

포일변형 영향계수를 이용한 공기포일베어링 해석

김영철[†] · 이동현* · 김경웅*

한국기계연구원 e-엔지니어링연구센터, *한국과학기술원 기계공학과

Analysis of Air Foil Bearing using Influence Coefficients of a Bump Foil

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

e-Eng. Research Center, KIMM

**Department of Mechanical Engineering, KAIST*

Abstract – This paper presents the influence coefficient method to predict the deflection of bump foil precisely in the sub-structure of AFB(air foil bearing). Heshmat has introduced the simple compliance model to calculate the deflection of bump foil. But this approach can not consider the deflection of bump foil at the edge of AFB, so elasto-hydrodynamic model is insufficient to analyze in case that the eccentricity ratio is greater than 1. Peng has used the average pressure and film thickness, but this approach is not also a realistic model. Influence coefficients of a bump is calculated by finite element method, and introduced in bump deflection equations of the performance analysis of air foil bearing. The effects of the influence coefficient on the bearing performance is discussed in detail for appropriate foil design.

Key words – bump foil, compliance, Reynolds equation, air foil bearing, influence coefficients.

1. 서 론

최근 터보기계류가 고속화, 경량화, 단순화되어 감에 따라 공기 동압 베어링을 사용하는 경우가 늘어나고 있다. 공기포일베어링은 항공용 ACM(air cycle machine)에 처음 적용된 이후 로켓용 터보펌프, 극저온냉각기, 터보블러워, 터보압축기, 열펌프, 소형가스터빈이나 터보차저에도 사용되고 있다.

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 감쇠 및 동적안정성을 향상시킬 수 있고, 열변형, 축정렬불량, 기계적 가공오차 등에도 적

응성이 높다. 대표적인 포일베어링으로는 Bump-type(Fig. 1 참조)과 Leaf-type의 포일베어링이 있다.

Bump type 포일베어링의 연구에 있어서, Walowitz[1]

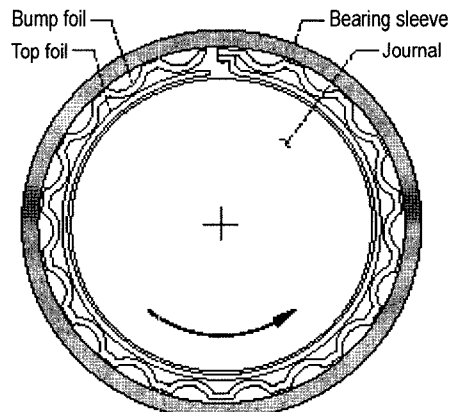


Fig. 1. Bump type AFB.

[†]주저자 · 책임저자 : kyc@kimm.re.kr

등은 지면에 마찰이 존재할 경우와 마찰이 존재하지 않을 경우에 대하여 원호의 형상을 가진 빔의 스프링 상수를 계산하는 식을 제시하였다. 범프포일베어링에 대한 탄성유체윤활해석은 1980년대 초 Heshmat[2]에 의해 처음으로 시도되었다. 그는 포일의 강성이 윤활면에 일정 상수값으로 균일하게 분포하고, 포일의 변형은 오직 그 지점에 작용하는 압력에 비례하는 범프포일의 compliance에 의해 결정된다고 가정하였다. 즉

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

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

$$\alpha = \frac{2p_a S (l_a^3)}{cE} (1 - \nu^2) \quad (2)$$

이러한 Heshmat의 가정은 포일베어링 해석에 가장 보편적으로 활용되어지고 있다.

그런데 이러한 Heshmat의 가정은 Fig. 2(a)에서 보는 바와 같이 대기압이 작용하고 있는 포일의 축방향 양끝단에서 포일의 변형이 없는 것으로 계산되어지고, 이로 인해 최소유막두께는 축방향으로의 양끝단에서 발생하게 된다. 하지만 실제로는 범프포일의 연성효과로 인해 최소유막두께가 일어나는 지점에서도 범프의 변형이 발생하게 되며, 결국 1 이상의 편심률에서도 회전체가 부상되어 운전하는 것이 가능하게 된다. 이 문제를 극복하기 위해 Peng[4]은 축방향으로의 평균압력을 계산하여 축방향으로 동일하게 작용한다고 가정하여 계산하였으며, 그 결과 Fig. 2(b)와 같은 형태의 범프의 변형을 얻을 수 있으나 이 역시 실제 범프변형과는 차이가 있게 된다. 반면 유한요소법을 이용하면 Fig. 2(c)와 같이 범프의 연성효과가 고려되어 실제에 근접한 범프의 변형 형상을 보여준다.

본 연구에서는 범프변형에 관한 영향계수를 유한요소법에 의해 계산하고, 이를 공기포일베어링의 성능해석에 적용하는 방법을 제시하고자 한다. 또한 Heshmat과 Peng의 방법과 해석 결과의 차이를 비교 검토하고자 한다.

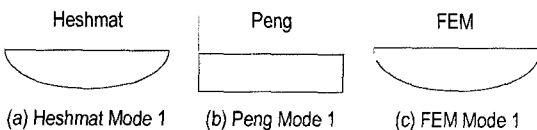


Fig. 2. Longitudinal bump deflection shape.

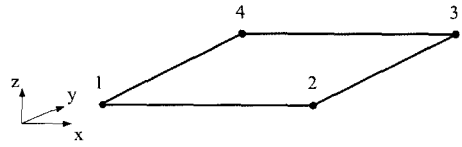


Fig. 3. Rectangular 4 nodes element.

2. 영향계수법

2-1. 유한요소모델링

Fig. 3과 같은 사각형 평판요소의 z방향으로 작용하는 단위 면적당 힘 q 에 의한 변위 w 는 다음의 Kirchhoff plate 방정식을 통해 나타낼 수 있다.

$$D \frac{\partial^2 w}{\partial x^4} + 2D \frac{\partial^2 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D \frac{\partial^2 w}{\partial y^4} = q \quad (3)$$

이 식에 테스트 함수 \bar{w} 를 곱한 후 해석영역에 대한 부분적분을 통하여 약형(weak form)으로 만들면 다음 식과 같이 된다.

$$\int_{\Omega} \left[D \left(\frac{\partial^2 w \partial^2 \bar{w}}{\partial x^2 \partial x^2} + \frac{\partial^2 w \partial^2 \bar{w}}{\partial y^2 \partial y^2} \right) + 2D(1-\nu) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial x \partial y} + D\nu \left(\frac{\partial^2 w \partial^2 \bar{w}}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^2 w \partial^2 \bar{w}}{\partial y^2 \partial x^2} \right) \right] d\Omega = \int_{\Omega} q \bar{w} d\Omega \quad (4)$$

w, \bar{w} 는 Fig. 3과 같은 사각형 요소에서 4개의 노드 점에서의 z방향 변위(w_1, w_2, w_3, w_4)와 x, y 방향 곡률($\theta_{x1}, \theta_{x2}, \theta_{x3}, \theta_{x4}, \theta_{y1}, \theta_{y2}, \theta_{y3}, \theta_{y4}$)과 형상함수를 통하여 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$w = [N] \{ \tilde{d} \} \quad (5)$$

$$[N] = [\tilde{N}_1, \tilde{N}_2, \tilde{N}_3, \dots, \tilde{N}_{10}, \tilde{N}_{11}, \tilde{N}_{12}] \quad (6)$$

$$\{ \tilde{d} \} = \{ w_1, \theta_{x1}, \theta_{y1}, \dots, w_4, \theta_{x4}, \theta_{y4} \}^T \quad (7)$$

식 (4)의 w, \bar{w} 에 식 (5)을 대입하여 정리하면 z방향 변위와 힘에 관한 강성행렬과 하중 벡터의 형태로 다음과 같이 정리할 수 있다

$$[K] \{ \tilde{d} \} = [F] \quad (8)$$

또한 Fig. 3의 사각형 요소의 x, y 방향 힘에 의한 변위 u, v 와 하중과의 관계는 z 방향 스트레스 성분이 없는 평판응력(plane stress) 상태에 있다고 가정하여 다음과 같이 강성행렬과 하중벡터로 나타낼 수 있다.

$$[\bar{K}]\{\bar{d}\} = [F] \tag{9}$$

$$[\bar{K}] = \int_{\Omega} [B]^T [C] [B] d\Omega \tag{10}$$

이때 응력과 변형률 사이의 관계를 나타내는 [C]는 식 (11) 과 같이 나타내어지고 변형률과 변위 사이의 관계를 나타내는 [B]는 형상함수와 각 노드점에서의 변위를 통하여 식 (12)의 형태로 나타내어진다.

$$[C] = \begin{bmatrix} \frac{E}{(1-\nu^2)} & \frac{\nu E}{(1-\nu^2)} & 0 \\ \frac{\nu E}{(1-\nu^2)} & \frac{E}{(1-\nu^2)} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{E}{2(1+\nu)} \end{bmatrix} \tag{11}$$

$$\{\varepsilon\} = [B]\{\bar{d}\} = [L][\bar{N}]\{\bar{d}\} \tag{12}$$

이때 [L], [N], {d}는 각각 다음과 같다.

$$[L] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \tag{13}$$

$$[\bar{N}] = \begin{bmatrix} \bar{N}_1 & 0 & \bar{N}_2 & 0 & \bar{N}_3 & 0 & \bar{N}_4 & 0 \\ 0 & \bar{N}_1 & 0 & \bar{N}_2 & 0 & \bar{N}_3 & 0 & \bar{N}_4 \end{bmatrix} \tag{14}$$

$$\{\bar{d}\} = \{u_1 \nu_1 u_2 \nu_2 u_3 \nu_3 u_4 \nu_4\}^T \tag{15}$$

식(8와 식(9)의 강성행렬을 조합하면 식(16)과 같이 하나의 노드점에서 x, y, z방향 변위(u, v, w)와 x, y방향의 곡률(θx, θy)의 5개의 자유도를 가지는 사각형요소의 강성행렬과 하중벡터를 나타낼 수가 있으며 강성행렬과 하중벡터는 각각 식(17)과 식(18)의 형태로 조합이 된다.

$$[K]\{d\} = \{F\} \tag{16}$$

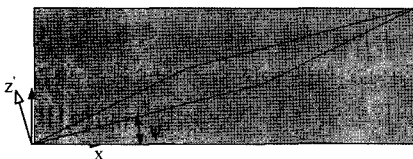


Fig. 4. Global and local coordinate.

$$[K] = \begin{bmatrix} \tilde{K}_{11} & 0 & 0 & \tilde{K}_{12} & \tilde{K}_{13} & \cdots & \tilde{K}_{110} & 0 & 0 & \tilde{K}_{111} & \tilde{K}_{112} \\ 0 & \bar{K}_{11} & \bar{K}_{12} & 0 & 0 & \cdots & 0 & \bar{K}_{17} & \bar{K}_{18} & 0 & 0 \\ 0 & \bar{K}_{21} & \bar{K}_{22} & 0 & 0 & \cdots & 0 & \bar{K}_{27} & \bar{K}_{28} & 0 & 0 \\ \tilde{K}_{21} & 0 & 0 & \tilde{K}_{22} & \tilde{K}_{23} & \cdots & \tilde{K}_{210} & 0 & 0 & \tilde{K}_{211} & \tilde{K}_{212} \\ \tilde{K}_{31} & 0 & 0 & \tilde{K}_{32} & \tilde{K}_{33} & \cdots & \tilde{K}_{310} & 0 & 0 & \tilde{K}_{311} & \tilde{K}_{312} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \tilde{K}_{101} & 0 & 0 & \tilde{K}_{102} & \tilde{K}_{103} & \cdots & \tilde{K}_{1010} & 0 & 0 & \tilde{K}_{1011} & \tilde{K}_{1012} \\ 0 & \bar{K}_{71} & \bar{K}_{72} & 0 & 0 & \cdots & 0 & \bar{K}_{77} & \bar{K}_{78} & 0 & 0 \\ 0 & \bar{K}_{81} & \bar{K}_{82} & 0 & 0 & \cdots & 0 & \bar{K}_{87} & \bar{K}_{88} & 0 & 0 \\ \tilde{K}_{111} & 0 & 0 & \tilde{K}_{112} & \tilde{K}_{123} & \cdots & \tilde{K}_{1110} & 0 & 0 & \tilde{K}_{1111} & \tilde{K}_{1112} \\ \tilde{K}_{121} & 0 & 0 & \tilde{K}_{122} & \tilde{K}_{123} & \cdots & \tilde{K}_{1210} & 0 & 0 & \tilde{K}_{1211} & \tilde{K}_{1212} \end{bmatrix} \tag{17}$$

$$\{F\} = [\tilde{F}_1 \bar{F}_1 \bar{F}_2 \tilde{F}_2 \tilde{F}_3 \cdots \tilde{F}_{10} \bar{F}_7 \bar{F}_8 \tilde{F}_{11} \tilde{F}_{12}]^T \tag{18}$$

위에서 구하여진 강성행렬과 하중벡터는 로컬좌표계 x, y, z에서의 변위에 관한 것으로서 구하고자 하는 글로벌 좌표계 x', y', z'의 변위는 변환행렬 [T]를 통해 구할 수가 있다. Fig. 4와 같이 주어진 로컬 좌표계 x, y, z와 글로벌 좌표계 x', y', z'에서 x축과 x'축이 이루는 각을 ψ라고 하면 글로벌 좌표계에서의 변위 {d}은 아래와 같은 과정을 통해 변환된 강성행렬과 하중벡터를 통해 구할 수가 있다.

$$[K']\{d'\} = \{F'\} \tag{19}$$

$$[K'] = [T]^T [K] [T] \tag{20}$$

이때 변환행렬은 다음과 같이 표현된다.

$$T = \begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \cos \psi & \sin \psi & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin \psi & \cos \psi & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & \cos \psi & -\sin \psi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & \sin \psi & \cos \psi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & \cos \psi & \sin \psi \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & -\sin \psi & \cos \psi \end{bmatrix} \tag{21}$$

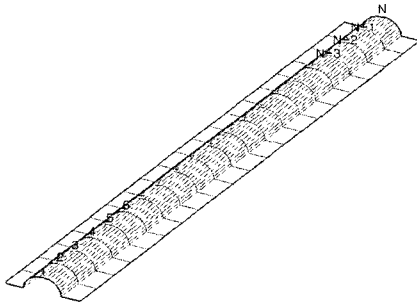


Fig. 5. Single bump.

위의 사각형 평판 요소를 Fig. 5와 같은 범프형태로 조합하여 범프의 모든 노드에 대한 강성행렬과 하중벡터를 계산할 수가 있다.

2-2. 영향계수의 추출

범프의 중심에서 축방향으로의 노드번호를 Fig. 5와 같이 나타낼 때 1번 노드에 작용하는 단위하중에 대한 1~N번째 노드의 변위는 아래와 같이 나타낼 수가 있다.

$$\{d\} = \{d_{11}, d_{12}, d_{13}, \dots, d_{1n-1}, d_{1n}\} \quad (22)$$

같은 방법으로 2~N 번째 노드에 단위하중이 가해졌을 때의 변위량을 계산할 수가 있다. 이렇게 각 노드점에 작용한 단위하중에 대한 변위량이 각각의 영향계수 성분이 되며 이를 이용하여 각 노드에 $f_i \sim f_n$ 의 힘이 작용할 때 각 점의 변위는 다음과 같이 계산할 수가 있다.

$$\begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \vdots \\ d_{n-1} \\ d_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & \dots & d_{1n-1} & d_{1n} \\ d_{21} & d_{22} & \dots & d_{2n-1} & d_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ d_{n-11} & d_{n-12} & \dots & d_{n-1n-1} & d_{n-1n} \\ d_{n1} & d_{n2} & \dots & d_{nn-1} & d_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_{n-1} \\ f_n \end{Bmatrix} \quad (23)$$

식 (23)에서의 매트릭스를 영향계수 매트릭스라고 한다.

3. 공기포일베어링의 해석

3-1. 영향계수를 포함한 범프 방정식

Fig. 6은 범프의 힘-변형 관계를 설명하기 위한 그림이다. 범프의 형상을 원의 일부라고 가정하면 다음의 관계식이 성립한다.

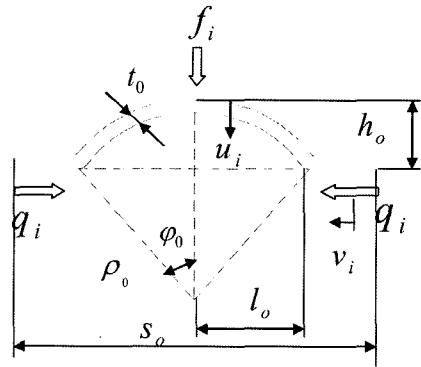


Fig. 6. Single bump configuration.

$$\rho_0 = \frac{h_0^2 + l_0^2}{2h_0} \quad (24)$$

$$\phi_0 = \sin^{-1} \frac{2h_0 l_0}{h_0^2 + l_0^2} \quad (25)$$

영향계수를 고려하지 않고 범프의 힘-변형 관계식을 유도하면 다음과 같다.

$$u_i = \frac{\rho_0^3}{EI} [I_1 \frac{f_i}{2} - I_2 q_i] \quad (26)$$

$$v_i = \frac{\rho_0^3}{EI} [I_3 q_i - I_2 \frac{f_i}{2}] \quad (27)$$

이때 첨자 n은 원주방향으로의 각 범프를 나타내고, 항상 양의 값을 가지는 적분상수 I_1, I_2, I_3 은 다음 식으로 주어진다.

$$I_1 = \phi_0 - 2\sin\phi_0 + \frac{3}{4}\sin 2\phi_0 - \frac{1}{2}\phi_0 \cos 2\phi_0 \quad (28)$$

$$I_2 = -\frac{1}{4} + \cos\phi_0 - \frac{3}{4}\cos 2\phi_0 - \frac{1}{2}\phi_0 \sin 2\phi_0 \quad (29)$$

$$I_3 = \phi_0 - \frac{3}{4}\sin 2\phi_0 + \frac{1}{2}\phi_0 \cos 2\phi_0 \quad (30)$$

식 (26),(27)에 축방향으로의 규정화된 영향계수(normalized influence coefficients) η_{jk} 를 도입하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$u_{ij} = \frac{\rho_0^3}{EI} \sum_{k=1}^n \eta_{jk} [I_1 \frac{f_{kj}}{2} - I_2 q_{kj}] \quad (31)$$

$$v_{ij} = \frac{\rho_0^3}{EI} \sum_{k=1}^n \eta_{jk} [I_3 q_{kj} - I_2 \frac{f_{kj}}{2}] \quad (32)$$

식 (31),(32)는 다음 식들을 이용하여 무차원화 할 수 있다.

$$p_i = p_a P_i \tag{33}$$

$$f_i = w_0 s_0 p_i = w_0 s_0 p_a P_i \tag{34}$$

$$q_i = \frac{H f_i}{2} = \frac{\mu w_0 s_0 p_a P_i}{2} \tag{35}$$

$$u_i = c U_i \tag{36}$$

$$v_i = c V_i \tag{37}$$

따라서 영향계수를 고려하여 무차원화 된 범프의 힘-변형관계식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$U_{ij} = \frac{\rho_0^3 w_0 s_0 p_a}{2E\ell c} (I_1 - \mu I_2) \sum_{k=1}^n \eta_{jk} P_{ij} \tag{38}$$

$$V_{ij} = \frac{\rho_0^3 w_0 s_0 p_a}{2E\ell c} (\mu I_3 - I_2) \sum_{k=1}^n \eta_{jk} P_{ij} \tag{39}$$

3-2. 베어링의 탄성 유체윤활 방정식

범프포일베어링은 구조역학적인 거동과 공기역학 거동이 연성되어 있는 비선형적 탄성유체윤활 거동을 가진다. 공기윤활막에 대한 정상상태 레이놀즈방정식 (Reynolds Equation)은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi} \left(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \xi} \right) = A \frac{\partial}{\partial \theta} (P_0 H_0) \tag{40}$$

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

$$H_0 = 1 + \epsilon_0 \cos(\theta - \phi_0) + U_0 \tag{41}$$

$$A = \frac{6\mu\omega(R)}{p_a(c)} \tag{42}$$

즉, 식 (41)의 유막 두께 H 는 축 간극에 의한 부분과 식 (38)의 포일의 변형에 의한 부분으로 구성된다. 정상상태에서의 부하지능력은 다음과 같이 구한다.

$$\begin{Bmatrix} W_x \\ W_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} W_x \\ 0 \end{Bmatrix} = \iint_{\xi_0} \begin{Bmatrix} (P_0 - 1) \cos \theta \\ (P_0 - 1) \sin \theta \end{Bmatrix} d\theta d\xi \tag{43}$$

여기서,

$$W = \frac{w}{p_a R^2} \tag{44}$$

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

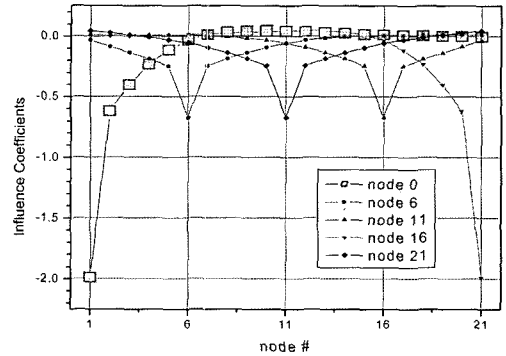


Fig. 7. Calculated influence coefficients.

4. 해석 및 결과 검토

4-1. 해석모델

Table 1은 해석하고자 하는 베어링과 Bump의 제원을 나타낸다. 베어링은 1개의 top foil을 가진 것으로 하였으며, Bump의 소재는 SUS304이다. 유한요소법을 이용하여 축방향으로 총 21개 노드점에 대한 범프의 영향계수를 계산한 후, 이를 이용하여 베어링 성능해석을 수행하였다.

4-2. 영향계수 계산결과

Fig. 7은 Table 1의 단일범프에 대해서 계산되어진 영향계수를 나타내며, 그 행렬은 대칭이 됨을 확인할 수 있다. 또한 대기압이 작용하게 되는 1번이나 21번 노드점에서의 변형은 인접한 노드점에서의 압력에도 영향을 받음을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 Heshmat 모델과 Peng 모델을 영향계수법과 비교한 그림이다. 여기서 Heshmat 모델은 인접지점과의 연성효과를 무시한 모델이며, Peng 모델은 축방향으로의 영향계수가 일률적으로 동일하다고 가정한 모델이라는 것을 알 수 있다. 이에 반해 영향계수법은 인접지점과의 연성효과를 적절히 고려한 모델이라 할 수 있다.

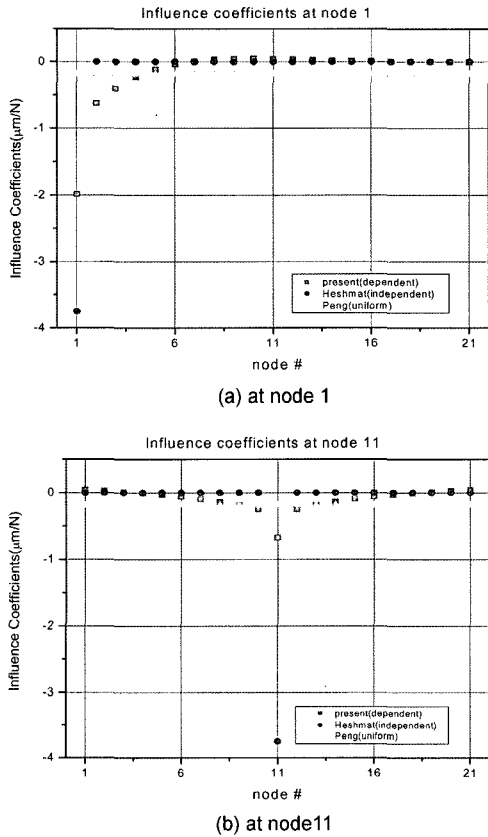


Fig. 8. Comparison of analysis model.

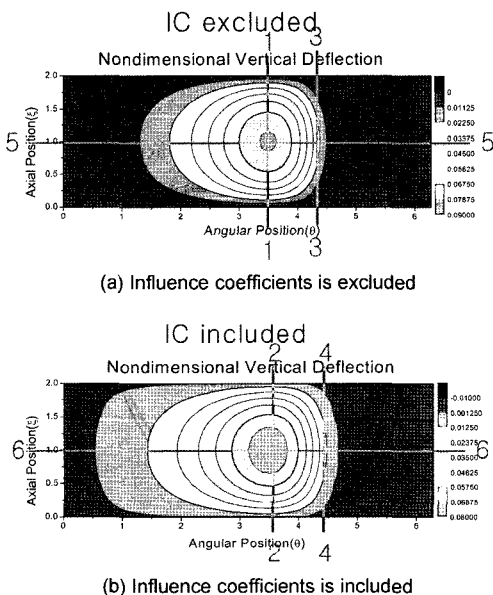


Fig. 9. 3D bump deflection.

4-3. 베어링 압력 및 변형분포

Fig. 9(a)는 식 (26)과 같이 영향계수를 포함하지 않고 계산한 범프의 수직변형분포를 나타내며, 압력분포와 비슷한 형태를 가짐을 볼 수 있다. Fig. 9(b)는 식 (31)과 같이 영향계수를 포함하여 계산한 범프의 수직 변형분포를 나타내는데, 압력분포와는 다소 상이한 형태를 가짐을 볼 수 있다.

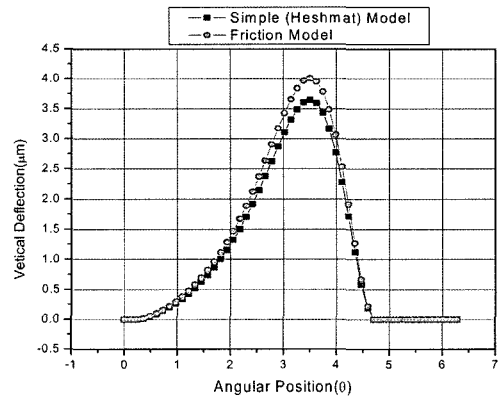


Fig. 10. Bump deflection in Heshmat model.

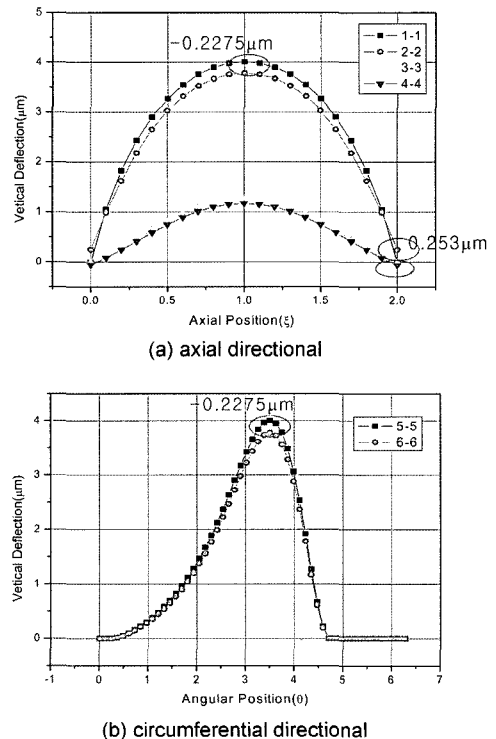


Fig. 11. Comparison of bump deflection.

Fig. 10은 Fig. 9(a)의 5-5면을 따라 범프의 수직변형을 그린 그림인데, 식 (1)의 Heshmat 모델을 이용한 경우와 마찰계수 0인 식 (26)을 이용한 경우를 비교한 것이다. 이때의 수직변형의 차이는 결국 식(1)과 식(26)의 compliance의 차이에 의해 발생하게 된다.

Fig. 11(a)는 Fig. 9(a)의 1-1면과 3-3면, 그리고 Fig. 9(b)의 2-2면과 4-4면을 따라 범프의 수직변형을 그린 그림이다. 영향계수를 포함하지 않았을 경우 대기압이 작용하는 지점에서는 변형이 0임을 확인할 수 있으나, 영향계수를 포함하게 되면 대기압이 작용하는 지점에서 (+) 혹은 (-)의 변형이 발생하고 최고압력이 줄어들게 됨을 확인할 수 있다. Fig. 11(a)는 Fig. 9(a)의 5-5면과 Fig. 9(b)의 6-6면을 따라 범프의 수직변형을 그린 그림인데, 역시 영향계수를 포함하였을 경우 최고압력이 떨어짐을 확인할 수 있다.

이상과 같이 영향계수를 포함하여 수직변형을 계산함으로써 Heshmat Model이나 Peng Model에 비해 보다 실제에 가까운 변형을 빠르고 쉽게 계산할 수 있으며, 최소유막두께를 보다 정확하게 예측할 수 있게 된다. 하지만 정상상태에서의 부하지지능력의 계산결과를 Heshmat Model과 비교하였을 때 비슷하게 나타난다.

5. 결 론

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 유한요소법을 이용하여 범프의 영향계수를 계산하였다.
- 2) Heshmat의 해석모델을 확장하여, 마찰과 영향계수 효과를 포함하는 범프의 변형방정식을 유도하였다.
- 3) 영향계수를 고려함으로써 포일의 변형이 국소압력에 비례한다는 Heshmat Model이나 축방향 평균압력에 비례한다는 Peng Model에 비해 보다 실제에 가까운 변형결과를 제공하며, 특히 대기압이 주어지는 경계영역에서 양(+)또는 음(-)의 포일의 변형을 가지게 됨을 확인하였다.
- 4) 영향계수를 이용한 계산법은 유한요소법으로 직접 이용하는 방법에 비해 계산시간을 단축시키면서도 유한요소법처럼 정확하게 최소유막두께를 계산할 수 있다.

후 기

본 연구는 산업자원부 중기거점/차세대신기술 개발

사업의 일환으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사 를 드립니다.

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 : Parametric Studies," *Tribology Transactions*, Vol.37, pp. 455-462, 1994.
4. Z.-C. Peng and M.M. Khonsari, "Hydrodynamic Analysis of Compliant Foil Bearings With Compressible Air Flow," *ASME J. Tribology*, Vol.126, pp. 542-546, 2004.
5. 김영철, 한정완, 김경웅, "가스포일 저널베어링 및 스톱스톱베어링의 성능해석," 한국윤활학회 37회 추계학술대회 논문집, pp.267-272, 2003.
6. 김영철, 한정완, 김경웅, 김수용, "공기포일베어링에 지지된 마이크로가스터빈의 회전체동역학적 설계," 2003 유체기계연구개발발표회 논문집, pp.662-667, 2003.
7. 김영철, 이동현, 김경웅, "범프포일베어링의 탄성유체윤활 특성," 2004 유체기계연구개발발표회 논문집, pp.98-103, 2004.
8. 김영철, 이동현, 김경웅, "범프 포일의 compliance가 포일 저널 베어링의 성능에 미치는 영향," 제3회 한국유체공학 학술대회 논문초록집, pp.755-758, 2004.
9. 이동현, 김영철, 김경웅, "범프포일 강성변화에 대한 포일저널 베어링의 정적, 동적 성능해석," 한국윤활학회지, 제20권 제5호, pp.245-251, 2004.
10. 이동현, 김영철, 김경웅, "범프포일의 3차원 형상을 고려한 공기 포일저널베어링의 정특성해석," 한국윤활학회 40회 춘계학술대회 논문집, pp.85-90, 2005.
11. 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 2005*, WTC2005-63728, Washington, D.C., September 2005, Washington, D.C., USA.
12. 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 2005, Seoul.