

## MODELO PARA PREDECIR LA INGESTIÓN DE AIRE EN LOS COJINETES DE PELÍCULA COMPRIMIDA DE LONGITUD FINITA

Jorge E. Torres<sup>a,b</sup>, Sergio E. Diaz<sup>b</sup>

<sup>a</sup>*Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Nacional Experimental del Táchira, San Cristóbal 5001, Táchira, Venezuela, [jtorres@unet.edu.ve](mailto:jtorres@unet.edu.ve), <http://www.unet.edu.ve/>*

<sup>b</sup>*Laboratorio de Dinámica de Máquinas, Universidad Simón Bolívar, Baruta 1080A, Miranda, Venezuela, [sdiaz@usb.ve](mailto:sdiaz@usb.ve), <http://www.usb.ve/>*

**Palabras Claves:** Cojinetes hidrodinámicos, squeeze film damper, método de elementos finitos, ingestión de aire.

**Resumen.** Excesivos niveles de vibración síncrona e inestabilidades del rotor a velocidad subsíncrona son los dos problemas más comunes en rotodinámica. Los cojinetes de película comprimida, mejor conocidos en el idioma inglés como Squeeze Film Dampers (SFDs) han sido desarrollados y empleados durante años para suprimir o reducir estos problemas en turbomáquinas de alto desempeño, tales como compresores, turbinas de gas y bombas de agua. En operación, el aceite es “desplazado” por el movimiento del muñón, así la presión en la zona opuesta al lado que es presionado, cae a condición sub-ambiente provocando un tipo de cavitación conocida como cavitación de vapor. Por otro lado, si no hay suficiente flujo de alimentación, el movimiento del muñón induce la ingestión de aire. Todo esto conlleva a una mezcla espumosa que reduce severamente el desempeño de los SFDs. A la fecha no existe un modelo que prediga el comportamiento de los SFDs de forma confiable y segura. Para lograr un mayor acercamiento al entendimiento de los SFDs se resuelve la ecuación de Reynolds que ha mostrado resultados satisfactorios empleando el método de elementos finitos. Una nueva familia de funciones de forma son usadas para simular la mezcla dentro de la película y mejora la aproximación numérica. Este trabajo cuantifica los efectos de la ingestión de aire en el desempeño de los SFDs de longitud finita.

## 1 INTRODUCCIÓN

Un SFD básicamente consiste en una película de aceite situada entre una carcasa estacionaria y un muñón no rotativo. En una turbomáquina el eje esta soportado por un rodamiento de bolas y éste se aloja en el muñón (ver figura 1). Aunque el movimiento real del muñón tiende a ser orbitas elípticas, la mayoría de los estudios sobre los SFD se han realizado haciendo la suposición de que el muñón realiza orbitas centradas circulares (OCC) arrojando buenos resultados ya que las amplitudes de vibración son pequeñas (Vance, 1988). En operación, el aceite es “apachurrado” debido al movimiento orbital del muñón, como resultado, se genera una presión hidrodinámica y consecuente amortiguamiento a la vibración del rotor.

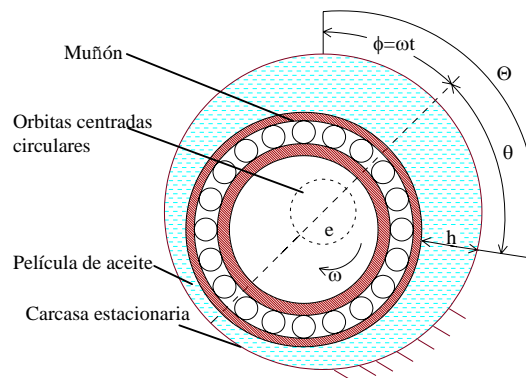


Figura 1: Vista esquemática de un SFD de configuración simple

En las últimas décadas, el estudio de los SFDs atrajo a muchos investigadores debido a la importancia del mismo en el diseño del sistema rotor-cojinete. El trabajo de Pietra y Adiletta (2002) muestra un resumen de las investigaciones analíticas y experimentales realizadas hasta ahora sobre los SFDs en los últimos 40 años. Los estudios han revelado que los SFDs con extremos abiertos presentan diferentes “modos” de ruptura de la película de aceite dentro del cojinete. Zeidan y Vance (1989, 1990), J. F. Walton et al. (1987) y San Andrés y Diaz (1998, 1999) reportaron diferentes resultados para un SFD con extremos abiertos, ellos evidencian que el movimiento del muñón arrastra aire dentro de la película, este aire se entrapa dentro del cojinete y forma una mezcla espumosa bien dispersa que persiste incluso en las zonas de alta presión. Este fenómeno es claramente diferente de la cavitación gaseosa, donde los gases disueltos emergen en el lubricante cuando la presión cae por debajo de la presión de vapor. Los investigadores determinan que la cavitación del lubricante afecta el desempeño de los SFDs, ya que reduce la fuerza de la película y consecuente capacidad de amortiguamiento.

Por otro lado, los estudios han revelado que cuando el SFD trabaja a altas velocidades o el flujo de alimentación es bajo, se induce más aún la ingestión de aire dentro de la película de aceite (Diaz y San Andrés, 2003), es decir, que el problema de los SFDs es inherente al diseño, ya que la tendencia actual en turbomáquinas es operar a altas velocidades, y sin un equipo de flujo de alimentación, ya que el equipo requerido para suplir aceite incrementa los costos. Sin embargo, éstos amortiguadores son a la fecha el único medio efectivo para proveer aislamiento estructural y disipación de vibración en turbomáquinas abiertas al aire (Childs, 1993).

## 2 MODELO DE MEZCLA EMPLEADO

Muchas investigaciones han contribuido significativamente a clarificar las características

de ruptura de la película de aceite dentro del cojinete. Recientemente, Diaz y San Andrés (2001) realizaron investigaciones sobre un SFD infinitamente corto con mezclas controladas de aire-aceite e ingestión de aire natural ejecutando OCC. La comparación de sus resultados experimentales con los modelos teóricos constituye un punto de partida de un modelo confiable.

Las observaciones realizadas por Walton et al (1987) y Diaz y San Andrés (2003) comprueban las suposiciones de que la mezcla se puede modelar como una mezcla aire-aceite homogénea. Así, la densidad ( $\rho$ ) y viscosidad ( $\mu$ ) de la mezcla pueden ser estimadas como un promedio o mezcla efectiva definidas como:

$$\begin{aligned}\rho &= (1-\beta)\rho_L + \beta\rho_A, \\ \mu &= (1-\beta)\mu_L + \beta\mu_A.\end{aligned}\quad (1)$$

donde  $\beta$  es la fracción de volumen de aire dentro de la mezcla y es expresado como función de la presión local ( $P_{(\theta,z)}$ ), la presión de vapor del lubricante ( $P_v$ ), la presión de descarga al ambiente ( $P_o$ ) y la fracción de volumen de aire de referencia ( $\beta_o$ ). Los subíndices "A" y "L" se refieren a las propiedades del aire y lubricante respectivamente. Díaz y San Andrés (2001) proponen la ecuación 2 para la estimación de  $\beta$ . Esta ecuación es derivada de la ecuación de Rayleigh-Plesset considerando las leyes de gas perfecto para el aire, asumiendo aceite incompresible y condiciones isotérmicas.

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{P_{(\theta,z)} - P_v}{P_o - P_v} \left( \frac{1}{\beta_o} - 1 \right)} \quad (2)$$

Los resultados obtenidos por Diaz y San Andrés son estrictamente válidos para cojinetes infinitamente cortos. Un cojinete es considerado de longitud corta cuando su relación longitud-diámetro es menor a 0,5 ( $L/D < 0,25$ ), en estos cojinetes comúnmente es asumido que el flujo es netamente axial, es decir, el flujo circunferencial es despreciado. Así, haciendo un balance de flujo axial ellos estiman la cantidad de aire atrapada en la película de aceite, tomando la presión de descarga como referencia. Díaz y San Andrés (2001) proponen la siguiente ecuación para estimar  $\beta_o$ :

$$\beta_o = \left[ 1 + \frac{2\pi\gamma}{\gamma(2 \cdot \sin^{-1}(\gamma) - \pi) + 2\sqrt{1-\gamma^2}} \right]^{-1} \quad (3)$$

donde  $\gamma$ , es definido por ellos como "Feed Squeeze Flow Number", el cual relaciona el flujo de alimentación de lubricante ( $Q_{oil}$ ) con el cambio dinámico de volumen dentro de la película aplastada:

$$\gamma = \frac{Q_{oil}}{\pi D L e \omega} \quad (4)$$

las variables  $e$  y  $\omega$  son la amplitud y frecuencia de movimiento del muñón,  $D$  y  $L$  son el diámetro y longitud del amortiguador, respectivamente. Sus resultados proponen que si  $\gamma > 1$  no ocurre ingestión de aire. Por otro lado, si  $\gamma < 1$  ingestión y entrapamiento de aire ocurrirá y el cojinete trabajará con una mezcla espumosa de aceite.

El presente trabajo extiende la solución a cojinetes de longitud finita, para ello se desarrolla la solución de una ecuación de Reynolds-Compresible. El análisis planteado considera el flujo circunferencial, por tanto, para estimar la cantidad de aire de referencia en un SFD describiendo OCC, la solución analítica del balance de flujo axial (ecuación 3) no

puede ser empleada, y un balance de flujo a la salida del amortiguador es empleado.

$$\beta_o = \frac{Q_{\text{air}}}{Q_{\text{air}} + Q_{\text{oil}}} \quad (5)$$

Para el proceso de cálculo se establece que todo flujo que entre a la película es computado numéricamente como aire y todo el flujo que salga es considerado mezcla aire-aceite homogénea.

### 3 ECUACIÓN DE REYNOLDS

La Ecuación de Reynolds (ER) es comúnmente usada para predecir el perfil de presión de cojinetes hidrodinámicos. En la mayoría de los cojinetes que trabajan con líquidos incompresibles la relación entre la holgura y el radio del muñón (C/R) es igual a 0,001; mientras que en las películas de gas es típicamente 0,0001. Basados en la definición del número de Reynolds a partir de las ecuaciones de Navier-Stokes y la ecuación de continuidad, la ecuación de Reynolds es derivada. Se sabe que para flujos incompresibles la ER es:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6U\mu \frac{\partial(h)}{\partial x} - 12\mu \frac{\partial(h)}{\partial t} \quad (6)$$

Esta ecuación es lineal y la solución numérica es obtenida sin mayores problemas con el Método de Diferencias Finitas (MDF). Cuando la holgura del cojinete está llena de aire, es común aplicar las leyes de gases perfectos lo que reduce la ecuación de Reynolds a:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3 P}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3 P}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial(hP)}{\partial x} - 12 \frac{\partial(hP)}{\partial t} \quad (7)$$

Se puede apreciar que esta ecuación diferencial elíptica de segundo orden es no-lineal. En vista de que los SFD presentan ingestión de aire y un muñón no rotativo, se emplea una ecuación de Reynolds-Compresible (ERC) con la definición de viscosidad y densidad indicadas en la ecuación 1 con flujo isotérmico:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right] \quad (8)$$

$$h = C + e \cos(\theta) \quad (9)$$

La ecuación 9 describe el espesor de la película de aceite (h). Para adecuar los resultados y eliminar el análisis de orden de magnitud se consideran las siguientes definiciones adimensionales para el tiempo y geometría.

$$\hat{t} = t\omega, \quad z = \hat{z}L, \quad x = R\theta, \quad h = CH \quad (10)$$

La presión hidrodinámica adimensional es definida de acuerdo a:

$$\hat{P} = \frac{C^2 P}{\omega \mu_L R^2} \quad (11)$$

Al sustituir las variables adimensionales y luego de una simplificación matemática la ecuación de Reynolds-Compresible usada resulta:

$$-\frac{\partial(E.H)}{\partial\theta} = \frac{\partial}{\partial\theta} \left[ \frac{A.H^3}{12} \frac{\partial\hat{P}}{\partial\theta} \right] + \frac{\partial}{\partial\hat{z}} \left[ \frac{A.H^3}{12} \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial\hat{P}}{\partial\hat{z}} \right] \quad (12)$$

donde A y E son definidas como:

$$A = \frac{[(1-\beta) + (\rho_{\text{air}}/\rho_L)\beta]}{[(1-\beta) + (\mu_{\text{air}}/\mu_L)\beta]}, \quad (13)$$

$$E = [(1-\beta) + (\rho_{\text{air}}/\rho_L)\beta]$$

### 3.1 Formulación de elementos finitos

Muchos problemas donde se tiene un flujo de gas a altas velocidades son de alta importancia práctica. En vista de que los costos de los experimentos físicos son altos, las posibilidades de análisis computacionales fueron exploradas. La solución de la ER estaba concentrada en el uso del MDF, no fue sino hasta 1970 donde el potencial de los elementos finitos fue empleado. Una de las principales ventajas en el uso del Método de Elementos Finitos (MEF) es la capacidad de modelar formas complejas y permitir el refinamiento local requerido. Se han propuesto modelos para predecir la ingestión de aire en los SDFs empleando MDF e incluso usando el Método de Volúmenes Finitos (MVF), pero éstos tienen asociado poca eficiencia computacional. Uno de los primeros modelos desarrollados para el movimiento de un fluido en un SFD con extremos abiertos operando con OCC para predecir su desempeño, fue propuesto por Tao et al. (2000), su modelo se fundamentó en la Teoría de Mezclas Continuas (TMC), así obtuvieron un conjunto de ecuaciones asociadas a la ER de una mezcla constituida por un fluido newtoniano y gas ideal (mezcla homogénea isotérmica). Los resultados obtenidos por ellos fueron comparados con datos experimentales de Diaz y San Andrés (1998, 1999), aunque los resultados tienen similitud en una gama limitada de casos, el uso de la TMC requiere la determinación de parámetros empíricos para obtener resultados prácticos. Zienkiewicz et al. (2005) describen un modelo Petrov-Galerkin que bien resuelve el problema de flujo convectivo-difusivo presente en los SFDs, pero es un tanto engorroso ya que requiere de una previa estimación o tanteo para determinar el parámetro de avance óptimo ( $\alpha_{\text{opt}}$ ) que conduzca a una solución cercana a la exacta. Faria y San Andrés (2000), desarrollaron una novedosa formulación de elementos finitos empleando unas funciones de forma especialmente desarrolladas para resolver la ER de flujo compresible. La solución es eficientemente computacional, pero las funciones de forma son solamente aplicables a cojinetes con película de aire. Recientemente Tilmer et al. (2008) presentan resultados que estiman la cantidad de aire en un SFD de longitud finita, empleando MVF. Aunque sus resultados muestran una buena concordancia con los estudios experimentales de Diaz y San Andrés (2001), los autores están concientes que es necesario desarrollar resultados adimensionales que ayuden a validar los resultados obtenidos por ellos. Este trabajo continua con los estudios realizados por Tilmer et al. y explora la solución de la ERC con funciones de forma “novedosas” empleadas en el método de elementos finitos.

La ecuación 14 muestra el número de “squeeze” ( $\sigma$ ) o número de Peclet derivado de una adimensionalización comúnmente empleada en la ERC. Este número es empleado como índice para predecir el comportamiento de flujo. Cuando  $\sigma \rightarrow 0$  se puede decir que el flujo es netamente difusivo y no hay presencia de aire en la mezcla. Para el caso en que  $\sigma \rightarrow \infty$  el amortiguador trabajará a velocidades más altas lo que incrementa la tendencia de ingestión de aire y por ende el flujo será convectivo. Así, las funciones de forma propuesta serán de un orden más alto cuando se tienda a tener mayor ingestión de aire, lo que hace que la

convergencia a la solución y consecuente estimación de aire en la mezcla sea más efectiva computacionalmente.

$$\sigma = \frac{12\mu_L\omega}{P_o} \left(\frac{L}{C}\right)^2 \tag{14}$$

La familia de funciones de formas propuesta que permite el uso del método de Galerkin derivadas de la solución a nivel elemental de la ERC son:

$$\begin{aligned} \Psi 1^e &= \frac{1}{2}(1-\eta) \left( \frac{e^{\sigma\xi} - e^\sigma}{1-e^\sigma} \right), \\ \Psi 2^e &= \frac{1}{2}(1-\eta) \left( \frac{1-e^{\sigma\xi}}{1-e^\sigma} \right), \\ \Psi 3^e &= \frac{1}{2}(1+\eta) \left( \frac{e^{\sigma\xi} - e^\sigma}{1-e^\sigma} \right), \\ \Psi 4^e &= \frac{1}{2}(1+\eta) \left( \frac{1-e^{\sigma\xi}}{1-e^\sigma} \right) \end{aligned} \tag{15}$$

La figura 2 muestra las dos componentes ( $N1^e$ ,  $N2^e$ ) de la funciones de forma que hacen que las funciones propuestas sean de orden superior. Dependiendo de las condiciones de operación, el orden del polinomio de las funciones de forma propuestas se “eleva” a un orden más alto que las funciones de forma comúnmente empleadas (Funciones Lineales). Cuando  $\sigma \rightarrow 0$ , las funciones de orden superior se comportan como funciones lineales y la solución de la ecuación de Reynolds-Compresible es equivalente a la solución de una ER con flujo incompresible. Por el otro lado, cuando  $\sigma \rightarrow \infty$  la solución de la ERC tiende a la solución de la ER con flujo compresible.

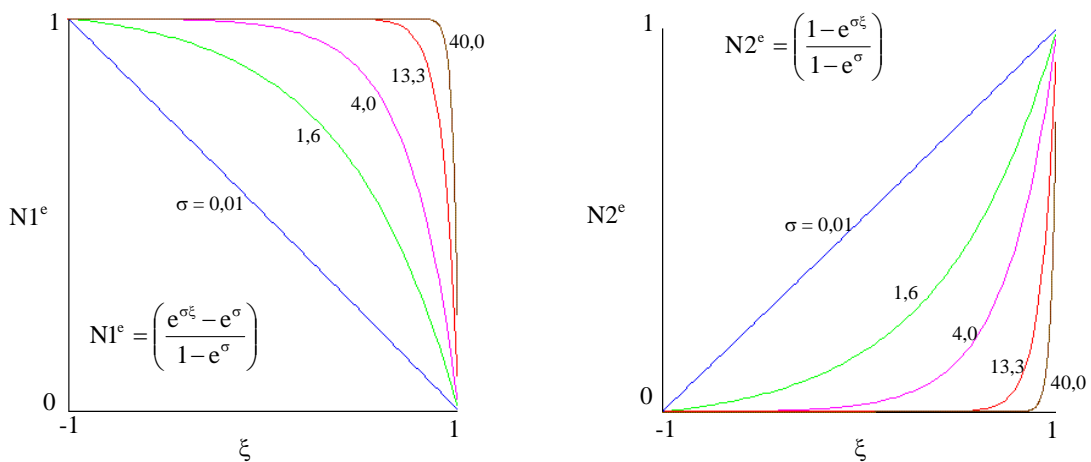


Figura 2: Componentes de la función de forma propuestas para distintos valores del número de Peclet ( $\sigma$ ).

Sobre la ecuación 12 se aplica la formulación de elementos finitos para obtener la siguiente formulación en el elemento:

$$K_{ij}^e P_j^e = Q_j^e + F_j^e \tag{16}$$

donde  $K_{ij}^e$  es conocida como la matriz de fluidez y se determina:

$$K_{ij}^e = \int_{\Omega^e} \left\{ \left( \frac{\partial \Psi}{\partial \theta} \right) \left( \frac{AH^3}{12} \frac{\partial \hat{P}}{\partial \theta} \right) + \left( \frac{\partial \Psi}{\partial \hat{z}} \right) \left( \frac{AH^3}{12} \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial \hat{P}}{\partial \hat{z}} \right) \right\} dA^e \quad (17)$$

y  $Q_j^e$  es el balance de flujo en el contorno del elemento.

$$Q_j^e = \oint \Psi \left\{ \left( \frac{AH^3}{12} \frac{\partial \hat{P}}{\partial \theta} \right) + \left( \frac{AH^3}{12} \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial \hat{P}}{\partial \hat{z}} \right) \right\} d\Gamma^e \quad (18)$$

El vector de fluidez del elemento ( $F_j^e$ ) se presenta en la ecuación 19. Los detalles de la integración son presentados en la mayoría de los libros texto de elementos finitos (considerar el libro de Reddy, 1993) y no son repetidos aquí.

$$F_j^e = - \int_{\Omega^e} (EH) \left( \frac{\partial \Psi}{\partial \theta} \right) dA^e \quad (19)$$

#### 4 RESULTADOS

Existen distintas configuraciones de SFD empleados en turbomáquinas de alto desempeño. La práctica actual demanda SFD con bajos niveles de flujo de alimentación externa y con extremos abiertos al ambiente (San Andrés, 2006). La figura 3 muestra la configuración geométrica de un SFD empleado comercialmente. El SFD de estudio consiste de un muñón de diámetro (D) y longitud (L) conocidas montado en un eje rígido. El muñón posee un mecanismo que le impide rotar. El lubricante entra por dos orificios en el extremo sellado, así se obliga a todo el flujo a salir a través del extremo abierto (lado derecho). El esquema del equipo de pruebas experimentales desarrollado por Diaz y San Andrés (1998, 1999, 2001) es semejante sólo que para asegurar que el muñón realice OCC el eje rígido esta montado con una pieza excéntrica a través de un cojinete de bolas.

La solución de la ecuación de Reynolds-Compresible se logra a través de un esquema iterativo para obtener la convergencia de  $\beta_0$  y perfil de presión simultáneamente. Dado un estado de referencia ( $P_{ref}, \beta_{ref}$ ) un perfil de presión es tomado como un valor constante e igual a la presión del ambiente ( $P_{(\theta,z)} = P_{ref}$ ). Luego, las ecuaciones 1 y 2 son usadas para computar la correspondiente viscosidad y densidad del elemento. Con estos valores, un perfil de presión es computado al resolver la ecuación 12. Una correlación del perfil de presión es empleada con un factor de sub-relajación ( $\kappa=0,2$ ) tal que:

$$P_{corr(\theta,z)} = (1 - \kappa)P_{old(\theta,z)} + \kappa P_{new(\theta,z)} \quad (20)$$

La presión corregida ( $P_{corr(\theta,z)}$ ) es empleada para computar la nueva densidad y viscosidad. La fracción de aire de referencia es estimada con la ecuación 5. Para esto la fracción negativa del flujo en el extremo abierto es computada como el flujo de aire que entra en la película. El proceso iterativo es considerado a converger cuando una diferencia entre la presión vieja ( $P_{old(\theta,z)}$ ) y la presión nueva ( $P_{new(\theta,z)}$ ), y simultáneamente la diferencia entre  $\beta_{o(old)}$  y  $\beta_{o(new)}$  son menores de una tolerancia dada.

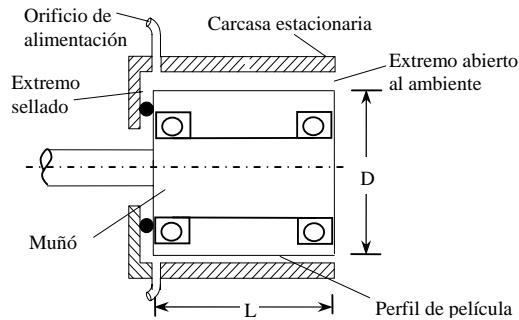


Figura 3: Esquema de la configuración de un SFD comercial

La figura 4 muestra un perfil de presión calculado con  $\sigma = 19.4$  y  $\sigma = 0.96$  en el plano medio del cojinete. La presión de referencia es tomada igual a 1 bar, las propiedades del fluido corresponden a un aceite ISO VG 32 a  $28^{\circ}\text{C}$  ( $\mu_L = 0.037$  [Pa-s],  $\rho_L = 855.1$  [ $\text{Kg}/\text{m}^3$ ]). La línea a trazos es obtenida con las funciones de forma comúnmente usadas en elementos finitos (funciones lineales), mientras que la línea sólida es el perfil de presión calculado con las funciones de forma de orden superior propuestas. Los gráficos corresponden a un mallado de 30 elementos a lo largo del eje circunferencial. En la figura se observa una oscilación presente en el perfil de presión para valores altos de  $\sigma$ . Para obtener una solución “estable” con el método de Galerkin y usando funciones lineales, se requiere emplear 80 elementos o más, lo que incrementa el costo computacional de 7 segundos a 55 segundos, para el diámetro dado ( $D = 129\text{mm}$ ). Estos resultados fueron obtenidos con un computador Core Duo procesador 1,3 Hz, con 2 Giga de memoria RAM.

Por otro lado, para valores bajos de  $\sigma$  la solución de la ERC converge de igual forma para ambos métodos con la misma discretización y ligeramente diferentes en tiempo. Se hicieron varias corridas con distintos valores altos de  $\sigma$ , en todos los casos, el método convencional de Galerkin tenía una eficiencia computacional pobre.

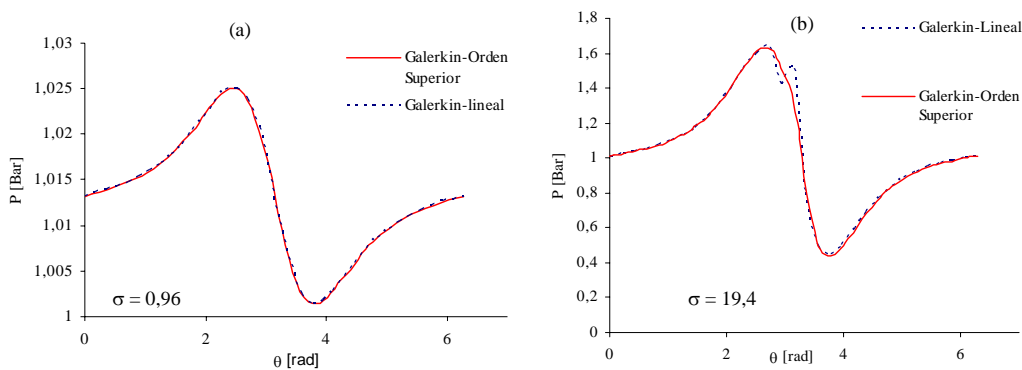


Figura 4: Perfil de presión computado con el esquema de Galerkin empleando funciones de forma lineales y de orden superior para: a)  $\sigma = 0.96$ , b)  $\sigma = 19.4$ .

La figura 5 muestra el perfil de presión obtenido luego de una corrida para  $\sigma = 90$ . La relación  $L/D = 0,69$ , luego de converger el  $\beta_0$  estimado es  $0,283$ .



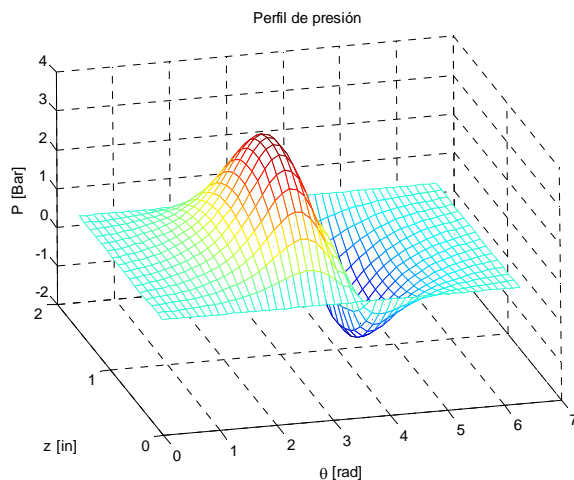


Figura 5: Perfil de presión de un SFD computado con funciones de forma de orden superior para  $\sigma = 90$

Las figuras 4 y 5 muestran dos eventos distinguidos en un periodo de movimiento del muñón. El primero cuando el muñón se aproxima a la carcasa estacionaria y el espesor de la película se hace pequeño. En esta mitad del periodo se “apachurra” la película y es cuando las presiones de la película positivas son generadas (por arriba de la presión ambiente). Su magnitud es proporcional a la rata de tiempo de cambio del espesor de película. En la otra mitad del periodo es cuando el espesor de película incrementa, está seguido por la ingestión de aire o ruptura de la película en la forma de cavitación de vapor.

Para propósito de validación del presente modelo la figura 6 muestra la fracción de volumen de aire atrapado ( $\beta_0$ ) versus la relación longitud-diámetro ( $L/D$ ) y el “Feed Squeeze Flow Number” ( $\gamma$ ). La línea a trazos corresponde a los resultados obtenidos por Diaz y San Andrés (2001). Las líneas sólidas corresponden a los resultados obtenidos con el modelo de investigación propuesto. La relación  $L/D$  igual a cero resulta en una singularidad matemática, por tanto, no puede ser computada numéricamente. Se puede apreciar en la figura 6 que las soluciones numéricas con las funciones de forma propuestas muestran un comportamiento asintótico hacia el caso límite ( $L/D=0$ ).

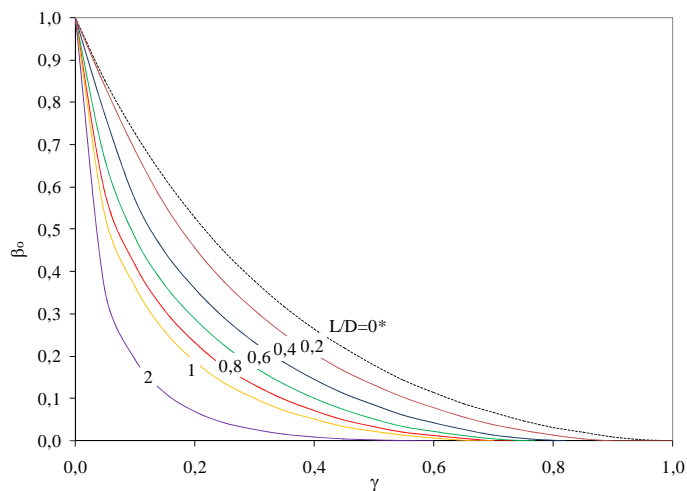


Figura 6: Fracción de volumen de aire ( $\beta_0$ ) versus distintas relaciones  $L/D$  y el feed squeeze flow number ( $\gamma$ )  
 (\* Predicción de la cantidad de aire del trabajo de Diaz y San Andrés, 2001)

La mayoría de los cojinetes en las turbomáquinas de alto desempeño modernas trabajan con relaciones L/D relativamente pequeñas, rara vez exceden de uno (San Andrés, 2006), por tanto la figura 6 presenta resultados hasta relaciones L/D igual 2.

## 5 CONCLUSIONES

Una nueva familia de funciones de forma son propuestas como alternativa para la estimación de la cantidad de aire en un SFD con extremos abiertos realizando OCC. Aun queda mucho por hacer, se deben probar distintas configuraciones de SFD, con distintas condiciones de borde (alimentación) y comparar los resultados obtenidos con resultados experimentales que certifiquen los resultados del modelo numérico propuesto.

La nueva formulación propuesta es computacionalmente más eficiente que las funciones de forma comúnmente empleadas (funciones de forma lineales) en el método de elementos finitos.

Aunque los perfiles de presión obtenidos por los autores muestran una buena concordancia con los perfiles de presión obtenidos de otras investigaciones previas, los autores están concientes que se deben generar más mapas adimensionales que muestren el desempeño de los SFD con respecto a diferentes parámetros adimensionales, así como hacer una estricta comparación con los resultados obtenidos por ellos mismos en otras investigaciones para que se logre validar los resultados obtenidos por ellos y poder definir un modelo confiable y seguro para el comportamiento de los SFD.

## REFERENCIAS

- Childs, D., *Turbomachinery Rotodynamics*, Wiley, New York, 1993.
- Diaz, S.E., and San Andrés, L. A., Measurement of Pressure in a Squeeze Film Damper with an Air/Oil Bubbly Mixture. *STLE Trib.Trans.*, 41:282-288, 1998.
- Diaz, S.E., and San Andrés, L. A., Reduction of the Dynamic Load Capacity in a Squeeze Film Damper Operating with a Bubbly Lubricant. *ASME J. Engineering for Gas Turbines and Power*, 121:703-709, 1999.
- Diaz, S., and San Andrés, L. A., A Model for Squeeze Film Dampers Operating with Air Entrainment and Validation With Experiments. *ASME J. Tribology*, 123: 125-133, 2001.
- Faria, M., and L. San Andres, On the Numerical Modeling of High Speed Hydrodynamic Gas Bearings, *ASME Journal of Tribology*, 122: 124-130, 2000
- Pietra, D. and Adieletta, G., The Squeeze Film Damper over Four Decades of Investigation. Part I: Characteristics and Operating Features. *The Shock and Vibration Digest*, 34(1):3-26, 2002.
- Pietra, D. and Adieletta, G., The Squeeze Film Damper over Four Decades of Investigation. Part II: Rotordynamic Analyses with Rigid and Flexible Rotors. *The Shock and Vibration Digest*, 34 (2):97-126, 2002.
- Reddy, J. N., *An Introduction to the Finite Element Method*, Mc Graw Hill, 2006.
- Vance, J. M., *Rotordynamic of Turbomachinery*, Wiley Interscience publication, 1988.
- San Andrés, L. A., *SFD Design and Operation Modern Lubrication Course Notes #12*, <http://phn.tamu.edu/TRIBGroup>. (Revisada, 2006).
- San Andrés, L. A. , and Diaz, S., Flow Visualization and Forces from a Squeeze Film Damper with Natural Air Entrainment. *ASME J. Tribology*, 125: 325-333, 2003.
- Tao, L., Diaz, S.E., San Andres, L. and Rajagopal, K.R., Analysis of Squeeze Film Dampers Operating with Bubbly Lubricants. *ASME Journal of Tribology*, 122: 205-210, 2000
- Mendez, T., Ciaccia, M., Torres, J. and Diaz, S., On the numerical prediction of finite length squeeze film dampers performance with free air entrainment. *ASME Journal of*

- Engineering for Gas Turbines and Power*, GT2008-50368, 2008
- Walton II, J. F., Walowit, J. A., Zorzi, E. S. and Schrand, J., Experimental Observation of Cavitating Squeeze-Film Damper. *Journal of Tribology*, 109: 290–295, 1987.
- Zeidan, F. Y., and Vance, J. M., Cavitation Leading to a Two Phase Fluid in a Squeeze Film Damper. *STLE Tribol. Trans.*, 32: 100–104, 1989.
- Zeidan, F. Y., and Vance, J. M., Cavitation Regimes in Squeeze Film Dampers and Their Effect on the Pressure Distribution. *STLE Tribology Trans.*, 33: 447–453, 1990.