

평행라인 피벗식 추력베어링의 동특성 해석

이경우 · 김종수* · 제양규**

(사)한국선급 기관기술부

*한국해양대학교 기계정보공학부

**한동대학교 기계제어시스템공학부

Dynamic Characteristics of Parallel Line Pivoted Pad Thrust Bearing

Koung Woo Lee, Jong Su Kim* and Yang Gue Jei**

Machinery Department, Korean Register of Shipping

*Division of Mechanical and Information Engineering, Korea Maritime University

**School of Mechanical & Control System, Handong University

Abstract – In this paper, linearized dynamic characteristics of parallel line pivoted pad thrust bearing (hereinafter refer to PLP thrust bearing) was analyzed by perturbation method with inlet pressure. Inlet pressure and excitation frequency influence dynamic characteristics of PLP thrust bearing at all operating conditions, such as angular pivot position, mass of pad. Therefore, the characteristics have to be analyzed with inlet pressure, excitation frequency, mass of pad and thickness of pad. Otherwise, the analysis may be over or under estimate.

Key words – parallel line pivoted pad thrust bearing, linearized dynamic characteristics, perturbation, inlet pressure.

1. 서 론

평행라인 피벗식 추력베어링(이하 PLP 추력베어링)은 Lee 등에[1] 의해 새로이 제안된 틸팅패드 추력베어링이다. Etsion[2], Kim & Kim[3]의 연구결과에 의하면, 패드의 출구부가 회전원판과 동일하게 될 때 즉, 패드 출구부에서 내반경부부터 외반경부까지의 유막두께가 동일하게 될 때, 하중지지능력이 최대가 된다고 보고하고 있으며, Kim & Kim은 패드의 틸팅각을 이용하여 이를 명확하게 증명하였다. PLP 추력베어링은 이러한 연구결과들을 바탕으로, 기존에 사용되는 라인피벗식 추력베어링의 피벗라인이 방사형인 것을 바꿔서 피벗라인이 패드 출구부와 평행하게 되도록 하여, 패드의 틸팅운동에 무관하게 패드의 출구부가 항상 회전원판과 평행하게 되도록 고안된 것이다. PLP 추력베어링에 대해서는 Lee 등이[1] 정특성 해석을 수행하여 보고한 바가 있다. 그러나 대부분

회전기계의 축방향 하중은 그 크기가 변동하며, 이 변동하는 축방향 하중은 추력베어링에 의해 지지되게 된다. 그러므로, 추력베어링의 정확한 설계를 위해서는 축방향의 하중이 일정하다는 가정 하에 행해지는 정특성해석 뿐만 아니라 동특성해석이 같이 이뤄져야 하며, 주로 가혹한 운전조건하에서 운전되는 틸팅패드 추력베어링의 경우에는 동특성해석의 중요도가 더 더욱 높아진다.

틸팅패드 추력베어링의 동특성을 해석한 연구결과는 그리 많지 않은 편이다. Mittwollen 등[4]은 추력베어링이 횡진동에 미치는 영향을 살펴보기 위해 고정식 추력베어링의 동특성을 해석하였으며, Jeng 등[5]은 패드의 탄성변형이 틸팅패드 추력베어링의 동특성에 미치는 영향을 해석하였다.

그리고, Vassilopoulos[6]가 양면지지형식 틸팅패드 추력베어링의 동특성을 해석하였으며, Kim[7]이 틸팅패드 추력베어링의 광범위한 피벗위치에 대해서 동특

성을 해석하여 보고한 바가 있다. 그러나 이러한 연구결과들은 모두 포인트 피벗식 추력베어링에 관한 연구결과이고, 패드의 입구부에서 발생하는 압력상승 현상인 선단압력을 고려한 연구결과는 아직 보고된 바가 없다.

그러므로, 본 연구에서는 포인트 피벗식 추력베어링과 라인 피벗식 패드 추력베어링을 대신하여 광범위한 사용이 예상되는 PLP 추력베어링의 광범위한 피벗위치에 대하여 선단압력을 고려하여 섭동법으로서 동특성을 해석하였으며, 이를 PLP 추력베어링의 설계자료로서 제공하고자 한다.

2. 기본방정식

Fig. 1은 PLP 추력베어링의 개략적인 형상과 좌표계를 나타낸 것이고, 변동하중을 받는 틸팅패드 추력베어링의 유막에서 발생하는 유막압력의 지배방정식인 레이놀즈 방정식은 식 (1)과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(rh^3\frac{\partial p}{\partial r}\right)+\frac{\partial}{r\partial\theta}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial\theta}\right)=6\mu r\omega\frac{\partial h}{\partial\theta}+12\mu r\frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

그리고, 변동하중을 받는 PLP 추력베어링의 유막두께는 식 (2)와 같다.

$$h=h_s+\Delta z+\Delta\alpha D \quad (2)$$

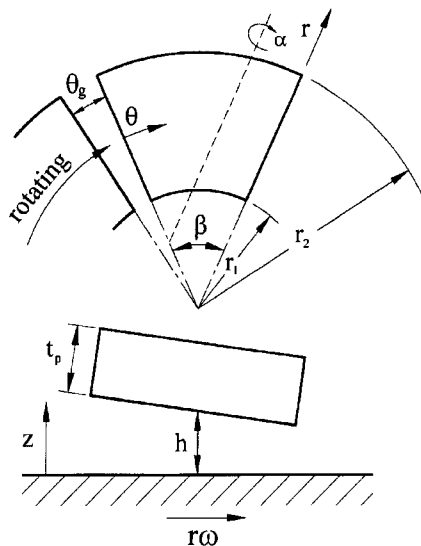


Fig. 1. Geometry and coordinate system PLP pad with dynamic load.

$$\begin{aligned} h_s &= h_p + D\alpha \\ D &= r\sin(\theta_p - \theta)\cos\phi - \{r_m - r\cos(\theta_p - \theta)\}\sin\phi \\ \phi &= \beta - \theta_p \end{aligned}$$

여기서, h_p 는 피벗위치에서의 유막두께, h_s 는 정적인 상태에서의 유막두께, Δz 는 유막두께방향 즉, 수직방향으로의 미소변위이고, $\Delta\alpha$ 는 수직방향으로의 미소변위로 인해 발생하는 미소틸팅각이다. 그리고, ϕ 는 평행 피벗라인이 반경방향 좌표와 이루는 각을 의미하는 것으로서 PLP 추력베어링의 경우에는 식 (2)에서와 같이 $\beta - \theta_p$ 가 된다.

이러한 미소변위들에 의한 압력의 변동성분을 포함한 유막압력을 Taylor 전개하여 이차항 이상을 무시하고 표현하면 다음과 같다.

$$p = p_s + p_z \Delta z + p_\alpha \Delta\alpha + p_z \Delta z + p_\alpha \Delta\alpha \quad (3)$$

식 (2)와 식 (3)을 식 (1)에 대입하면 변동하중에 의한 미소변위를 가지는 PLP 추력베어링에 대한 레이놀즈 방정식을 얻을 수 있으며, 무차원화하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} R(P_s) &= 6R \frac{\partial H_s}{\partial\theta} \\ R(P_z) &= -\frac{\partial}{\partial R}\left(3RH_s^2\frac{\partial P_z}{\partial R}\right) - \frac{\partial}{R\partial\theta}\left(3H_s^2\frac{\partial P_z}{\partial\theta}\right) \\ R(P_\alpha) &= -\frac{\partial}{\partial R}\left(3RD^*H_s^2\frac{\partial P_\alpha}{\partial R}\right) - \frac{\partial}{R\partial\theta}\left(3D^*H_s^2\frac{\partial P_\alpha}{\partial\theta}\right) + 6R\frac{\partial D^*}{\partial\theta} \\ R(P_z) &= 12R, \quad R(P_\alpha) = 12RD^* \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 사용된 무차원 연산자와 연산자 $R(\)$ 은 각각 식 (5)와 같다.

$$\begin{aligned} H_s &= \frac{h}{h_p} = 1 + D^* \alpha, \quad \alpha^* = \alpha \frac{r_1}{h_p}, \quad D^* = \frac{D}{r_1} \\ P_s &= \frac{h_p^2}{\mu r_1^2 \omega} p_s, \quad P_z = \frac{h_p^3}{\mu r_1^2 \omega} p_z, \quad P_\alpha = \frac{h_p^2}{\mu r_1^2 \omega} p_\alpha \\ P_z &= \frac{h_p^3}{\mu r_1^2} p_z, \quad P_\alpha = \frac{h_p^2}{\mu r_1^2} p_\alpha \\ R(\) &= \frac{\partial}{\partial r}\left(rh_s^3\frac{\partial}{\partial r}\right) + \frac{\partial}{r\partial\theta}\left(h_s^3\frac{\partial}{\partial\theta}\right) \end{aligned} \quad (5)$$

식 (4)로부터 유막압력을 구하기 위해서는 패드각, 반경비, 피벗위치 등의 제원이 주어져야하고, 패드의 가장자리에서의 압력에 관한 경계조건이 주어져야 한다. 본 연구에서 패드의 가장자리에서의 압력을 0으

로 가정하고, 입구부에서의 선단압력을 고려하였다. 이를 무차원화하여 나타내면 식 (6)과 같다.

$$P(R_1, \theta) = P(R_2, \theta) = P(R, \beta) = 0, P(R, 0) = P_i \quad (6)$$

3. 선단압력의 계산

선단압력은 패드의 입구부에서 발생하는 압력상승 현상이다. 선단압력을 평가하는 방법에는 여러 가지가 있지만, 본 연구에서는 Kim & Kim[3]이 제시한 방법을 사용하였다. 먼저, 변동하중을 받는 상태에서 패드 입구부 선단에서의 유막두께와 압력교란성분은 각각 식 (7), (8)과 같다.

$$h_{im} = h_{ims} + \Delta z + \Delta \alpha D_{im} \quad (7)$$

$$P_{im} = P_{ims} + P_{imz} \Delta z + P_{im\alpha} \Delta \alpha + P_{imz} \Delta \dot{z} + P_{im\dot{\alpha}} \Delta \dot{\alpha} \quad (8)$$

그리고, Kim & Kim이 제시한 선단압력 평가방법을 무차원화하여 표현하면 식 (9)와 같다.

$$P_i = P_{im} \cdot P_{id}(R)$$

$$P_{im} = \left\{ 1 - C_1 - (\bar{V}_\theta)_{im}^2 \right\} \frac{Re^* R_m^2}{2}, \quad (\bar{V}_\theta)_{im} = \left(0.5 - \frac{H^2}{12R^2} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right)_{im}$$

$$C_1 = -\frac{C_1}{Re^n} + 0.75 \left\{ 1 - \exp \left(-C_2 \sqrt{\frac{Re}{\lambda}} \right) \right\}$$

$$C_1 = 5.18\lambda^{0.036}, \quad C_2 = 0.73\lambda^{-0.057}, \quad n = 1.38\lambda^{-0.082}$$

$$Re^* = \frac{\rho \omega h_{im}^2}{\mu}, \quad Re = \frac{\rho \omega r_m h_{im}}{\mu}, \quad \lambda = \frac{r_m \theta_s}{h_{im}}$$

$$P_{id}(R) = \left\{ 1 - \frac{2(R_m - R)^2}{R_2 - 1} \right\}$$

식 (7)과 (8)을 식 (9)에 대입하면, 변동하중을 받는 상태에서의 선단압력을 구할 수 있고, 무차원화하여 표현하면 다음과 같다.

$$P_{ims} = \left\{ 1 - C_1 - \left(0.5 - \frac{H^2}{12R^2} P' \right)^2 \right\} \frac{Re^* R_m^2}{2}$$

$$P_{imz} = \left\{ \frac{H_z^2}{12R^2} P_z' + \frac{H_s^2}{6R^2} P_s' - \frac{H_z^4}{72R^4} P_s' P_z' - \frac{H_s^4}{36R^4} (P_s')^2 \right\}_{im} \frac{Re^* R_m^2}{2}$$

$$P_{im\dot{\alpha}} = \left\{ \frac{H_z^2}{12R^2} P_\alpha' + \frac{H_s D^*}{6R^2} P_s' - \frac{H_z^4}{72R^4} P_s' P_\alpha' - \frac{H_s D^*}{36R^4} (P_s')^2 \right\}_{im} \frac{Re^* R_m^2}{2}$$

$$P_{imz} = \left\{ \frac{H_z^2}{12R^2} P_z' - \frac{H_s^4}{72R^4} P_s' P_z' \right\}_{im} \frac{Re^* R_m^2}{2}$$

$$P_{im\dot{\alpha}} = \left\{ \frac{H_z^2}{12R^2} P_\alpha' - \frac{H_s^4}{72R^4} P_s' P_\alpha' \right\}_{im} \frac{Re^* R_m^2}{2} \quad (10)$$

식 (10)에서 사용된 연산자는 식 (11)과 같다.

$$P' = \frac{\partial P}{\partial \theta} \quad (11)$$

4. 운동방정식

수직방향으로 변동하중이 주어지고, 주어지는 변동하중에 의해서 미소 수직변위가 존재한다고 할 때 PLP 추력베어링의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\Delta F = \frac{\partial F}{\partial z} \Delta z + \frac{\partial F}{\partial \alpha} \Delta \alpha + \frac{\partial F}{\partial \dot{z}} \Delta \dot{z} + \frac{\partial F}{\partial \dot{\alpha}} \Delta \dot{\alpha}$$

$$= -k_z \Delta z - k_\alpha \Delta \alpha - c_z \Delta \dot{z} - c_\alpha \Delta \dot{\alpha} \quad (12)$$

여기서 각 강성계수와 감쇠계수는 다음과 같다.

$$k_z = -\int p_z r d\theta dr, \quad k_\alpha = -\int p_\alpha r d\theta dr,$$

$$c_z = -\int \dot{p}_z r d\theta dr, \quad c_\alpha = -\int \dot{p}_\alpha r d\theta dr \quad (13)$$

식 (12)로서 각각의 미소운동에 대한 강성계수와 감쇠계수를 알 수 있다. 그러나 변동하중을 받는 PLP 추력베어링의 강성계수와 감쇠계수를 알기 위해서는 수직 미소운동과 미소 톨팅운동과의 관계를 알아야만 한다. 수직 미소운동과 미소 톨팅운동이 모두 조화함수를 갖는다고 가정하면 다음과 같이 표현된다.

$$\Delta z = \delta e^{j\Omega t}, \quad \Delta \alpha = \psi e^{j(\Omega t - \eta)} \quad (14)$$

여기서, η 는 미소 수직운동과 미소 톨팅운동과의 위상차이고, Ω 는 수직방향으로의 가진속도이다. 식 (14)에서 δ 와 ψ 의 관계를 안다면, Δz 와 $\Delta \alpha$ 와의 관계를 알 수 있다. δ 와 ψ 의 관계는 식 (15)의 회전체 운동방정식으로부터 알 수 있다.

$$\Delta M = I \Delta \ddot{\alpha} \quad (15)$$

여기서, I 는 패드의 무게중심에 대한 질량관성모멘트로서 무차원화하여 표현하면 식 (16)과 같고, ΔM 은 미소 톨팅운동에 의한 유막압력에 의한 피봇위치에 대한 미소모멘트로서 식 (17)과 같이 표현된다.

$$I^* = I_1^* + I_2^* + I_3^* + I_4^* + I_5^* + I_6^* + M_p T_p^2 \quad (16)$$

$$\begin{aligned}
 \dot{I}_1 &= \frac{M_p(R_2^2+1)}{4} \cos^2 \phi \left\{ \frac{\sin 2(\theta_p - \beta) - \sin 2\theta_p}{2\beta} + 1 \right\} \\
 \dot{I}_2 &= M_p R_m^2 \sin^2 \phi \\
 \dot{I}_3 &= \frac{4M_p(R_2^3-1)}{3(R_2^2-1)} R_m \cos^2 \phi \{ \sin \theta_p - \sin(\theta_p - \beta) \} \\
 \dot{I}_4 &= \frac{M_p(R_2^2+1)}{4} \sin^2 \phi \left\{ \frac{\sin 2\theta_p - \sin 2(\theta_p - \beta)}{2\beta} + 1 \right\} \\
 \dot{I}_5 &= \frac{2M_p(R_2^3-1)}{3\beta(R_2^2-1)} R_m \sin 2\phi \{ \cos(\theta_p - \beta) - \cos \theta_p \} \\
 \dot{I}_6 &= \frac{M_p(R_2^2+1)}{16} \sin 2\phi \left\{ \frac{\cos 2(\theta_p - \beta) - \cos 2\theta_p}{\beta} \right\}
 \end{aligned}$$

여기서 사용된 각각의 계수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 \dot{I} &= \frac{h_p \omega}{\mu r_1^4} I, \quad M_p = \frac{h_p \omega}{\mu r_1^2} m_p, \quad T_p = \frac{t_p}{r_1} \\
 \Delta M &= \frac{\partial M}{\partial z} \Delta z + \frac{\partial M}{\partial \alpha} \Delta \alpha + \frac{\partial M}{\partial \dot{z}} \Delta \dot{z} + \frac{\partial M}{\partial \dot{\alpha}} \Delta \dot{\alpha} \\
 &= -k_{zM} \Delta z - k_{\alpha M} \Delta \alpha - c_{zM} \Delta \dot{z} - c_{\alpha M} \Delta \dot{\alpha} \quad (17)
 \end{aligned}$$

그리고, 식 (17)에서 각각의 계수를 무차원화하여 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 K_{zM} &= \frac{h_p^2}{\mu r_1^4 \omega} k_{zM} = -\iint P_z D^* R d\theta dR, \quad K_{\alpha M} = \frac{h_p}{\mu r_1^4 \omega} k_{\alpha M} \\
 &= -\iint P_\alpha D^* R d\theta dR \\
 C_{zM} &= \frac{h_p^2}{\mu r_1^4} c_{zM} = -\iint P_z D^* R d\theta dR, \quad C_{\alpha M} = \frac{h_p}{\mu r_1^4} c_{\alpha M} \\
 &= -\iint P_\alpha D^* R d\theta dR \quad (18)
 \end{aligned}$$

식 (14)~식 (17)로부터 미소수직운동과 미소틸팅 운동이 조화함수라는 가정 하에서 서로간의 관계를 알 수 있고 이는 식 (19)와 같다.

$$\Delta M = I \Delta \ddot{\alpha} = -(k_{zM} + j\Omega C_{zM}) \delta e^{j\Omega t} - (k_{\alpha M} - j\Omega C_{\alpha M}) \psi e^{j(\Omega t - \eta)} \quad (19)$$

식 (19)를 정리하면 다음과 같다.

$$\psi e^{j(\Omega t - \eta)} = \delta e^{j\Omega t} \frac{k_{zM} + j\Omega C_{zM}}{I\Omega^2 - j\Omega C_{\alpha M} - k_{\alpha M}} = (\sigma + j\tau) \delta e^{j\Omega t} \quad (20)$$

여기서, σ 와 τ 는 각각 실수부와 허수부를 의미하며, 무차원화하여 정리하면 다음과 같다.

$$\sigma^* = \sigma h_p = \frac{I^* \Omega^2 K_{zM} - K_{\alpha M} K_{\alpha M} - \Omega^2 C_{zM} C_{\alpha M}}{I^* \Omega^4 + K_{\alpha M}^2 - 2I^* \Omega^2 K_{\alpha M} + \Omega^2 C_{\alpha M}^2}$$

$$\tau^* = \tau h_p = \frac{I^* \Omega^3 C_{zM} + \Omega^* K_{\alpha M} C_{\alpha M} - \Omega^2 C_{zM} K_{\alpha M}}{I^* \Omega^4 + K_{\alpha M}^2 - 2I^* \Omega^2 K_{\alpha M} + \Omega^2 C_{\alpha M}^2} \quad (21)$$

여기서, Ω^* 는 무차원 가진속도로서 Ω/ω 이다. 그리고, 식 (14)와 식 (20)을 식 (12)에 대입하여 정리하면 완전한 형태의 운동방정식을 구할 수 있으며 이로부터 PLP 추력베어링의 강성계수와 감쇠계수를 알 수 있다. 이를 무차원화하여 정리하면, 식 (21), (22)와 같다.

$$K = \frac{h_p^3}{\mu \omega r_1^4 A} k = \frac{n_p H_0^3}{\pi(R_2^2-1)} (K_z + \sigma^* K_\alpha - \Omega^* \tau^* C_\alpha) \quad (21)$$

$$C = \frac{h_p^3}{\mu r_1^4 A} c = \frac{n_p H_0^3}{\pi(R_2^2-1)} (C_z + \sigma^* C_\alpha \frac{\tau^* K_\alpha}{\Omega^*}) \quad (22)$$

식 (21), (22)를 보면, PLP 추력베어링의 동특성계수들은 패드의 수직운동과 틸팅운동에 의한 압력성분들을 구하면 된다는 것을 알 수 있다.

5. 수치해석

식 (4)로 주어진 변동하중을 받는 PLP 추력베어링의 레이놀즈 방정식들로부터 유막압력을 구하기 위해서 수치해석을 행하였으며 수치해석방법으로는 유한차분법을 이용하였다. 유한차분법을 적용하기 위하여 패드를 원주방향과 반경방향으로 각각 20등분하였다. 그리고, 본 연구를 위해 반경비($r_2/r_1=R_2$)가 1.7077, 패드각(β)이 30°, 패드의 개수(n_p)가 10개인 PLP 추력베어링을 선정하였으며, 무차원 피벗위치, 패드의 무차원 두께는 식 (23)과 같고, 무차원 하중 지지능력은 식 (24)와 같다.

$$\theta_p = \theta_p / \beta, \quad T_p = t_p / r_1 = 0.2 \quad (23)$$

$$W^* = \frac{h_p^2}{\mu \omega r_1^2 A} W = \frac{n_p H_0^2}{\pi(R_2^2-1)} \int_0^{\theta_p} \int_0^{\beta} PRD\theta dR \quad (24)$$

그리고, 선단압력을 계산하기 위해 필요한 최소유막두께와 내반경의 비(h_p/r_1)는 0.002로 가정하였으며, 주어진 피벗위치에 대한 틸팅각은 피벗위치에 대한 유막압력에 의한 모멘트가 0이 되는 조건으로부터 뉴턴랩슨법을 이용하여 계산하였다.

6. 해석결과

Fig. 2는 무차원 원주방향 피벗위치에 따른 무차원

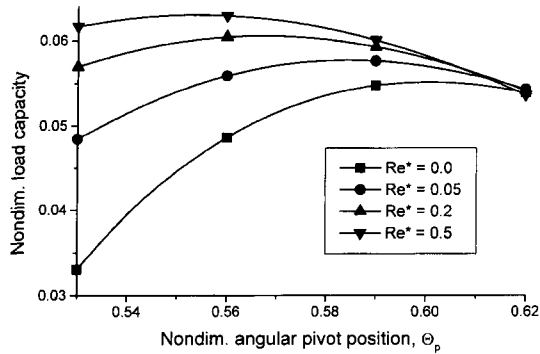


Fig. 2. Comparison of nondim. load capacity.

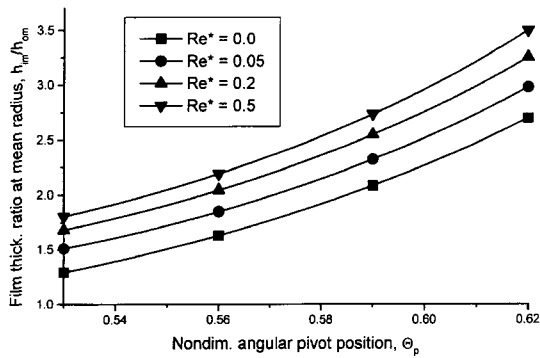


Fig. 3. Film thickness ratio at mean radius.

하중지지능력의 변화를 나타낸 것이다. 여기서 관성 계수(Re^*)가 0으로 표현된 것은 선단압력을 고려하지 않은 결과를 의미한다. 관성계수가 증가할수록 무차원 하중지지능력이 커지는 것을 알 수 있으며, 관성 계수가 커질수록 무차원 하중지지능력이 최대가 되는 원주방향 피벗위치가 패드의 중앙부 쪽으로 이동하는 것을 알 수 있다. Fig. 3은 패드의 평균반경에서의 패드의 입구부와 출구부에서의 유막두께비를 나타낸 것으로서 무차원 원주방향 피벗위치가 출구부 쪽으로 이동할수록, 관성계수가 증가할수록 증가하고 있다. 본 연구에서는 내반경과 최소유막두께의 비를 일정하게 가정하였으므로, 유막두께비가 커진다는 것은 패드가 더 많이 기울어지는 것을 의미하며, 전체적인 유막의 크기가 더 커지는 것을 의미한다.

Fig. 4와 Fig. 5는 패드의 질량이 매우 작고, 가진 속도를 무시하였을 경우의 강성계수와 감쇠계수를 원주방향 피벗위치에 따라 나타낸 것이다. Fig. 4의 무차원 강성계수는 선단압력을 고려하지 않은 경우와 선단압력을 고려한 모든 경우에 있어서 원주방향 피

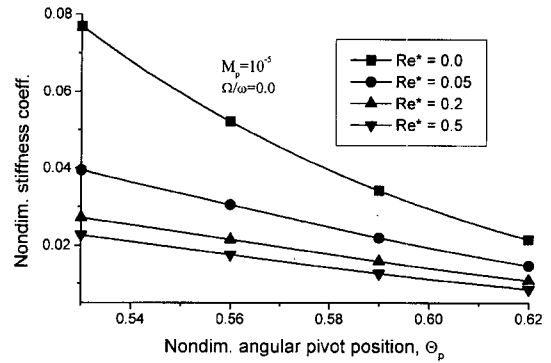


Fig. 4. Nondim. stiffness coefficient of without excitation frequency.

벗위치가 패드의 출구부 쪽으로 이동할수록 감소하고 있으며, 관성계수가 증가할수록 무차원 강성계수의 크기가 감소하는 것을 알 수 있다. 무차원 강성 계수가 무차원 원주방향 피벗위치가 출구부 쪽으로 이동할수록 관성계수가 증가할수록 감소하는 것은 유막두께의 변화에 따른 것이다. Fig. 3을 보면 무차원 원주방향 피벗위치가 출구부 쪽으로 이동할수록, 관성계수가 증가할수록 유막의 전체적인 크기가 증가한다는 것을 알 수 있다. 틸팅패드 추력베어링의 하중지지능력은 식 (24)에서 알 수 있듯이 최소유막두께의 크기에 반비례하게 되고, 본 연구에서처럼 최소유막두께가 일정하다고 가정하게 되면 전체적인 유막두께의 크기에 반비례한다고 할 수 있다. 그리고, 강성계수는 단위길이의 변위에 필요한 하중이므로, 동일한 단위 길이 변위에 대한 하중은 유막두께가 큰 경우에 더 작아지게 되어서, 유막두께가 상대적으로 큰 선단압력을 고려한 경우와 피벗위치가 패드의 출구부 쪽으로 이동한 경우에 무차원 강성계수가 더 작아지게 되는 것이다.

Fig. 4의 무차원 감쇠계수는 선단압력을 고려하지 않은 경우에는 무차원 강성계수와 동일하게 원주방향 피벗위치가 패드의 출구부 쪽으로 이동할수록 감소하고 있지만, 선단압력을 고려한 경우에는 무차원 원주방향 피벗위치가 약 0.56정도일 때 최대가 되며, 선단압력을 고려하지 않을 경우보다 무차원 감쇠계수가 감소하고 있다. 하지만, 관성계수의 증가에 대해서는 거의 변화를 보이지 않고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6과 Fig. 7은 가진속도가 동특성계수에 미치는 영향을 알아보기 위해, Fig. 4, Fig. 5와 동일한 조건에서 가진속도가 회전원판의 동일하게 될 때의

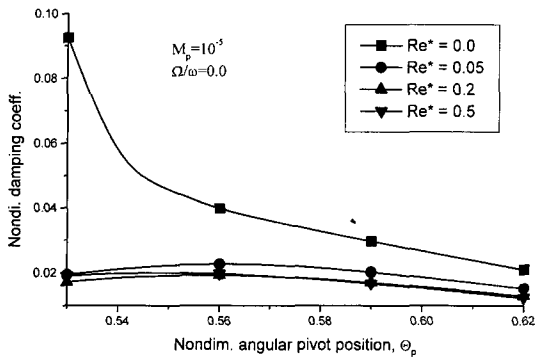


Fig. 5. Nondim. damping coefficient of without excitation frequency.

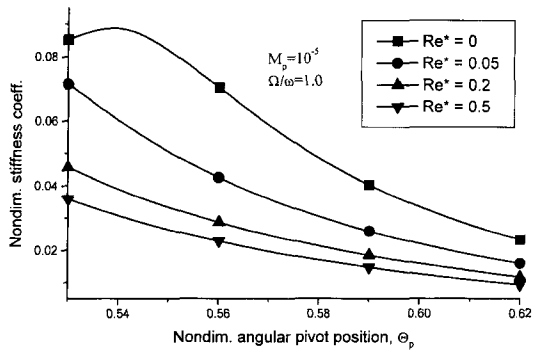


Fig. 6. Effect of excitation frequency on nondim. stiffness coefficient.

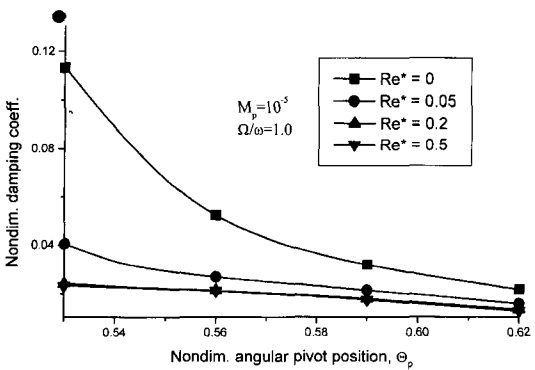


Fig. 7. Effect of excitation frequency on nondim. damping coefficient.

동특성계수들을 나타낸 것이다. 가진속도가 존재하는 경우에 선단압력을 고려한 경우에는 가진속도가 존재하지 않는 경우와 동일하게 원주방향 피봇위치가 패드의 출구부 쪽으로 이동할수록, 관성계수가 증가할수록 무차원 강성계수는 감소하고 있고, 선단압력

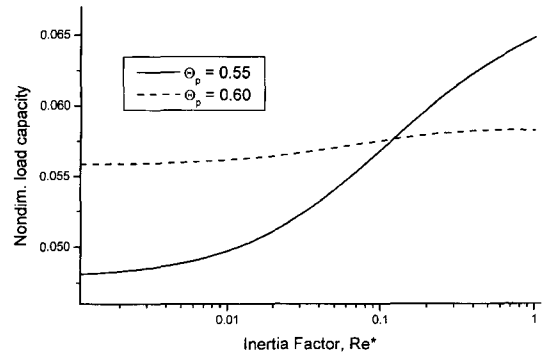


Fig. 8. Effect of inlet pressure on nondim. load capacity.

을 고려하지 않은 경우에는 무차원 원주방향 피봇위치가 0.54 정도 일 때 무차원 강성계수가 최대가 되는 것을 알 수 있다. 무차원 감쇠계수는 선단압력을 고려한 경우에 가진속도를 고려하지 않은 경우와 다른 경향을 보이고 있는데, 이는 무차원 감쇠계수가 유막두께에 반비례하는 것은 무차원 강성계수와 동일하지만, 시간에 대한 함수이기 때문인 것으로 생각된다. 그리고, 가진속도가 존재하게 되면, 가진속도가 존재하지 않는 경우에 비해 선단압력을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우 모두에 있어서 동특성계수의 크기가 전체적으로 증가한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 선단압력이 PLP 추력베어링의 무차원 하중지지능력에 미치는 영향을 나타낸 것이다. Fig. 8에서 사용된 두 가지 무차원 원주방향 피봇위치는 선단압력을 고려하지 않은 경우와 관성계수가 0.5일 때 무차원 하중지지능력이 최대가 되는 원주방향 피봇위치인 0.6과 0.55 두 개의 피봇위치를 선정하여 사용하였다. Fig. 8을 보면, 원주방향 피봇위치가 패드의 중앙부에 위치할 때 선단압력에 더 많은 영향을 받는 것을 알 수 있다. 그리고, Fig. 9은 선단압력이 PLP 추력베어링의 유막형상에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 관성계수가 증가할수록 즉, 선단압력의 효과가 커질수록 PLP 추력베어링의 전체적인 유막두께가 증가하는 것을 알 수 있다.

Fig. 10, Fig. 11은 패드의 질량이 크고, 가진속도를 무시하였을 경우에 선단압력이 PLP 추력베어링의 동특성에 미치는 영향을 보여주는 것이다. 선정된 두 개의 무차원 원주방향 피봇위치 모두에 대해 무차원 강성계수는 관성계수가 증가함에 따라 감소하고 있으며, 이는 Fig. 4에서의 결과와 동일하게,

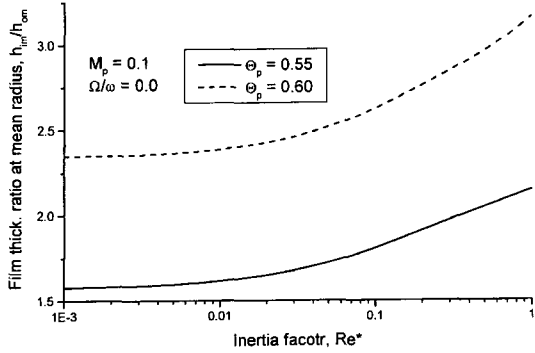


Fig. 9. Effect of inlet pressure on film thickness ratio at mean radius.

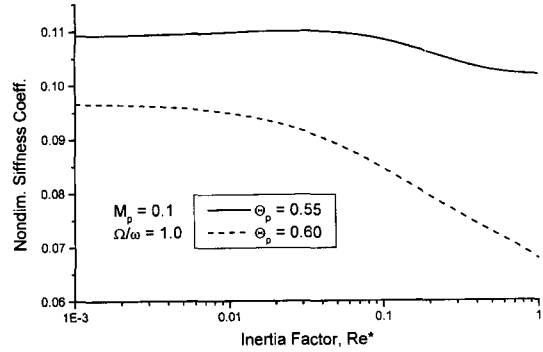


Fig. 12. Effect of inlet pressure and excitation frequency on nondim. stiffness coefficient.

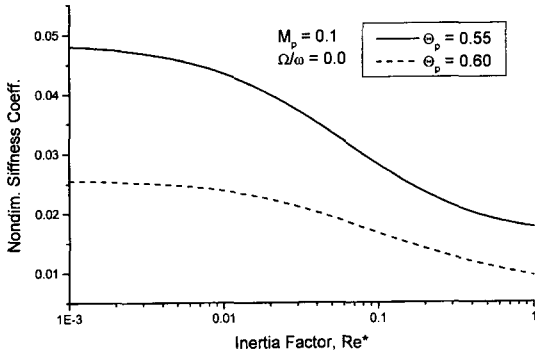


Fig. 10. Effect of inlet pressure on nondim. stiffness coefficient without excitation frequency.

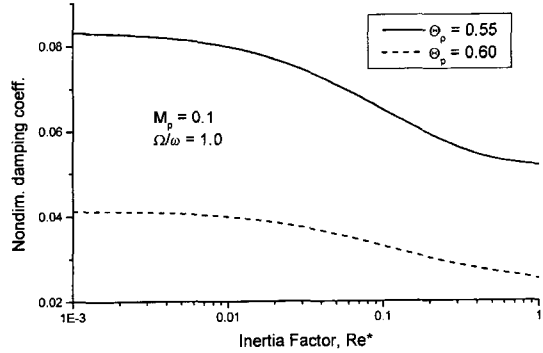


Fig. 13. Effect of inlet pressure and excitation frequency on nondim. damping coefficient.

Fig. 9에서 알 수 있듯이 관성계수가 증가할수록 전체적인 유막두께가 증가하기 때문이다. 그리고, 무차원 감쇠계수는 관성계수가 증가함에 따라 감소하다가 일정한 관성계수 이상에서는 다시 증가하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 10, Fig. 11은 Fig. 8, Fig. 9와 동일한 조건에

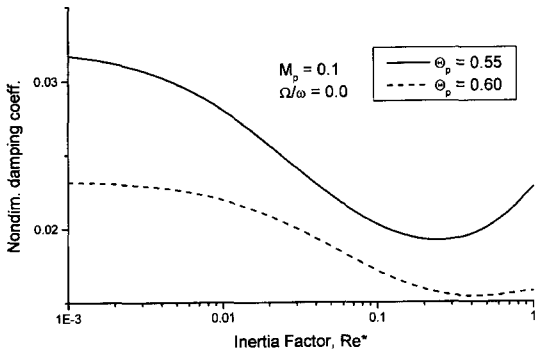


Fig. 11. Effect of inlet pressure on nondim. damping coefficient without excitation frequency.

서 가진속도가 회전원판의 회전속도와 동일하게 되었을 때, 가진속도에 의한 영향을 보여주는 것이다. 패드의 질량이 큰 경우에는 패드의 질량이 작을 경우보다 동특성계수들이 가진속도에 의해 더 많은 영향을 받는다는 것을 알 수 있다. 무차원 강성계수는 가진속도를 무시하였을 경우에 비해 그 크기가 상당히 증가하고, 무차원 원주방향 피복위치가 0.55일 때에는 관성계수가 낮은 관성계수 구간에서는 관성계수가 증가함에 따라 그 크기의 변화가 거의 없으며, 일정한 관성계수 이상에서는 점차로 감소하는 것을 알 수 있다. 그리고, 무차원 감쇠계수 또한 전체적인 크기가 가진속도를 무시한 경우에 비해 증가하였으며, 관성계수가 증가함에 따라 점차로 감소하고 있음을 알 수 있다.

7. 결 론

본 연구에서는 선단압력을 고려한 경우의 PLP 추

력베어링의 동특성을 섭동법을 이용하여 광범위한 피벗위치에 대하여 해석하였으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 패드의 입구부에서 발생하는 압력상승현상인 선단압력은 PLP 추력베어링의 동특성에도 상당히 많은 영향을 미치며, 선단압력을 고려하지 않고 PLP 추력베어링의 동특성을 해석하게 되면 PLP 추력베어링의 동특성계수들이 과대 평가된다는 것을 알 수 있었다.

2) 축방향으로의 가진속도 또한 PLP 추력베어링의 동특성에 상당히 많은 영향을 미치며, 가진속도가 증가하게 되면, 동특성계수들이 선단압력을 고려한 경우와 고려하지 않은 모든 경우에 있어서 전체적으로 증가한다는 것을 알 수 있었다.

3) PLP 추력베어링의 동특성계수들은 패드의 질량이 작은 경우와 큰 경우 모두에 대해서 선단압력과 축방향으로의 가진속도에 많은 영향을 받는다는 것을 알 수 있었으며, 패드의 질량이 큰경우에 PLP 추력베어링의 동특성 계수들이 축방향으로의 가진속도에 의해 더 많은 영향을 받는다는 것을 알 수 있었다.

4) PLP 추력베어링의 동특성계수들은 패드의 피벗위치, 선단압력, 패드의 질량, 축방향으로의 가진속도 모두에 대해 많은 영향을 받는다는 것을 알 수 있었으며, PLP 추력베어링은 정특성해석 결과외에

이 네가지 인자를 고려한 동특성해석 결과를 참고하여 설계가 이뤄져야 함을 알 수 있었다.

참고문헌

1. 이경우, 김종수, 제양규, "평행선 지지방식 추력베어링의 성능해석," 한국윤활학회지 제15권 제1호, pp.24-28, 1999.
2. I. Etsion, "Design Charts for Arbitrarily Pivoted, Liquid-Lubricated, Flat-Sector-Pad Thrust Bearing," Trans. ASME J. of Lubrication Technology, Vol. 100, pp.279-286, 1978.
3. 김종수, 김경웅, "부채꼴형 추력베어링의 설계에 있어서 선단압력의 영향," 한국윤활학회지, 제10권 제4호, pp.33-42, 1994.
4. N. Mittwollen, T. Hegel, J. Glienicke, "Effect of Hydrodynamic Thrust Bearings on Lateral Shaft Vibrations," Trans. ASME J. of Tribology, Vol. 113, pp.811-818, 1991.
5. M. C. Jeng, A. Z. Szeri, "A Thermohydrodynamic Solution of Pivoted Thrust Pads: Part III-Linearized Force Coefficients," Trans. ASME J. of Tribology, Vol. 108, pp.214-218, 1986.
6. L. Vassilopoulos, "Methods for computing stiffness and damping properties of Main Propulsion Thrust Bearings," Int. Shipbuilding Progress, Vol. 29, No. 329, pp.13-31, 1982.
7. 김종수, "틸팅패드 추력베어링의 동특성 해석," 한국윤활학회지, 제13권 제3호, pp.33-41, 1997.