

IDENTIFICACIÓN DE COEFICIENTES DINÁMICOS EN COJINETES DE PELÍCULA DE AIRE

Rafael O. Ruiz, Marcelo H. Di Liscia y Sergio E. Diaz

*Laboratorio Dinámica de Máquinas, Universidad Simón Bolívar, Caracas, Venezuela,
rruiz@usb.ve, <http://www.laba.usb.ve/l dm>*

Palabras Claves: Cojinete de Aire, Identificación de Parámetros, Coeficientes Dinámicos

Resumen. La identificación de los coeficientes dinámicos en cojinetes de aire es fundamental para un adecuado análisis rotodinámico. El presente trabajo muestra el desarrollo de un algoritmo que permite la obtención directa de los coeficientes dinámicos síncronos y asíncronos en cojinetes hidrodinámicos de película de aire tanto de forma numérica como experimental. El cálculo de los coeficientes dinámicos numéricos se realiza resolviendo la ecuación diferencial de Reynolds para un fluido compresible en el espesor de la película de gas, tomando en consideración el flujo másico del fluido que se introduce, así como la pérdida de presión que sufre el mismo al pasar a través de los orificios de alimentación. La ecuación diferencial de Reynolds para flujo compresible es resuelta aplicando un esquema de diferencias finitas. Debido a la no linealidad de dicha ecuación, el cálculo del perfil de presiones es realizado por medio de iteraciones sucesivas y el cálculo de las fuerzas hidrodinámicas a través de una integración numérica de Simpson. Los coeficientes dinámicos numéricos fueron hallados aplicando una técnica de mínimos cuadrados a las fuerzas hidrodinámicas generadas al simular una órbita del rotor a determinada frecuencia y velocidad, permitiendo así el cálculo de los coeficientes dinámicos síncronos y asíncronos. El banco de pruebas utilizado consta de dos cojinetes magnéticos, los cuales soportan al rotor en sus extremos y a la vez que funcionan como actuadores permitiendo inducir diferentes tipos de órbitas al rotor, lo cual hace posible la obtención experimental de los coeficientes dinámicos síncronos y asíncronos. Se realizó un estudio a un cojinete de aire de geometría rígida, encontrando correlaciones aceptables al comparar las predicciones numéricas con los datos experimentales. Los resultados muestran que a pesar que el número de compresibilidad es muy bajo existe una dependencia de los coeficientes dinámicos con respecto a la frecuencia de excitación. Esta dependencia se encuentra directamente relacionada a la condición del flujo de aire en los orificios de alimentación, al transformarse de un flujo estrangulado a uno no estrangulado. El algoritmo presentado puede fácilmente extenderse para ser aplicado a cojinetes de geometría flexible, convirtiéndose en una herramienta de vital importancia a la hora de estimar la rigidez y amortiguación en este tipo de elementos.

1 INTRODUCCIÓN

Los cojinetes de aire o gas han probado ser útiles en diversas aplicaciones, como unidades turbo compresoras, sistemas de potencia auxiliares, microturbinas, máquinas rotativas de alta precisión, y aquellas que demandan un ambiente libre de aceite. La lubricación a gas soluciona los problemas relacionados con la lubricación por fluido, ya que no son necesarios sellos complejos, bombas de aceite, sistemas de circulación, y permite operar a altas temperaturas y velocidades. Sin embargo, este tipo de cojinetes han mostrado desventajas, debido a su baja capacidad de carga y baja fuerza viscosa, deben usarse holguras muy pequeñas, lo que lleva a tomar estrictas tolerancias en su fabricación así como un tiempo de instalación considerable (Wilde y San Andrés 2003).

El estudio rotodinámico de los sistemas rotor-cojinete requieren una comprensión de la interacción dinámica entre cojinetes y rotor. Para tomar en consideración la contribución de los cojinetes, es obligatorio estimar los parámetros dinámicos de los cojinetes. La identificación de las características rotodinámicas del cojinete es fundamental para la predicción del comportamiento dinámico, control de vibraciones y diagnóstico y/o análisis rotodinámico de turbomaquinaria. Varios investigadores han realizado cálculos teóricos de los parámetros de este tipo de cojinetes, pero aún hace falta una estandarización de los resultados presentados en publicaciones relacionadas a identificación de parámetros en cojinetes. Tiwari et al. (2005) presentan un resumen de técnicas de identificación para cojinetes hidrodinámicos e hidrostáticos. Los autores presentan un resumen de procedimientos experimentales y técnicas teóricas para identificar parámetros de cojinetes.

Viktorov et al. (2005) propone un modelo matemático para describir características estáticas y dinámicas de cojinetes de gas presurizados externamente. Sugieren expresiones analíticas para calcular los coeficientes rotodinámicos del cojinete de gas. El modelo analítico es comparado y corregido contra cálculos computacionales de un modelo teórico no-lineal del cojinete de gas, obteniendo resultados satisfactorios. Faría y San Andrés (2000) presentan un modelo numérico combinando el método del elemento finito con el método de diferencias finitas para realizar un análisis del estado estacionario de cojinetes de deslizamiento planos y cojinetes de escalón Rayleigh. Estiman numéricamente el perfil de presión, la capacidad de carga, la rigidez y amortiguación, pero no consideran resultados experimentales con el propósito de validar o comparar los resultados obtenidos. Un procedimiento similar es utilizado por Heshmat et al. (2000) para analizar el desempeño de cojinetes de empuje lubricados por gas. La carga de empuje es estimada numéricamente y comparada con datos experimentales.

Ruiz et al. (2006a) proponen unos algoritmos para la medición y cálculo de coeficientes dinámicos, experimental y analíticamente. Ruiz et al. (2006b) identifican y estiman los coeficientes de rigidez y amortiguación para un cojinete rígido de tres lóbulos, utilizando excitaciones de órbitas unidimensionales. Luego Ruiz et al. (2006c) reportan el comportamiento no-síncrono del mismo cojinete, proporcionando mapas completos de los coeficientes en función de la velocidad de giro y la frecuencia de excitación.

El presente artículo se enfoca en la estimación experimental y numérica de los coeficientes dinámicos síncronos y asíncronos del cojinete de película de gas y trata de identificar el efecto del estrangulamiento en los orificios de alimentación sobre el comportamiento de los coeficientes dinámicos. Una breve reseña de la configuración del banco de pruebas es presentada y los parámetros dinámicos del cojinete son reportados gráficamente.

2 LA ECUACIÓN DE REYNOLDS MODIFICADA

La ecuación isotérmica de Reynolds para un lubricante compresible modificada, incluyendo el flujo de alimentación a través de los orificios, es dada en su forma adimensional como muestra la Ecuación 1.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}^3 \bar{P} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{h}^3 \bar{P} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right) = \Lambda \frac{\partial (\bar{h} \bar{P})}{\partial \theta} - \frac{2\Lambda \partial (\bar{h} \bar{P})}{\Omega \partial t} - \frac{2\Lambda (\Re T) \cdot m_{or}}{\Omega P_a \cdot C \cdot A} \quad (1)$$

$$\bar{z} = \frac{z}{L/2} \quad \bar{P} = \frac{P}{P_a} \quad \bar{h} = \frac{h}{C} \quad \Lambda = \frac{6\Omega\mu}{P_a} \left(\frac{R}{C} \right)^2 \quad (2)$$

Con las condiciones de borde correspondientes:

$$\bar{P} = 1 \quad \text{para} \quad \bar{z} = \pm 1$$

$$\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} = 0 \quad \text{para} \quad \bar{z} = 0$$

$$\bar{P}(\theta=0) = \bar{P}(\theta=2\pi)$$

Donde, “ h ” espesor de película de aire [m], “ \bar{h} ” es el espesor de película de aire adimensional, “ C ” holgura nominal del lóbulo [m], “ \bar{z} ” es la coordenada adimensional en la dirección axial y “ \bar{P} ” es la presión hidrodinámica adimensional, “ D ” diámetro del muñón [m], “ L ” longitud axial del cojinete [m], “ Λ ” número de compresibilidad, “ \Re ” constante universal de los gases [0.287 kJ/kg·K], “ P_a ” presión ambiental [N/m²], “ m_{or} ” flujo másico [kg/s], “ P ” presión hidrodinámica [N/m²], “ Ω ” velocidad angular del rotor [rad/s], “ μ ” viscosidad [1.882 x 10⁻⁵ N·s/m²], “ R ” radio del muñón [m], “ T ” temperatura absoluta del aire [°K], “ A ” área efectiva del orificio [m²].

El último término del lado derecho de la Ecuación de Reynolds sólo es considerado para el flujo interno en los orificios de alimentación. Lejos de los orificios, donde no hay flujo externo, el último término es cero. Se asume flujo laminar en la película (número de Reynolds modificado de 13.7 a 37.6). La viscosidad dinámica se asume constante debido a que se considera que no hay una variación considerable de la temperatura para el rango de velocidades analizado. El modelo toma en cuenta la pérdida de presión a través de los orificios de alimentación. El flujo másico es dado por San Andrés y Wilde (2001).

$$m_{or} = \Phi \cdot m(P^*) \cdot g(\bar{h}) \quad \Phi = \frac{\pi \cdot a^2}{\sqrt{\Re T}} P_s \quad (3)$$

$$m(P^*) = \begin{cases} \left(\frac{2k}{k+1} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/k-1} & \text{for } P^* < \bar{P}_{choke} \\ \alpha \left(\frac{2k}{k+1} \right)^{1/2} \cdot P^{*1/k} \cdot \left(1 - P^{*k-1/k} \right)^{1/2} & \text{for } P^* > \bar{P}_{choke} \end{cases} \quad (4)$$

$$\bar{P}_{choke} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/k-1} \quad g(\bar{h}) = \frac{\bar{h}}{(\bar{h}^2 + \Delta^2)^{1/2}} \quad \Delta = \frac{a^2}{d \cdot C} \quad P^* = \frac{P}{P_s} \quad (5)$$

Donde “ Δ ” es la relación geométrica del orificio de alimentación, “ α ” coeficiente de pérdida empírico del orificio, “ Φ ” factor del orificio [kg/s], “ P^* ” relación de presión del orificio, “ P_s ” presión de alimentación [N/m²], “ k ” relación de calor específico del aire (1.4 para el aire), “ g ” función de la geometría del orificio, “ d ” diámetro del orificio de descarga [m²] y “ a ” diámetro del orificio restrictor [m].

3 PROCEDIMIENTO NUMÉRICO

Se requiere un procedimiento numérico iterativo para resolver la ecuación de Reynolds con flujo compresible. A la Ecuación 1 se le realizan algunas manipulaciones algebraicas y luego se implementa un modelo de diferencias finitas. El flujo másico que pasa a través de los orificios de alimentación es concentrado en un nodo sólo para procedimientos numéricos.

Debido a la no linealidad de la ecuación, un procedimiento iterativo es usado. La ecuación es separada en dos términos, uno conteniendo las contribuciones no-lineales, y el otro las derivadas de segundo orden. La primera distribución de presión (o semilla de iteración) es tomada igual a la presión ambiente. Luego, la solución de presión es actualizada, siempre evaluando los términos no-lineales con el perfil de presión de la iteración previa. Se asume una convergencia de la presión cuando la mayor diferencia entre las presiones de dos iteraciones sucesivas cae debajo de 1%. Peng y Khonsari (2004) utilizaron un procedimiento de iteración similar para obtener la distribución de presión en cojinetes tipo foil. Ruiz et al. (2006b) muestran este procedimiento en detalle.

En un trabajo previo, Ruiz et al. (2006a) aplican una perturbación finita de frecuencia cero para estimar numéricamente las fuerzas dinámicas. Los coeficientes predichos siguen el comportamiento de los resultados experimentales para los coeficientes síncronos versus la velocidad de giro. Sin embargo, a pesar de que la amortiguación predicha tiene el mismo orden de magnitud que la experimental, el modelo numérico predijo un valor casi constante para los coeficientes directos y cruzados, lo que no se corresponde con el comportamiento experimental. Esta diferencia es debida a la simplificación introducida al utilizar perturbaciones de frecuencia cero.

Se aplica entonces una técnica de mínimos cuadrados para obtener las fuerzas dinámicas. A medida que el eje es forzado a cabecear a una frecuencia conocida (Ω) y órbita, el modelo numérico no requiere calcular la posición de equilibrio, que es irrelevante para los experimentos. Las coordenadas “ x ” e “ y ” y las velocidades “ \dot{x} ” e “ \dot{y} ” del centro del eje son expresadas como:

$$x = r_x \sin(\Omega t) \quad y = r_y \cos(\Omega t) \quad (6)$$

$$\dot{x} = r_x \Omega \cos(\Omega t) \quad \dot{y} = -r_y \Omega \sin(\Omega t) \quad (7)$$

Las fuerzas F_x y F_y en cualquier punto i de la órbita pueden ser escritas como:

$$f_{x_i} = K_{xx} x_i + K_{xy} y_i + C_{xx} \dot{x}_i + C_{xy} \dot{y}_i \quad (8)$$

$$f_{y_i} = K_{yx} x_i + K_{yy} y_i + C_{yx} \dot{x}_i + C_{yy} \dot{y}_i \quad (9)$$

Para una cantidad de n puntos que describen una órbita completa, las Ecuaciones 8 y 9 pueden ser expresadas como la Ecuación 10, o en una forma más sencilla como la Ecuación 11.

$$\begin{bmatrix} f_{x1} & f_{y1} \\ f_{x2} & f_{y2} \\ \vdots & \vdots \\ f_{xn} & f_{yn} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 & y_1 & \dot{x}_1 & \dot{y}_1 \\ x_2 & y_2 & \dot{x}_2 & \dot{y}_2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_n & y_n & \dot{x}_n & \dot{y}_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{yx} \\ K_{xy} & K_{yy} \\ C_{xx} & C_{yx} \\ C_{xy} & C_{yy} \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$[FXY] = [XY][KC] \quad (11)$$

Como la matriz de posiciones y velocidades por lo general no es cuadrada, los valores de los coeficientes de la matriz $[KC]$ pueden ser estimados a través de la pseudo-inversa por medio de la Ecuación 12.

$$[KC] = \{[XY]^T [XY]\}^{-1} [XY]^T [FXY] \quad (12)$$

Esta ecuación proporciona los valores efectivos de los coeficientes cuando está sujeto a cualquier órbita determinada. Ruiz et al. (2006c) usaron esta expresión para obtener los coeficientes de un cojinete rígido de tres lóbulos de película de aire bajo excitaciones de órbita circular, obteniendo una buena concordancia con los resultados experimentales y un comportamiento no-constante de los coeficientes de amortiguación síncronos.

4 BANCO DE PRUEBAS Y PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

La Figura 1 muestra un esquema del cojinete y la Figura 2 un esquema del banco de pruebas. El procedimiento experimental así como el cojinete y el banco de pruebas son los mismos empleados por Ruiz et al. (2006a) en un trabajo anterior. Bellabarba et al. (2005) describen el diseño a detalle del banco de pruebas.

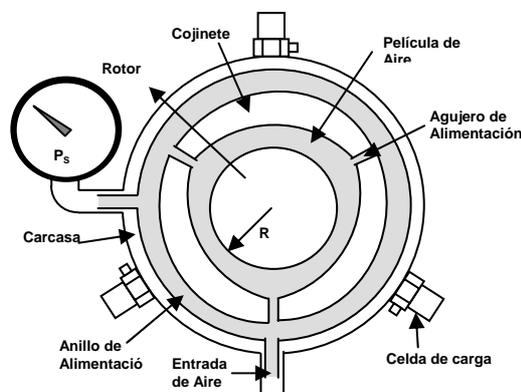


Figura 1: Esquema de Cojinete de Prueba

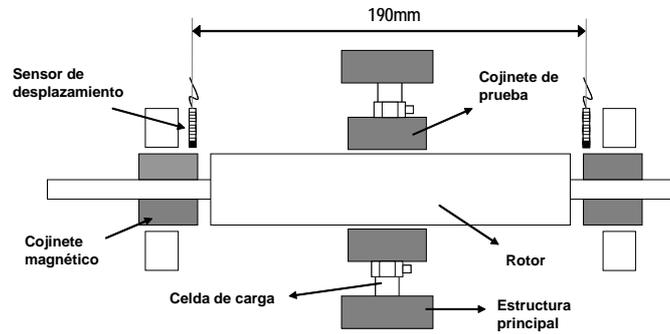


Figura 2: Esquema del Banco de Pruebas

5 RESULTADOS

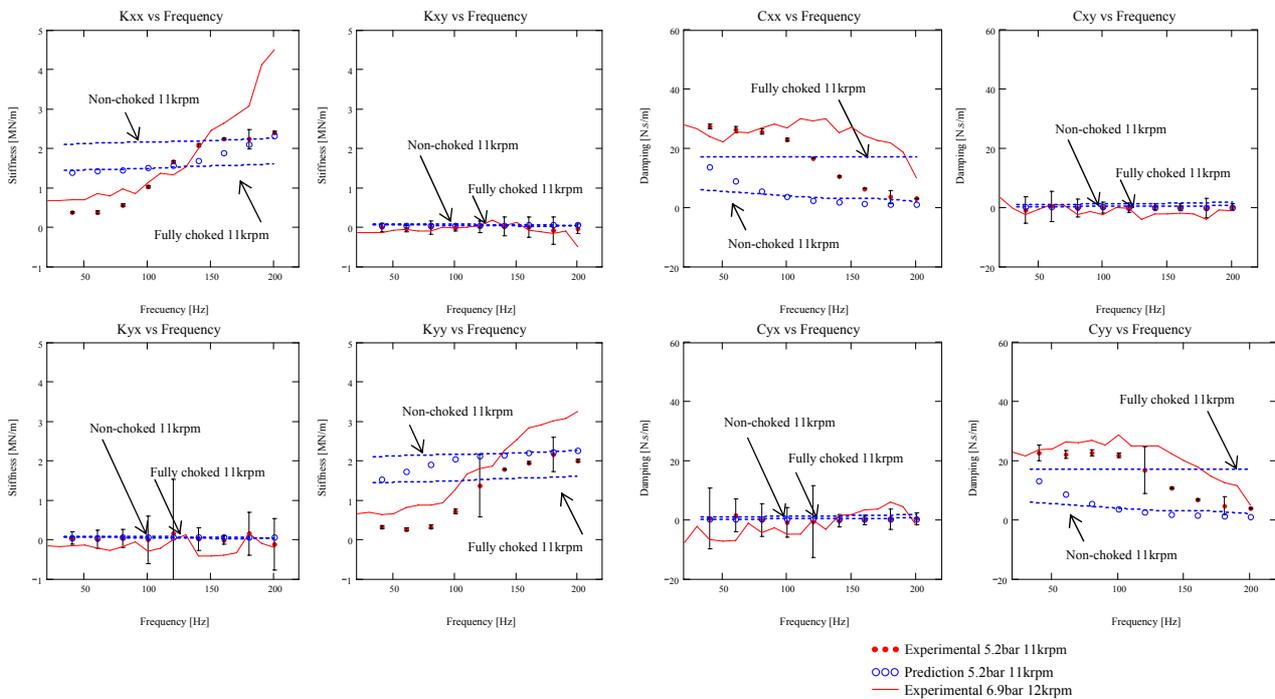


Figura 3: Efecto del estrangulamiento en la rigidez y amortiguación asíncrona

Una estrategia de excitación multifrecuencial es utilizada para calcular los coeficientes como función de la frecuencia. La Figura 3 compila los datos de las pruebas realizadas. Los puntos rojos muestran los resultados experimentales a las condiciones 5.2bar y 11krpm, los círculos azules muestran las predicciones para las mismas condiciones. Las predicciones fueron calculadas utilizando el método de mínimos cuadrados. La línea roja continua muestra los resultados de un trabajo previo a 6.9bar y 12krpm. Todos los resultados muestran comportamientos similares, los obtenidos a condiciones de presión y velocidad mayores, muestran valores superiores. La tendencia de las predicciones en rigidez y amortiguación son las mismas que la de los resultados experimentales. La figura también muestra predicciones para condiciones modificadas en los orificios de alimentación. La ecuación 3 es forzada a calcular el flujo como completamente estrangulado y como no estrangulado para cada línea,

sin importar la diferencia de las presiones. A medida que la porción de la órbita en donde el flujo está estrangulado a en cada orificio de alimentación cambia con la frecuencia, los valores de los coeficientes van de valores estrangulados a bajas frecuencias a no-estrangulados en altas frecuencias. Esto muestra que hay transición a medida que se incrementa la frecuencia de excitación. Seguramente, con un mejor sintonizado del modelo del orificio, los resultados entre experimentos y predicciones serán mejores.

6 CONCLUSIONES

Las mediciones experimentales y estimaciones numéricas de los coeficientes son presentadas, y éstas muestran congruencia.

Los coeficientes directos de rigidez aumentan y los coeficientes directos de amortiguación disminuyen a medida que la frecuencia se incrementa. Esto sucede con los resultados experimentales y con las predicciones.

El método de mínimos cuadrados utilizado para la identificación numérica de los coeficientes dinámicos mejora considerablemente los resultados obtenidos con el método de frecuencia cero utilizado anteriormente (Ruiz et al. 2006a). A pesar de la simplicidad del método de diferencias finitas, el modelo numérico proporciona relativos buenos resultados.

El algoritmo demuestra ser versátil, ya que permite modificar el esquema según sea necesario, como lo fue para comprobar que existe un estado de transición cuando pasa del estado estrangulado a no-estrangulado. Futuras mejoras pueden ser obtenidas con la inclusión de la ecuación de energía y/o el utilizar el método de volúmenes o elementos finitos.

REFERENCIAS

- Faria, M. T., San Andres, L., On the Numerical Modelling of High-Speed Hydrodynamic Gas Bearings, *Trans. ASME Journal of Tribology*, Vol. 122, pp.124-130, 2000.
- Heshmat, C., Xu, D. S., Heshmat, H., Analysis of Gas Lubricated Foil Thrust Bearings Using Coupled Finite Element and Finite Difference Methods, *Trans ASME Journal of Tribology*, Vol 122, pp.199-204, 2000.
- Peng, Z. C., Khonsari, M. M., Hydrodynamic Análisis of Compliant Foil Bearings UIT Compressible Air Flow, *Trans. ASME Journal of Tribology*, Vol. 126, pp.542-546, 2004.
- Ruiz, R., Di Liscia, M., and Diaz, S., Algoritmos para la Medición y Cálculo de Coeficientes Dinámicos en Cojinetes de Películas de Gas, *Proc. CIMENICS 2006*, Porlamar, Venezuela, paper AD-28, 2006a.
- Ruiz, R., Di Liscia, M., Medina, L., Diaz, S., Experimental Measurement of a Three Lobe Air Bearing Rotordynamic Coefficients, *Proc. ASME TurboExpo*, Barcelona, Spain, paper GT-2006-91068, 2006b.
- Ruiz, R., Di Liscia, M., and Diaz, S., Effect of the Orbit Shape on the Experimental Measurement of a Three Lobe Air Bearing, *Proc. 7th IFToMM Conference on Rotor Dynamics*, Vienna, Austria, paper 284, 2006c.
- San Andrés, L. and Wilde, D. A., Finite Element Analysis of Gas Bearing for Oil-Free Turbomachinery, *Revue Européenne des Eléments Finis*, 10 (6-7), pp. 769-790, 2001.
- Tiwari, R., Lees, A., Friswell., Identification of Dynamic Bearing Parameters: A review, *Proc. Shock and Vibration Digest*, Vol. 36, No. 2, 99-124, 2004.
- Viktorov, V., Belforte, G., Raparelli, T., Modelling and Identification of Gas Journal Bearings: Externally Pressurized Gas Bearing Results, *Trans. ASME Journal of Tribology*, Vol. 27, pp.548-556, 2005.
- Wilde, D., San Andrés, L., Comparison of Rotordynamic Analysis Predictions with the test response of simple gas hybrid Bearings for oil free Turbomachinery, *Proc. ASME TurboExpo*, Atlanta, paper GT-2003-38859, 2003.