Banco de ensayos para la caracterización de cojinetes hidrostáticos

Test bench for characterization of hydrostatic bearings

Ibai Berrotaran Saavedra[1], Harkaitz Urreta Prieto[1] y Luis-Norberto López de Lacalle Marcaide[2]

[1] IK4-IDEKO (España).
[2] UPV/EHU Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Bilbao (España)

DOI: http://dx.doi.org/10.6036/9411

1. INTRODUCCIÓN

Los cojinetes de aceite con lubricación hidrostática o hidrodinámica ofrecen grandes ventajas en máquinas y mecanismos donde se requiere una alta precisión en los movimientos y en el posicionamiento. Sus características principales son la fricción casi nula, la alta amortiguación y el desgaste insignificante, por lo que son ideales para la aplicación de guías de máquinas herramienta. Los cojinetes lubricados funcionan con una película de fluido presurizado entre las partes móviles. Esta presión, y por lo tanto la carga de apoyo, puede lograrse mediante una presión de bombeo externa (comúnmente conocida como presión hidrostática) o bien por el movimiento relativo de las piezas, obteniendo lo que se conoce como presión hidrodinámica. La combinación de ambos efectos en el mismo cojinete -el comportamiento hidrostático a baja velocidad y el efecto hidrodinámico a mayor velocidad- dan como resultado una solución conocida como cojinete híbrido. Esta clasificación de cojinetes está bien establecida en la literatura [1], [2], [3] y [4].

El trabajo de investigación realizado y presentado en este documento se centra en el estudio de cojinetes de alta precisión basados en la lubricación hidrostática, considerando los efectos hidrodinámicos debido a la velocidad relativa entre el eje rotativo y el propio cojinete. Este estudio trata cuatro puntos principales: la aplicación de cojinetes en máquinas-herramienta (rectificadoras), el diseño de un banco de ensayos para el análisis aislado de cojinetes de precisión, el modelado de cojinetes lubricados y, finalmente, los resultados experimentales de los primeros ensayos y la correlación con la predicción teórica.

1.1. COJINETES LUBRICADOS EN RECTIFICADORAS

Las máquinas herramienta de alta precisión, y en particular las máquinas rectificadoras, son una de las aplicaciones principales de los cojinetes lubricados. En este caso, se presenta el uso de cojinetes hidrostáticos con efecto hidrodinámico significativo (cojinetes híbridos) en los cabezales muela de las máquinas de rectificado. La precisión en el movimiento giratorio, la capacidad de carga del conjunto apoyado de eje/muela y el alto coeficiente de amortiguación del cojinete hidrostático son imprescindibles para lograr un proceso de rectificado y acabado de superficies muy preciso.

Los cabezales muela están compuestos comúnmente por dos cojinetes radiales y un cojinete de empuje axial, todos ellos con lubricación hidrostática, evitando cualquier contacto entre el eje y los cojinetes. Se coge como referencia un cabezal muela de una máquina rectificadora de DANOBAT, con una velocidad de rotación de hasta 3000r/min, una capacidad de carga de 400kg en condiciones de operación y menos de 2 micras de error de salto y, por lo tanto, error en la pieza mecanizada.

Este tipo de cojinetes se han probado en bancos de ensayos con una estructura y arquitectura similares a las del cabezal de la rectificadora, pero con la disposición adecuada del cabezal para medir variables operativas como temperatura, caudal y presión. Este tipo de configuración experimental clásica para husillos con cojinetes lubricados tiene la ventaja de que los resultados obtenidos son bastante cercanos al comportamiento real del cabezal, pero resulta difícil analizar los coeficientes mecánicos de cada cojinete: la capacidad de carga, la rigidez y la amortiguación. Esto es debido a que la fuerza aplicada y las cargas se distribuyen por los tres cojinetes. La Figura 1 muestra un ejemplo de este tipo de banco de ensayos de cojinetes hidrostáticos, el antiguo banco de ensayos en IDEKO [5].

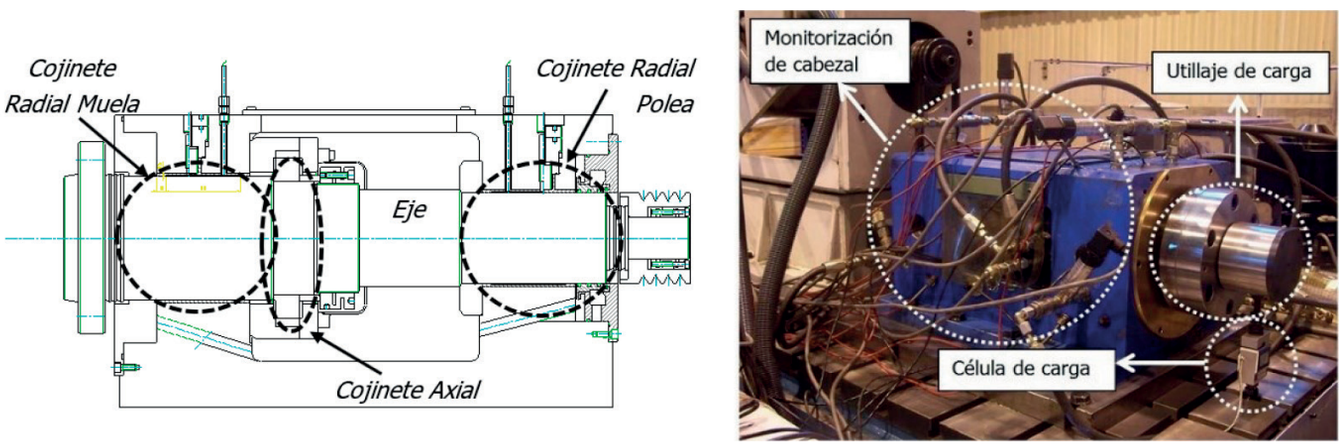


Fig. 1: Banco de ensayos para husillos con cojinetes lubricados y arquitectura clásica: dos cojinetes radiales y un cojinete de empuje axial

Cod. 9411 | Tecnología industrial | 3310.99 Otras (especificar)

2. DISEÑO DE UN BANCO DE ENSAYOS DE ALTA PRECISIÓN

Se decidió diseñar y construir un nuevo banco de ensayos que tuviera el cojinete completamente aislado, y no integrado en un cabezal muela, y de este modo analizar los coeficientes mecánicos cojinete aislado. Los resultados proporcionados por el banco de ensayos que se muestra en la Figura 1 fueron muy útiles para el diseño de un nuevo banco, donde el análisis experimental del cojinete lubricado sigue siendo el objetivo principal. Además de la presión en las cavidades de celda, la temperatura y el caudal a través de diferentes puntos del circuito hidráulico, la posición relativa del eje y el cojinete es crucial para una medición fiable de los coeficientes mecánicos: capacidad de carga, rigidez en el cojinete y amortiguación que proporciona la película de fluido.

Se ha analizado la bibliografía en busca de trabajos de investigación donde se estudia este mismo objetivo: el análisis experimental de cojinetes lubricados aislados. Este tipo de cojinetes de ensayos se muestran en [6], [7], [8] y [9], donde se puede observar que el cojinete que se va a examinar está aislado de los puntos de apoyo del eje, y de esta manera la carga se aplica directamente en el punto de interés, el cojinete lubricado a analizar. La configuración básica de este tipo de bancos de ensayos está compuesta por un eje giratorio apoyado en dos o varios puntos de apoyo, donde se logra un movimiento rotativo de alta precisión. Entre esos puntos de apoyo, o al final del eje (según la configuración) se ubica el cojinete a analizar, el punto de enfoque del banco de ensayos. Siguiendo esos principios, el nuevo banco de ensayos diseñado en IDEKO para el análisis de cojinetes lubricados tiene la configuración detallada en la Figura 2.

Otros errores observados en el banco de ensayos anterior (Figura 1) fueron las vibraciones mecánicas inducidas por el motor en los experimentos y la inestabilidad de la fuerza aplicada en el eje.

En el caso de la aplicación de la fuerza, el objetivo principal ha sido garantizar que la fuerza sea radial al cojinete (en dos disposiciones a 90º), y que el cojinete a analizar tenga sólo dos grados de libertad, ortogonales al eje. Para lograrlo, la fuerza se aplica mediante actuadores hidráulicos a través de dos cables y rodillos, tirando del eje para garantizar una carga estable y con componente radial puro.

Finalmente, se define el diseño y el método de fabricación seleccionado del alojamiento del cojinete lubricado. Uno de los objetivos al inicio de este trabajo de investigación era tener la posibilidad de modificar con bastante facilidad la geometría del cojinete, la relación entre las cavidades de celda y las regiones de holgura, la forma de las cavidades de celda, y su alineación con las fuerzas aplicadas; resumiendo, un cojinete lubricado con gran versatilidad para modificar su configuración. La primera decisión fue fabricar el cojinete por inyección de pasta polimérica deslizante, para analizar diferentes geometrías de las cavidades de celda con una misma carcasa del cojinete. Además, en los casos de deformación del cojinete a causa de una sobrecarga o de superar la velocidad límite, la reparación se simplifica. La carcasa del cojinete se fabrica con forma octaédrica, para aplicar la fuerza alineada con las cavidades de celda, o a cuarenta y cinco grados, alineada con las regiones de holgura.

La configuración final de este banco de ensayos se presenta en la Figura 3.

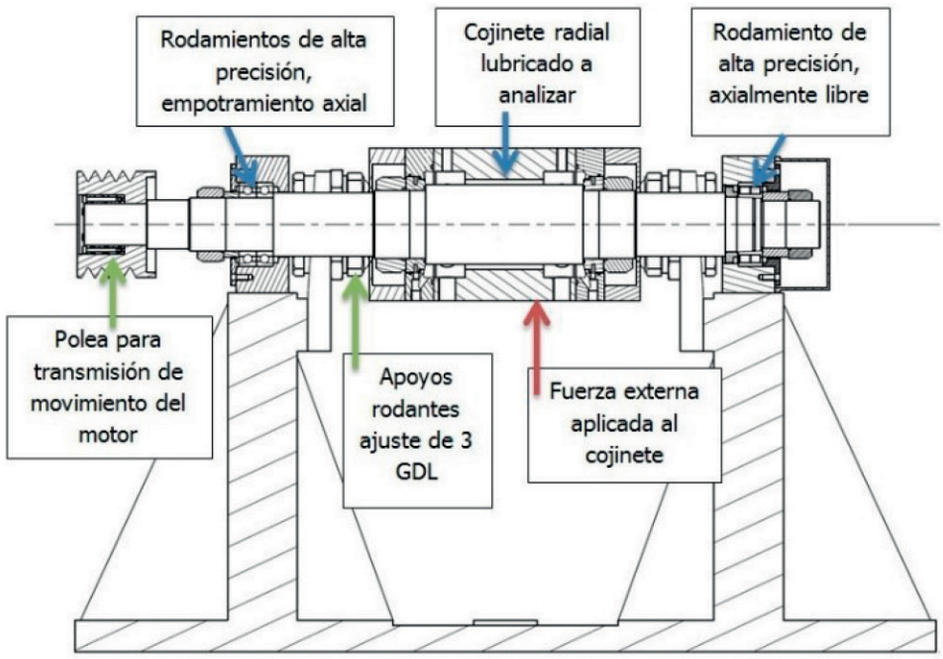


Fig. 2: Configuración del banco de ensayos para el análisis experimental aislado de cojinetes lubricados

3. GEOMETRÍA INTERNA DEL COJINETE LUBRICADO Y SU MONITORIZADO

Los primeros resultados del banco de ensayos presentados en este documento se obtuvieron con dos cojinetes diferentes: un cojinete completamente hidrostático y un segundo diseño con un efecto más hidrodinámico. En ambos casos, siguiendo la configuración del cojinete anteriormente mencionada, el cojinete tiene cuatro cavidades de celda rectangulares, con la geometría dada en la Tabla 1 y el esbozo que se muestra en la Figura 4.

Por otro lado, se han utilizado dos tipos de restrictores, capilares y de orificio, con dimensiones variables para ajustar el cojinete a diferentes relaciones de presión. El lubricante se bombea a presión fija a seleccionar para cada prueba, de modo que la lubricación hidrostática se realiza a presión constante.

El banco de ensayos ha sido monitorizado con varios sensores de temperatura, presión, caudal, células de carga y sensores de posición. En resumen, el cojinete tiene 6 sensores de temperatura: uno para la entrada de fluido, uno en cada una de las cuatro cavidades de celda, y el último para el colector de aceite, donde se recolecta el lubricante para enviarlo de vuelta al tanque. La presión se mide en 5 puntos: la presión de suministro del sistema de bombeo y la presión en cada una de las cuatro cavidades de celda. El caudal del fluido a través del cojinete se mide en el conducto de suministro. Por otro lado, la carga aplicada se mide con dos células de carga, una en cada eje: vertical y horizontal. Cuatro sensores de posicionamiento (sensores inductivos sin contacto) miden el movimiento relativo del cojinete respecto al eje. Los sensores están ubicados en dos planos paralelos entre sí (2 sensores ortogonales en cada plano), y simétricos respecto al centro del cojinete, a ambos lados de la carcasa. De esta manera, se mide la posición en el plano XY del cojinete, y se detectan los efectos de inclinación de la carcasa, gracias a la medición en los dos planos paralelos.

Los sensores utilizados son: sonda de temperatura (PT-100 con electrónica

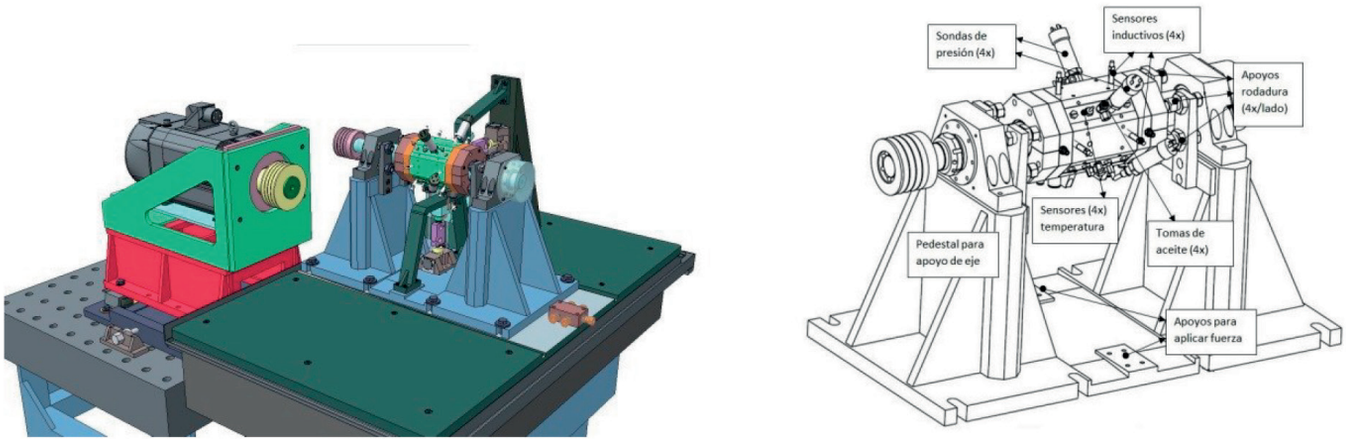


Fig. 3: Vista general del banco de ensayos (izquierda) y ubicación de sondas para el monitorizado (derecha)

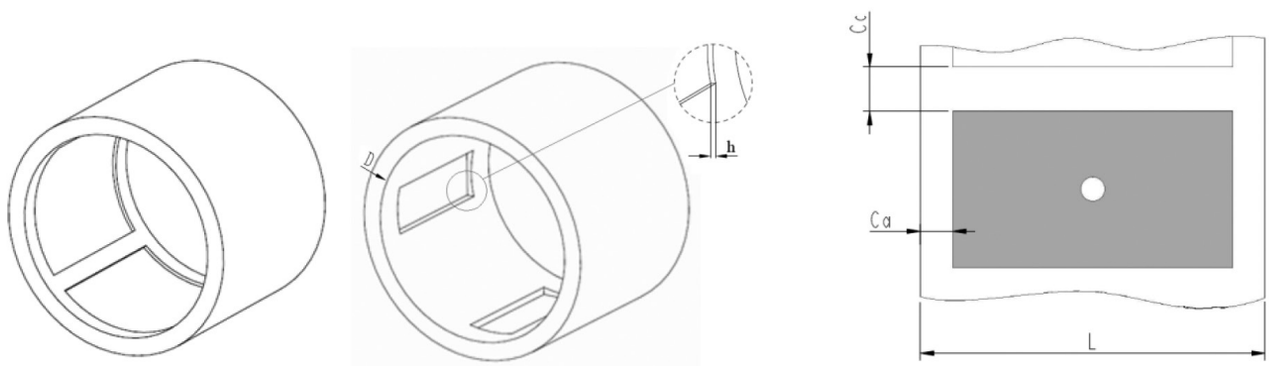


Fig. 4: Esbozo del cojinete con dos configuraciones: hidrostática a la izquierda, e híbrida a la derecha

Parámetro	Hidrostático	Híbrido
Diámetro D (mm)	75	75
Longitud, L (mm)	75	75
Región de holgura axial, Ca (mm)	10	10
Región de holgura circunferencial, Cc (rad)	ϖ/4	5ϖ/12
Separación radial (mm)	0,030	0,030
Profundidad cavidad de celda, h (mm)	1	1

Tabla 1: Geometría de cojinetes hidrostáticos e híbridos

integrada, TC-Direct), sonda de presión HYDAC-3400 (rango 0-100bar), sensor de caudal HYDAC-EVS3100 (rango 1-60l / min), célula de carga Interface SM5000 (5kN), y sensor inductivo de posicionamiento Bruel y Kjaer SD81, 4mV / µm. Todo se gestiona mediante el sistema DAQ de National Instruments y el software de monitorización basado en LabView.

4. DESCRIPCIÓN DE LA HERRAMIENTA DE CÁLCULO

Antes de comenzar con la prueba experimental, se ha calculado el comportamiento del cojinete lubricado con modelos de cálculo numérico. El modelo implementado considera los regímenes de lubricación hidrostática e hidrodinámica, con un cálculo simultáneo de ambos efectos. Para ello se realizan dos cálculos fundamentales:

- Distribución de presión por efecto hidrostático, para lo que se resuelven las ecuaciones analíticas de la literatura, principalmente [2] y [3].
- Presión hidrodinámica del fluido mediante la resolución numérica por diferencias finitas de la ecuación de Reynolds (1):

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\rho h^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{\rho h^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial z}\right)=6\rho(U_1+U_2)\frac{\partial h}{\partial x}+6\rho h\frac{\partial}{\partial x}(U_1-U_2)+12\rho V+12\dot{\rho}h \quad (1)$$

Con la siguiente notación:
Θ: coordenada circunferencial
z: coordenada axial
x, y: coordenadas radiales
p: presión
ρ: densidad del lubricante
ω: velocidad angular del eje
µ: viscosidad del lubricante
h: espesor de la película
R: radio cojinete
ε: excentricidad

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 5 muestra el modo en el que se gestionan los diferentes bloques de cálculo o funciones internas.

En primer lugar, se calculará la presión hidrodinámica del cojinete. En segundo lugar, se calculará la presión hidrostática global del cojinete, para lo que será necesario seguir los siguientes pasos previos: calcular las resistencias de los restrictores, calcular las presiones en las cavidades, y calcular las presiones en los lands. Los dos primeros pasos son cálculos iterativos donde intervienen a su vez dos cálculos: la viscosidad del fluido, y la potencia consumida por rozamiento.

Una vez calculada la presión total sobre el cojinete (tanto hidrostática como hidrodinámica), se calcula la fuerza resultante en sus componentes "Fx" y "Fy" de tal modo que para cada valor de excentricidad "ε" se obtiene una fuerza "W" y un ángulo de posicionado "ϕ".

Cod. 9411 | Tecnología industrial | 3310.99 Otras (especificar)

4.1. CÁLCULO DE LA PRESIÓN DE ORIGEN HIDRODINÁMICO

El cálculo de las presiones hidrodinámicas se hace resolviendo la ecuación generalizada de Reynolds (2), utilizando el método de diferencias finitas [3]. La función desarrollada para ello 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.

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

Todos los componentes son conocidos a excepción de las presiones en los puntos definidos en la discretización, "Pi,j". Calculando estos coeficientes para cada punto de la malla creada se llega a un sistema de ecuaciones de "nxm" elementos, donde n="npointstheta" y m="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, "Pa". Resolviendo este sistema de ecuaciones se consiguen las presiones hidrodinámicas de todo el cojinete.

4.2. CÁLCULO DE LA PRESIÓN HIDROSTÁTICA

Dentro del cálculo de las presiones hidrostáticas, primero se calculan las resistencias de los restrictores [2] para luego poder calcular las presiones de las cavidades con la metodología de "resistencias hidráulicas" (4). Por último, se calculan las presiones hidrostáticas de los "lands" que están entre las cavidades y se interpolan a todo el cojinete.

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

donde,

$$R_{i;i+1}=R_{i+1;i}\approx\frac{6\,\mu\,\theta\,D}{L\left(1-\frac{2a}{L}\right)C^3}\cdot\frac{1}{1-\varepsilon\cos\left[\frac{\pi}{n}(2i-1)\right]^3} \qquad (4)$$

Resistencia hidráulica en los restrictores:

En esta función, como condición de partida se asume que el eje está centrado y, 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.

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

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.

Se desarrolla una nueva función en la que, 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 "Hf". 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, "T2".

Presiones en las cavidades y en los lands:

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. En este caso se calcula la presión de cada cavidad utilizando el método de las "resistencias hidráulicas" explicado en la ecuación (4).

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. Este cálculo se realiza en dos pasos: en el primero se calculan las presiones de los "lands" que están entre las celdas, y en el segundo se interpolan estas presiones a todo el cojinete.

La condición de contorno en "z=-L/2" y "z=L/2" es la misma que en el caso de las presiones hidrodinámicas: la presión es igual a la presión atmosférica "Pa". En el caso de "θ_{land}" y "$\theta_{land}+\theta$" en la zona de la cavidad, las presiones serán la de las cavidades y en los extremos hay un descenso lineal de la presión desde la presión de la cavidad "Pr_i", hasta la presión atmosférica "Pa".

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

Para este cálculo se desarrolla la función que utiliza la integración de la presión para obtener los componentes de fuerza, "Fx" y "Fy". Con los valores de fuerza se determinan la capacidad de carga y el ángulo de posicionado, ya que la excentricidad introducida en el cálculo (dato de entrada), la amplitud y la dirección en la que se ha generado son conocidas.

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, se calculará la fuerza total o la fuerza debida a las presiones hidrodinámicas.

Coeficientes dinámicos: matriz de rigidez y amortiguamiento:

Los cojinetes lubricados en régimen hidrodinámico tienen un comportamiento no lineal importante con respecto a

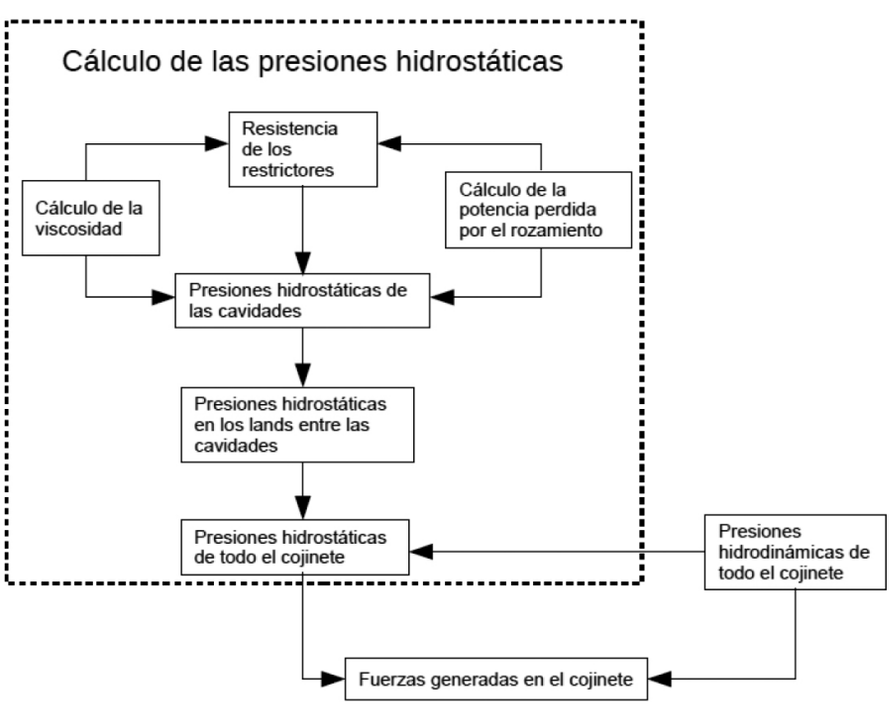


Fig. 5: Esquema general de la resolución del campo de presiones

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". 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 "ε=0" a "ε=0,75", y así se obtiene la rigidez del cojinete radial.

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.

Finalmente se presenta la ecuación de Newton (5) con los parámetros rotordinámicos obtenidos:

$$\begin{bmatrix} M_x & 0 \\ 0 & M_y \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{xx} & D_{xy} \\ D_{yx} & D_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} \quad (5)$$

5. ENSAYOS EXPERIMENTALES

Los resultados experimentales se han obtenido realizando diferentes ensayos en los que se han ajustado los siguientes parámetros:

- Velocidad de rotación 1000 rpm, y presión de bombeo 10bar.
- Velocidad de rotación 2000 rpm, y presión de bombeo 20bar.
- Velocidad de rotación 3000 rpm, y presión de bombeo 30bar.

En dichos ensayos se han utilizado restrictores tipo capilar y de orificio, y una relación de presiones variable (P_{recess}/P_{supply}). El banco de ensayos se conecta a un sistema de suministro hidráulico, con un refrigerador para mantener constante la temperatura del lubricante de entrada (a 20-22ºC).

Se compararon los resultados obtenidos en los ensayos realizados con los valores obtenidos por el programa de cálculo desarrollado en entorno MATLAB. Los valores de rigidez y caudal son los de mayor interés para comprobar el funcionamiento del nuevo banco de ensayos.

Los valores de rigidez y caudal obtenidos en los ensayos a bajas velocidades son bastante coherentes con los obtenidos en el modelo matemático. Sin embargo, cuando el cojinete tiene un comportamiento más hidrodinámico, la predicción no se ajusta tan bien como en el caso de los cojinetes hidrostáticos.

6. CONCLUSIONES Y PERSPECTIVA

- Se ha diseñado, fabricado y puesto a punto un nuevo banco de ensayos para la caracterización de cojinetes radiales de lubricación presurizada.
- 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.
- La herramienta de cálculo se ha diseñado para poder ofrecer resultados de manera ágil y rápida en cojinetes radiales de cabezales. En comparación con las soluciones de CFD la herramienta es más eficiente, ajustada a las geometrías específicas de los guiados analizados.
- Mientras que la herramienta de CFD es muy útil para realizar modelos de cojinetes radiales de geometría compleja (dado que estos programas están integrados en soluciones CAD y el diseño se importa fácil), en la herramienta de cálculo de desarrollo propio la geometría del cojinete está limitada a cavidades rectangulares.
- 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 sencillo de geometrías complejas.
- El modelo de desarrollo propio para predecir el comportamiento de los cojinetes se ajusta correctamente a una velocidad de rotación inferior, mostrando cierta divergencia cuando el efecto hidrodinámico es significativo.
- El interior del cojinete está fabricado 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.
- Como trabajo futuro, el banco de ensayos podría mejorarse con una mejor alineación de la carcasa del cojinete para obtener una resolución más fina en las pruebas de carga y rigidez. Por otro lado, el modelado de los cojinetes se revisará con especial atención al efecto hidrodinámico y al cálculo de la presión.

REFERENCIAS

[1] Stansfield FM Hydrostatic bearings. The machinery publishing co. Ltd, 1970. ISBN: 978-08-533-3206-0

[2] Bassani R y Piccigallo B. Hydrostatic lubrication. Tribology Series, 22. Elsevier, 1992. ISBN: 978-00-808-7586-6

[3] Frêne J, Nicolas D, Degueurce B, Berthe D y Godthe M. Hydrodynamic lubrication, bearings and thrust bearings. Tribology Series 33, 1997. ISBN: 978-0-444-82366-3

[4] Brian-Rowe W. Hydrostatic, aerostatic and hybrid bearing design. Butterworth-Heinemann. Elsevier, 2012. ISBN: 978-0-12-396994-1

[5] Hernández J, Uribe-Etxeberria R y de Pedro I. "Simulation and Experimental Analysis of Fluid-Lubricated Bearing Monitoring Strategies". The 36th CIRP-International Seminar on Manufacturing Systems, 2003

[6] Zhou H, Zhao S, Xu H y Zhu J. "An experimental study on oil-film dynamic coefficients". Tribology International 37, p.245–253, 2004. DOI: http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2003.08.002

[7] Swanson EE. "Design and Evaluation of an Automated Experimental Test Rig for Determination of the Dynamic Characteristics of Fluid-Film Bearings". PhD Thesis Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, 1998.

[8] Navthar RR y Halegowda NV. "Experimental Investigation of Oil Film Thickness for Hydrodynamic Journal Bearings". Applied Mechanics and Materials Vols.110-116, p.2377-2382, 2012. DOI: https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.110-116.2377

[9] Ahmada MA, Kasolanga S y Dwyer-Joyceb RS. "Experimental study on the effects of oil groove location on temperature and pressure profiles in journal bearing lubrication". Tribology International, Vol.74, p.79–86, 2014. DOI: https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.02.012.

AGRADECIMIENTOS

Los autores de este artículo desean agradecer el apoyo de DANOBAT por su colaboración en este trabajo de investigación, brindando indicaciones precisas en la definición de los requisitos y la experiencia previa en el campo de husillos con cojinetes lubricados.

MATERIAL SUPLEMENTARIO

http://www.revistadyna.com/documentos/pdfs/_adic/9411-1.pdf