

공기포일베어링의 성능에 미치는 범프마찰효과

김영철[†] · 이동현* · 김경웅**

한국기계연구원 e-엔지니어링연구센터, *한국과학기술원 기계공학과 대학원, **한국과학기술원 기계공학과

Friction Effects on the Performance of Air Foil Bearings

Young-Cheol Kim[†], Dong-Hyun Lee* and Kyung-Woong Kim**

e-Eng. Research Center, KIMM, *Mech. Eng. Dept., KAIST, **Mech. Eng. Dept., KAIST

Abstract – This paper presents the theoretical model and analysis results to investigate the effect of Coulomb damping in the sub-structure of a foil bearing. Vertical and horizontal deflection of a bump is restricted by friction of the bump. Equivalent viscous damping of the bump foil is derived from the Coulomb friction. Dynamic equation of the bump is constituted by stiffness and damping terms. The air film is modeled by the compressible Reynolds equation. A perturbation approach and finite difference numerical method is used to determine the static and dynamic performance of the bearing from the coupled fluid-structural model. The analysis result shows that the static and dynamic performance is enhanced by the bump friction.

Key words – bump foil, friction, damping, reynolds equation, air foil bearing.

1. 서 론

공기포일베어링은 기본적으로 공기를 이용한 동압베어링의 형태이기 때문에 구조가 간단하고 비용이 저렴하며, 고속에서도 토크나 동력손실이 적을 뿐 아니라 환경 친화적이고 극저온이나 고온의 극한 환경에도 사용가능하다. 또한 쉽게 변형하는 포일을 사용함으로써 부하지지능력이나 감쇠를 상당히 향상시킬 수 있으며, 강성 또한 쉽게 조절 가능하기 때문에 동적 안정성을 크게 향상시킬 수 있고, 열변형, 축정렬불량, 기계적 가공오차 등에 대한 적응성을 높임으로써 사용하기에 편리하다. 이러한 포일베어링은 여러가지 형태로 개발되어 사용되고 있는데 대표적으로는 Bump-type과 Leaf-type의 Foil Bearing이 있다.

Bump type foil bearing 연구에 있어서, Walowit[1] 등은 마찰이 존재하지 않을 경우 원호 형상을 가진 범프의 스프링 상수를 계산하는 식을 제시하였다. 이를 바탕으로 Heshmat[2]은 범프포일베어링에 대한 탄성유체유행해석을 처음으로 소개하였다. 그는 포일의 강성은

유행면에 일정 상수값으로 균일하게 분포하고, 포일의 변형은 오직 그 지점에 작용하는 압력에 비례상수로 결정된다고 가정하였다. 즉

$$U_i = \alpha P_i \quad (1)$$

여기서, α 를 범프포일의 compliance라고 말하며, 다음과 같이 정의하였다.

$$\alpha = \frac{2p_a S}{cE} \left(\frac{l_o}{t}\right)^3 (1-\nu^2) \quad (2)$$

이러한 Heahmat의 가정은 포일베어링 해석에 가장 보편적으로 활용되어지고 있다.

Roger Ku[3-4]는 bump의 구조적 등가 강성 및 감쇠계수 예측모델을 제시하였다. 그리고 Peng[5-6]등은 섭동법을 이용하여 베어링의 강성 및 감쇠계수를 계산하였으며, 범프의 마찰 효과를 고찰하였다. Andres[7]은 마찰감쇠를 히스테릭감쇠로 가정하여 베어링의 강성 및 감쇠계수를 계산하는 방법을 제시하였다.

그러나 현재까지의 연구는 톱포일의 변형이 톱포일에 가해진 압력에만 비례한다는 가정을 사용하고 있어, 축방향 양 끝단에서의 톱포일의 변형은 없는 것으로 간

[†]주저자 · 책임저자 : kyc@kimm.re.kr

주가 되었다. 또한 감쇠를 해석하기 위한 방법이 이해 하기에 너무 복잡할 뿐 아니라, 마찰계수가 베어링의 성능에 미치는 정량적인 평가가 제대로 다루어지지 않았다. 김[8-15]등은 마찰계수를 고려하지 않고 포일의 변형을 Heshmat이 제시한 모델에서부터 유한요소법으로 예측한 모델에 이르기까지 다양한 방법으로 베어링의 성능을 해석하였다.

본 연구에서는 마찰계수 효과가 포함된 범프의 변형 운동방정식을 유도하고, 섭동법을 이용하여 베어링의 정적 및 동적 특성을 해석할 수 있는 해석 프로그램을 개발하였다. 그리고 회전속도에 따른 마찰계수의 효과에 대해 고찰하였다.

2. 범프의 변형해석 이론

2-1. 범프의 변형방정식

Fig. 2는 단일 범프의 힘-변형 관계를 설명하기 위한 개략도이다. 이때 범프의 형상을 원의 일부라고 가정하면 다음의 관계식이 성립한다.

$$\rho_0 = \frac{h_0^2 + l_0^2}{2h_0} \tag{3}$$

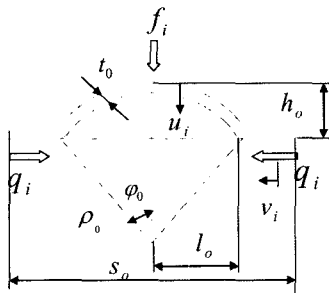


Fig. 1. Single bump configuration.

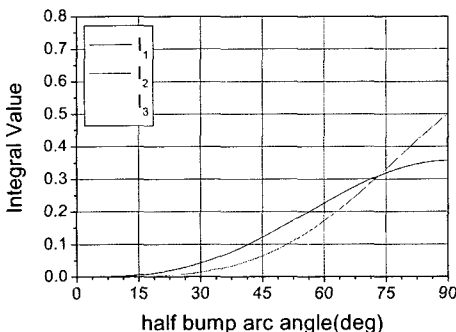


Fig. 2. Integral constants.

$$\varphi_0 = \sin^{-1} \frac{2h_0 l_0}{h_0^2 + l_0^2} \tag{4}$$

그리고 힘과 변형에 대해 다음과 같은 무차원변수를 정의할 수 있다.

$$P_i = p_\alpha P_i \tag{5}$$

$$f_i = w_0 s_0 P_i = w_0 s_0 p_\alpha P_i \tag{6}$$

$$q_i = \frac{\mu f_i}{2} = \frac{\mu_w 0 s_0 p_\alpha P_i}{2} \tag{7}$$

$$u_i = c U_i \tag{8}$$

$$v_i = c V_i \tag{9}$$

따라서 $\mu < I_2 / I_3$ 일 때 무차원화 된 범프의 힘-변형관계식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$U_i = \frac{\rho_0^3 w_0 s_0 P_\alpha}{2 E I c} (I_1 - \mu I_2) P_i \tag{10}$$

$$V_i = \frac{\rho_0^3 w_0 s_0 P_\alpha}{2 E I c} (\mu I_3 - I_2) P_i \tag{11}$$

만약 $\mu < I_2 < I_3$ 이면 수평방향변형이 없게 되며 힘-변형관계식은 다음과 같다.

$$U_i = \frac{\rho_0^3 w_0 s_0 P_\alpha}{2 E I c} (I_1 - I_2^2 / I_3) P_i \tag{12}$$

$$V_i = 0 \tag{13}$$

이때 적분상수 I_1, I_2, I_3 는 다음 식으로 주어지며, 항상 양수의 값을 가진다.

$$I_1 = \varphi_0 - 2 \sin \varphi_0 + \frac{3}{4} \sin 2 \varphi_0 - \frac{1}{2} \varphi_0 \cos 2 \varphi_0 \tag{14}$$

$$I_2 = -\frac{1}{4} + \cos \varphi_0 - \frac{3}{4} \cos 2 \varphi_0 - \frac{1}{2} \varphi_0 \sin 2 \varphi_0 \tag{15}$$

$$I_3 = \varphi_0 - \frac{3}{4} \sin 2 \varphi_0 + \frac{1}{2} \varphi_0 \cos 2 \varphi_0 \tag{16}$$

즉, 마찰계수가 커짐에 따라 범프의 수직 및 수평방향 변형량은 줄어들고 범프의 강성이 증가한다.

2-2 범프의 운동방정식

범프의 마찰에 의한 강성 및 감쇠력을 평가하기 위해, 강성계수와 점성감쇠계수를 가진 등가 동적시스템으로 표현하였다. 따라서 범프의 운동방정식은 다음과

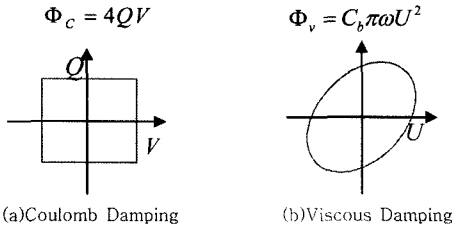


Fig. 3. Equivalent damping of coulomb friction.

같이 표현된다.

$$P = K_b U + C_b \dot{U} \quad (17)$$

$\mu < I_2 < I_3$ 일 때 범프의 강성계수는 다음과 같다.

$$K_b = \frac{P}{U} = \frac{2Eic}{\rho_0^3 w_0 s_0 p_a} \frac{1}{I_1 - \mu I_2} \quad (18)$$

또한 범프의 등가 감쇠계수는 Fig. 3에서 보는 바와 같이 Coulomb 마찰에 의한 소산에너지를 점성 감쇠 에너지와 등가로 둬으로써 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$C_b = \frac{4QV}{\pi \omega U^2} = \frac{4Eic}{\pi \omega \rho_0^3 w_0 s_0 p_a} \frac{\mu(I_2 - \mu I_3)}{(I_1 - \mu I_2)^2} \quad (19)$$

만약 $\mu > I_2/I_3$ 이면 범프의 강성 및 감쇠계수는 다음과 같다.

$$K_b = \frac{2Eic}{\rho_0^3 w_0 s_0 p_a} \frac{1}{I - I_2/3} \quad (20)$$

$$C_b = 0 \quad (21)$$

2-3. 탄성 유체윤활 방정식

Fig. 4와 같은 좌표계를 가진 공기포일베어링의 공

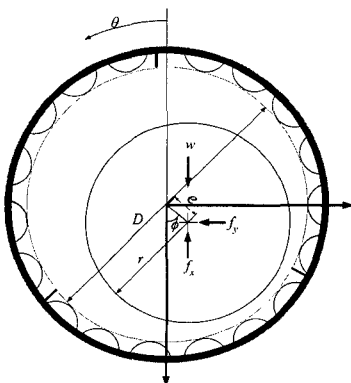


Fig. 4. Coordinate system of AFB.

기윤활막에 대한 지배방정식은 다음의 레이놀즈방정식 (Reynolds Equation)으로 표현된다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \xi} \right) = A \frac{\partial}{\partial \theta} (PH) + 2A \frac{\partial}{\partial \tau} (PH) \quad (22)$$

이때 무차원화된 유막 두께 H 와 베어링수 A 는 각각 다음과 같이 정의되어진다.

$$H = 1 + \epsilon \cos(\theta - \phi) + U \quad (23)$$

$$A = \frac{6\mu\omega(R/c)^2}{p_a} \quad (24)$$

따라서 범프포일베어링은 범프의 구조역학적인 거동을 나타내는 식 (17)과 공기역학 거동을 나타내는 식 (22)가 유막두께와 범프포일의 관계를 나타내는 식 (23)에 의해 서로 연성되어 있는 비선형적 탄성유체윤활 거동을 가지게 된다.

2-4. 섭동방정식

범프방정식 (17)과 (22), (23)을 풀어 베어링의 정적 및 동적 성능해석을 하기 위해 압력, 공기막두께, 포일 변형에 대한 섭동식을 적용하였다.

정상상태에서의 레이놀즈방정식과 범프변형방정식, 그리고 공기막과 범프 변형과의 관계식은 각각 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \xi} \right) = A \frac{\partial}{\partial \theta} (P_0 H_0) \quad (25)$$

$$U_0 = \frac{P_0}{K_0} \quad (26)$$

$$H_0 = 1 + \epsilon_0 \cos(\theta - \phi_0) + U_0 \quad (27)$$

x방향으로의 축 변위 및 속도에 대한 섭동 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \theta} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_x}{\partial \theta} + P_x H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \theta} + 3P_0 H_0^2 H_x \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial \xi} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_x}{\partial \xi} + P_x H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \xi} + 3P_0 H_0^2 H_x \frac{\partial P_0}{\partial \xi} \right) \\ & = A \frac{\partial}{\partial \theta} (P_0 H_x + P_x H_0) - 2A (P_x H_0 + P_0 H_x) \end{aligned} \quad (28)$$

$$U_x = \frac{K_b P_x + C_b \dot{P}_x}{K_b + C_b^2} \quad (29)$$

$$H_x = U_x + \cos\theta \tag{30}$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial\theta} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_x}{\partial\theta} + P_x H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial\theta} + 3P_0 H_0^2 H_x \frac{\partial P_0}{\partial\theta} \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial\xi} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_x}{\partial\xi} + P_x H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial\xi} + 3P_0 H_0^2 H_x \frac{\partial P_0}{\partial\xi} \right) \\ & = \Lambda \frac{\partial}{\partial\theta} (P_0 H_x + P_x H_0) + 2\Lambda (P_x H_0 + P_0 H_x) \end{aligned} \tag{31}$$

$$U_x = \frac{K_b P_x - C_b P_x}{K_b^2 + C_b^2} \tag{32}$$

$$H_x = U_x \tag{33}$$

y방향으로의 축 변위 및 속도에 대한 섭동 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial\theta} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_y}{\partial\theta} + P_y H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial\theta} + 3P_0 H_0^2 H_y \frac{\partial P_0}{\partial\theta} \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial\xi} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_y}{\partial\xi} + P_y H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial\xi} + 3P_0 H_0^2 H_y \frac{\partial P_0}{\partial\xi} \right) \\ & = \Lambda \frac{\partial}{\partial\theta} (P_0 H_y + P_y H_0) - 2\Lambda (P_y H_0 + P_0 H_y) \end{aligned} \tag{34}$$

$$U_y = \frac{K_b P_y - C_b P_y}{K_b^2 + C_b^2} \tag{35}$$

$$H_y = U_y + \sin\theta \tag{36}$$

$$\frac{\partial}{\partial\theta} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_y}{\partial\theta} + P_y H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial\theta} + 3P_0 H_0^2 H_y \frac{\partial P_0}{\partial\theta} \right) \tag{37}$$

$$+ \frac{\partial}{\partial\xi} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_y}{\partial\xi} + P_y H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial\xi} + 3P_0 H_0^2 H_y \frac{\partial P_0}{\partial\xi} \right) \tag{38}$$

$$= \Lambda \frac{\partial}{\partial\theta} (P_0 H_y + P_y H_0) + 2\Lambda (P_y H_0 + P_0 H_y) \tag{39}$$

정상상태 하중은 다음과 같이 구한다.

$$\begin{Bmatrix} W_x \\ W_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} W_x \\ 0 \end{Bmatrix} = - \iint_{\xi\theta} \begin{Bmatrix} (P_0 - 1) \cos\theta \\ (P_0 - 1) \sin\theta \end{Bmatrix} d\theta d\xi \tag{40}$$

여기서,

$$W = \frac{w}{\rho_a R^2} \tag{41}$$

강성계수는 다음과 같이 구한다.

$$\begin{Bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{Bmatrix} = - \iint_{\xi\theta} \begin{Bmatrix} P_x \cos\theta & P_y \cos\theta \\ P_x \sin\theta & P_y \sin\theta \end{Bmatrix} d\theta d\xi \tag{42}$$

여기서,

$$K_{ij} = \frac{ck_{ij}}{\rho_a R^2} \tag{43}$$

감쇠계수는 다음과 같이 구한다.

$$\begin{Bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{Bmatrix} = - \iint_{\xi\theta} \begin{Bmatrix} P_x \cos\theta & P_y \cos\theta \\ P_x \sin\theta & P_y \sin\theta \end{Bmatrix} d\theta d\xi \tag{44}$$

여기서,

$$C_{ij} = \frac{c\omega_{ij}}{\rho_a R^2} \tag{45}$$

식 (25),(28),(31),(34),(37)를 풀기 위해 유한차분법을 이용하였다.

3. 해석결과

3-1. 해석모델

Table 1은 해석하고자 하는 베어링과 Bump의 제원을 나타낸다. 베어링은 3개의 top foil을 가진 것으로 하였으며, Bump의 소재는 SUS304이다. 해석은 3000-60000 rpm으로 회전할 때 마찰계수를 변화시키면서 정적 및 동적 성능을 고찰하였다.

3-2. 압력분포 및 범프의 변형

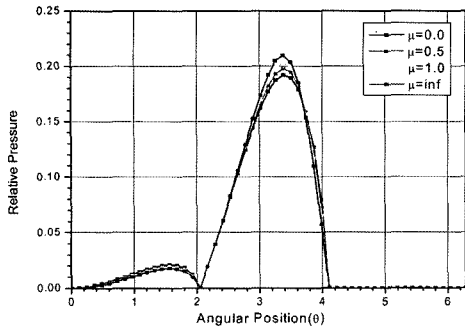
Fig. 5는 마찰계수 변화에 따른 축방향 중심위치에서의 압력분포 및 범프의 변형량을 나타낸 것이다. Fig. 5(a)로부터 마찰계수가 커질수록 최고 압력치가 높게 나타남을 볼 수 있으며 부하능력이 향상될 것을 기대할 수 있다. Fig. 5(b)와 (c)로부터 마찰계수가 커질수록 범프의 변형은 줄어들고 강성은 증가함을 확인할 수 있다.

3-3. 정적 성능해석 결과

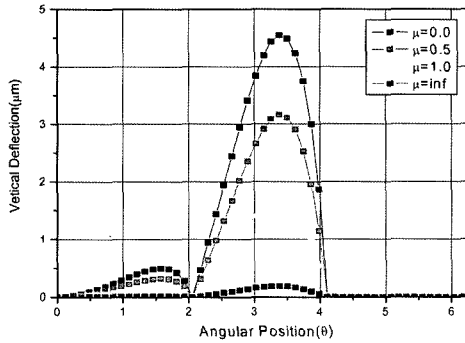
Fig. 6~7은 마찰계수 변화에 따른 정적성능 해석결과를 나타낸다. Fig. 6으로부터 마찰계수가 커질수록 편심률(eccentricity)이 작아지고 자세각(attitude angle)

Table 1. Design specifications

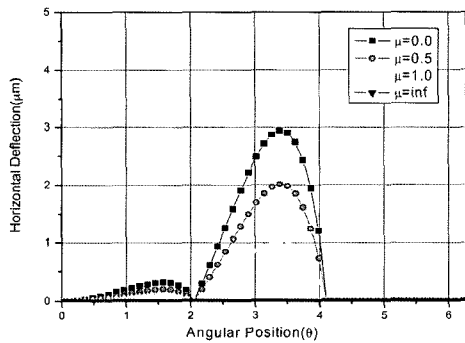
Bearing parameter		Bump parameters	
Diameter(mm)	50	Height(mm)	0.5
Axial length(mm)	50	Half length	1
Clearance(mm)	0.05	Thickness	0.05
Load(N)	20	Pitch	3



(a) Pressure distribution at $\zeta=1$



(b) Vertical deflection distribution at $\zeta=1$



(c) Horizontal deflection distribution at $\zeta=1$

Fig. 5. Analysis results at 20000 rpm.

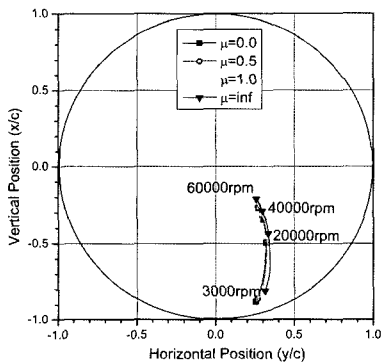


Fig. 6. Friction effects on rotor Locus.

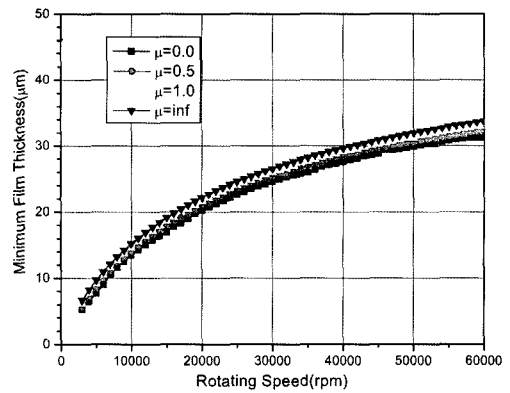
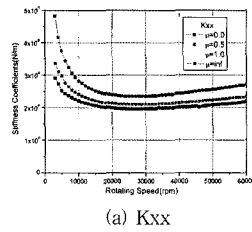
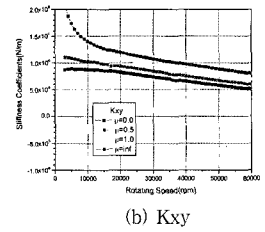


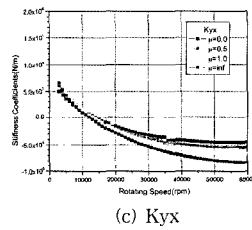
Fig. 7. Friction effects on minimum film thickness.



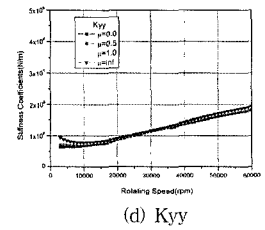
(a) Kxx



(b) Kyy

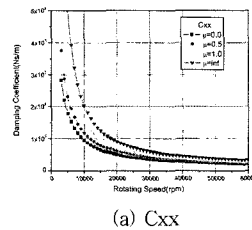


(c) Kyx

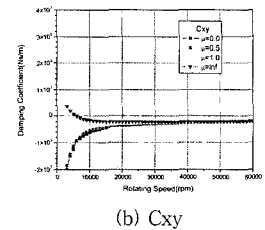


(d) Kyy

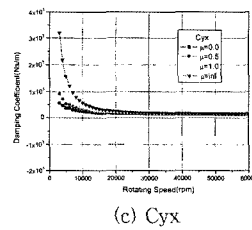
Fig. 8. Friction effects on stiffness coefficients.



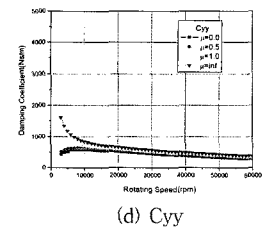
(a) Cxx



(b) Cxy



(c) Cyx



(d) Cyy

Fig. 9. Friction effects on damping coefficients.

이 커지는 것을 볼 수 있다. Fig. 7로부터 마찰계수가 커질수록 최소유막두께(minimum film thickness)가 커지는 것을 확인할 수 있다. 따라서 마찰계수에 의해 축의 부상속도가 향상되어지고 더 큰 하중을 지지하게 됨을 알 수 있다.

3-4. 동적 성능해석 결과

Fig. 8-9는 마찰계수 변화에 따른 동적성능 해석결과를 나타낸다. Fig. 8-9로부터 마찰계수가 커질수록 베어링의 강성치와 감쇠치가 더 커지게 됨을 볼 수 있다. 범프와 하우징과의 마찰은 범프의 강성과 감쇠를 향상시키게 되고, 결과적으로 축계의 안정성을 향상시키는 것으로 판단된다.

4. 결 론

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 마찰을 고려하지 않은 Heshmat의 해석모델을 확장하여, 마찰을 고려한 범프의 변형방정식 및 운동방정식을 유도하였다.
2. 범프마찰을 고려한 베어링의 탄성유체윤활 지배방정식을 유도하였다. 섭동법을 이용하여 압력, 공기막 두께, 포일 변형에 대한 관계식을 유도하였다.
3. 유한차분법을 이용하여 범프포일베어링에 대한 탄성유체윤활성능 해석프로그램을 작성하였다.
4. 정적성능해석결과 마찰계수에 의해 축의 부상속도가 향상되어지고 더 큰 하중을 지지하게 됨을 확인하였다.
5. 동적성능해석결과 마찰계수에 의해 범프의 강성, 감쇠 및 안정성이 향상됨을 확인하였다.
6. 이 해석방법은 향후 3세대베어링의 개발하는데 활용되어질 예정이다.

후 기

본 연구는 산업자원부 중기거점/차세대신기술 개발사업의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고 문헌

1. Walowit, J. A., Anno, "Modern development of lubrication mechanics," *Applied Science Publishers*, Ltd., London, 1975.
2. H. Heshmat, J. A. Walowit and O. Pinkus, "Analysis of gas-lubricated foil journal bearings," *ASME J. Lubrication Technology*, pp. 647-655, 1983.
3. C.-P. Roger Ku and H. Heshmat, "Structural stiffness and coulomb damping in compliant foil journal bearings: theoretical considerations," *Tribology Transactions*, Vol. 37, pp. 525-533, 1994.
4. C.-P. Roger Ku and H. Heshmat, "Structural stiffness and coulomb damping in compliant foil journal bearings: parametric studies," *Tribology Transactions*, Vol. 37, pp. 455-462, 1994.
5. J.-P. Peng and M. Carpino, "Calculation of stiffness and damping coefficients for elastically supported gas foil bearings," *ASME J. Tribology*, Vol. 115, pp. 20-27, 1993.
6. J.-P. Peng and M. Carpino, "Coulomb friction damping effects in elastically supported gas foil bearings," *Tribology Transactions*, Vol. 37, pp. 91-98, 1994.
7. L. S. Andres, "Turbulent flow foil bearings for cryogenic applications," *ASME J. Tribology*, Vol. 117, pp. 185-195, 1995.
8. 김영철, 한정완, 김경웅, "가스포일 저널베어링 및 스톱스트베어링의 성능해석," 한국윤활학회 37회 추계학술대회논문집, pp. 267-272, 2003.
9. 김영철, 한정완, 김경웅, 김수용, "공기포일베어링에 지지된 마이크로가스터빈의 회전체동역학적 설계," 유체기계연구개발발표회 논문집, pp. 662-667, 2003.
10. 김영철, 이동현, 김경웅, "범프포일베어링의 탄성유체윤활 특성," 유체기계연구개발발표회 논문집, pp. 98-103, 2004.
11. 김영철, 이동현, 김경웅, "범프 포일의 compliance가 포일 저널 베어링의 성능에 미치는 영향," 제3회 한국유체공학학술대회 논문초록집, pp. 755-758, 2004.
12. 이동현, 김영철, 김경웅, "범프포일 강성변화에 대한 포일저널 베어링의 정적, 동적 성능해석," 한국윤활학회지, Vol. 20, No. 5, pp. 245-251, 2004.
13. 이동현, 김영철, 김경웅, "범프포일의 3차원 형상을 고려한 공기 포일저널베어링의 정특성해석," 한국윤활학회 40회 춘계학술대회논문집, pp. 85-90, 2005.
14. D. H. Lee, Y. C. Kim and K. W. Kim, "The static performance analysis of air foil journal bearings considering three-dimensional structure of bump foil," *Proceedings of World Tribology Congress WTC 2005-63728*, Washington, D. C., September, Washington, D. C., USA, 2005.
15. D. H. Lee, Y. C. Kim and K.W. Kim, "Influence of coulomb damping on the air foil journal bearing performance," *The 1st International Conference on Manufacturing, Machine Design and Tribology*, THB-105, June, Seoul, 2005.