

ESTIMACIÓN DE COEFICIENTES DINÁMICOS EN COJINETES DE ZAPATAS PIVOTANTES

José L. Gomez^a, Jorge E. Torres^b, Rafael O. Ruiz^a, Sergio E. Diaz^a

^a*Laboratorio Dinámica de Máquinas, Universidad Simón Bolívar, Caracas, Venezuela,
joseuisgomez@usb.ve, <http://www.laba.usb.ve/ldm>*

^b*Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Nacional Experimental del Táchira, Venezuela
jtorres@unet.edu.ve, <http://www.unet.edu.ve>*

Palabras Claves: Zapatas Pivotantes, Coeficientes Dinámicos, Elementos Finitos

Resumen. Excesivos niveles de vibración síncrona e inestabilidades asociadas a frecuencias de vibración subsíncronas son los problemas más comunes en la dinámica de rotores. Los cojinetes de zapatas pivotantes o “Tilting Pad Bearings” (TPB) y los cojinetes de zapatas pivotantes con pivote flexible o “Flexible Pivot Tilting Pad Bearings” (FPTPB) han sido probados durante años y se ha demostrado que contribuyen de manera significativa a eliminar los problemas de inestabilidades en los rotores. Por esta razón, son usados en diversos tipos de turbomáquinas, tales como turbinas de gas y compresores de alto desempeño. El análisis rotodinámico de este tipo de máquinas requiere del cálculo de los coeficientes dinámicos de los cojinetes. En el mercado existen diversos códigos numéricos que realizan el cálculo requerido. Sin embargo, éstos son altamente costosos, no permiten modificaciones en la metodología de cálculo y la cantidad de tipos de cojinetes de zapatas pivotantes que pueden calcular es limitada. Además, las metodologías utilizadas para el cálculo y los códigos existentes han sido desarrollados principalmente en Estados Unidos y Europa, lo que incrementa los costos de las asesorías técnicas e incrementa los tiempos de respuesta en la solución de los problemas. Se desarrollará un método para el cálculo de los coeficientes dinámicos en cojinetes de zapatas pivotantes a través de un código computacional. Para el cálculo de estos coeficientes será necesario desarrollar un modelo numérico basado en la solución de la ecuación de Reynolds, a través del método de elementos finitos, y la solución de la ecuación de movimiento de las zapatas. El modelo generado será validado a partir de la comparación con resultados numéricos ya publicados. Este trabajo será de gran importancia en el área de investigación y en las actividades educativas que realiza el Laboratorio de Dinámica de Máquinas. Además la industria pesada nacional (petrolera, gasífera, generación de energía eléctrica, etc.), contará con una herramienta de gran utilidad para la solución de problemas en el área de máquinas rotativas.

1 INTRODUCCIÓN

Los TPB son comúnmente usados en máquinas rotativas de alto desempeño que demandan estabilidad rotodinámica superior y ofrecen mejor estabilidad que los cojinetes hidrodinámicos convencionales conocidos por sus siglas en inglés como “Hidrodinamic Journal Bearing” (HJB) (Rodríguez y Childs, 2006). Las inestabilidades son producidas por los términos cruzados de la matriz de rigidez dinámica. Estas inestabilidades son conocidas como “torbellino de aceite” u “Oil Whirl” y latigazo de aceite u “Oil Whip”, y se deben a la interacción del sistema rotor-cojinete. San Andrés (1996) indica que las inestabilidades dependen de la relación de frecuencia de cabeceo o “Whirl Frequency Ratio” (WFR). Afirma también que el WFR es un indicador de estabilidad en los cojinetes hidrodinámicos. El autor señala que el umbral de estabilidad o límite máximo de la velocidad de operación, se obtiene de dividir la primera frecuencia crítica de la máquina por el WFR. Afirma que en el caso de los HJB, el valor del WFR es cercano a 0,5 mientras que en los TPB el valor es muy cercano a cero. Un WFR de 0,5 indica que para una velocidad de operación igual al doble de la primera frecuencia crítica ocurre “oil whip”, mientras que para un valor de cero no existe velocidad de operación que produzca este tipo de inestabilidades.

Lund (1964) explica que en los TPB las componentes de la carga de cada zapata pasan por el centro del cojinete lo que elimina los coeficientes cruzados de la matriz de rigidez dinámica, lo que se traduce en que las matrices de los coeficientes dinámicos obtenidos (C y K) son diagonales. Además, introduce un método para el cálculo de los coeficientes dinámicos del TPB, incluyendo la inercia de las zapatas, basado en la solución de la ecuación de Reynolds. Los coeficientes que presenta el autor están reducidos a los grados de libertad de desplazamiento del rotor (4 coeficientes).

Reinhardt y Lund (1975) analizan el efecto de considerar la inercia del fluido en un HJB operando en un régimen de flujo laminar generando un modelo en el cual se incluye una matriz de masas en las ecuaciones que rigen el comportamiento dinámico del rotor. En este sistema los coeficientes de amortiguación y rigidez se hacen menos dependientes de la frecuencia de excitación y la velocidad de giro.

Allaire et al. (1981) describen un método de perturbación de la zapata para el cálculo de coeficientes dinámicos en TPB. Los autores calculan un conjunto de coeficientes dinámicos y cargas soportadas por cada zapata a partir de diferentes posiciones del rotor almacenándolas como “datos de las zapatas”. Luego calculan la carga total soportada por el cojinete y la posición de equilibrio “ensamblando” las contribuciones independientes de cada zapata para una posición del eje. La posición de equilibrio del eje se obtiene variando la excentricidad hasta obtener una carga soportada igual al peso del rotor. Los autores concluyen que el método propuesto ahorra tiempo computacional con respecto a los métodos convencionales ya que la ecuación de Reynolds se resuelve sólo cuando se están obteniendo los “datos de las zapatas”.

Parsell et al. (1982) calculan los coeficientes dinámicos reducidos para diversos TPB variando la frecuencia de excitación, utilizando el método de ensamblaje descrito por Allaire et al. (1981). Encuentran que para cojinetes sin precarga los valores de los coeficientes obtenidos no fueron los esperados.

Armentrout y Paquette (1993) describen las características rotodinámicas de una variación de los TPB llamados cojinetes de zapatas pivotantes con pivote flexible o “flexure-pivot tilting-pad bearing” (FPTPB). Los autores hacen una comparación entre los TPB y los FPTPB, concluyendo que los primeros son mecánicamente complejos ya que se conforman de múltiples piezas y requieren de una enorme precisión en las tolerancias de fabricación y ensamblaje, lo que incrementa los costos de manufactura. Además, el desgaste entre las partes

afecta el comportamiento dinámico del cojinete. Por otro lado, los FPTPB son mecanizados de una sola pieza a través de electroerosión. El proceso anterior produce unas “cuñas” o “webs” delgadas sobre las cuales se apoyan las zapatas. Estas poseen una flexibilidad tal que permiten la rotación de las zapatas y a la vez disminuyen la rigidez radial, lo agrega un grado de libertad de desplazamiento al sistema mecánico. La Figura 1 muestra un esquema de un FPTPB.

La desventaja de los FPTPB respecto a los TPB es que debido a la “webs” sobre la cual se apoya la zapata se generan valores de rigidez rotacional en la zapata lo que se traduce en la aparición de coeficientes cruzados. Sin embargo, los valores de dichos coeficientes son pequeños lo que produce valores de WFR entre 0,15 y 0,2 lo que permite a la máquina superar fácilmente varias velocidades críticas sin alcanzar el umbral de inestabilidad.

Debido a la carencia tecnológica existente a nivel latinoamericano en lo que se refiere al área de investigación y desarrollo con referencia a la dinámica de equipos rotativos, es necesaria la utilización de asesoría externa a la región cuando un análisis rotodinámico es necesario, originando incremento en los costos y en los tiempos de respuesta.

Ruiz et. al (2006) desarrollan un código que permite efectuar el análisis rotodinámico de máquinas rotativas, la elaboración del presente trabajo contribuirá con dicha herramienta ya que, en conjunto con el trabajo de Di Liscia (2007), permite incrementar la diversidad de cojinetes que pueden ser introducidos en dicho código, lo que en definitiva se traduce en un aporte a la industria pesada nacional (petrolera, gasífera, generación eléctrica, etc.), ya que les permite contar con el desarrollo necesario para la solución de problemas de alto nivel técnico referentes a las máquinas rotativas instaladas.

2 DESCRIPCIÓN DEL COJINETE DE ZAPATAS PIVOTANTES

Los cojinetes de zapatas pivotantes son cojinetes en los cuales las zapatas pueden rotar por medio de un medio elástico o un pivote. El número de zapatas, precarga y la posición del pivote pueden ser variados para lograr el desempeño deseado. Usualmente los pivotes de estos cojinetes se fabrican de dos formas diferentes, unos se construyen a través de rótulas esféricas (Figura 1a) y otros a través de un vástago flexible (Figura 1b).

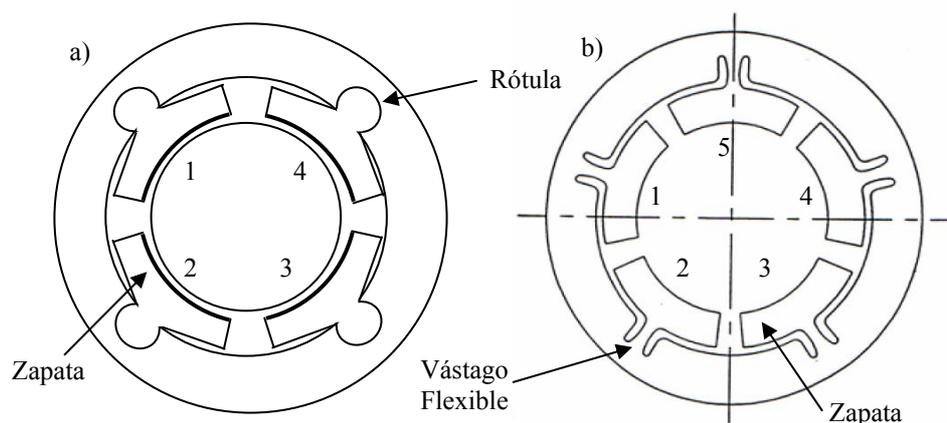


Figura 1: Esquema de un cojinete de zapatas pivotantes

Es importante destacar que cada zapata rotará y se alineará dependiendo del perfil de presiones que se genere, lo cual implica que la película de aceite para cada zapata es diferente. La Ecuación 1 muestra la expresión para estimar el perfil de la película de aceite a lo largo de una zapata, claramente se observa que el perfil va a depender de la posición del

rotor (posición horizontal “ e_y ” y posición vertical “ e_x ”) y del ángulo de rotación de la zapata “ δ ”.

$$h_0^k(\theta) = C_p + e_x \cos(\theta) + e_y \sin(\theta) - r_{pk} \cos(\theta - \Theta_p^k) - R \delta^k \sin(\theta - \Theta_p^k) \quad (1)$$

En la Ecuación 1 “ C_p ” denota la holgura radial en las zapatas, “ Θ_p ” es la posición angular en la cual se encuentra el pivote de la zapata “ k ”, “ R ” es el radio del rotor y “ r_{pk} ” corresponde a la precarga del cojinete. Finalmente, “ $h_0^k(\theta)$ ” expresa el perfil de la película de aceite para un punto “ θ ” particular de la zapata “ k ”. La Figura 2 muestra el sistema de coordenadas utilizado para referenciar las variables de todas las ecuaciones presentadas.

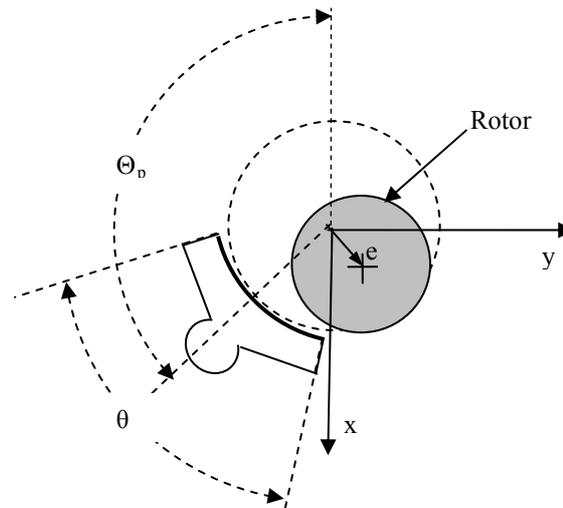


Figura 2: Sistema de referencia para el cojinete de zapatas pivotantes

3 ESQUEMA NUMÉRICO

La Ecuación 2 corresponde a la ecuación de Reynolds para flujo incomprensible. Ésta se obtiene a partir de una simplificación de las ecuaciones de Navier-Stokes, que consideran un fluido de espesor delgado, con variación de la presión sólo en sentido axial y circunferencial, sin deslizamiento con las paredes, fuerzas inerciales despreciables, fluido newtoniano y de densidad y viscosidad constantes.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H_o^3 G_x \frac{\partial \hat{P}_o}{\partial \theta} - \frac{H_o}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial \hat{z}} \left(H_o^3 G_z \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial \hat{P}_o}{\partial \hat{z}} \right) = 0 \quad (2)$$

$$G_z = \frac{1}{K_z}; G_\theta = \frac{1}{K_\theta}; G_J = \frac{K_J}{K_\theta} \quad (3)$$

$$\hat{P}_o = \frac{P_o}{\Omega \mu} \left(\frac{C}{R} \right)^2 \quad \hat{z} = \frac{z}{R} \quad H_o = \frac{h_0}{R} \quad (4)$$

En las Ecuaciones 2, 3 y 4 se identifica “ P_o ” como la presión, “ μ ” es la viscosidad, “ Ω ” es la velocidad angular, “ K_z ” y “ K_θ ” son parámetros de turbulencia que dependen de los esfuerzos de corte, estructura de flujo y la velocidad. Estos parámetros cuantifican los efectos

de turbulencia que pueden estar presentes en el flujo, esta formulación fue tomada de Hirs (1973).

3.1 Elementos Finitos

Para la solución de la ecuación de Reynolds se optó por un esquema de elementos finitos. Para el desarrollo del método se utilizaron elementos de cuatro nodos, con un grado de libertad por nodo, obteniendo elementos de cuatro grados de libertad, donde cada grado de libertad representa la presión hidrodinámica generada por el cojinete. La Ecuación 5 corresponde a la formulación de elementos finitos para la ecuación de Reynolds. La Ecuación 5 integra por medio del método de Galerkin la Ecuación 2 en un diferencial de área elemental para obtener la matriz de fluidez y el vector de flujo en un elemento.

$$\int_{\Omega^e} \Psi \left\{ \frac{\partial}{\partial \theta} \left(H_o^3 G_x \frac{\partial \hat{P}_o}{\partial \theta} - \frac{H_o}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(H_o^3 G_z \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial \hat{P}_o}{\partial z} \right) \right\} dA^e = 0 \quad (5)$$

Para resolver la Ecuación 5 hay que aplicar una integración por partes. La Ecuación 6 muestra el desarrollo de la integración.

$$\int_{\Omega^e} \left\{ \left(\frac{\partial \Psi}{\partial \theta} \right) \left(H_o^3 G_x \frac{\partial \hat{P}_o}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{\partial \Psi}{\partial z} \right) \left(H_o^3 G_z \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial P_o}{\partial z} \right) \right\} dA^e = \oint \Psi \left\{ \left(H_o^3 G_x \frac{\partial \hat{P}_o}{\partial \theta} \right) + \left(H_o^3 G_z \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial P_o}{\partial z} \right) \right\} d\Gamma^e + \int \frac{H_o}{2} \left(\frac{\partial \Psi}{\partial \theta} \right) dA^e \quad (6)$$

Siendo “Ψ” la función de peso que garantiza el cumplimiento de la igualdad de la Ecuación 6. Para el estudio en particular la función de peso es lineal. Reddy (1993) desarrolla este método a profundidad. Cabe destacar que el método de Galerkin obliga por medio de residuos ponderados a que las funciones de forma y las funciones de peso sean iguales.

La Ecuación 7 expresa la solución de la Ecuación 6 luego de realizar las integrales correspondientes. Acá se definen la matriz de fluidez elemental $[K^e]$, el vector de flujo elemental $\{F^e\}$ y el vector de presiones elemental $\{P^e\}$, donde “Δθ” representa la longitud del elemento en “θ” y “ΔZ” la longitud del elemento en “z”.

$$[K^e] \{P^e\} = \{F^e\} \quad (7)$$

$$K^e = G_\theta H^3 \frac{\Delta Z}{6\Delta\theta} \begin{bmatrix} 2 & -2 & -1 & 1 \\ -2 & 2 & 1 & -1 \\ -1 & 1 & 2 & -2 \\ 1 & -1 & -2 & 2 \end{bmatrix} + \frac{G_\theta H^3}{\left(\frac{L}{R}\right)^2} \frac{\Delta\theta}{6\Delta Z} \begin{bmatrix} 2 & 1 & -1 & -2 \\ 1 & 2 & -2 & -1 \\ -1 & -2 & 2 & 1 \\ -2 & -1 & 1 & 2 \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$F^e = \left(\frac{H_o}{2} \right) \frac{\Delta Z}{2} \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \\ 1 \\ -1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

Al conocer la posición del rotor y el ángulo de inclinación de la zapata se puede resolver La Ecuación 7 y así obtener las 4 presiones de un elemento, el vector de presiones $\{P^e\}$

dispone las presiones como se muestra en la Figura 3. Finalmente, para identificar el perfil de presiones del cojinete, es necesario acoplar las ecuaciones correspondientes a todos los elementos.

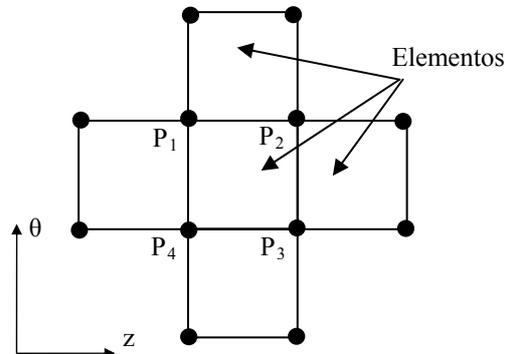


Figura 3: Nodos de presión para un elemento en particular

3.2 Coeficientes Dinámicos del Cojinete

Para obtener los coeficientes dinámicos del cojinete, llámese rigidez y amortiguación, se aplica un método de perturbación a la Ecuación de Reynolds. Por lo cual, se debe perturbar el perfil de la película de fluido por medio de perturbaciones en las excentricidades y en la rotación de la zapata. La Ecuación 10 muestra el perfil de la película de fluido perturbada, donde “ Δe_x ”, “ Δe_y ” y “ $\Delta \delta$ ” representan las perturbaciones de la excentricidad y de la posición angular de la zapata.

$$h^k(\theta) = h_0^k(\theta) + h_1^k(\theta) \cdot e^{i\omega t} \quad (10)$$

$$h_1^k(\theta) = \left(\Delta e_x + \frac{R}{C_p} \Delta \delta^k \text{sen}(\Theta_p^k) \right) \cos(\theta) + \left(\Delta e_y + \frac{R}{C_p} \Delta \delta^k \cos(\Theta_p^k) \right) \text{sen}(\theta) \quad (11)$$

De forma similar al perfil de la película, las presiones también deben ser perturbadas por medio de la Ecuación 12.

$$P = P_0 + P_1 \cdot e^{i\omega t} \quad (12)$$

$$P_1 = \Delta e_x \cdot P_x + \Delta e_y \cdot P_y + \frac{R}{C_p} \Delta \delta \cdot P_d \quad (13)$$

Una vez definidas las perturbaciones de la presión y del perfil de presiones, se sustituyen en la Ecuación de Reynolds. De esta manera, la ecuación de Reynolds perturbada se puede escribir como la Ecuación 14. Donde “ σ ” se convierte en “ x ” cuando se perturba en la vertical, en “ y ” cuando se perturba en la horizontal y en “ δ ” cuando se perturba la posición angular de la zapata. Hay que destacar que para cada perturbación hay que resolver la Ecuación 14, es decir, para cada condición de velocidad, excentricidad y posición de la zapata hay que resolver tres veces la ecuación de Reynolds.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H_0^3 G_x \frac{\partial \hat{P}_\sigma}{\partial \theta} - \frac{h_\sigma}{2} + i \frac{\omega}{\Omega} h_\sigma + 3G_x H_0^2 h_\sigma \frac{\partial \hat{P}_0}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(H_0^3 G_z \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial \hat{P}_\sigma}{\partial z} + 3G_z H_0^2 h_\sigma \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial \hat{P}_0}{\partial z} \right) = 0 \quad (14)$$

$$K_{\alpha\beta}^k + i\omega C_{\alpha\beta}^k = \frac{C^2}{\omega\mu} \int_{-L}^L \int_{\theta_k}^{\theta_k+\theta_{pad}} P_{\beta}^k h_{\alpha} dz d\theta \quad (15)$$

para $\alpha, \beta = x, y$

La Ecuación 15 permite encontrar la rigidez “ K_{xx}^k ”, “ K_{xy}^k ”, “ K_{yx}^k ”, “ K_{yy}^k ” y amortiguación “ C_{xx}^k ”, “ C_{xy}^k ”, “ C_{yx}^k ”, “ C_{yy}^k ” para cada zapata “ k ”.

La formulación de elementos finitos permanece igual a excepción del vector de flujo que ahora toma la forma que se presenta en la Ecuación 16. Donde “ ω ” denota la frecuencia a la cual ocurre la perturbación y “ Ω ” denota la velocidad de giro. Es importante destacar que por medio del método de perturbación se pueden obtener los coeficientes dinámicos asíncronos.

$$F^e = \left(\frac{1}{2} - i \frac{\omega}{\Omega} \right) h_{\sigma} \frac{\Delta Z}{2} \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \\ 1 \\ -1 \end{bmatrix} + 3 * K^e . P^e . \frac{h_{\sigma}}{h_0} \quad (16)$$

3.3 Cojinete de Prueba

Con idea de tener datos con los cuales comparar y validar el modelo numérico se decidió utilizar cojinete similar al utilizado por San Andrés (1993). La Tabla 1 posee los datos del cojinete utilizado para las pruebas computacionales. La velocidad de giro para las pruebas se estableció en 3000rpm.

Número de Zapatas	4
Diámetro Rotor	479mm
Longitud Cojinete	300mm
Holgura (Cp)	612um
Arco de la Zapata	80°
Precarga	0.5
Ubicación de Pivotes	45°, 135°, 225°, 315°
Lubricante	Oil iso vgg 32
Excentricidad	0.998 x Cp
Presión de Descarga	100kPa

Tabla 1: Descripción del Cojinete de Prueba.

4 RESULTADOS

La validación de resultados se realizó al realizar corridas introduciendo los datos del cojinete descrito en la sección 3.3. San Andrés (1993) realizó corridas a diferentes velocidades para dicho cojinete en el que presentó valores de los coeficientes dinámicos respecto al número de Sommerfeld, definido por la Ecuación 17. Dicho número es un parámetro adimensional que relaciona todas las variables del cojinete y se utiliza para caracterizar los mismos. Para el caso específico de una velocidad de giro del rotor de 3000 rpm y una carga sobre el cojinete de 180 KNw, San Andrés publicó, para las zapatas cargadas, los perfiles de presión, el espesor de la película, y el valor de la excentricidad del eje. Dichos datos fueron utilizados para validar los resultados de programa. Es importante acotar que para las condiciones de operación estudiadas el valor del número de Reynolds

circunferencial es de 1430, lo que significa que el valor de G_x y G_y es 1/12.

$$S = \frac{\mu \cdot \Omega}{P} \left(\frac{R}{C} \right)^2 \quad (17)$$

La Figura 4 muestra los perfiles de presión tridimensionales obtenidos en las zapatas 2 y 3. La Figura 5 muestra los perfiles publicados por San Andrés (1993) y los obtenidos a través del código desarrollado. Los perfiles mostrados son los ubicados en el centro de las zapatas en la dirección axial, es decir, $Z=0$. Como se dijo anteriormente, los perfiles graficados pertenecen a las zapatas 2 y 3. Dichas zapatas son las que se encuentran cargadas debido a la geometría del cojinete. Se puede notar que los perfiles obtenidos a través del código desarrollado son ligeramente superiores. La Figura 6 muestra los resultados obtenidos para la película de lubricante. Note que los perfiles obtenidos presentan presiones superiores a la presión atmosférica a lo largo de toda la longitud angular de las zapatas lo que garantiza que no existe cavitación por evaporación del lubricante o por gases disueltos en el mismo.

Un análisis de convergencia fue realizado para obtener el número de elementos utilizados por zapata. Dicho análisis se realizó aumentando el número de elementos hasta obtener una variación en la carga soportada con tolerancia de 10^{-2} . El número definitivo de elementos fue de 30 en la dirección angular y de 20 en la dirección axial. El programa realiza una corrida en 3 segundos en una computadora con procesador core 2 duo de 2,4 Ghz y 2 GB de memoria RAM.

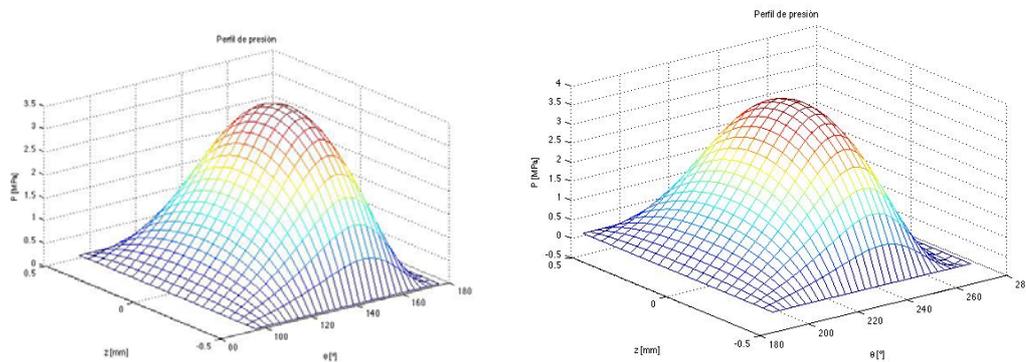


Figura 4: Perfiles de presión tridimensionales para la zapata 2 y 3.

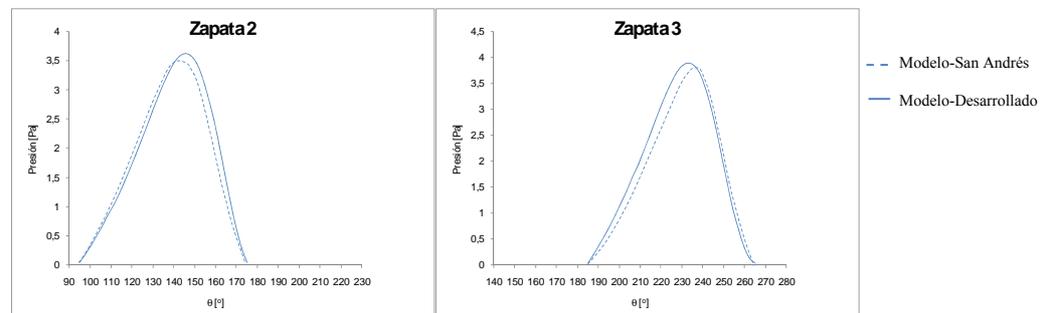


Figura 5: Perfiles de presión obtenidos y comparados con los de San Andrés.

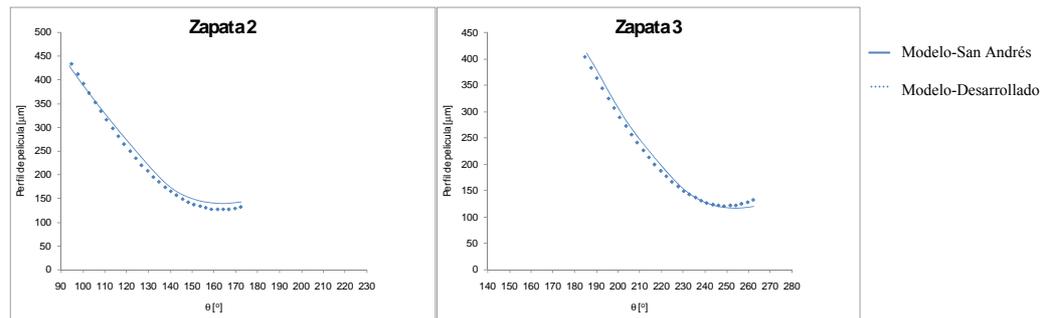


Figura 6: Espesor de película de lubricante obtenidos y comparados con los de San Andrés.

La siguiente matriz contiene los coeficientes dinámicos reducidos (suma del efecto de todas la zapatas) obtenidos con el programa desarrollado.

$$\begin{aligned}
 \mathbf{K} &= \begin{bmatrix} 19.76 & 0 \\ 0 & 4.524 \end{bmatrix} \cdot 10^6 \text{ [N/m]}, \\
 \mathbf{C} &= \begin{bmatrix} 7.5 & 0 \\ 0 & 5.75 \end{bmatrix} \cdot 10^6 \text{ [N-s/m]}
 \end{aligned}
 \tag{18}$$

5 CONCLUSIONES

Se desarrolló un programa a través del método de elementos finitos para resolver la ecuación de Reynolds en un cojinete de zapatas pivotantes. Los resultados obtenidos son acordes a los resultados presentados por San Andrés (1993), lo que permite validar los resultados obtenidos, sin embargo, futuros trabajos presentarán comparaciones con otros autores que incluyan más números de zapatas, otras frecuencias de giro, otros parámetros de operación así como geometrías, resultados experimentales y efectos térmicos.

La posible diferencia en los perfiles de presión de las zapatas 2 y 3 puede deberse a que San Andrés (1993) desprecia la presión generada en las zapatas 1 y 4.

Se aplicó el método de perturbación para obtener los coeficientes dinámicos del cojinete.

El programa puede ser aplicado para cojinetes de zapatas con vástagos flexibles.

El programa desarrollado incluye la formulación del bulk flow desarrollada por Hirs (1973), es decir, que puede ser aplicado para aplicaciones industriales donde se presente turbulencia del flujo.

Este programa es un primer paso para el desarrollo de un software para el estudio rotodinámico de cojinetes desarrollado para asistir a la región Latinoamericana.

REFERENCES

- Al – Ghasem, A. and Childs, D. W., Rotordynamic Coefficients Measurements and Predictions for a High Speed Flexure – Pivot Tilting – Pad Bearing (Load – Between – Pad Configuration), *Proceedings of GT2005 ASME Turbo Expo*, 2005.
- Allaire, P. and Parsell, J. K. and Barrett, L. E., A Pad Perturbation Method for the Dynamic Coefficients of Tilting – Pad Journal Bearings, *Wear Magazine*, 72, pp. 29 – 44., 1981.
- Armentrout, R. and Paquette, D., Rotordynamic Characteristics of Flexure – Pivot Tilting Pad Journal Bearings, *STLE Tribology Transactions*, Vol. 36, 3, pp. 443 – 451, 1993.
- Di Liscia, M., “Cálculo de Coeficientes Dinámicos en Cojinetes de Película de Gas”, *Trabajo de Grado de Magister en Ingeniería Mecánica*, Universidad Simón Bolívar, Caracas,

- Venezuela, 2007.
- Hirs, G. G., A Bulk-Flow Theory for Turbulence in Lubricant Films, *Journal of Lubrication Technology*, 137-146, 1973.
- Lund, J., Spring and Damping Coefficients for the Tilting Pad Journal Bearing, *ASLE Transactions*, 7, pp. 342 – 352, 1964.
- Parsell, J. K., and Allaire, P., and Barrett, L. E., Frequency effects in Tilting – Pad Journal Bearing Dynamic Coefficients, *ASLE Transactions*, 26, pp. 222 – 227, 1982.
- Reinhardt, E., and Lund, J., The Influence of Fluid Inertia on the Dynamic Properties of Journal Bearings, *ASME Journal of Lubrication Technology*, 97, pp. 159 – 167, 1975.
- Rodríguez, L. E. and Childs, D. W., Frequency Dependency of Measured and Predicted Rotordynamic Coefficients for Load-on-Pad Bearing, *Journal of Tribology*, Vol.128, pp 388-395, 2006.
- Ruíz, R. O. y Díaz, S. E. y Di Liscia, M., Desarrollo de un Software para el Análisis Rotodinámico de Turbomáquinas, *Memorias del Sexto Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica*, Mérida, Venezuela, 2006.
- San Andres, L. A., Turbulent Flow, Flexure – Pivot Hybrid Bearings for Cryogenic Applications, *Transactions of the ASME*, 118, pp. 190 – 200, 1996.