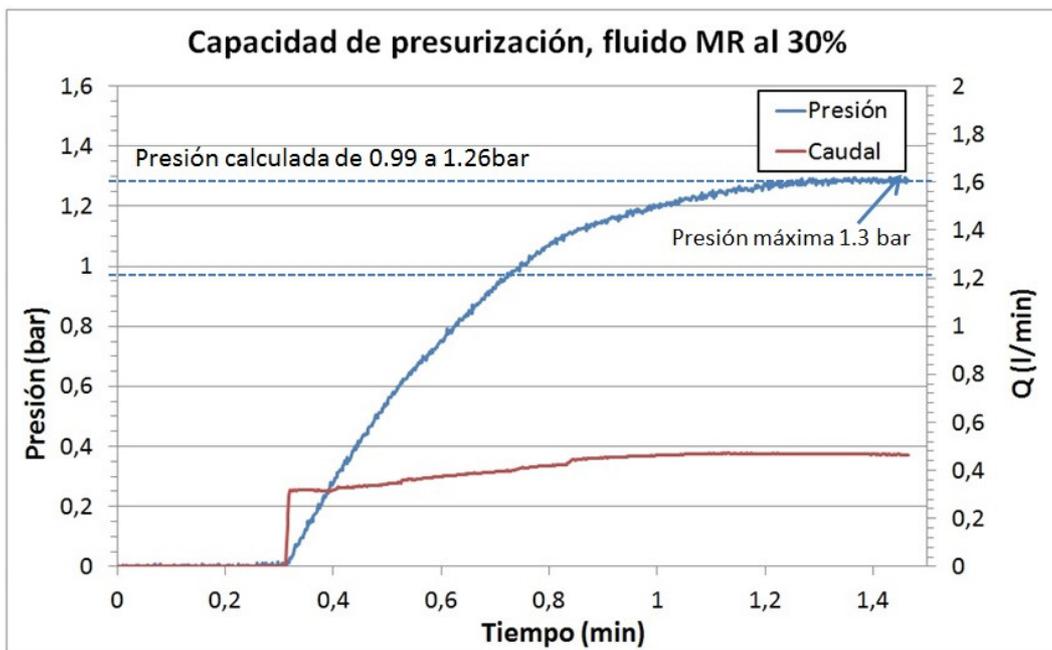


Figura 6-12 Resultados experimentales de la junta con fluido MR diluida al 30%.

El valor de la presión máxima calculada se obtiene de la Ecuación 6-3 y Ecuación 6-5, multiplicando el resultado por el número de anillos en la junta, ocho, como se ha indicado previamente. Los resultados del modelo, así como de los ensayos experimentales vienen resumidos en la Tabla 6-2.

Tabla 6-2 Tabla resumen de resultados de la capacidad de presurización de la junta de estanqueidad basada en fluido magnetoreológico.

Capacidad de presurización (kPa)		MRF 122 (diluido al 30%)		MRF 122	
		<i>Por anillo</i>	<i>Junta</i>	<i>Por anillo</i>	<i>Junta</i>
Capacidad de presurización estimada, modelo.	Min	12.36	98.88	41.2	336.8
	Max	15.75	126.0	52.5	420.0
Valores experimentales de la junta, (eje parado 0rpm)		----	130.0	----	320.0

Como se muestra en la Figura 6-11, la presurización máxima con el fluido MRF122 (original) se alcanza en un valor aproximado a 3,2bar, ligeramente inferior a la presión máxima esperada con el modelo teórico empleado, el cual predecía un resultado en la horquilla comprendida entre 3,3 y 4,2bar. La presión máxima por cada anillo varía de 41,2kPa a 52,5kPa, en función del campo magnético presente en el fluido, que como queda patente en la Figura 6-2 y la Tabla 6-1, no es constante a lo largo de la sección del anillo.

En el caso de reducir la concentración de partículas magnéticas en el fluido mediante la dilución al 30%, la capacidad de estanqueidad ha descendido a un valor comprendido entre 12,4kPa y 15,7kPa. Resumiendo, la capacidad de presurización del fluido MR para una junta como la estudiada en el proyecto (compuesta por 8 anillos) es de 336,8kPa (3,3bar) a 420kPa (4,2bar), mientras que diluyendo al 30% el fluido MR la presión total desciende significativamente, con valores entre 98,9kPa (0,99bar) y 126kPa (1,26bar).

c) Capacidad de presurización de junta con ferrofluido

Debido al diferente comportamiento de los fluidos MR en comparación con los ferrofluidos, las juntas basadas en estos últimos fluidos activos se deben de analizar de manera diferenciada. Así, para calcular la presión generada o soportada por cada una de las juntas magnéticas se integra la Ecuación 6-1. Y para determinar la presión total de la junta se multiplica por el número de anillos magnéticos que conforman la junta,

ocho en este caso. Como resultado del cálculo e integración en el volumen del anillo, se obtiene una distribución de presión como la mostrada en la Figura 6-13.

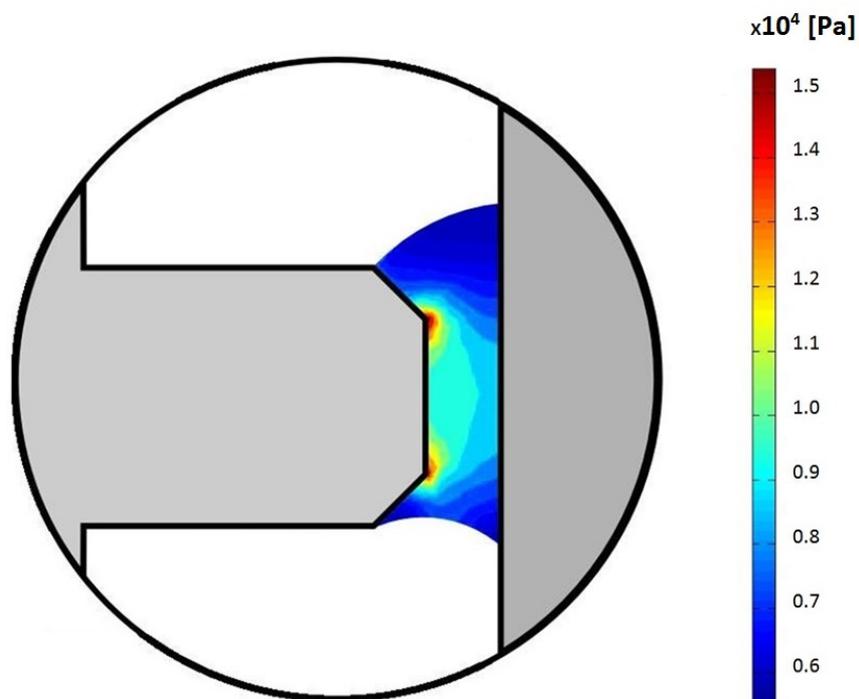


Figura 6-13 Capacidad de presurización de un anillo magnético con ferroluido de FERROTEC APG s10n

La presión media calculada se sitúa en torno a 9kPa, (Figura 6-13), lo que significa una presión total en la junta de alrededor de 72kPa (0,72bar), fruto de multiplicarlo por el número de anillos, ocho. El resumen de los resultados, teóricos y experimentales se pueden consultar en la Tabla 6-3.

Tabla 6-3 Tabla resumen de resultados de la capacidad de presurización de la junta de estanqueidad basada en ferroluidos.

Capacidad de presurización (kPa)		Ferroluido FERROTEC APG s10n	
		<i>Por anillo</i>	<i>Junta completa</i>
Capacidad de presurización calculada		9	72
Experimental (0rpm)	Max	----	70
	Recuperación	----	48
Experimental (50rpm)	Max	----	68
	Recuperación	----	58
Experimental (100rpm)	Max	----	60
	Recuperación	----	58

Los datos experimentales de los ensayos realizados se muestran en la Figura 6-14, Figura 6-15 y Figura 6-16:

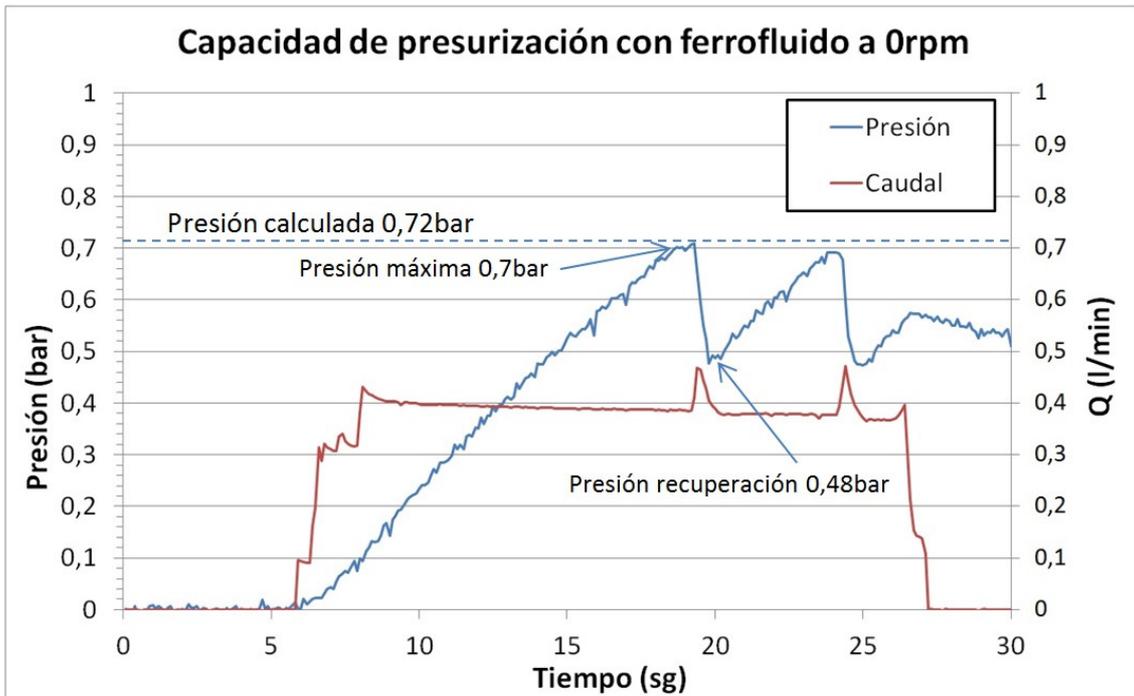


Figura 6-14 Capacidad de presurización de junta con ferrofluidos, en reposo 0rpm.

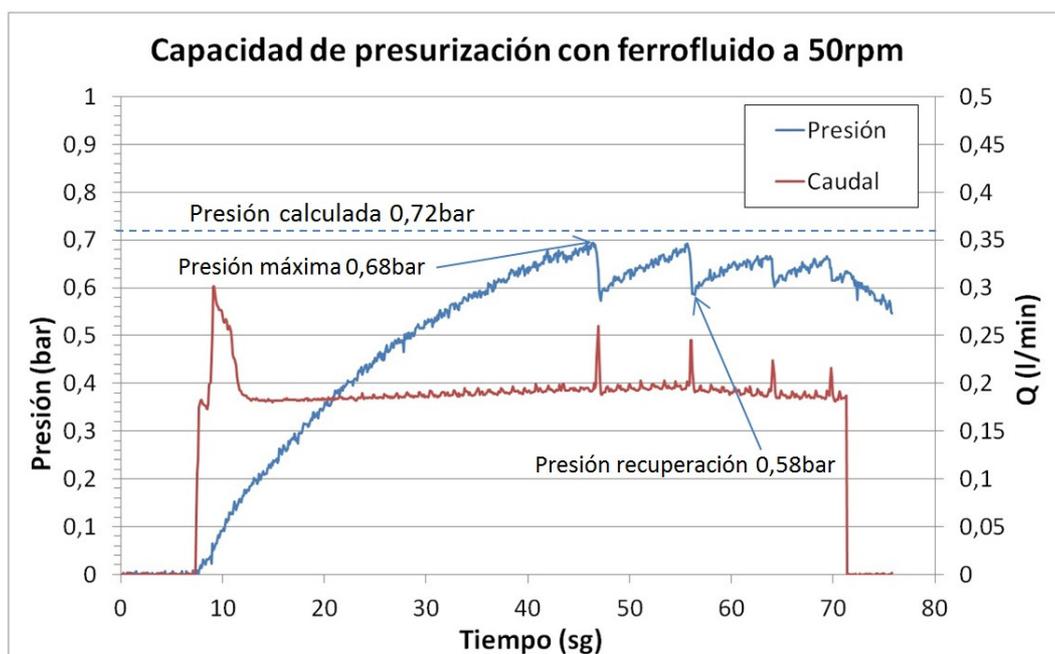


Figura 6-15 Capacidad de presurización de junta con ferrofluidos, a 50rpm.

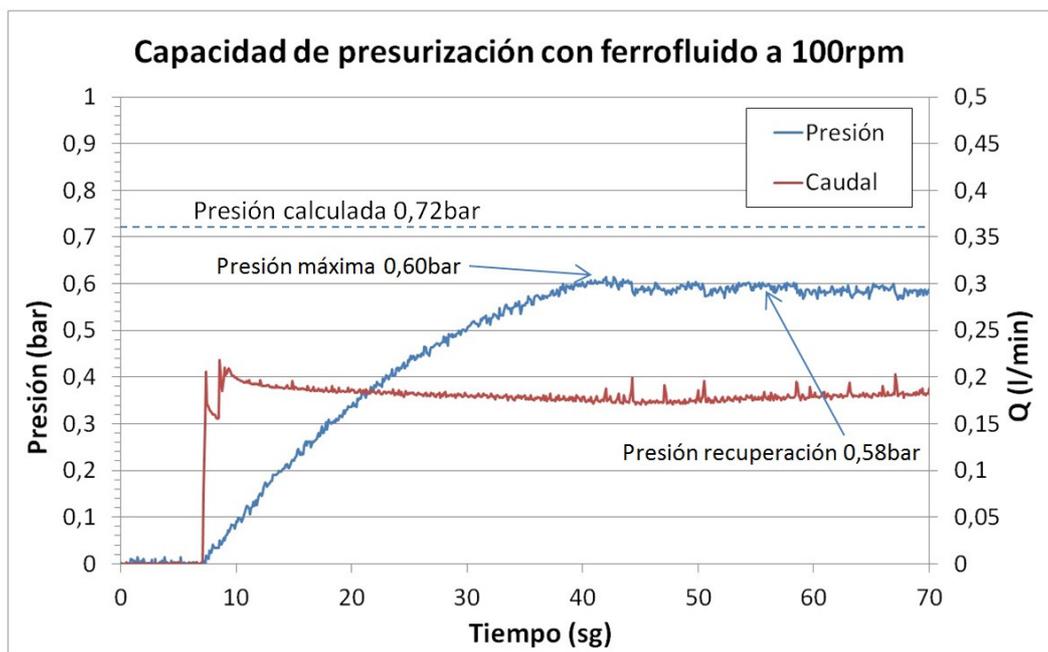


Figura 6-16 Capacidad de presurización de junta con ferrofluidos, a 100rpm.

La presión de "recuperación", tal y como se muestra gráficamente en la Figura 6-14, es la presión a la cual la junta de fluido magnética (tras su ruptura una vez a alcanzado la máxima presurización), vuelve nuevamente a generar sobrepresión en el interior del cuerpo de junta, recuperando sus prestaciones. En los ensayos experimentales se ha visto un efecto que los modelos no contemplan, que es la reducción de la diferencia entre la presión máxima y la presión de recuperación con el aumento de la velocidad de giro. En la Figura 6-14, Figura 6-15 y Figura 6-16 se muestra la evolución de la presión en el interior del cuerpo de la junta, así como el caudal de aire comprimido que fluye por él; todo ello para la condición de reposo y a dos velocidades de 50 y 100rpm.

Como se muestra en la Figura 6-14, la presión máxima en la junta ajusta con bastante exactitud al valor estimado por el modelo, cercano a 0,72bar. La presión de recuperación en este ensayo se sitúa en torno a 0,48bar. Cuando el eje comienza a rotar (ver Figura 6-15, 50rpm), la diferencia entre la presión máxima y la de recuperación se ve reducida. En estas condiciones (50rpm), la velocidad máxima se sitúa aproximadamente a 0,68bar y la de recuperación en 0,58bar. Finalmente, cuando la velocidad alcanza las 100rpm (ver Figura 6-16), ambas presiones son prácticamente iguales, con un valor promedio de 0,6bar. Por encima de esta velocidad, y hasta 1000rpm, no se ha visto variaciones de presión.

d) Comparación de resultados

En los ensayos experimentales, una vez se ha alcanzado la máxima capacidad de presurización, se han apreciado dos comportamientos muy diferenciados en la evolución de la presión. En el caso de los fluidos MR la presión se mantiene constante tras superar la mencionada máxima presión. No se ha detectado la presurización máxima de rotura y posterior presión de recuperación vista en la juntas de ferrofluidos. En las juntas basadas en ferrofluidos se constata que las juntas magnéticas se rompen, haciendo caer la presión y aumentando el caudal de aire, para a continuación y tras un tiempo de recuperación, volver a formarse dicha junta y aumentar la presión hasta alcanzar la presurización máxima. Este ciclo se repite indefinidamente en las juntas de ferrofluidos.

Finalmente, se concluye que las juntas basadas en fluido MR proporcionan una muy elevada capacidad de presurización, pero la fricción que generan (par de fricción en este caso) los hacen incompatibles con la aplicación del proyecto, cabezales de máquinas herramienta de precisión. Por otro lado, de los resultados obtenidos con los ferrofluidos se puede concluir que la presión alcanzada es suficiente para mantener presurizados cabezales en máquinas herramienta. Además el bajo par de rozamiento que ha mostrado esta solución la hace técnicamente viable para la aplicación analizada.

Capítulo 7

Conclusiones generales y líneas futuras

7.1 CONCLUSIONES

La investigación que concluye con este capítulo ha demostrado que se pueden lograr cojinetes hidrostáticos e hidrodinámicos activos mediante el uso de fluidos magnéticos como lubricante, además de juntas de estanqueidad para cabezales basadas en ferrofluidos. Por otro lado se ha desarrollado una válvula adaptativa y un sistema de lubricación hidrostática autocompensada mediante las cuales se mejora notablemente las prestaciones de guías lineales y cojinetes radiales lubricados con aceites convencionales.

Parar lograr estas conclusiones se han desarrollado modelos teóricos y prototipos experimentales para su validación en los ámbitos de: cojinetes hidrostático e hidrodinámicos activos basados en fluido MR y válvulas MR, juntas de estanqueidad con ferrofluidos, y válvulas adaptativas y sistemas autocompensados para aplicaciones de lubricación con aceites convencionales.

Tras haber realizado una profunda revisión bibliográfica de las tecnologías tratadas durante el proyecto de tesis, se ha trabajado en los modelos de lubricación hidrostática, hidrodinámica e híbrida con fluidos tanto convencionales como magnéticos. Todos estos desarrollos se han apoyado en bancos de ensayos y prototipos de guiados lineales, cojinetes radiales y juntas de estanqueidad.

A continuación se resumen las principales aportaciones de este trabajo de investigación:

1. Se ha desarrollado una herramienta de cálculo para determinar las prestaciones de los principales guiados de máquinas herramientas con lubricación hidrostática, hidrodinámica e híbrida.
 - a. Se ha desarrollado un modelo que conjuga la lubricación hidrodinámica mediante la resolución numérica de la ecuación de Reynolds y las ecuaciones analíticas de la lubricación hidrostática, dando como resultado un modelo para cualquier condición de lubricación presurizada.
 - b. La herramienta de cálculo se ha diseñado para poder ofrecer resultados ágiles en cojinetes radiales de cabezales, apoyos axiales de platos de torneado y guiados lineales de carros de translación. En comparación a las soluciones de CFD la herramienta es más eficiente, ajustada a las geometrías específicas de los guiados analizados.
 - c. Se ha diseñado, fabricado y puesto a punto un nuevo banco de ensayos para la caracterización de cojinetes radiales de lubricación presurizada. Este banco de ensayos se ha diseñado para aislar el comportamiento del prototipo de cojinete con respecto al banco de ensayos, con posibilidad de realizar una caracterización dinámica hasta 250Hz.

2. Se han desarrollado dos soluciones de lubricación hidrostática avanzada para trabajar con fluidos convencionales: una válvula adaptativa y un sistema de lubricación autocompensada. Esta última solución se ha llevado a diferentes casos industriales.
 - a. Se han confeccionado sendas herramientas de cálculo para las soluciones de válvulas adaptativas y lubricación autocompensada.
 - b. Se ha diseñado y fabricado una válvula hidrostática adaptativa, la cual se ha validado experimentalmente en el banco de ensayos de cojinetes radiales mencionado anteriormente. Con estas válvulas se puede trabajar en cualquier tipo de apoyo hidrostático enfrentado, sea lineal o radial.
 - c. Se ha diseñado y fabricado un guiado lineal con lubricación hidrostática y sistema autocompensado. Tras validar la solución desarrollada se ha diseñado una patín lineal semejante a uno estándar de rodadura, y así

poderse instalar sin modificaciones estructurales. Por último se ha industrializado un guiado con esta tecnología de autocompensación, donde se ha demostrado la fabricabilidad del concepto y su comportamiento en condiciones reales de uso.

3. Se ha desarrollado una solución de lubricación activa basada en fluidos magnéticos, donde se ha comprobado que es viable realizar un control a baja frecuencia de lubricación hidrostática e hidrodinámica con rigidez infinita.
 - a. Se ha validado la lubricación magnetoreológica y el uso de válvulas MR para lubricación hidrostática activa.
 - b. Se ha modelizado la lubricación hidrodinámica con dos tipos de fluidos magnéticos: fluidos magnetoreológicos y ferrofluidos.
 - c. Se ha modelizado el comportamiento de válvulas de control de caudal para fluidos magnetoreológicos. Esta solución se ha utilizado para los cojinetes hidrostáticos.
 - d. Tras analizar la composición de los fluidos magnéticos y sintetizar un ferrofluido, se ha caracterizado de manera experimental dos fluidos magnéticos comerciales: Un ferrofluido y un fluido magnetoreológico. La caracterización de los fluidos se ha centrado en el comportamiento magnético y en el reológico.
 - e. Se ha diseñado y fabricado un nuevo banco de ensayos para validar prototipos de cojinetes activos con lubricación magnética. Los cojinetes radiales se han analizado en lubricación hidrodinámica e hidrostática, con fluido magnetoreológico como lubricante activo.
 - f. Se han diseñado y fabricado válvulas para fluidos magnéticos, con un diseño optimizado para las cavidades del cojinete radial del banco de ensayos del punto anterior.
 - g. Se ha analizado el desgaste que sufren las piezas móviles de los cojinetes cuando se lubrican con fluidos magnetoreológicos. Se ha visto que el desgaste dentro del tiempo que se analizado es compatible con su uso en máquinas herramienta.

4. Se ha desarrollado una solución de junta de estanqueidad basada en fluidos magnéticos.
 - a. Se ha modelado el comportamiento del ferrofluidos y el fluido magnetoreológico trabajando como material activo en juntas de estanqueidad.
 - b. Se ha diseñado y fabricado un prototipo de junta de estanqueidad con el que se han validado los modelos teóricos desarrollados.
 - c. Las juntas basadas en ferrofluidos han demostrado unas prestaciones muy interesantes, con una capacidad de presurización entre 0,6 y 0,7bar, sin apenas generar par de fricción.

7.2 LÍNEAS FUTURAS

En base a los logros obtenidos en esta investigación, se realizan las siguientes recomendaciones como líneas de trabajo futuras:

- Modelización avanzada de lubricación hidrodinámica e hidrostática: En el trabajo desarrollado y descrito en esta memoria se ha trabajado con soluciones analíticas para el comportamiento hidrostática y solución numérica para la hidrodinámica. Se podría integrar un modelo de CFD para analizar el comportamiento en las cavidades, la solución de Reynolds para la presión hidrodinámica en la película de aceite, y todo unido a las ecuaciones del comportamiento hidrostático.
- Caracterización dinámica de los cojinetes: el banco de ensayos se ha diseñado y se ha comprobado que puede ser utilizado para el análisis experimental de cojinetes radiales hasta 250Hz. Analizando las prestaciones dinámicas se podrían obtener las matrices de rigidez y amortiguamiento.
- Diseño de cojinetes con geometría hidrodinámica avanzada: Los cojinetes están fabricados con pasta inyectada, por lo que sin excesivo trabajo se puede imprimir una geometría en la superficie que mejore el comportamiento hidrodinámico de los cojinetes radiales, al estilo del patrón en espiga.
- Simplificación de válvula adaptativa: Las válvulas adaptativas han demostrado ser muy interesantes desde el punto de vista prestacional, pero el diseño que se ha empleado ha sido complejo y por tanto caro de fabricar. Sería muy interesante lograr un diseño que reduzca la complicación y con ello los costes del sistema.
- Soluciones para carros lineales hidrostáticos de fácil fabricación y puesta a punto: En línea con el punto anterior, uno de los aspectos que más frena a los diseñadores en la implementación de la tecnología hidrostática es su complejidad, tanto a nivel de fabricación como montaje. Lograr una solución que por replicación permita reducir los costes y la complejidad de estos guiados haría que su implementación fuera más extendida.
- La lubricación activa, hidráulica activa: Se ha demostrado que la lubricación activa permite lograr altas prestaciones, aunque en la solución desarrollada en el proyecto con un ancho de banda muy limitado. El desarrollo de válvulas activas para fluidos magnéticos en el interior de los cojinetes podrá aumentar el ancho de banda.
- Los fluidos magnéticos presentan serias limitaciones para la lubricación activa, por lo que se plantea el uso de válvulas servo-pilotadas de alta dinámica para cojinetes activos. En esta línea se plantea desarrollar actuadores hidráulicos activos con los que ofrecer una elevada densidad de potencia con un ancho de banda de hasta 100Hz.

- Las juntas de estanqueidad basadas en ferrofluidos ha sido la aplicación más prometedora de las estudiadas con fluidos magnéticos. Para avanzar en el conocimiento se debería trabajar en nuevas geometrías de anillos y fluidos magnéticos que combinen el comportamiento de los ferrofluidos con los fluidos magnetoreológicos.

Bibliografía

- Abel-Keilhack, Christof, y Juergen Hesselbach. 2004. «Hydrostatic Bearings with Magnetic Fluids». *Production Engineering - Annals of the German Academic Society for Production Engineering (WGP)* XI/2: 179-84.
- Ahmad, Mohamad Ali, Salmiah Kasolang, Rob Dwyer-Joyce, y Mimi Azlina Abu Bakar. 2013. «The Effects of Oil Groove Position on Torque and Frictional Force in Hydrodynamic Journal Bearing». *Applied Mechanics and Materials* 393: 907-12. doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.393.907.
- Ahmed, S. A., M. Fillon, y P. Maspeyrot. 2010. «Influence of Pad and Runner Mechanical Deformations on the Performance of a Hydrodynamic Fixed Geometry Thrust Bearing». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 224 (4): 305-15. doi:10.1243/13506501JET651.
- Albers, A, H. T. Nguyen, y W. Burger. 2011. «Energy-efficient hydrodynamic journal bearings by means of closed-loop controlled lubrication flow». En *Proceedings of ASME/STLE 2011*. Los Angeles, California USA.
- Apetroaie, N., A. Roca, y D. E. Creanga. 2005. «Preliminary AFM Investigation on Magnetic Fluid Dimensional Analysis». En *Journal of Optoelectronics and Advanced Materials*, 7:2865-68. <http://cat.inist.fr/?aModele=afficheN&cpsidt=17331725>.
- Babin, Alexander, y Leonid Savin. 2016. «Increase of Energy Efficiency by Means of Application of Active Bearings». *International Journal of Mechanical, Aerospace,*

- Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, World Academy of Science, Engineering and Technology, 10 (9): 1635-39.
- Bajkowski, J., J. Nachman, M. Shillor, y M. Sofonea. 2008. «A model for a magnetorheological damper». *Mathematical and Computer Modelling* 48 (1–2): 56-68. doi:10.1016/j.mcm.2007.08.014.
- Bakker, O. J., y R. A. J. van Ostayen. 2009. «Recess Depth Optimization for Rotating, Annular, and Circular Recess Hydrostatic Thrust Bearings». *Journal of Tribology* 132 (1): 011103-011103. doi:10.1115/1.4000545.
- Baroud, Charles, Ilene Busch-Vishniac, y Kristin Wood. 2000. «Induced Micro-Variations in Hydrodynamic Bearings». *Journal of Tribology* 122 (3): 585. doi:10.1115/1.555405.
- Bassani, Roberto. 2001. «Hydrostatic systems supplied through flow dividers». *Tribology International* 34 (1): 25-38. doi:10.1016/S0301-679X(00)00123-7.
- . 2011. «Lubricated Hybrid Journal Bearings». *Journal of Tribology* 133 (3): 034501-034501. doi:10.1115/1.4002875.
- Bassani, Roberto, y Bruno Piccigallo. 1992. *Hydrostatic Lubrication*. Tribology Series 22. Pisa University, Italy: Elsevier. <http://www.sciencedirect.com/science/bookseries/01678922/22>.
- Beauvir, Jacques. 1993. Metal diaphragm for diaphragm type valve. United States Patents 5201492, issued 1993.
- Beek, Anton van. 2004. *Machine lifetime performance and reliability*. Delft, NL: TU Delft. <http://www.tribology-abc.com/book/contents.htm#about>.
- Beek, Anton van, y Ron A.J. van Ostayen. 2006. «The design of partially grooved externally pressurized bearings». *Tribology International* 39 (8): 833-38. doi:10.1016/j.triboint.2005.07.011.
- Bently, Donald E., y John W. Grant. 2000. Fluid flow and control system for a hydrostatic bearing supporting rotating equipment: Method and apparatus. United States Patent 6142672, issued 2000.
- Bhalodi, Atmiya K., Jaikit Patel, Raj Patel, y Krutik Shah. 2016. «Magneto-rheological dampers in automotive suspensions». *International Research Journal of Engineering and Technology*, IRJET, 3 (7): 1613-18.
- Bik, T. 2016. «Controllable fluids: materials with the ability to changing their physical properties». *Journal of KONES* Vol. 23, No. 2: 45-51.
- Bin Mazlan, Saiful Amri. 2008. «The Behaviour of Magnetorheological Fluids in Squeeze Mode». Doctoral, Dublin City University. School of Mechanical and Manufacturing Engineering. <http://doras.dcu.ie/547/>.
- Bompos, Dimitros A. 2015. «Tribological design of Nano/Magnetorheological fluid journal bearing». PhD, Patras (Greece): University of Patras.
- Booser, Richard E. 1994. *Handbook of Lubrication and Tribology, Volume III: Monitoring, Materials, Synthetic Lubricants, and Applications*. CRC Press.
- Boukhelef, Dj., A. Bounif, y Dj. Amar Bouzid. 2011. «Dynamic characterization and stability analysis of hydrodynamic journal bearing using the FEM». *Mechanika* 17 (5). doi:10.5755/j01.mech.17.5.727.
- Bourlinos, A. B., A. Bakandritsos, V. Georgakilas, V. Tzitzios, y D. Petridis. 2006. «Facile synthesis of capped γ -Fe₂O₃ and Fe₃O₄ nanoparticles». *Journal of Materials Science* 41 (16): 5250-56. doi:10.1007/s10853-006-0041-8.
- Bouzidane, A., y M. Thomas. 2008. «An electrorheological hydrostatic journal bearing for controlling rotor vibration». *Computers & Structures* 86 (3–5): 463-72. doi:10.1016/j.compstruc.2007.02.006.

- Bouzidane, Ahmed, y Marc Thomas. 2007. «Equivalent Stiffness and Damping Investigation of a Hydrostatic Journal Bearing». *Tribology Transactions* 50 (2): 257-67. doi:10.1080/10402000701309745.
- Brecher, Christian, Christoph Baum, Markus Winterschladen, y Christian Wenzel. 2007. «Simulation of Dynamic Effects on Hydrostatic Bearings and Membrane Restrictors». *Production Engineering - Annals of the German Academic Society for Production Engineering (WGP)* 1 (4): 415-20. doi:10.1007/s11740-007-0051-7.
- Burr, Arthur Houghton. 1981. *Mechanical Analysis and Design*. Prentice Hall.
- Carlson, J. David. 2002. «What Makes a Good MR Fluid?» *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 13 (7-8): 431-35. doi:10.1106/104538902028221.
- Carlson, J.D., D.M. Catanzarite, y K.A. St. Clair. 1996. «Commercial magnetorheological fluid devices». *International Journal of Modern Physics B* 10 (23-24): 2857-65. doi:10.1142/S0217979296001306.
- Cerda, Alejandro, Asier Bengoechea, y Ilmar F. Santos. 2017. «Modelling of LEG tilting pad journal bearings with active lubrication». *Tribology International* 107 (marzo): 250-63. doi:10.1016/j.triboint.2016.11.033.
- Chao, P. C. P., y J. S. Huang. 2005. «Calculating Rotordynamic Coefficients of a Ferrofluid-Lubricated and Herringbone-Grooved Journal Bearing via Finite Difference Analysis». *Tribology Letters* 19 (2): 99-109. doi:10.1007/s11249-005-5087-2.
- Charles, Stuart W. 2002. «The Preparation of Magnetic Fluids». En *Ferrofluids*, editado por Stefan Odenbach, 3-18. Lecture Notes in Physics 594. Springer Berlin Heidelberg. doi:10.1007/3-540-45646-5_1.
- Chen, Wei-Chung, y Eugene D. Jackson. 1987. Hydrostatic bearing: Herringbone pattern hybrid lubrication. United States Patents 4671676, issued 1987.
- Chen, Wen, Wei Huang, y Xiaolei Wang. 2014. «Effects of magnetic arrayed films on lubrication transition properties of magnetic fluid». *Tribology International* 72 (abril): 172-78. doi:10.1016/j.triboint.2013.12.014.
- Cheng, K., y W.B. Rowe. 1995. «A selection strategy for the design of externally pressurized journal bearings». *Tribology International* 28 (7): 465-74. doi:10.1016/0301-679X(95)00011-R.
- Cho, Sang-Won, Hyung-Jo Jung, y In-Won Lee. 2005. «Smart Passive System Based on Magnetorheological Damper». *Smart Materials and Structures* 14 (4): 707. doi:10.1088/0964-1726/14/4/029.
- Chuang, Jen-Chen, Chi-Yin Chen, y Jia-Ying Tu. 2016. «Active Control of Multi-Input Hydraulic Journal Bearing System». *Journal of Physics: Conference Series* 744 (1): 012062. doi:10.1088/1742-6596/744/1/012062.
- Crugnola, Pietro. 2008. Sistema di guida idrostatico. MO-2008-A-11, filed 15 de enero de 2008, y issued 2008.
- Cusano, C. 1974. «Characteristics of Externally Pressurized Journal Bearings with Membrane-Type Variable-Flow Restrictors as Compensating Elements». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 188 (1): 527-36. doi:10.1243/PIME_PROC_1974_188_064_02.
- D. C. DECKLER, R. J. VEILLETTE. 2004. «Simulation and Control of an Active Tilting-Pad Journal Bearing». *Tribology Transactions - TRIBOL TRANS* 47 (3): 440-58. doi:10.1080/05698190490463277.
- Dadouche, A, M Fillon, y J.C Bligoud. 2000. «Experiments on thermal effects in a hydrodynamic thrust bearing». *Tribology International* 33 (3-4): 167-74. doi:10.1016/S0301-679X(00)00023-2.

- Dange, Y. K. 1976. «A new pressure regulator for controlling film thickness in hydrostatic bearings». *Indian Journal of Technology* 14 (noviembre): 552-56.
- Davies, K.J., S. Wells, y S.W. Charles. 1993. «The effect of temperature and oleate adsorption on the growth of maghemite particles». *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 122 (1-3): 24-28. doi:10.1016/0304-8853(93)91031-2.
- DeGast, J. G. C. 1966. «A new type of controlled restrictor (MDR) for double film hydrostatic bearings and its application to high-precision machine tools». En , 273-278.
- Díaz-Tena, E., Luis Norberto Lopez de Lacalle, F. J. Campa Gómez, y D. L. Chaires Bocanegra. 2013. «Use of Magnetorheological Fluids for Vibration Reduction on the Milling of Thin Floor Parts». *Procedia Engineering, The Manufacturing Engineering Society International Conference, MESIC 2013*, 63 (enero): 835-42. doi:10.1016/j.proeng.2013.08.252.
- Dimond, Timothy, y David Barnes. 2013. «Hydrodynamic Analysis of Hydrostatic Bearings With Runner Misalignment and Pad Damage». En *Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition*, V07BT30A028. San Antonio, Texas, USA: ASME. doi:10.1115/GT2013-95951.
- Dong, Xiang Min, Li Gang Cai, Yong Sheng Zhao, y Xiao Shi. 2014. «Deformation Analysis for Hydrostatic Rotary Table of Heavy Duty CNC Machine Tool». *Applied Mechanics and Materials* 457-458: 335-39. doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.457-458.335.
- Dorier, Christopher, y John Tichy. 1992. «Behavior of a bingham-like viscous fluid in lubrication flows». *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics* 45 (3): 291-310. doi:10.1016/0377-0257(92)80065-6.
- Durany, José, José Pereira, y Fernando Varas. 2010. «Dynamical stability of journal-bearing devices through numerical simulation of thermohydrodynamic models». *Tribology International* 43 (9): 1703-18. doi:10.1016/j.triboint.2010.04.001.
- Dwyer-Joyce, R. S., P. Harper, y B. W. Drinkwater. 2004. «A Method for the Measurement of Hydrodynamic Oil Films Using Ultrasonic Reflection». *Tribology Letters* 17 (2): 337-48. doi:10.1023/B:TRIL.0000032472.64419.1f.
- Eigenbrod, Karl-Heinz. 1995. Hydrostatic radial pocket bearing for a servo cylinder. United States Patents 5391002, issued 1995.
- Ennis, Brian. 1973. Hydrostatic bearings, adaptive restrictor by moving parts. United States Patents 3711167, issued 1973.
- Estupiñan, E.A., y I.F. Santos. 2009. «Linking rigid multibody systems via controllable thin fluid films». *Tribology International* 42 (10): 1478-86. doi:10.1016/j.triboint.2009.05.009.
- Frêne, Jean, Mihai Arghir, y Virgil Constantinescu. 2006. «Combined thin-film and Navier–Stokes analysis in high Reynolds number lubrication». *Tribology International* 39 (8): 734-47. doi:10.1016/j.triboint.2005.07.004.
- Frêne, Jean, Daniel Nicolas, Bernard Degueurce, Daniel Berthe, y Maurice Godet. 1990. «Chapter 1 - Tribology from Antiquity to Our times*». En *Tribology Series*, 33:1-25. Hydrodynamic Lubrication Bearings and Thrust Bearings. Elsevier. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167892297800582>.
- . 1997. *Hydrodynamic Lubrication: Bearings and Thrust bearings*. Tribology Series 33. Poitiers, France: Elsevier. <https://www.scribd.com/book/282504361/Hydrodynamic-Lubrication-Bearings-and-Thrust-Bearings>.

- FU, Yan-li, Xi-zhi MA, y Jun ZHU. 2003. «A Transient Thermohydrodynamics Study of Plain Journal Bearings Using Newton–Raphson Method Analysis». *Chinese Journal of Aeronautics* 16 (4): 233-40. doi:10.1016/S1000-9361(11)60190-8.
- G. Nikolakopoulos, P., y C.A. Papadopoulos. 1998. «Controllable high speed journal bearings, lubricated with electro-rheological fluids. An analytical and experimental approach». *Tribology International* 31 (5): 225-34. doi:10.1016/S0301-679X(98)00025-5.
- Gast, Jacobus Gijsbert Cornelis. 1969. Hydrostatic bearings. United States Patents US3442560 A, filed 27 de abril de 1967, y issued 6 de mayo de 1969. <http://www.google.com/patents/US3442560>.
- Genc, Seval, y Bora Derin. 2014. «Synthesis and rheology of ferrofluids: a review». *Current Opinion in Chemical Engineering, Biological engineering / Materials engineering*, 3 (febrero): 118-24. doi:10.1016/j.coche.2013.12.006.
- Geng, Tao, Qingfeng Meng, Zhenyi Chen, y Peigong Wang. 2011. «Ultrasonic Monitoring of Lubricating Conditions of Hydrodynamic Bearing». *Journal of Physics: Conference Series* 305 (1): 012065. doi:10.1088/1742-6596/305/1/012065.
- Gertzos, K.P., P.G. Nikolakopoulos, y C.A. Papadopoulos. 2008. «CFD analysis of journal bearing hydrodynamic lubrication by Bingham lubricant». *Tribology International* 41 (12): 1190-1204. doi:10.1016/j.triboint.2008.03.002.
- Gesella, G., y L. Murawski. 2016. «The influence of changes in the rotational speed of the shaft journal slide bearing on the acoustic emission signal». *Journal of KONES* 23 (2): 121-28.
- Ghaednia, Hamed, y Abdolreza Ohadi. 2011. «Vibration Behavior of Flexible Rotor System Mounted on MR Squeeze Film Damper With Thermal Growth Effect». *Journal of Vibration and Acoustics* 134 (1): 011015-011015. doi:10.1115/1.4004682.
- Ghai, R. C., D. V. Singh, y R. Sinhasan. 1976. «Load Capacity and Stiffness Considerations for Hydrostatic Journal Bearings». *Journal of Lubrication Technology* 98 (4): 629-34. doi:10.1115/1.3452951.
- Glavatskih, S.B. 2004. «A method of temperature monitoring in fluid film bearings». *Tribology International* 37 (2): 143-48. doi:10.1016/S0301-679X(03)00050-1.
- Guha, S.K. 2000. «Analysis of steady-state characteristics of misaligned hydrodynamic journal bearings with isotropic roughness effect». *Tribology International* 33 (1): 1-12. doi:10.1016/S0301-679X(00)00005-0.
- Guldbakke, J. M., y J. Hesselbach. 2006. «Development of Bearings and a Damper Based on Magnetically Controllable Fluids». *Journal of Physics: Condensed Matter* 18 (38): S2959. doi:10.1088/0953-8984/18/38/S29.
- Guo, Tie Neng, Qin Dai, y Li Gang Cai. 2011. «Research on Effect of Temperature on Carrying Capacity of Heavy-Duty Hydrostatic Rotary Table». *Advanced Materials Research* 317-319 (agosto): 1902-7. doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.317-319.1902.
- Guo, Zenglin, Toshio Hirano, y R. Gordon Kirk. 2005. «Application of CFD Analysis for Rotating Machinery—Part I: Hydrodynamic, Hydrostatic Bearings and Squeeze Film Damper». *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 127 (2): 445-51. doi:10.1115/1.1807415.
- H. Montazeri. 2008. «Numerical Analysis of Hydrodynamic Journal Bearings Lubricated with Ferrofluid». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 222 (1): 51-60. doi:10.1243/13506501JET314.

- Haidl, Peter, Armin Buchroithner, Michel Bader, y H Wegleiter. 2016. «Improved test rig for vibration control of a rotor bearing system». En *ResearchGate*. Athens, Greece.
https://www.researchgate.net/publication/307572085_Improved_test_rig_for_vibration_control_of_a_rotor_bearing_system.
- Han, Guihua, Jianying Li, Yuhong Dong, y Junpeng Shao. 2009. «Control Method of Heavy Hydrostatic Thrust Bearing». En *International Conference on Intelligent Human-Machine Systems and Cybernetics, 2009. IHMSC '09*, 2:62-65. doi:10.1109/IHMSC.2009.141.
- Hedberg, Olof Johan Gerhard. 1973. Movable machine element supported with the aid of a gas or fluid bearing. United States Patents 3754799, issued 1973.
- Hélène, Mathieu, Mihai Arghir, y Jean Frêne. 2004. «Specific aspects of hybrid bearings working at high rotational speeds: the influence of the recess pressure pattern». *Mechanics & Industry* 5 (06): 651-58. doi:10.1051/meca:2004068.
- Hernández, Javier, Ramón Uribe-Etxeberria, y Ion de Pedro. 2003. «Simulation and Experimental Analysis of Fluid-Lubricated Bearing Monitoring Strategies». En . Saarbruecken, Germany.
- Hesselbach, J., y C. Abel-Keilhack. 2003. «Active hydrostatic bearing with magnetorheological fluid». *Journal of Applied Physics* 93 (10): 8441-43. doi:10.1063/1.1555850.
- Hong-Jie Wang, Ru-Zhi Gong, De-Ping Lu, Zhong-De Wu, y Feng-Chen Li. 2010. «Numerical Simulation of the Flow in a Large-scale Thrust Bearing». En *Proceedings of the ASME 2010 3rd Joint US-European Fluids Engineering Summer Meeting - FEDSM-ICNMM2010*. Montreal, Canada.
- Horak, W., y M. Szczech. 2013. «Experimental and Numerical Determination of the Static Critical Pressure in Ferrofluid Seals». *Journal of Physics: Conference Series* 412 (1): 012055. doi:10.1088/1742-6596/412/1/012055.
- Hsu, Tze-Chi, Jing-Hong Chen, Hsin-Lu Chiang, y Tsu-Liang Chou. 2013. «Lubrication performance of short journal bearings considering the effects of surface roughness and magnetic field». *Tribology International* 61 (mayo): 169-75. doi:10.1016/j.triboint.2012.12.016.
- Huang, Hua-Chih, Po-Chun Yaung, Ching-Yuan Lin, y F. Al-Bender. 2009. «Development of Self-compensating Hydrostatic Bearing Pads for Machine Tool Slideway Systems». En *Proceedings of the euspen International Conference*. San Sebastián, Spain: Euspen.
- Huang, J, J.Q Zhang, Y Yang, y Y.Q Wei. 2002. «Analysis and design of a cylindrical magneto-rheological fluid brake». *Journal of Materials Processing Technology* 129 (1-3): 559-62. doi:10.1016/S0924-0136(02)00634-9.
- Huang, W., W.b. Wu, y X.l. Wang. 2012. «Tribological properties of magnetic surface lubricated by ferrofluids». *The European Physical Journal - Applied Physics* 59 (03): null-null. doi:10.1051/epjap/2012120083.
- Huang, Wei, Cong Shen, y Xiaolei Wang. 2009. «Study on Static Supporting Capacity and Tribological Performance of Ferrofluids». *Tribology Transactions* 52 (5): 717-23. doi:10.1080/10402000902913337.
- Iwatsubo, Takuzo, y Jun Yamabayashi. 2009. «The Optimum Design of Hydrodynamic Lubrication Bearing for Minimization of the Total Life Cost». *Journal of System Design and Dynamics* 3 (1): 135-46.
- IYENGAR, VARDARAJAN R., ALEXANDER A. ALEXANDRIDIS, SIMON C. TUNG, y DAVID S. RULE. 2004. «Wear Testing of Seals in Magneto-Rheological Fluids©». *Tribology Transactions* 47 (1): 23-28. doi:10.1080/05698190490279083.

- Jain, Satish C., Satish C. Sharma, y T. Nagaraju. 1997. «Misaligned journal effects in liquid hydrostatic non-recessed journal bearings». *Wear* 210 (1-2): 67-75. doi:10.1016/S0043-1648(97)00038-0.
- Jain, S.C., R. Sinhasan, y S.C. Sharma. 1992. «Analytical study of a flexible hybrid journal bearing system using different flow control devices». *Tribology International* 25 (6): 387-95. doi:10.1016/0301-679X(92)90076-Y.
- Jang, G. H., y D. I. Chang. 1999. «Analysis of a Hydrodynamic Herringbone Grooved Journal Bearing Considering Cavitation». *Journal of Tribology* 122 (1): 103-9. doi:10.1115/1.555333.
- Jennings, B. R., M. Xu, y P. J. Ridler. 2001. «Structure in Magneto-Rheological Fluids: A Theoretical Analysis». *Journal of Physics D: Applied Physics* 34 (11): 1617. doi:10.1088/0022-3727/34/11/310.
- Jibin, Zou, y Lu Yongping. 1992. «Numerical calculations for ferrofluid seals». *IEEE Transactions on Magnetics* 28 (6): 3367-71. doi:10.1109/20.179812.
- Jolly, Mark R. 2001. «Pneumatic motion control using magnetorheological technology». *En* , 4332:300-307. doi:10.1117/12.429669.
- Jolly, Mark R., Jonathan W. Bender, y J. D. Carlson. 1998. «Properties and Applications of Commercial Magnetorheological Fluids». En *Society of Photo-Optical Instrumentation Engineers (SPIE) Conference Series*, 3327:262-75. <http://adsabs.harvard.edu/abs/1998SPIE.3327..262J>.
- Kane, Nathan R., y Alexander H. Slocum. 1996. Elastically supported self-compensating flow restrictors for optimizing hydrostatic bearing performance. United States Patents 5484208, issued 1996.
- Kane, N.R., J Sihler, y A.H Slocum. 2003. «A hydrostatic rotary bearing with angled surface self-compensation». *Precision Engineering* 27 (2): 125-39. doi:10.1016/S0141-6359(02)00194-0.
- Kang, Yuang, Cheng-Hsien Chen, Yi-Chich Chen, Chi Chang, y Shun-Te Hsiao. 2012. «Parameter identification for single-action membrane-type restrictors of hydrostatic bearings». *Industrial Lubrication and Tribology* 64 (1): 39-53. doi:10.1108/00368791211196880.
- Kashchenevsky, Leonid. 2002a. Hybrid hydrostatic spindle. United States Patent US 6367977 B1, issued 2002.
- . 2002b. Methods and device to control the movement accuracy of a unit moving linearly on hydro (air) static slides. United States Patent US 6419394 B1, issued 2002.
- Kawashima, Sousuke. 1989. Hydrostatic bearing utilizing a ferromagnetic fluid. 4809354, issued 1989.
- Kciuk, M., y R. Turczyn. 2006. «Properties and application of magnetorheological fluids». *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering* 18 (1-2): 127-30.
- Kim, Keun-Joo, y Chong-Won Lee. 2004. «DESIGN AND MODELING OF SEMI-ACTIVE SQUEEZE FILM DAMPER USING MAGNETORHEOLOGICAL FLUID». En .
- Koenig, Carl. 1969. Plumb control for horizontal boring, drilling and milling machine by hydrostatic adaptive lubrication. United States Patents Office 3484064, issued 1969.
- Kotilainen, Markku S, y Alexander H Slocum. 2001. «Manufacturing of cast monolithic hydrostatic journal bearings». *Precision Engineering* 25 (3): 235-44. doi:10.1016/S0141-6359(01)00075-7.

- Kovalchenko, Andriy, Oyelayo Ajayi, Ali Erdemir, y George Fenske. 2011. «Friction and wear behavior of laser textured surface under lubricated initial point contact». *Wear* 271 (9–10): 1719-25. doi:10.1016/j.wear.2010.12.049.
- Kraakman, H. J. J., y J. G. C. de Gast. 1969. «A precision lathe with hydrostatic bearings and drive». *Philips Technical Review* 30 (5): 117-33.
- Krodkiwski, J.M., y L. Sun. 2000. «Modelling of multi-bearing rotor systems for vibration analysis and control law synthesis». En , 221-32. AA Belkema, Netherlands.
- Kulkarni, P., C. Ciocanel, S. L. Vieira, y N. Naganathan. 2003. «Study of the Behavior of MR Fluids in Squeeze, Torsional and Valve Modes». *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 14 (2): 99-104. doi:10.1177/1045389X03014002005.
- Kumar, Vijay, Satish C. Sharma, y S.C. Jain. 2006. «On the restrictor design parameter of hybrid journal bearing for optimum rotordynamic coefficients». *Tribology International* 39 (4): 356-68. doi:10.1016/j.triboint.2005.03.015.
- Kumar, Vivek, y Satish C Sharma. 2016. «Combined Influence of Couple Stress Lubricant, Recess Geometry and Method of Compensation on the Performance of Hydrostatic Circular Thrust Pad Bearing». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, noviembre, 1350650116676739. doi:10.1177/1350650116676739.
- Kurtin, K. Alan, D. Childs, Luis San Andres, y K. Hale. 1993. «Experimental Versus Theoretical Characteristics of a High-Speed Hybrid (Combination Hydrostatic and Hydrodynamic) Bearing». *Journal of Tribology* 115 (1): 160-68. doi:10.1115/1.2920971.
- Kuzhir, P. 2008. «Free boundary of lubricant film in ferrofluid journal bearings». *Tribology International* 41 (4): 256-68. doi:10.1016/j.triboint.2007.07.006.
- Kuzhir, P. P., P. G. Kuzhir, G. I. Gul'kov, y A. L. Rudenya. 2011. «Determination of the Free Boundary of the Lubricant Layer of a Ferrofluid Bearing». *Journal of Engineering Physics and Thermophysics* 84 (2): 422-29. doi:10.1007/s10891-011-0488-6.
- Kytka, Peter, Christian Ehmann, y Rainer Nordmann. 2006. «ACTIVE VIBRATION DAMPING OF A FLEXIBLE STRUCTURE IN HYDROSTATIC BEARINGS». En . Vol. 4 Part 1. Ruprecht-Karls-University, Germany.
- Lai, Ta-Hua, Ting-Yu Chang, Ya-Lu Yang, y Shih-Chieh Lin. 2017. «Parameters design of a membrane-type restrictor with single-pad hydrostatic bearing to achieve high static stiffness». *Tribology International* 107 (marzo): 206-12. doi:10.1016/j.triboint.2016.11.037.
- Lavrova, O., G. Matthies, T. Mitkova, V. Polevikov, y L. Tobiska. 2006. «Numerical Treatment of Free Surface Problems in Ferrohydrodynamics». *Journal of Physics: Condensed Matter* 18 (38): S2657. doi:10.1088/0953-8984/18/38/S09.
- Lee, Rong-Tsong, Yih-Chyun Hwang, y Yuang-Cherng Chiou. 2009a. «Dynamic analysis and grinding tracks in the magnetic fluid grinding system: Part I. Effects of load and speed». *Precision Engineering* 33 (1): 81-90. doi:10.1016/j.precisioneng.2008.04.001.
- . 2009b. «Dynamic analysis and grinding tracks in the magnetic fluid grinding system: Part II. The imperfection and ball interaction effects». *Precision Engineering* 33 (1): 91-98. doi:10.1016/j.precisioneng.2008.04.004.
- Li, Chang He, Li Li Wang, y Guo Yu Liu. 2010. «Mathematical Model of Hydrodynamic Fluid Pressure on Smooth and Real Surface». *Advanced Materials Research* 135 (octubre): 429-34. doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.135.429.

- Li, Dong Sheng, Xi Bing Li, Jian Jia Wang, Xun Wang, Yun Shi Ma, y Ming Zhu Li. 2014. «Study on Characteristics of DVT500 Feedback Hydrostatic Thrust Bearing». *Key Engineering Materials* 589-590: 717-22. doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.589-590.717.
- Lin, Jaw-Ren. 2000. «Surface roughness effect on the dynamic stiffness and damping characteristics of compensated hydrostatic thrust bearings». *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 40 (11): 1671-89. doi:10.1016/S0890-6955(00)00012-2.
- . 2016. «Longitudinal Surface Roughness Effects in Magnetic Fluid Lubricated Journal Bearings». *Journal of Marine Science and Technology* 24 (4): 711-16. doi:10.6119/JMST-016-0201-1.
- Lin, J.-R., C.-R. Hung, C.-H. Hsu, y C. Lai. 2009. «Dynamic Stiffness and Damping Characteristics of One-Dimensional Magneto-Hydrodynamic Inclined-Plane Slider Bearings». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 223 (2): 211-19. doi:10.1243/13506501JET498.
- Lin, J.R., P.J. Li, y T.C. Hung. 2013. «Effects of Non-Newtonian Ferrofluids on the Performance Characteristics of Long Journal Bearings». *Tech Science Press: Fluids Dynamics and Material Processing (FDMP)* 9 (4): 419-34.
- Lin, Qiyin, Zhengying Wei, Ning Wang, y Wei Chen. 2013. «Analysis on the lubrication performances of journal bearing system using computational fluid dynamics and fluid–structure interaction considering thermal influence and cavitation». *Tribology International* 64 (agosto): 8-15. doi:10.1016/j.triboint.2013.03.001.
- Lindler, Jason E., Glen A. Dimock, y Norman M. Wereley. 2000. «Design of a magnetorheological automotive shock absorber». En *Smart Structures and Materials 2000: Smart Structures and Integrated Systems*, 3985:426-37. doi:10.1117/12.388845.
- Liu, J., Y. Zhang, y Y. Zhou. 2011. Magnetorheological vibration-absorbing system for excircle turning, has acceleration sensor sequentially connected with charge amplifier and direct current power supply via cable, where power supply is linked with magnet exciting coil. CN 102179534 A, issued 2011.
- Liu, Yanqing, Hiroshi Matsuhisa, Hideo Utsuno, y Jeong Gyu Park. 2006. «Vibration Control by a Variable Damping and Stiffness System with Magnetorheological Dampers». *JSME International Journal Series C* 49 (2): 411-17. doi:10.1299/jsmec.49.411.
- López-López, M. T., P. Kuzhir, S. Laciş, G. Bossis, F. González-Caballero, y J. D. G. Durán. 2006. «Magnetorheology for Suspensions of Solid Particles Dispersed in Ferrofluids». *Journal of Physics: Condensed Matter* 18 (38): S2803. doi:10.1088/0953-8984/18/38/S18.
- Lyon, Gregory S. 2000. Self-compensating hydrostatic bearing with tape. United States Patent 6012845, issued 2000.
- Malkin, Alexander Ya. 1994. *Rheology Fundamentals*. ChemTec Publishing.
- Mao, Leidong, y Hur Koser. 2005. «Modeling an integrated, high flow rate MEMS ferrofluid pump». En .
- Marathe, Sharad M., Bruce C. Cuppan, Orville W. Ehrhardt, Joseph C. Scherer, y Thomas E. Schmitz. 1978. Servostatic bearing system with variable stiffness. United States Patents 4080009, issued 1978.
- Martin, J. K. 2006. «Design guidelines for hydrostatic journal bearings». *Industrial Lubrication and Tribology* 58 (3): 135-39. doi:10.1108/00368790610661962.

- Mayer, John E. 1960. «Controlled externally pressurized bearings». PhD, Massachusetts Institute of Technology MIT.
- Mendes, Ricardo U., Tiago H. Machado, y Katia L. Cavalca. 2017. «Experimental wear parameters identification in hydrodynamic bearings via model based methodology». *Wear* 372–373 (febrero): 116–29. doi:10.1016/j.wear.2016.12.002.
- Meng, Zhao, Zou Jibin, y Hu Jianhui. 2006. «An analysis on the magnetic fluid seal capacity». *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 303 (2): e428–31. doi:10.1016/j.jmmm.2006.01.060.
- Meruane, V., y R. Pascual. 2008. «Identification of nonlinear dynamic coefficients in plain journal bearings». *Tribology International* 41 (8): 743–54. doi:10.1016/j.triboint.2008.01.002.
- Ming-Jie Chen, Hui Shen, Xin Li, Jin Ruan, y Wei-Qin Yuan. 2016. «Magnetic Fluids' Stability Improved by Oleic Acid Bilayer-Coated Structure via One-Pot Synthesis». *Chemical Papers* 70 (12): 1642–48. doi:10.1515/chempap-2016-0096.
- Miwa, M., H. Harita, T. Nishigami, R. Kaneko, y H. Unozawa. 2003. «Frequency Characteristics of Stiffness and Damping Effect of a Ferrofluid Bearing». *Tribology Letters* 15 (2): 97–105. doi:10.1023/A:1024448930757.
- Miyashita, Masakazu, y Akira Kanai. 1980. Servo control system for hydrostatic lubrication. United States Patents 4193644, issued 1980.
- Mizumoto, H., M. Kubo, Y. Makimoto, S. Yoshimochi, S. Okamura, y T. Matsubara. 1987. «A Hydrostatically-Controlled Restrictor for an Infinite Stiffness Hydrostatic Journal of Bearing». *Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering* 21 (1): 49–54.
- Mohsin, M. E., y S. A. Morsi. 1969. «The Dynamic Stiffness of Controlled Hydrostatic Bearings». *Journal of Lubrication Technology* 91 (4): 597–608. doi:10.1115/1.3555006.
- Mohsin, Mohamed Ezzat. 1966. Controlled fluid lubricated bearing. Londong Patent Office 1027395, issued 27 de abril de 1966.
- . 1983. Hydrostatic bearing: recess oil recirculation improvements, turbulence reduction. UK Patent Office 2102083 A, issued 1983.
- . 1984. Journal bearing hydrostatic lubrication mixed with rolling bearings. UK Patent Office 2130660, issued 1984.
- Müller, Heinz K., y Bernard S. Nau. 1998. *Fluid Sealing Technology: Principles and Applications*. 1998.^a ed. Mechanical Engineering 117. CRC Press. https://books.google.es/books/about/Fluid_Sealing_Technology.html?id=i34tY9IdbpIC&redir_esc=y.
- Müller, Oliver, Dorothea Hahn, y Mario Liu. 2006. «Non-Newtonian Behaviour in Ferrofluids and Magnetization Relaxation». *Journal of Physics: Condensed Matter* 18 (38): S2623. doi:10.1088/0953-8984/18/38/S06.
- Nada, G. S., y T. A. Osman. 2007. «Static Performance of Finite Hydrodynamic Journal Bearings Lubricated by Magnetic Fluids with Couple Stresses». *Tribology Letters* 27 (3): 261–68. doi:10.1007/s11249-007-9222-0.
- Nagaraju, T., Satish C. Sharma, y S.C. Jain. 2002. «Influence of surface roughness effects on the performance of non-recessed hybrid journal bearings». *Tribology International* 35 (7): 467–87. doi:10.1016/S0301-679X(02)00037-3.
- . 2006. «Study of orifice compensated hole-entry hybrid journal bearing considering surface roughness and flexibility effects». *Tribology International* 39 (7): 715–25. doi:10.1016/j.triboint.2005.03.022.

- Nainer, Alberto, y Mauro Procaccini. 2015. Hydrostatic quill for boring machine tool. EP 2 859 974 A2, filed 2014 de 2014, y issued 2015.
- Nakamoto, Keiichi, Hidenori Nakatsuji, Shinya Mitsuhashi, y Keiichi Shirase. 2010. «Realization of Real-Time Balancing of a Machine Tool Spindle Using Magnetic Fluid». *International Journal of Automation Technology* 4 (6): 518-23.
- Navthar, Ravindra R., y N.V. Halegowda. 2011. «Experimental Investigation of Oil Film Thickness for Hydrodynamic Journal Bearings». *Applied Mechanics and Materials* 110-116 (octubre): 2377-82. doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.110-116.2377.
- Neale, Michael J. 1995. *The Tribology Handbook*. Butterworth-Heinemann.
- Nejad, Y. Sheikh, y S. A. Gandjalikhan Nassab. 2010. «Three-Dimensional Numerical Analysis of Hydrodynamic Characteristics of Axial Groove Journal Bearings Running with Ferrofluids under Magnetic Field». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 224 (7): 609-19. doi:10.1243/13506501JET751.
- Nethe, A., Th Scholz, y H.-D. Stahlmann. 2006. «Improving the Efficiency of Electric Machines Using Ferrofluids». *Journal of Physics: Condensed Matter* 18 (38): S2985. doi:10.1088/0953-8984/18/38/S31.
- Nicoletti, R., y I. F. Santos. 2008. «Control System Design for Flexible Rotors Supported by Actively Lubricated Bearings». *Journal of Vibration and Control* 14 (3): 347-74. doi:10.1177/1077546307080014.
- Nicoletti, R., y I.F. Santos. 2003. «Linear and non-linear control techniques applied to actively lubricated journal bearings». *Journal of Sound and Vibration* 260 (5): 927-47. doi:10.1016/S0022-460X(02)00951-3.
- Odenbach, Stefan. 2002. *Magnetoviscous Effects in Ferrofluids - book*. Lecture Notes in Physics, m-71. Springer. <http://www.springer.com/us/book/9783540430681>.
- Odenbach, Stefan, Thomas Rylewicz, y Michael Heyen. 1999. «A rheometer dedicated for the investigation of viscoelastic effects in commercial magnetic fluids». *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 201 (1-3): 155-58. doi:10.1016/S0304-8853(99)00109-2.
- O'Donoghue, J.P., y W.B. Rowe. 1969. «Hydrostatic bearing design». *Tribology* 2 (1): 25-71.
- Ohsumi, Tsuyoshi, Ken Ikeuchi, Haruo Mori, Yoshio Haruyama, y Yukio Matsumoto. 1991. «Characteristics of a hydrostatic bearing with a controlled compensating element». *Wear* 150 (1-2): 177-94. doi:10.1016/0043-1648(91)90315-L.
- Ohsumi, Tsuyoshi, Haruo Mori, Ken Ikeuchi, y Katsuhito Kajitani. 1984. «Effects of stabilizer on dynamic characteristics of self-controlled externally pressurized bearings». *JSLE International edition (1985)* 29 (2): 129-36.
- Osman, T. A., G. S. Nada, y Z. S. Safar. 2001a. «Effect of Using Current-Carrying-Wire Models in the Design of Hydrodynamic Journal Bearings Lubricated with Ferrofluid». *Tribology Letters* 11 (1): 61-70. doi:10.1023/A:1016657914947.
- . 2003. «Different Magnetic Models in the Design of Hydrodynamic Journal Bearings Lubricated with Non-Newtonian Ferrofluid». *Tribology Letters* 14 (3): 211-23. doi:10.1023/A:1022869432202.
- Osman, T.A., G.S. Nada, y Z.S. Safar. 2001b. «Static and dynamic characteristics of magnetized journal bearings lubricated with ferrofluid». *Tribology International* 34 (6): 369-80. doi:10.1016/S0301-679X(01)00017-2.
- Ostachowicz, W., J. Holnicki-Szulc, y C. Mota Soares. 2007. «FLUX DENSITY VARIATION IN MAGNETORHEOLOGICAL FLUID DEVICES». En . Gdansk, Poland.

- Park, Gwan-Soo, Dong-Hun Kim, Song-Yop Hahn, y Ki-Sik Lee. 1994. «Numerical algorithm for analyzing the magnetic fluid seals». *IEEE Transactions on Magnetics* 30 (5): 3351-54. doi:10.1109/20.312656.
- Parvaz, Hadi, y Mohammad Javad Nategh. 2012. «Modeling the Hydrodynamic Lubrication Function of Scrapings in Machine Tool Slideways». *Advanced Materials Research* 445 (enero): 1035-40. doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.445.1035.
- Patel, P. A., G. M. Deheri, y A. R. Patel. 2012. «Behaviour of Magnetic Fluid Based Rough Rayleigh Step Bearing», octubre, 167-69. doi:10.1115/IJTC2012-61058.
- Patzwald, Reiner. 2001. «Magnetic fluids as lubricant in hydrodynamic plain journal bearings». PhD, Berlin: TU Berlin.
- Peng, Jie, y Ke-Qin Zhu. 2005. «Hydrodynamic Characteristics of ER Journal Bearings with External Electric Field Imposed on the Contractive Part». *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 16 (6): 493-99. doi:10.1177/1045389X05052312.
- . 2006. «Effects of electric field on hydrodynamic characteristics of finite-length ER journal bearings». *Tribology International* 39 (6): 533-40. doi:10.1016/j.triboint.2005.03.017.
- Pierre, Isabelle, Electricite de France, Jean Bouyer, y Michel Fillon. 2004. «Thermohydrodynamic Behavior of Misaligned Plain Journal Bearings: Theoretical and Experimental Approaches». *Tribology Transactions* 47 (4): 594-604. doi:10.1080/05698190490513974.
- Pinkus, Oscar. 1987. «The Reynolds Centennial: A Brief History of the Theory of Hydrodynamic Lubrication». *Journal of Tribology* 109 (1): 2-15. doi:10.1115/1.3261322.
- Pugazhenthii, N., M. Karthick, y D. L. Belgin Paul. 2017. «Improving the Efficiency of Suspension for Automobiles Using Ferrofluid». *Applied Mechanics and Materials* 854: 109-14. doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.854.109.
- Qiu, Ming, Long Chen, Yingchun Li, y Jiafei Yan. 2016. *Bearing Tribology: Principles and Applications*. Springer.
- Rahmani, R., A. Shirvani, y H. Shirvani. 2009. «Analytical analysis and optimisation of the Rayleigh step slider bearing». *Tribology International* 42 (5): 666-74. doi:10.1016/j.triboint.2008.09.002.
- Raimondi, A.A., y J. Boyd. 1957. «An analysis of orifice and capillary compensated hydrostatic journal bearing». *Lubrication Engineering* 13 (1): 28.
- Rasheed, Hassan E. 1998. «Effect of surface waviness on the hydrodynamic lubrication of a plain cylindrical sliding element bearing». *Wear* 223 (1-2): 1-6. doi:10.1016/S0043-1648(98)00263-4.
- Ravaud, R., G. Lemarquand, y V. Lemarquand. 2009. «Magnetic pressure and shape of ferrofluid seals in cylindrical structures». *Journal of Applied Physics* 106 (3): 034911-034911-9. doi:doi:10.1063/1.3187560.
- . 2010. «Mechanical properties of ferrofluid applications: Centering effect and capacity of a seal». *Tribology International* 43 (1-2): 76-82. doi:10.1016/j.triboint.2009.04.050.
- Ravaud, R., M. Pinho, G. Lemarquand, N. Dauchez, J.M. Genevaux, V. Lemarquand, y B. Brouard. 2009. «Radial Stiffness of a Ferrofluid Seal». *IEEE Transactions on Magnetics* 45 (10): 4388-90. doi:10.1109/TMAG.2009.2022018.
- Ravaud, Romain, y Guy Lemarquand. 2009. «Design of ironless loudspeakers with ferrofluid seals: analytical study based on the coulombian model». *Progress In Electromagnetics Research B* 14: 285-309. doi:DOI:10.2528/PIERB09031904.

- Ravaud, Romain, Guy Lemarquand, Valérie Lemarquand, y Claude Depollier. 2008. «Ironless Loudspeakers with Ferrofluid Seals». *ARCHIVES OF ACOUSTICS* 33 (4 (s)): 53-58.
- Raynauld, Olivier. 2010. «Smoothing out the rough - Magneride from Delphi». *Automotive Design*, mayo.
- Reynolds, Osborne. 1886. «On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil». *Philosophical Transactions of the Royal Society of London* 177 (enero): 157-234. doi:10.1098/rstl.1886.0005.
- Ring, Roger D. 1969. Spool valve for adaptive hydrostatic lubrication. Unites States Patents Office 3477692, issued 1969.
- Rodriguez Lelis, Jose Maria. 2005. «Tribología, breve historia». *Capacita*.
- Rodriguez, M., V. Collado, E. Porrás, y C. Mazquiarán. 2014. «Utillaje flexible basado en fluidos magnetoreológicos para el fresado de largeros aeronáuticos». *IMHE*.
- Rodríguez-Arco, Laura, Modesto T. López-López, Juan D. G. Durán, Andrey Zubarev, y Dmitrij Chirikov. 2011. «Stability and Magnetorheological Behaviour of Magnetic Fluids Based on Ionic Liquids». *Journal of Physics: Condensed Matter* 23 (45): 455101. doi:10.1088/0953-8984/23/45/455101.
- Rosensweig, R.E. 1999. «Theory for stabilization of magnetic colloid in liquid metal». *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 201 (1-3): 1-6. doi:10.1016/S0304-8853(99)00079-7.
- Rosensweig, Ronald E. 1985. *Ferrohydrodynamics*. Dover. <http://store.doverpublications.com/0486678342.html>.
- Rowe, W. B. 1967. «Experience with four types of grinding machine spindle». En . Manchester University.
- Rowe, W. B., y J. P. O'Donoghue. 1970. «Diaphragm valves for controlling opposed pad hydrostatic bearings». En *Proceedings of Inst. Mech. Engr.*, 184:1-9. Brighton.
- Rowe, W. Brian. 1983. *Hydrostatic and Hybrid Bearing Design*. Butterworths.
- . 2012. *Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design*. Elsevier. <http://www.sciencedirect.com/science/book/9780123969941>.
- Rowe, W. Brian, y J.P. O'Donoghue. 1971. *Design procedures for hydrostatic bearings*. Lanchester Polytecnic, Coventry (UK): The machinery publishing.
- Rowe, William Brian. 1969. Hydrostatic bearings, diaphragm valve for journal bearings. London Patent Office 1170602, issued 1969.
- . 1971. Hydrostatic bearing, diaphragm valve for guideways. London Patent Office 1248206, issued 1971.
- Roy, Lintu, y S. K. Kakoty. 2013. «Optimum Groove Location of Hydrodynamic Journal Bearing Using Genetic Algorithm». *Advances in Tribology* 2013 (junio): e580367. doi:10.1155/2013/580367.
- Royle, Joseph Kenneth. 1962. Hydrostatic bearing. Londond Pantent Office 906818, issued 26 de septiembre de 1962.
- Sahu, M., M. Sarangi, y B.C. Majumdar. 2006. «Thermo-hydrodynamic analysis of herringbone grooved journal bearings». *Tribology International* 39 (11): 1395-1404. doi:10.1016/j.triboint.2005.11.022.
- Saito, Tsuyoshi, Hiroyasu Ikeda, y Masahiko Oguro. 2006. «An Application of Magnetorheological Suspension Seal to Pressure Relief Device». *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 17 (4): 341-45. doi:10.1177/1045389X06055630.

- Salwiński, Józef, y Wojciech Horak. 2011. «Measurement of Normal Force in Magnetorheological and Ferrofluid Lubricated Bearings». *Key Engineering Materials* 490 (septiembre): 25-32. doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.490.25.
- San Andres, Luis, Dara Childs, y Zhou Yang. 1995. «Turbulent-flow hydrostatic bearings: Analysis and experimental results». *International Journal of Mechanical Sciences* 37 (8): 815-29. doi:10.1016/0020-7403(94)00104-R.
- Santos, Ilmar F. 2005. «Active lubrication for eliminating instability problems in rotating machinery». En *Proceedings of WTC2005*. Washington DC, USA: ASME.
- Santos, Ilmar F., y B. F. Christensen. 2005. «Characterization of Oil Film Control Forces under Active Lubrication Regime». En *Proceeding of III World Tribology Conference*, 1-2. Washington DC, USA: ASME.
- Santos, Ilmar F., y Rodrigo Nicoletti. 2001. «Influence of orifice distribution on the thermal and static properties of hybridly lubricated bearings». *International Journal of Solids and Structures* 38 (10–13): 2069-81. doi:10.1016/S0020-7683(00)00153-0.
- Santos, Ilmar F., y Alejandro C. Varela. 2013. «Actively Lubricated Bearings Applied as Calibrated Shakers to Aid Parameter Identification in Rotordynamics». En *ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition*, 7B:V07BT30A025. San Antonio, Texas, USA: ASME. doi:10.1115/GT2013-95674.
- Santos, Ilmar F., y Flávio Y. Watanabe. 2004. «Compensation of Cross-Coupling Stiffness and Increase of Direct Damping in Multirecess Journal Bearings Using Active Hybrid Lubrication: Part I—Theory». *Journal of Tribology* 126 (1): 146. doi:10.1115/1.1631015.
- Sawicki, J. T., R. J. Capaldi, y M. L. Adams. 1997. «Experimental and Theoretical Rotordynamic Characteristics of a Hybrid Journal Bearing». *Journal of Tribology* 119 (1): 132-41. doi:10.1115/1.2832446.
- Scher, R.S. 1958. «Theoretical and laboratory performance of a pressurized journal bearing with positional feedback control». PhD, USA: Massachusetts Institute of Technology MIT.
- Schoenfeld, Robert. 1986. HYPROSTATIK: PM Flow control, patent of adaptative restrictor (flow control) for hydrostatic lubrication. DE3533037, issued 1986.
- Schubert, Brad B. 2005. «Development of a MR Hydraulic Bushing for Automotive Applications». MSc, Canada: University of Waterloo.
- Sfyris, D., y A. Chasalevris. 2012. «An exact analytical solution of the Reynolds equation for the finite journal bearing lubrication». *Tribology International* 55 (noviembre): 46-58. doi:10.1016/j.triboint.2012.05.013.
- Shah, K., Johnson, R.E., y Cherukuri, H.P. 2005. «Numerical investigations of various surface roughness parameters on the performance of profiled hydrostatic thrust bearing». En . Washington, D.C.; United States.
- Shamoto, Eiji, Chun-Hong Park, y Toshimichi Moriwaki. 2001. «Analysis and Improvement of Motion Accuracy of Hydrostatic Feed Table». *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 50 (1): 285-90. doi:10.1016/S0007-8506(07)62123-4.
- SHAO, Jun-peng, Chun-xi DAI, Yan-qin ZHANG, Xiao-dong YU, Xiao-qiu XU, y Yun-fei WANG. 2011. «The effect of oil cavity depth on temperature field in heavy hydrostatic thrust bearing». *Journal of Hydrodynamics, Ser. B* 23 (5): 676-80. doi:10.1016/S1001-6058(10)60164-3.
- Sharma, Satish C., S.C. Jain, y D.K. Bharuka. 2002. «Influence of recess shape on the performance of a capillary compensated circular thrust pad hydrostatic

- bearing». *Tribology International* 35 (6): 347-56. doi:10.1016/S0301-679X(02)00013-0.
- Sharma, Satish C., Vijay Kumar, S.C. Jain, T. Nagaraju, y Giriraj Prasad. 2002. «Thermohydrostatic analysis of slot-entry hybrid journal bearing». *Tribology International* 35 (9): 561-77. doi:10.1016/S0301-679X(02)00008-7.
- Sharma, Satish C., Vijay Kumar, S.C. Jain, R. Sinhasan, y M. Subramanian. 1999. «A study of slot-entry hydrostatic/hybrid journal bearing using the finite element method». *Tribology International* 32 (4): 185-96. doi:10.1016/S0301-679X(99)00032-8.
- Sharma, Satish C., T. Nagaraju, y S. C. Jain. 2004. «Performance of an Orifice Compensated Hole-Entry Hybrid Journal Bearing System Considering Surface Roughness and Thermal Effects». *Tribology Transactions* 47 (4): 557-66. doi:10.1080/05698190490504244.
- Sharma, Satish C., Ram Sinhasan, Satish C. Jain, Narendra Singh, y Shant K. Singh. 1998. «Performance of Hydrostatic/Hybrid Journal Bearings with Unconventional Recess Geometries». *Tribology Transactions* 41 (3): 375-81. doi:10.1080/10402009808983761.
- Sheahan, M., M. McCarthy, M. Mulhall, y J. Phelan. 2004. «Low cost opposed pad hydrostatic linear slide development». En . University of Limerick, Ireland.
- Shutin, Denis V., Alexander Babin, y Leonid Savin. 2016. «Comparison of the Dynamic Characteristics of Active and Passive Hybrid Bearings». *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering, World Academy of Science, Engineering and Technology*, 10 (8): 1399-1405.
- Singh, Narendra, Satish C. Sharma, S.C. Jain, y S. Sanjeeva Reddy. 2004. «Performance of membrane compensated multirecess hydrostatic/hybrid flexible journal bearing system considering various recess shapes». *Tribology International* 37 (1): 11-24. doi:10.1016/S0301-679X(03)00110-5.
- Singhal, S., y M. M. Khonsari. 2005. «A Simplified Thermohydrodynamic Stability Analysis of Journal Bearings». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 219 (3): 225-34. doi:10.1243/135065005X33874.
- Sinha, P., P. Chandra, y D. Kumar. 1993. «Ferrofluid Lubrication of Cylindrical Rollers with Cavitation». *Acta Mechanica* 98 (1-4): 27-38. doi:10.1007/BF01174291.
- Slocum, Alexander H. 1992a. Self-compensating hydrostatic linea motion bearing. United States Patents 5104237, issued 1992.
- . 1992b. *Precision Machine Design*. Englewood Cliffs, N.J.: Society of Manufacturing Engineering (SME). <http://www.sme.org/WorkArea/DownloadAsset.aspx?id=72127>.
- . 1994. Self-compensating bearings for supporting shafts and spindles and the like for rotary and translational motion and methods therefore. United States Patents 5281032, issued 1994.
- . 1995. High speed hydrostatic spindle design. United States Patent 5466071, issued 1995.
- Slocum, Alexander H., Paul A. Scagnetti, Nathan R. Kane, y Christoph Brunner. 1995. «Design of self-compensated, water-hydrostatic bearings». *Precision Engineering* 17 (3): 173-85. doi:10.1016/0141-6359(94)00015-R.
- Solmaz, E., y F. Öztürk. 2006. «Optimisation of hydrostatic journal bearings with parameter variations based on thermodynamic effects». *Industrial Lubrication and Tribology* 58 (2): 118-22. doi:10.1108/00368790610651530.

- Spur, G., y R Patzwald. 1998. «Lubrication of hydrodynamic journal bearings with magnetic fluids». *Production Engineering - Annals of the German Academic Society for Production Engineering (WGP)* V/1: 47-51.
- Stansfield, Frank Melvin. 1970. *Hydrostatic Bearings*. Brighton: Machinery Publishing.
- Stout, K.J., y W.B. Rowe. 1974. «Externally pressurized bearings, design for manufacture Part 1 to 3: journal bearing selection, desing and tolerances». *Tribology* 7 (3): 98-106. doi:10.1016/0041-2678(74)90009-8.
- Sun, Jun, y Gui Changlin. 2004. «Hydrodynamic lubrication analysis of journal bearing considering misalignment caused by shaft deformation». *Tribology International* 37 (10): 841-48. doi:10.1016/j.triboint.2004.05.007.
- Sun, L., y J.M. Krodkiewski. 1999. «Experimental verification of modeling and analysis of the dynamic properties of an active journal bearing». En . Olulu, Finland.
- Sun, L., J.M. Krodkiewski, y Y. Cen. 1997. «Control Law Synthesis for Self-Tuning Adaptive Control of Forced Vibration in Rotor Systems». En .
- Sung-Yong An, In-Bo Shim, y Chul Sung Kim. 2005. «Easy synthesis and characterization of gamma-Fe₂O₃ nanoparticles for biomedical applications». *Journal of Applied Physics* 97 (10): 10Q909-10Q909-3. doi:10.1063/1.1851919.
- Suzuki, Hiroshi, Kunio Shibata, y Kazuhiko Sugita. 1983. Hydrostatic hybrid bearing improved lubrication. United States Patent 4371216, issued 1983.
- Suzuki, Hiroshi, Akira Tsuboi, y Kazuhiko Sugita. 1984. Hydrostatic bearing apparatus with a cooling function. United States Patents 4474483, issued 1984.
- Swanson, Erik Evan. 1998. «Design and Evaluation of an Automated Experimental Test Rig for Determination of the Dynamic Characteristics of Fluid-Film Bearings». PhD, USA: Virginia Polytechnic Institue.
- Szelag, Wojciech. 2004. «Finite element analysis of the magnetorheological fluid brake transients». *COMPEL: The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering* 23 (3): 758-66. doi:10.1108/03321640410540692.
- Szeri, Andras Z. 1998. *Fluid Film Lubrication: Theory and design*. Delaware: Cambridge University Press.
<http://www.cambridge.org/es/academic/subjects/engineering/solid-mechanics-and-materials/fluid-film-lubrication-2nd-edition?format=HB&isbn=9780521898232>.
- Tian, Yong, y Marc Bonis. 1995. «Analytical approach for the determination of the dynamic coefficients of hybrid bearings». *Wear* 188 (1-2): 66-76. doi:10.1016/0043-1648(95)06615-2.
- Tichy, John A. 1991. «Hydrodynamic lubrication theory for the Bingham plastic flow model». *Journal of Rheology* 35 (4): 477-96. doi:10.1122/1.550231.
- Toshio Tsujiuchi. 1976. High rigidity fluid bearing and methos for manufacturing the same. United States Patents 3945692, issued 1976.
- Tu, J.F., M. Corless, M.J. Gehrich, y A.J. Shih. 1998. «Experimental Study of a Precision, Hydrodynamic Wheel Spindle for Submicron Cylindrical Grinding». *Precision Engineering* 22 (1): 43-57. doi:10.1016/S0141-6359(98)00003-8.
- Turaga, Ram, A.S. Sekhar, y B.C. Majumdar. 1999. «The effect of roughness parameter on the performance of hydrodynamic journal bearings with rough surfaces». *Tribology International* 32 (5): 231-36. doi:10.1016/S0301-679X(99)00035-3.
- Uhlmann, Eckart, y Nayim Bayat. 2003. «Applications of ferrofluids in bearings and positioning system». *Production Engineering - Annals of the German Academic Society for Production Engineering (WGP)* 10: 125-28.

- . 2004. «Investigations on Ferrofluidic Positioning Systems». *Production Engineering - Annals of the German Academic Society for Production Engineering (WGP)* 11/2: 195-98.
- . 2006. «High Precision Positioning with Ferrofluids as an Active Medium». *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 55 (1): 415-18. doi:10.1016/S0007-8506(07)60448-X.
- Ulicny, John C., Michael P. Balogh, Noel M. Potter, y Richard A. Waldo. 2007. «Magnetorheological fluid durability test—Iron analysis». *Materials Science and Engineering: A* 443 (1–2): 16-24. doi:10.1016/j.msea.2006.06.050.
- Unno, Kunihiko, y Kazuhiko Sugita. 1973. Fluid bearing: Hybrid journal bearing with adaptative hydrostatic lubrication. United States Patents 3761146, issued 1973.
- Urreta, Harkaitz, Zoltan Leicht, Aitor Sanchez, Amaia Agirre, Pavel Kuzhir, y Gregory Magnac. 2010. «Hydrodynamic Bearing Lubricated with Magnetic Fluids». *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 21 (15): 1491-99. doi:10.1177/1045389X09356007.
- Vance, John M. 1988. *Rotordynamics of Turbomachinery*. Wiley. <http://www.wiley.com/WileyCDA/WileyTitle/productCd-0471802581.html>.
- Vaughn, Mark. 1987. Inherent variable fluid restrictor. United States Patents 4710035, issued 1987.
- Vékás, Lasdislau. 2008. «Ferrofluids and Magnetorheological Fluids». *Advances in Science and Technology* 54 (septiembre): 127-36.
- Venkatesan, S., y Stephens, L. S. 2005. «Surface Textures for Enhanced Lubrication: Fabrication and Characterization Techniques». En . Washington DC, USA.
- Virden, A. E., y K. O'Grady. 2006. «The temperature dependence of magnetization in ferrofluids». *Journal of Applied Physics* 99 (8): 08S106-08S106-3. doi:doi:10.1063/1.2172892.
- Viswanath, Dabir S., Tushar K. Gosh, Dasika H.L. Prasad, Nidamarty V.K. Dutt, y Kalipatnapu Y. Rani. 2007. *Viscosity of Liquids - Theory, Estimation, Experiment and Data*. Springer. <http://www.springer.com/us/book/9781402054815>.
- Vorrhees, John E., y Robert L. Shockman. 1975. Hydrostatic bearing arrangement for press slide. United States Patents 3903993, issued 1975.
- Walowitz, Jed A., y Oscar Pinkus. 1981. «Analysis of Magnetic-Fluid Seals». *A S L E Transactions* 24 (4): 533-41. doi:10.1080/05698198108983053.
- Walter, Lothar, y Rainer Schurger. 1976. Fluid bearing system. United States Patents 3998502, issued 1976.
- Wang, C., y C. Cusano. 1991. «Dynamic Characteristics of Externally Pressurized, Double-Pad, Circular Thrust Bearings With Membrane Restrictors». *Journal of Tribology* 113 (1): 158-65. doi:10.1115/1.2920582.
- Wang, D. H., X. X. Bai, y W. H. Liao. 2010. «An Integrated Relative Displacement Self-Sensing Magnetorheological Damper: Prototyping and Testing». *Smart Materials and Structures* 19 (10): 105008. doi:10.1088/0964-1726/19/10/105008.
- Wang, En Rong, Xiao Qing Ma, y Chun Yi Su. 2004. «Generalized asymmetric hysteresis model of controllable magnetorheological damper for vehicle suspension attenuation». *Chinese Journal of Mechanical Engineering* 17 (2): 301-5.
- Wang, J, y G Meng. 2003. «Experimental study on stability of an MR fluid damper-rotor-journal bearing system». *Journal of Sound and Vibration* 262 (4): 999-1007. doi:10.1016/S0022-460X(03)00019-1.
- Wang, Su Hua, Xin Yue Wu, y Jian Hua Zheng. 2011. «Influence of Surface Texture on Lubrication Performance of Hydrodynamic Journal Bearing». *Applied Mechanics*

- and Materials* 120 (octubre): 426-31. doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.120.426.
- Wang, Z., G. Bossis, O. Volkova, V. Bashtovoi, y M. Krakov. 2003. «Active Control of Rod Vibrations Using Magnetic Fluids». *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 14 (2): 93-97. doi:10.1177/1045389X03014002004.
- Wang, Zhi Wei, Wan Hua Zhao, y Bing Heng Lu. 2011. «Influencing Factors on Dynamic Response of Hydrostatic Guideways». *Advanced Materials Research* 418-420 (diciembre): 2095-2101. doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.418-420.2095.
- Wang, Zhiwei, Wanhua Zhao, Bingheng Li, Fei Xue, Yaolong Chen, y Bingheng Lu. 2010. «Study on Static Characteristics and Errors of A Novel Annular Gap Restrictor». En . Vancouver (Canada).
- Wang, Zhong Wen, Rui Zhen Duan, Wan Li Xu, Fu Chun Tao, y Xiao Qiu Xu. 2013. «Research on Control Strategy of Oil Film Stiffness Control System of Hydrostatic Center Frame». *Applied Mechanics and Materials* 274 (enero): 629-33. doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.274.629.
- Wasson, Kevin L. 1999. Hybrid combined hydrostatic and hydrodynamic bearing with enhanced stability and reduced flowrate. United States Patent 5871285, issued 1999.
- Weck, Manfred. 1984. *Handbook of Machine Tools*. Vol. 2. 3 vols. Chichester West Sussex; New York: John Wiley & Sons Ltd.
- Westinghouse. 1970. Self-aligning hydrostatic bearing. London Patents Office 1210764, issued 1970.
- Wong, George Shoung Koon. 1967. Compensating device for a fluid system. London Pantet Office 1059036, issued 15 de febrero de 1967.
- . 1968. Improvements in or relating to fluid bearings, issued 27 de marzo de 1968.
- Wong, P.L, W.A Bullough, C Feng, y S Lingard. 2001. «Tribological performance of a magneto-rheological suspension». *Wear* 247 (1): 33-40. doi:10.1016/S0043-1648(00)00507-X.
- Woolcock, Geoffrey Dennis. 1971. Improvements relating to hydrostatic bearings. London Patents Office 1255932, issued 1971.
- Wu, C.W., y H.X. Sun. 1995. «A new hydrodynamic lubrication theory for bilinear rheological fluids». *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics* 56 (3): 253-66. doi:10.1016/0377-0257(94)01277-O.
- Wu, Tong Hai, Jun Hong Mao, Guang Neng Dong, Hua Xu, y You Bai Xie. 2008. «Journal Bearing Wear Monitoring via On-Line Visual Ferrography». *Advanced Materials Research* 44-46: 189-94. doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.44-46.189.
- Xiu, Shi Chao, Peng Bo Xiu, y Shi Qiang Gao. 2009. «Simulation of Temperature Field of Oil Film in Super-High Speed Hybrid Journal Bearing Based on FLUENT». *Advanced Materials Research* 69-70 (mayo): 296-300. doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.69-70.296.
- Xu, Wu Bin, Peter J. Ogorodnik, Mike J. Goodwin, y Gordon Bancroft. 2010. «Effect of Manufacturing Tolerances on Stiffness and Damping of Hydrodynamic Journal Bearings». *Advanced Materials Research* 139-141 (octubre): 2662-67. doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.139-141.2662.
- Xue, Fei, Wanhua Zhao, Zhiwei Wang, Yaolong Chen, y Yiping Tang. 2010. «Research on the Error Averaging Mechanism of Precision Hydrostatic Guideways». En . Vancouver, Canada.

- Yamahata, C., y M. A M Gijs. 2004. «Plastic micropumps using ferrofluid and magnetic membrane actuation». En *Micro Electro Mechanical Systems, 2004. 17th IEEE International Conference on. (MEMS)*, 458-61. doi:10.1109/MEMS.2004.1290621.
- Yang, Guangqiang. 2001. «Large-scale magnetorheological fluid damper for vibration mitigation: modeling, testing and control». PhD, USA: University of Notre Dame.
- Yang, Wenming, Decai Li, y Zhenhua Feng. 2013. «Hydrodynamics and Energy Dissipation in a Ferrofluid Damper». *Journal of Vibration and Control* 19 (2): 183-90. doi:10.1177/1077546311433441.
- Yang, Xiao Dong, Jun Peng Shao, Xiao Qiu Xu, Yun Fei Wang, Chao Yin, y Hui Jiang. 2010. «Research on Velocity Influence on Thermal Deformation Field of Heavy Hydrostatic Thrust Bearing». *Advanced Materials Research* 129-131 (agosto): 968-72. doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.129-131.968.
- Yan-qin, Z., C. Hai-kuo, G. Li-li, F. Li-guo, K. Xiang-bin, W. Xiao-jing, y C. Yao. 2016. «Multi-pad hydrostatic bearing oil film temperature characteristics under different working mediums». En *2016 11th International Conference on Computer Science Education (ICCSE)*, 957-60. doi:10.1109/ICCSE.2016.7581712.
- Yin, X., J. Ma, Y. Fang, y S. Jin. 2013. «Analysis of fluid-thermal coupling in ferrofluid bearing used in high speed machines». En *2013 International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, 1399-1404. doi:10.1109/ICEMS.2013.6713248.
- Yokota, Shinichi, Kazuhiro Yoshida, y Yutaka Kondoh. 1999. «A Pressure Control Valve Using MR Fluid». En , 377-80. Tokyo.
- Yokoyama, M., J.K. Hedrick, y S. Toyama. 2001. «A model following sliding mode controller for semi-active suspension systems with MR dampers». En *American Control Conference, 2001. Proceedings of the 2001*, 4:2652-57 vol.4. doi:10.1109/ACC.2001.946276.
- Yoshimoto, S., y K. Kikuchi. 1999. «Step Response Characteristics of Hydrostatic Journal Bearings with Self-Controlled Restrictors Employing a Floating Disk». *Journal of Tribology* 121 (2): 315-20.
- Yoshimoto, Shigeka, Kenji Okamoto, y Tetsuo Nakamura. 1997. Hydrostatic bearing with self-controlled restricting mechanism. United States Patents 5692838, issued 1997.
- Yu, Xiao Dong, Xiu Li Meng, Hui Jiang, Xiao Zhong Lou, Bo Wu, Hong Jun Xiang, Xian Zhu Sun, Chang Qing Yang, y Jun Feng Wang. 2010. «Numerical Simulation on Oil-Flow-State of Gap Oil Film in Sector Cavity Multi-Pad Hydrostatic Thrust Bearing». *Applied Mechanics and Materials* 37-38 (noviembre): 743-47. doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.37-38.743.
- Yu, Xiao Dong, Xiu Li Meng, Bo Wu, Jun Peng Shao, Yan Qin Zhang, y Zhi Min Shi. 2009. «Simulation Research on Temperature Field of Circular Cavity Hydrostatic Thrust Bearing». *Key Engineering Materials* 419-420 (octubre): 141-44. doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.419-420.141.
- Yu, Xiao-dong, Xv Fu, Xiu Li Meng, Dan Liu, Zhiqiang Wang, Qihui Zhou, Bo Wu, Yanqin Zhang, Bai Qin, y Chunzhou Wang. 2013. «Research on Temperature Field of Multi-pad Hydrostatic Thrust Bearing with Different Cavity Shapes». En *ASTL Proceedings*, 29:423-27. Jeju Island, Korea: Science and Engineering research support society.

- Yuan Kang, De-Xing Peng, Hsing-Han Lee, Sheng-Yan Hu, y Yeon-Pun Chang. 2013. «Investigations of constant-flow valves for hydrostatic bearings». *Industrial Lubrication and Tribology* 65 (6): 379-89. doi:10.1108/ILT-05-2011-0034.
- Zakharov, S. M. 2010. «Hydrodynamic Lubrication Research: Current Situation and Future Prospects». *Journal of Friction and Wear* 31 (1): 56-67. doi:10.3103/S106836661001006X.
- Zapoměl, Jaroslav, Petr Ferfecki, y Paola Forte. 2013. «A Computational Investigation of the Steady State Vibrations of Unbalanced Flexibly Supported Rigid Rotors Damped by Short Magnetorheological Squeeze Film Dampers». *Journal of Vibration and Acoustics* 135 (6): 064505-064505-4. doi:10.1115/1.4024881.
- Zhang, A., y W. Zhang. 2011. Magnetorheological fluid sealing method for lift magnetorheological fluid arrester, involves filling magnetorheological fluid in gap between rotor and stator of arrester, and forming magnetic field at each end of gap. WO 2011143980 A1, issued 2011.
- Zhang, Yan Qin, Li Guo Fan, Yao Chen, Rui Li, Tian Zheng Wu, y Xiao Dong Yu. 2014. «Deformation Analysis of Hydrostatic Thrust Bearing under Different Load». *Applied Mechanics and Materials* 494-495: 583-86. doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.494-495.583.
- Zhang, Yan Qin, Yong Zhi Qu, Zhao Yue Shen, Wen Qiang Wu, Fan Biao Wu, y Lei Yang Xu. 2014. «Oil Film Carrying Property Research of Hydrostatic Vertical Guideway of CNC Vertical Lathe». *Key Engineering Materials* 579-580: 564-67. doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.579-580.564.
- Zhao, Jian Hua, y Dian Rong Gao. 2012. «Analysis for Coupling Relationship of Oil Pocket under Eccentric Load in Hydrostatic Worktable». *Applied Mechanics and Materials* 233 (noviembre): 28-34. doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.233.28.
- Zhao, S.X., H. Zhou, G. Meng, y J. Zhu. 2005. «Experimental identification of linear oil-film coefficients using least-mean-square method in time domain». *Journal of Sound and Vibration* 287 (4-5): 809-25. doi:10.1016/j.jsv.2004.12.011.
- Zhou, Hua, Sanxing Zhao, Hua Xu, y Jun Zhu. 2004. «An experimental study on oil-film dynamic coefficients». *Tribology International* 37 (3): 245-53. doi:10.1016/j.triboint.2003.08.002.
- Zhou, Sheng Hao, Jin Chun Song, Zhi Wei Zhang, y Song Li. 2011. «Performance Analysis of Hydrostatic Slideways Systems with Different Types of Restrictors». *Key Engineering Materials* 474-476 (abril): 1661-65. doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.474-476.1661.
- Zhu, Ke-Qin, y Jie Peng. 2003. «Hydrodynamic characteristics of ER Fluid flows in journal bearings». *International Journal of Modern Physics B* 17 (01n02): 205-8. doi:10.1142/S0217979203017345.
- Zou, Jibin, Xuehui Li, Yongping Lu, y Jianhui Hu. 2002. «Numerical analysis on the action of centrifuge force in magnetic fluid rotating shaft seals». *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 252 (noviembre): 321-23. doi:10.1016/S0304-8853(02)00672-8.
- Zubarev, A. Yu, y L. Yu Iskakova. 2006. «Rheological Properties of Ferrofluids with Microstructures». *Journal of Physics: Condensed Matter* 18 (38): S2771. doi:10.1088/0953-8984/18/38/S16.
- Zuo, Xiao-Bo, Jian-Min Wang, Zi-Qiang Yin, y Sheng-Yi Li. 2013. «Performance Analysis of Multirecess Angled-Surface Slot-Compensated Conical Hydrostatic Bearing». *Journal of Tribology* 135 (4): 041701-041701. doi:10.1115/1.4024296.