

선단압력을 고려한 틸팅-패드 저어널 베어링의 정특성 및 동특성 해석

김종수, 김경웅
(한국과학기술원 생산공학과)

1. 서론

틸팅-패드 저어널 베어링은 베어링몸새가 원주방향으로 불연속적이므로 패드선단의 약간 전방에서 압력이 상승하기 시작하여 패드선단에서는 주변압력보다 높은 압력을 나타낸다. 이를 선단압력(Inlet pressure or Ram-pressure) 이라 한다. 추력식 베어링에 대해 선단압력을 고려한 연구결과에 의하면 선단압력은 베어링의 몸새에서 발생하는 유막압력에 상당한 영향을 미치는 것으로 알려져 있다.(1~6) 틸팅-패드 저어널 베어링에 대해서는 A. Mori(7) 등이 선단압력을 고려하여 틸팅-패드 베어링에 대해 정특성 해석을 한바 있으나 선단압력을 고려한 틸팅-패드 베어링의 동특성을 해석한 연구는 아직 없다. 실제로 틸팅-패드 저어널 베어링에서도 선단압력이 0이 아님이 알려져 있으므로 정특성 및 동특성을 보다 정확히 예측하기 위해서는 각 패드 입구부에서 발생하는 선단압력을 고려해야 할 것으로 생각된다.

따라서 본 연구에서는 무한쪽 틸팅-패드 저어널 베어링에 대하여 선단압력을 고려하여 정특성 및 동특성을 해석하고 선단압력이 베어링의 정특성 및 동특성에 미치는 영향을 알아보고자 한다.

〈 기호설명 〉

$C_p = R_p - R$, 베어링 가공몸새	$\bar{P} = \frac{P}{\mu N} \left(\frac{C_p}{R}\right)^2$, 무차원 유막압력
$C_b = R_b - R$, 베어링 조립몸새	R = 저어널의 반경
C_{xx}, C_{yy} = 베어링 감쇄계수	R_b = 베어링의 조립반경
D = 저어널 직경	R_p = 패드의 가공반경
e = 베어링의 편심량	$S = \frac{\mu N D}{W} \left(\frac{R}{C_p}\right)^2$, Sommerfeld 수
h = 유막두께	U = 저어널 표면의 선속도
h_0 = 정적상태에서의 유막두께	W = 저어널에 작용하는 하중
$\bar{h}_0 = h_0/C_p$, 정적상태에서의 무차원 유막두께	x, y = 베어링의 직교좌표
K_{xx}, K_{yy} = 베어링의 강성계수	α = 패드의 피치각
$m = 1 - (C_b/C_p)$, 베어링의 예압(Preload)	$\gamma = \left(\frac{R_b}{C_p}\right)\alpha$, 패드극물중심의 이동량
N = 저어널의 회전수(RPS)	$\epsilon_p, \epsilon_b = e/c_p, e/c_b$, 편심율
O_b, O_j, O_p = 베어링, 저어널 및 패드의 중심	μ = 윤활제의 점도
P = 유막압력	$Re^* = \frac{\rho U C_p}{\mu} \frac{C_p}{R}$, 관성계수

2. 이론

2-1. 지배방정식

Fig.1은 틸팅-패드 저어널 베어링의 형상 및 좌표를 나타내고 있다. 무한쪽 저어널 베어링에 대한 등점도 레이놀즈 방정식은 아래와 같다.

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = 6\mu U \frac{\partial h}{R \partial \theta} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

저어널 중심이 정적상태로부터 Δx , Δy 만큼 perturbed 된다면 유막두께 및 1차 perturbed 압력은 다음식으로 표현 할 수 있다.

$$h = h_0 + \Delta x \sin \theta - \Delta y \cos \theta \quad (2-a)$$

$$P = P_0 + P_x \Delta x + P_y \Delta y + P_x \Delta x + P_y \Delta y \quad (2-b)$$

식(2)을 레이놀즈 방정식에 대입하고 각각의 성분들을 분류하여 무차원화 시키면 아래와 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}_0^3 \frac{\partial}{\partial \theta} \right) \begin{bmatrix} \bar{P}_0 \\ \bar{P}_x \\ \bar{P}_y \\ \bar{P}_x \\ \bar{P}_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 12\pi \frac{\partial \bar{h}_0}{\partial \theta} \\ 12\pi \left(\cos \theta - 3 \frac{\sin \theta}{\bar{h}_0} \frac{\partial \bar{h}_0}{\partial \theta} \right) - 3\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\sin \theta}{\bar{h}_0} \right) \\ 12\pi \left(\sin \theta + 3 \frac{\cos \theta}{\bar{h}_0} \frac{\partial \bar{h}_0}{\partial \theta} \right) + 3\bar{h}_0^3 \frac{\partial \bar{P}_0}{\partial \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\cos \theta}{\bar{h}_0} \right) \\ 12 \sin \theta \\ -12 \cos \theta \end{bmatrix} \quad \begin{matrix} (3-a) \\ (3-b) \\ (3-c) \\ (3-d) \\ (3-e) \end{matrix}$$

정적상태의 무차원 유막두께식은 다음과 같다.

$$\bar{h}_0 = 1 + \epsilon_{Lx} \sin \theta - \epsilon_{Ly} \cos \theta \quad (4)$$

여기서,

$$\begin{cases} \epsilon_{Lx} = -\epsilon_p \sin \theta_0 - m \sin \theta_p - \gamma \cos \theta_p \\ \epsilon_{Ly} = \epsilon_p \cos \theta_0 + m \cos \theta_p - \gamma \sin \theta_p \end{cases}$$

2-2. 압력경계조건

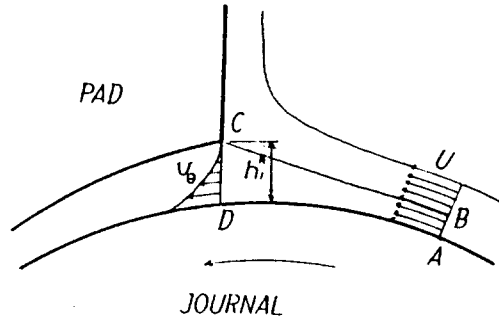


Fig. 2 Assumption of flow field in pad inlet

$$\bar{P}_{ino} = \pi Re^* \left\{ 1 - \left[\frac{\int_0^{\bar{h}_i^*} \bar{v}_\theta^3 d\bar{r}}{\int_0^{\bar{h}_i^*} \bar{v}_\theta d\bar{r}} \right]_{inlet} \right\} \quad (6)$$

$$\bar{h}_i^* = 1.0 \quad (\text{역류가 없는 경우})$$

$$\bar{h}_i^* < 1.0 \quad (\text{역류가 있는 경우})$$

3. 수치계산

틸팅-패드 저어널 베어링의 강성계수 및 감쇄계수는 Pad assembly method^{18,19}에 의해 결정되며 패드의 관성 및 피봇에서의 마찰력은 무시한다. 선단압력을 고려하지 않고 예압이 없는 경우에 있어서 $h_p \geq C_p$ 인 패드(Unloaded pads)에 대해서는 정적상태의 유막압력을 0으로 가정하였으며, 유막두께는 피봇점에 대해 대칭이 되도록 하였다.

5-패드, 틸팅-패드 저어널 베어링에서 각 패드의 각도는 60° 씩이며, 피봇위치가 패드중양이고 예압이 0인 경우와 0.5인 경우에 대해 하중각도가 패드의 피봇점을 통과하는 경우와 패드와 패드사이를 통과하는 경우에 대하여 계산하였다.

수치해석 방법은 유한차분법으로 하였으며 각 패드당 원주방향으로 20등분 하였다. 각 패드의 정적위치 및 저어널의 정적위치를 결정하기 위해 Newton-Raphson iterative scheme을 사용하였으며 Fig.3은 수치해석에 사용되고 있는 유통도를 나타내고 있다.

4. 결과 및 고찰

Fig.4(a,b)는 하중각도가 패드의 피봇점을 통과하는 경우(Load on pad)에 대한 정적 유막형상 및 압력분포를 나타내고 있다. 선단압력에 의해 유막압력 및 유막형상이 상당히 변하고 있으며 선단압력이 증가할수록 유막압력과 유막형상비가 증가되고 있다. 특히 예압이 없고 선단압력을 고려하지 않을때 PAD 1은 유막압력이 발생하지 않아서 패드가 피봇점을 중심으로 자유롭게 운동을 할수 있게 되어 패드가 불안정한 상태가 되나 선단압력이 존재함으로써 베어링내에 유막압력이

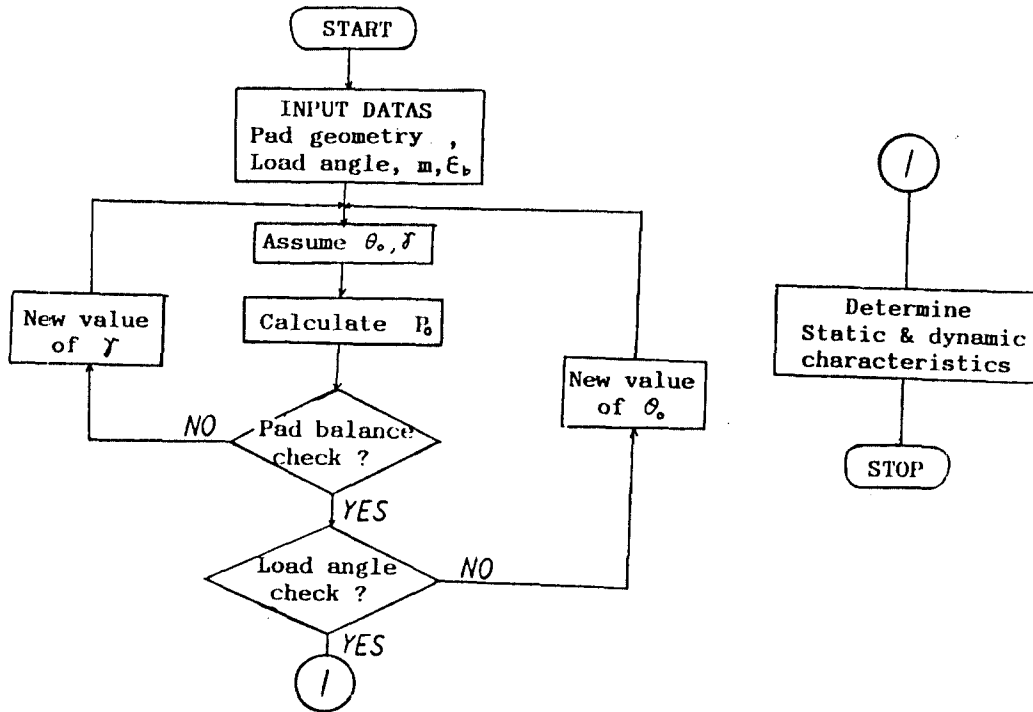


Fig. 3 Flow chart for numerical analysis.

발생하여 페드가 안정해짐을 알 수 있다.

Fig.5(a,b)는 Sommerfeld 수에 대한 베어링의 편심율을 나타내고 있는데 예압이 0일때 관성계수가 5.0인 경우는 선단압력을 고려하지 않은 경우에 비해 전체적으로 베어링의 편심율이 감소함을 보여주고 있으나 관성계수가 1.0인 경우는 Sommerfeld 수가 큰 경우를 제외하고는 베어링의 편심율은 별로 변하고 있지 않다. 또 예압이 0.5인 경우는 선단압력을 고려하지 않은 경우에 비해 선단압력을 고려한 경우가 오히려 베어링의 편심율이 약간 증가함을 보여주고 있으나 전체적으로 거의 차이가 없다. 일반적으로 추력베어링의 경우에는 선단압력에 의하여 하중지지능력이 크게 변하는 것으로 알려져 있는데 반하여 톨링-패드 저어널베어링에서는 선단압력에 의해 하중지지능력이 추력베어링의 경우처럼 크게 변하지 않음을 의미한다. 이는 선단압력에 의해 페드내부의 유막압력이 전체적으로 증가하여도 각각의 패드가 저어널의 중심에 대해 방사선 형태로 위치하고 있기 때문에 하중지지능력에는 그다지 큰 영향을 미치지 않는 것으로 생각된다.

Fig.6,7은 예압이 없는 경우에 대해 Sommerfeld 수에 따른 강성계수 및 감쇄계수를 나타내고 있다. 강성계수는 Sommerfeld 수가 증가할수록 선단압력을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우와의 차이는 크지고 있으며 관성계수가 증가할수록 강성계수도 증가하지만 Sommerfeld 수가 작은 경우에는 선단압력을 고려하여도 선단압력을 고려하지 않은 경우와 비슷하다. 감쇄계수는 전구간에서 선단압력을 고려하여도 큰 차이를 보이고 있지 않다.

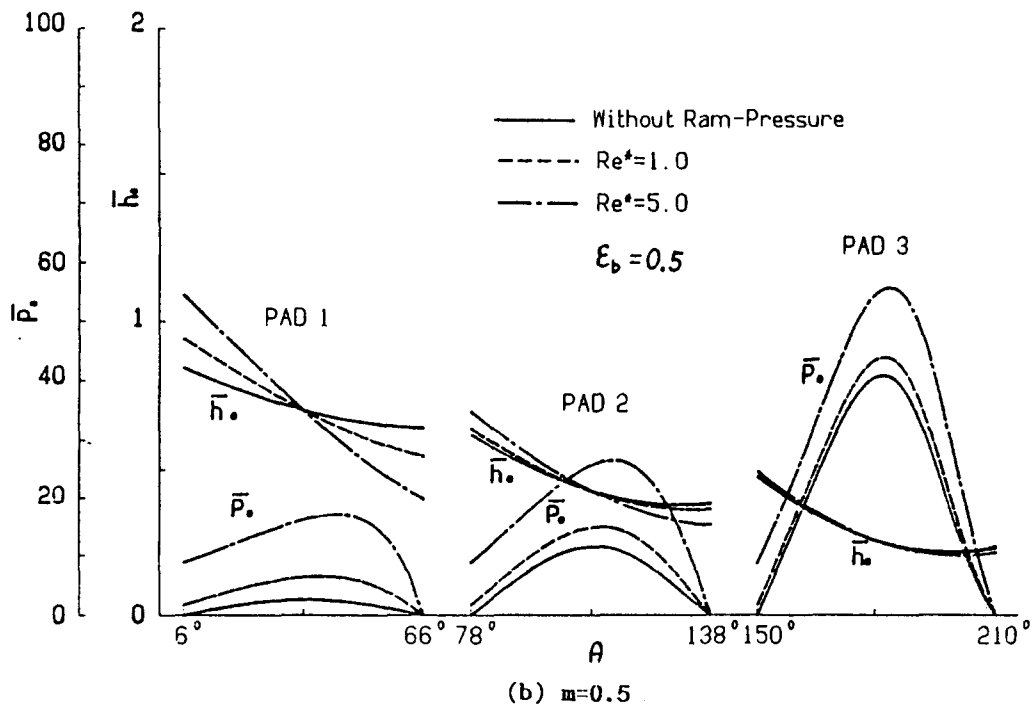
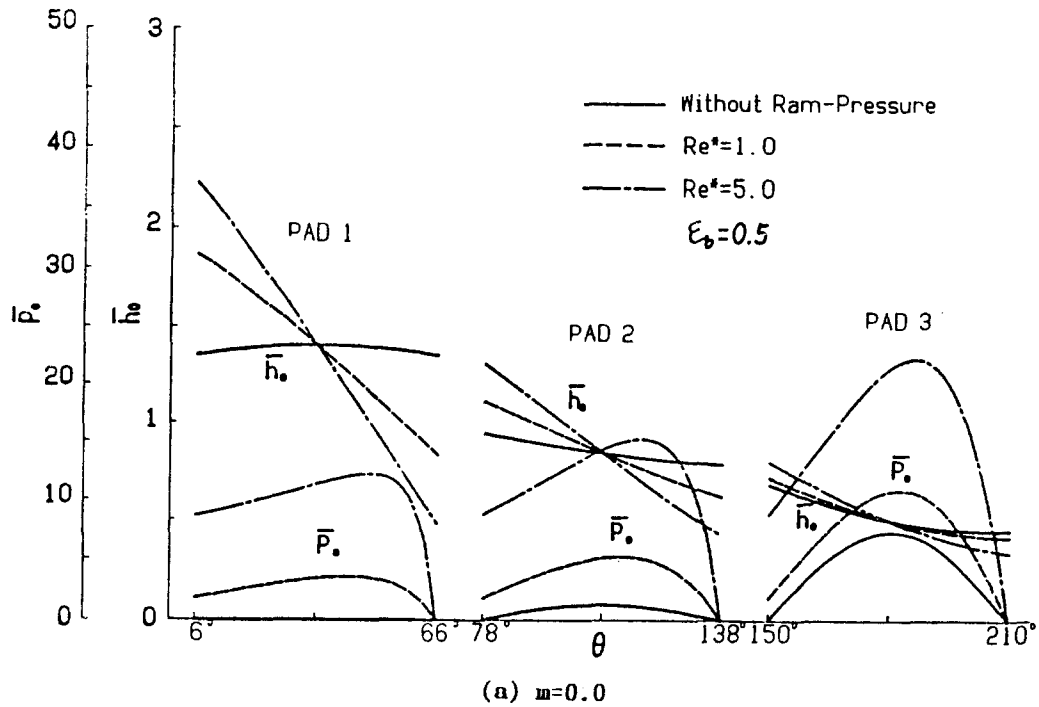
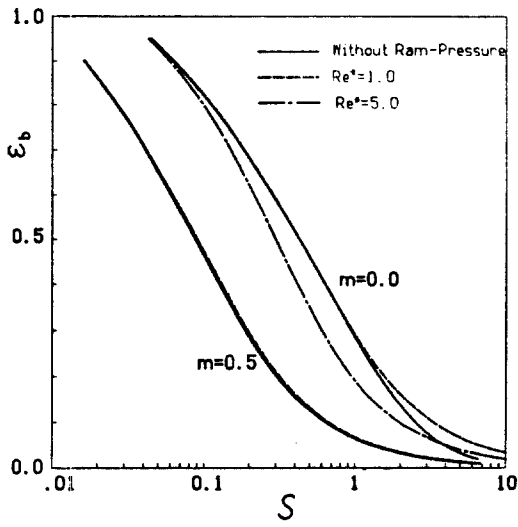
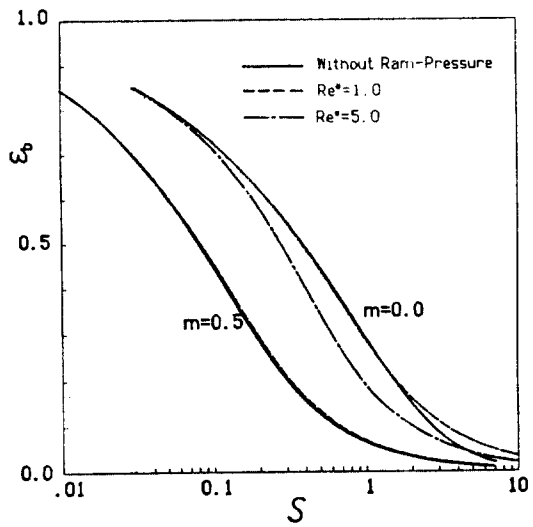


Fig. 4 Fluid film profiles and pressure distribution in static equilibrium. Load on pad, centrally pivoted.

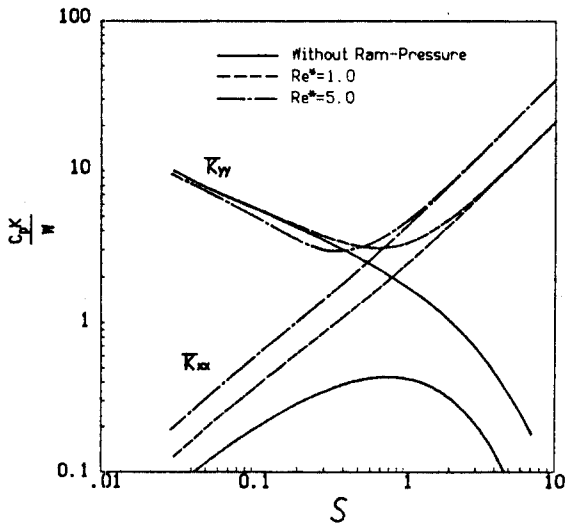


(a) Load on pad

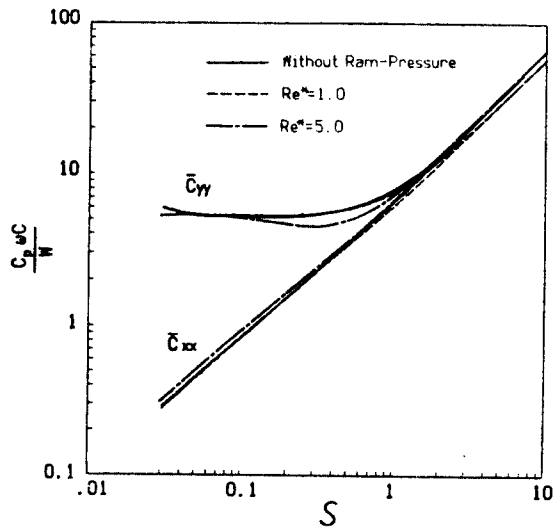


(b) Load between pads

Fig. 5 Sommerfeld number vs bearing assembled eccentricity ratio.

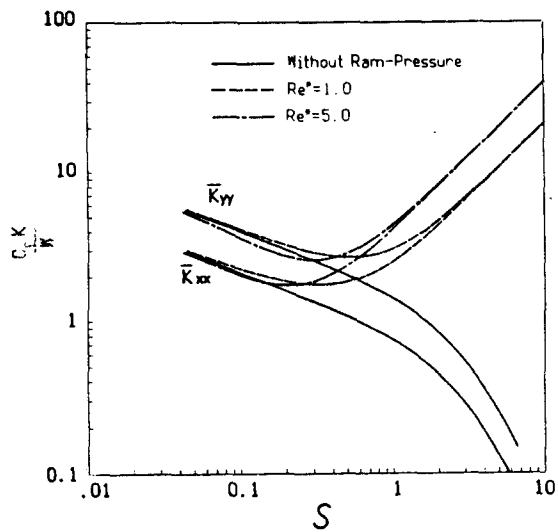


(a) Stiffness coefficients

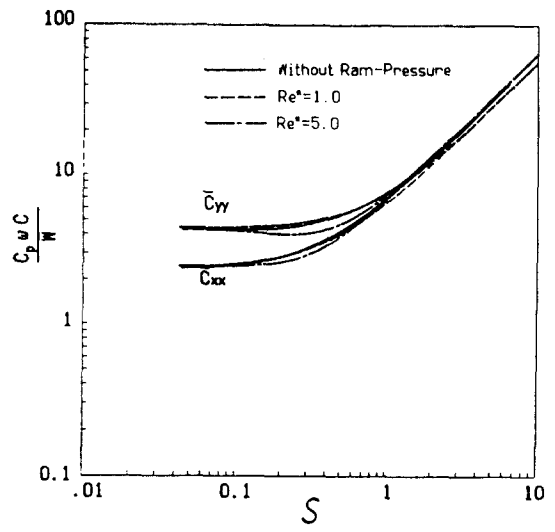


(b) Damping coefficients

Fig. 6 Tilting-pad journal bearing characteristics. Load on pad, centrally pivoted, $m=0.0$

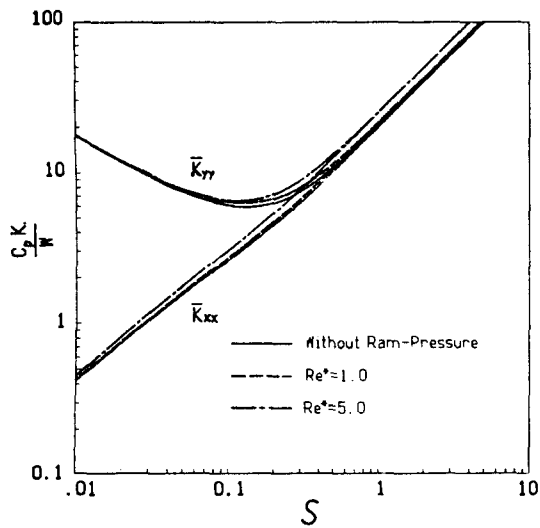


(a) Stiffness coefficients

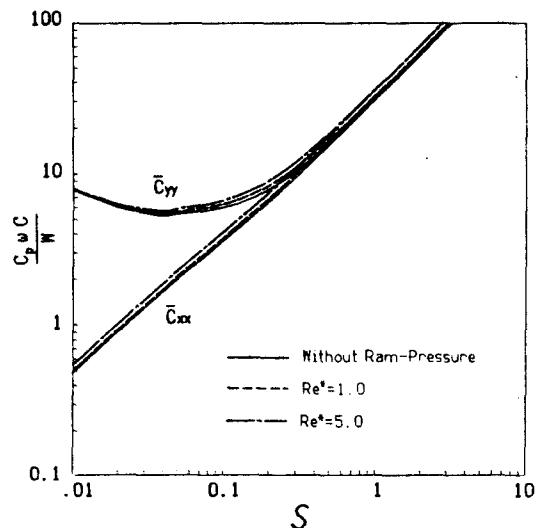


(b) Damping coefficients

Fig. 7 Tilting-pad journal bearing characteristics. Load between pads, centrally pivoted, $m=0.0$

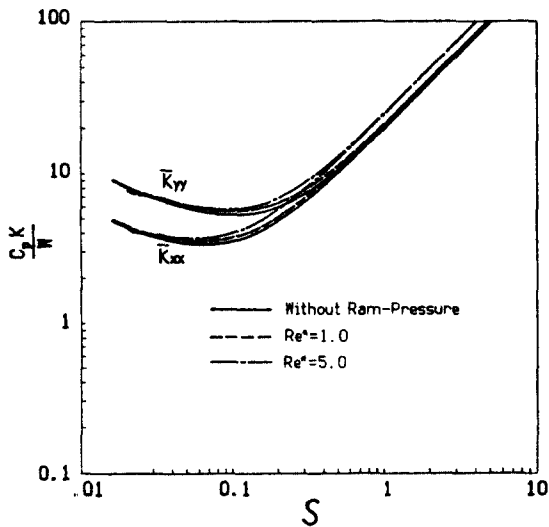


(a) Stiffness coefficients

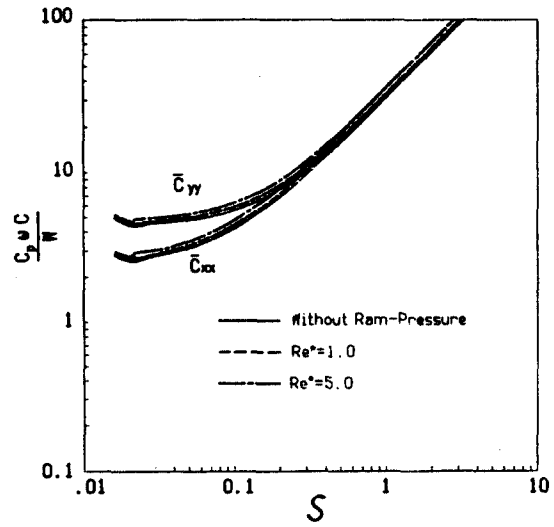


(b) Damping coefficients

Fig. 8 Tilting-pad journal bearing characteristics. Load on pad, centrally pivoted, $m=0.5$



(a) Stiffness coefficients



(b) Damping coefficients

Fig. 9 Tilting-pad journal bearing characteristics. Load between pads, centrally pivoted, $m=0.5$

Fig.8,9는 예압이 0.5인 경우에 대해 Sommerfeld 수에 따른 강성계수 및 감쇠계수를 나타내고 있는데 선단압력에 의해 강성계수 및 감쇠계수가 약간씩 증가하는 것으로 나타나지만 그 차이는 별로 크지 않다.

5. 결론

무한장 틸팅-패드 저어널 베어링에서 5-패드의 경우에 대하여 선단압력이 베어링의 정복성 및 동복성에 미치는 영향을 조사하였다. 예압이 없고 피벗점에서의 유막두께가 베어링의 가공표면보다 크더라도 패드는 선단압력으로 인하여 하중을 받게 되어 안정화 된다. 또 예압이 없는 경우에는 베어링의 편심율과 강성계수 및 감쇠계수가 선단압력에 의하여 비교적 큰 영향을 받고 있으나 예압이 0.5인 경우에는 베어링의 정복성 및 동복성에 선단압력이 미치는 영향은 비교적 작다. 선단압력도 베어링내의 유막압력과 마찬가지로 정적상태의 선단압력과 동적상태의 선단압력이 함께 존재하며, 동적상태의 선단압력도 고려한다면 베어링의 동복성에는 보다 큰 차이가 있으리라 기대된다.

참고문헌

- (1) C.M.M. Ettles and A. Cameron, "Consideration of Flow Across a Bearing Groove", Trans. of ASME, J. of Lub. Tech., Vol. 90, pp.312-319, 1968.
- (2) V.N. Constantinescu, S. Galetuse and F. Kennedy, "On the Comparision between Lubrication Theory, Including Turbulence and Inertia Forces, and Some Existing Experimental Data", Trans. of ASME, J. of Lub. Tech., Vol. 97, pp.439-449, 1975.
- (3) A. Mori, M. Iwamoto and H. Mori, "Performance Analysis of a Plane Inclined Slider Pad Relative to Fluid Inertia Forces(2nd Report)", JSLE, Vol. 28, No. 9, pp. 677-684, 1983.

- (4) 김중수, 김경웅, "패드와 선단압력을 고려한 부채꼴 모양의 피봇식 추력베어링의 성능해석", 대한기계학회 논문집, 제12권, 제5호, pp.1063-1070, 1988.
- (5) D.D. Heckelman JR. and C.M.M. Ettles, "Viscous and Inertial Pressure Effects at the Inlet to a Bearing Film", STLE, Vol. 31, pp.1-5, 1987.
- (6) Y. Rhim and J.A. Tichy, "Entry Flow of Lubricant into a Slider Bearing - Analysis and Experiment", STLE, Vol. 31, pp.350-358, 1987.
- (7) A. Mori and H. Mori, "Inlet Boundary Condition for Submerged Multi-Pad Bearings Relative to Fluid Inertia Forces", The 13th Leeds-Lyon Symp. on Tribology, 1986.
- (8) J.W. Lund, "Spring and Damping Coefficients for the Tilting-Pad Journal Bearing", ASLE, Vol. 7, pp.342-352, 1964.
- (9) J.C. Nicholas, E.J. Gunter and P.E. Allarie, "Stiffness and Damping Coefficients for the Five-Pad Tilting-Pad Bearing", ASLE, Vol. 22, pp.113-124, 1977.
- (10) J.W. Lund and K.K. Thomsen, "A Calculation Method and Data for the Dynamic Coefficients of Oil-Lubricated Journal Bearings", Topic in Fluid Film Bearing and Rotor Bearing System Design and Optimization, pp.1-28, 1978.
- (11) D.F. Li, P.E. Allaire and L.E. Barrett, "Analytical Dynamics of Partial Journal Bearings with Applications", ASLE, Vol. 22, pp.99-112, 1977.
- (12) R. Subbiah, R.B. Bhat and T.S. Sankar, "Rotational Stiffness and Damping Coefficients of Fluid Film in a Finite Cylindrical Bearing", ASLE, Vol. 29, pp.414-422, 1985.