Journal of the KSTLE Vol. 23, No. 5, October 2007, pp. 219~227
The Korean Society of Tribologists & Lubrication Engineers

마찰을 고려한 포일저널베어링의 동특성해석: 회전불균형 응답

이동현 · 김영철* · 김경웅†

한국과학기술원 기계항공시스템학부
*한국기계연구원 시스템엔지니어링연구본부

The Dynamic Performance Analysis of Foil Journal Bearings Considering Coulomb Friction: Rotating Unbalance Response

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

School of Mechanical, Aerospace & Systems Engineering, KAIST
**System Engineering, KIMM*

Abstract – The dynamic performance of air foil bearings relies on a coupling between a thin air film and an elastic foil structure. A number of successful analytical techniques to predict dynamic performance have been developed. However, the evaluation of its dynamic characteristic is still not enough because of the mechanical complexity of the foil structure and strong nonlinear behavior of friction force. This work presents a nonlinear transient analysis method to predict dynamic performance of foil bearings. In this method, time dependent Reynolds equation is used to calculate pressure distribution and a finite element method is used to model the bump foil structure. The analysis is treated with a direct implicit integration technique that can handle nonlinear problems and the stick-slip algorithm is used to consider friction force. Using this method the response to the mass unbalance excitation is investigated for various design parameters and operating conditions.
The results of analysis show that foil bearing is very effective on the restriction of vibration at the resonance frequency compared to the rigid surface bearings and the effectiveness depends on the operating conditions, static load and a amount of mass unbalance. In addition, there exist optimum values of friction coefficient, bump foil stiffness and number of circumferential slit with regards to minimizing dynamic response at the resonance frequency. These optimum values are system dependent.

Key words – foil journal bearing(포일저널베어링), friction(마찰), rotating unbalance response(회전불균형 응답).

기호설명

A : 범프요소의 단면적
$\{d\}$: 범프포일의 변위벡터
F_f : 마찰력
F_N : 수직항력
h : 공기막두께
H : 무차원 공기막두께
I : 범프요소의 굽힘강성
$[K]$: 범프포일의 강성행렬
L : 베어링 길이
$[M]$: 범프포일의 질량행렬
p_a : 대기압
R : 베어링반지름
T : 회전불균형응답의 주기
u_b : 회전불균형량
X, Y : x/c, y/c, 무차원 베어링 좌표계
x, y : 베어링 좌표계
μ : 마찰계수
τ : ωt, 무차원 시간
ω : 회전속도

†주저자 · 책임저자 : taeho@kaist.ac.kr

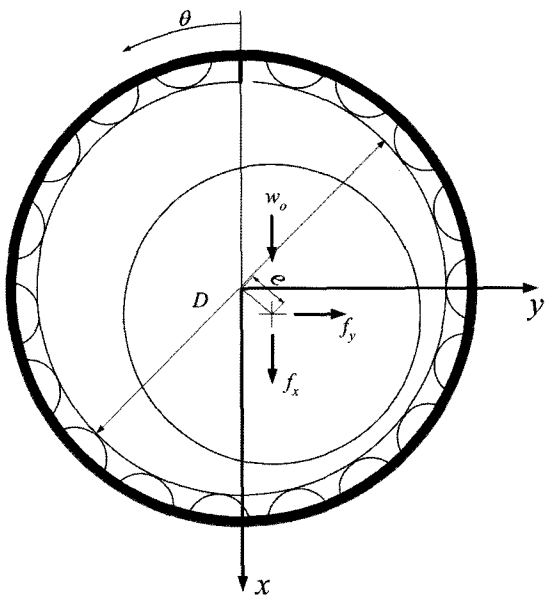


Fig. 1. Coordinate system of a foil journal bearing.

1. 서 론

공기 포일베어링의 큰 장점중의 하나는 베어링이 가지는 우수한 동적 성능이다. 공기 포일 베어링은 Fig. 1과 같이 윤활면을 형성하는 톱포일과 이를 지지하는 범프포일로 구성된다. 이러한 톱포일과 범프포일은 공기막에서 발생되는 압력에 의해 변형을 하며, 서로 상대운동을 할 수 있는 특징을 가진다. 이렇게 서로 상대운동을 하는 구성요소들 사이에는 마찰이 존재하며, 이러한 마찰은 베어링에 쿨롬감쇠를 제공하는 역할을 하게 된다. 마찰에 의해 제공되는 쿨롬감쇠는 베어링의 동적성능을 크게 향상시키는 역할을 하게 된다. 이러한 포일베어링의 우수한 동적 성능은 실험적으로 이미 많은 연구가 수행 되었지만, 복잡한 포일구조와 마찰력이 가지는 강한 비선형성으로 인하여 이에 대한 해석적 연구는 아직까지 충분한 연구가 이루어지지 못하고 있다.

포일 베어링의 동적특성에 대한 해석적 연구는 Heshmat 등에 의한 강성계수 계산을 통해 처음 이루어졌다[1]. 그들의 연구에서 포일구조는 압력에 비례해서 변형을 하는 구조로 단순화 되었으며, 마찰의 영향은 고려되지 않았다. 이러한 포일구조의 변형 모델은 Peng 등의 섭동법을 이용한 강성, 감쇠계수 계산에 사용되었다[2]. 이후, Peng 등은 등가 점성감쇠계수를 도입하여 베어링의 강성, 감쇠계수를 계산하였다[3]. 이때 포일구조는 등가 점성감쇠계수를 가지는 점탄성구조로 모델링 되었다. Peng 등은 유한요소법을 사용하여 베어링의 강성, 감쇠계수를 구하였으며, 범프포일의 원주방향 변형이 고려된 등가 점성감쇠계수를 사용하였다[4]. Carpino 등은 범프포일의 원주방향과 반경방향 변형을 함께 고려한 유한요소 해석모델을 제안하였다[5]. Grau 등은 포일구조가 점성감쇠를 가진다고 가정하고, 포일베어링의 성능을 비선형 해석방법을 통하여 해석하였다[6].

포일베어링의 동적 특성파악에 대한 해석적 연구와 더불어 포일구조 자체의 구조적 강성과 감쇠 특성 파악을 위한 연구 또한 많이 수행 되었다. Ku 등은 범프포일과 베어링 하우징, 범프포일과 톱포일 사이의 마찰력과 범프사이의 상호작용을 고려한 변형해석 모델을 최초로 제시하였다[7]. 이후 이 모델은 구조적 감쇠계수를 계산할 수 있도록 확장이 되었으며[8, 9], 이러한 이론적 계산은 실험결과와 비교되었다[10]. Salehi 등은 실험을 통하여 포일 구조의 감쇠특성을 관찰하였으며, 등가 점성감쇠계수와 가진 주파수, 가진의 크기, 하중사이의 관계식을 유도하였다[11]. Swanson 등은 하중에 비례해서 마찰력이 커지는 요소를 도입하여 범프포일의 감쇠효과를 해석하였다[12]. Lez 등은 유한요소법을 이용하여 포일구조가 가지는 정적, 동적 특성을 해석하였다[12].

이렇게 현재까지 포일베어링의 동적 특성 파악을 위하여 수행된 연구들은 마찰에 의한 쿨롬감쇠를 점성감쇠로 취급하여 해석을 수행하거나, 포일 구조의 강성, 감쇠 특성을 파악하는 연구로만 한정이 되었다. 이러한 연구들은 쿨롬감쇠를 점성감쇠로 모델링하여 해석을 수행함으로서 마찰력이 가지는 강한 비선형성으로 인한 수치해석의 어려움은 감소 시켰지만 쿨롬감쇠가 마찰계수, 하중의 분포형태, 가진 주파수, 포일의 형상 등 여러가지 변수에 영향을 받으므로 이러한 모든 변수를 고려하여 포일구조의 정확한 등가 점성감쇠계수를 계산하는데는 많은 어려움이 따른다. 따라서 포일베어링의 동적 특성을 보다 정확하게 파악하기 위해서는 마찰력을 성능해석에 직접적으로 반영할 수 있는 해석모델이 필요하다.

본 연구에서는 포일베어링의 성능해석시 포일 구조에 작용하는 마찰력을 직접적으로 고려할 수 있는 해석기법을 제시하였다. 공기막에서의 압력은 비 정상상태 레이놀즈 방정식을 통하여 계산하였으며, 유한요소

법을 이용하여 범프포일의 거동을 해석하였다. 또한, 톱포일과 범프포일, 범프포일과 베어링 하우징 사이의 접촉점에서 마찰에 의해 생기는 Stick-slip현상을 고려하였다. 이러한 해석기법을 통하여 포일베어링의 여러 가지 설계변수가 회전 불균형 응답에 미치는 영향을 파악하였다.

2. 해석모델 및 이론

2-1. 공기막 압력 및 회전축 궤적

회전축에 동적하중이 가해지면 회전축은 베어링 내에서 특정한 궤적을 그리게 된다. 이러한 궤적을 해석하기 위해서는 회전축의 운동방정식과 공기막에서 발생하는 압력에 대한 지배방정식을 푸는 것이 필요하다. Fig. 1과 같은 좌표계에서 회전축을 강체로 가정하고, 질량을 m, 작용하는 정적하중을 w_o라고 하면 회전축의 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m\ddot{x} = w_o + u_b\omega^2 cos(\omega t) + f_x$$

$$m\ddot{y} = u_b\omega^2 sin(\omega t) + f_y \quad (1)$$

여기서 f_x, f_y는 공기막 압력에 의해 회전축에 작용하는 힘을 나타낸다. 또한 공기막에서 발생하는 압력은 식 (2)의 비정상상태Reynolds방정식을 통해 구해진다.

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

식 (2)의 경계조건은 다음과 같다.

$P=(p/p_a)=1$ at $\theta=0$ and $\theta=2\pi$

$P=(p/p_a)\,1$ at $\xi\pm(L/D)$

포일베어링에서 대기압보다 낮은 압력이 발생하면 톱포일 양쪽의 압력이 같아질 때까지 톱포일이 들어 올려져서 대기압보다 낮은 압력은 발생하지 않게 된다. 따라서 대기압보다 낮은 압력이 발생하면 대기압으로 치환하여 해석을 수행하였다.

2-2. 윤활면 변형

포일베어링의 윤활면은 톱포일과 범프포일로 구성되며 공기막에서 발생된 압력에 의해 변형을 하게된다. 이러한 윤활면의 변형을 계산하기 위해 다음과 같은 가정을 사용하였다.

- 톱포일은 범프포일의 변형을 따른다.

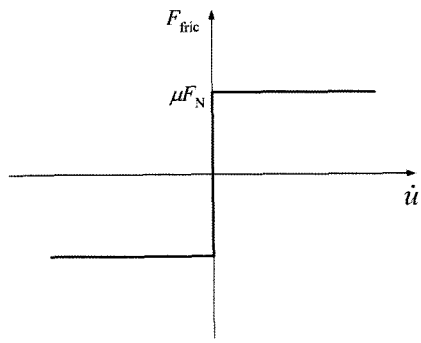


Fig. 2. Friction force.

- 범프포일은 하우징과 분리되지 않는다.
- 범프포일의 변형은 베어링 길이방향으로 균일하다.

위와 같은 가정을 통하여 윤활면의 변형은 범프포일의 변형에 의해서만 결정되며 범프포일은 베어링 길이방향으로 변형이 균일한 2차원 요소로 모델링할 수 있다. 범프포일의 변형해석은 유한요소법을 이용하여 수행하였으며, 식 (3), (4)로 주어지는 빔(Beam)과 바(Bar)방정식을 지배방정식으로 사용하였다.

$$\rho\ddot{w}-\frac{d^2}{dx^2}\left(EI\frac{d^2w}{dx^2}\right)+f_z=0 \quad (3)$$

$$\rho\ddot{u}-\frac{d}{dx}\left(EA\frac{du}{dx}\right)+f_x=0 \quad (4)$$

위의 지배방정식을 통하여 식 (5)와 같은 범프포일에 대한 운동방정식을 구성하게 된다.

$$[M]\{\ddot{d}\}+[K]\{d\}=\{F(t)\} \quad (5)$$

이 운동방정식은 식 (6), (7)의 형태로 주어지는 Newmark's β적분법을 사용하여 계산하였다.

$$\{\dot{d}\}_{i+1}=\{\dot{d}\}_i+\Delta t[(1-\gamma)\{\ddot{d}\}_i+\beta\{\ddot{d}\}_{i+1}] \quad (6)$$

$$\{d\}_{i+1}=\{d\}_i+\Delta t\{\dot{d}\}_i+(\Delta t)^2\left[\left(\frac{1}{2}-\beta\right)\{\ddot{d}\}_i+\beta\{\ddot{d}\}_{i+1}\right] \quad (7)$$

또한, 범프포일에 작용하는 마찰력은 Fig. 2와 같이 나타낼 수 있다. 범프포일이 접하는 부분과 Slipping상태일때는 수직항력에 동 마찰계수를 곱한 크기의 운동마찰력이 이동 속도의 반대방향으로 작용한다. 또한 Sticking상태일때는 정지마찰력이 작용하며, 정지마찰력의 크기와 방향은 힘 평형에 의해 결정이 되고, 다음과 같은 관계를 만족해야 한다.

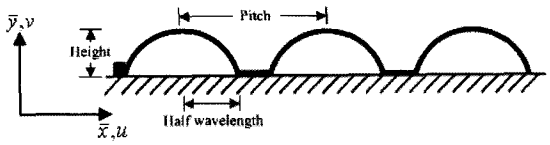


Fig. 3. Bump foil.

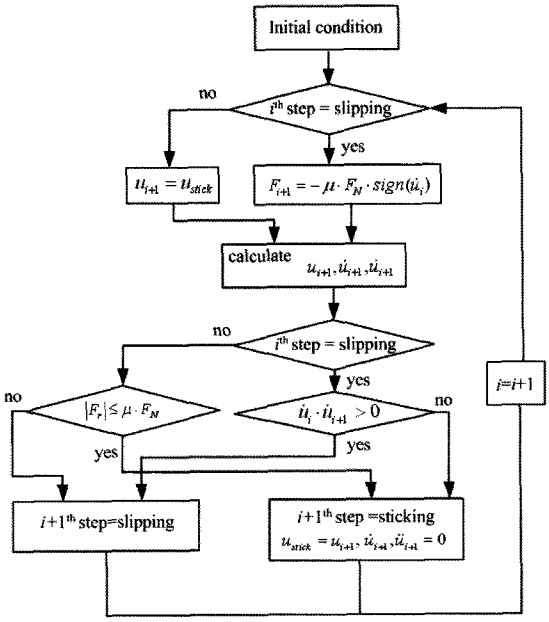


Fig. 4. Flow chart to calculate bump deflection.

$$|F_f| \le \mu_s F_N \tag{8}$$

또한, 해석수행시 범프포일과 이와 접하는 면사이에서의 Stick-slip현상을 고려하기 위해 접촉점에서 Fig. 4와 같은 과정으로 해석을 수행하였다. 해석수행시 정지 마찰계수와 동 마찰계수는 같다고 가정하였으며, 범프포일과 톱포일 또는 범프포일과 베어링 하우징 사이의 마찰계수가 같은 경우에 대해서 해석을 수행하였다.

2-3. 회전불균형 응답

회전불균형 진동에 대한 회전축의 응답은 회전속도에 동기된 타원운동으로 나타나며 이것은 복소 좌표계를 이용하여 식 (9)와 같은 전방향 동기 원형선회운동과 역방향 동기 원형선회운동의 합으로 나타낼 수 있다.

$$r = r_f e^{j\omega t} + r_b e^{-j\omega t} \tag{9}$$

여기서 타원운동의 장축과 단축의 길이는 다음과같이 정방향과 역방향 선회운동 크기의 합과 차로서 나타나게 된다.

$$|r|_{\max} = |r_f| + |r_b|$$

$$|r|_{\min} = \|r_f| + |r_b\| \tag{10}$$

정방향, 역방향 선회운동의 크기는 다음과 같은 식을 통해 계산할 수가 있다.

$$|r_f| = \frac{1}{2}\sqrt{(x_c + y_s)^2 + (y_c - x_s)^2}$$

$$|r_b| = \frac{1}{2}\sqrt{(x_c + y_s)^2 + (y_c - x_s)^2} \tag{11}$$

Table 1. Bearing data

Bearing diameter	D	20 mm
Bearing length	L	20 mm
Radial clearance	c	25 μm
Applied load	w_o	10 N
Amount of mass unbalance	u_b	0.05~0.1 gcm
Number of bumps	n	20
Density of bump	ρ	7,980 kg/m^3
Bump elastic modulus	E	200 GPa
Bump poisson's ratio	ν	0.25
Bump thickness	t_b	0.05 mm
Bump height	h_o	0.5 mm
Bump half wave length	l_o	0.8~1.4 mm
Friction coefficient	μ	0.05~0.2

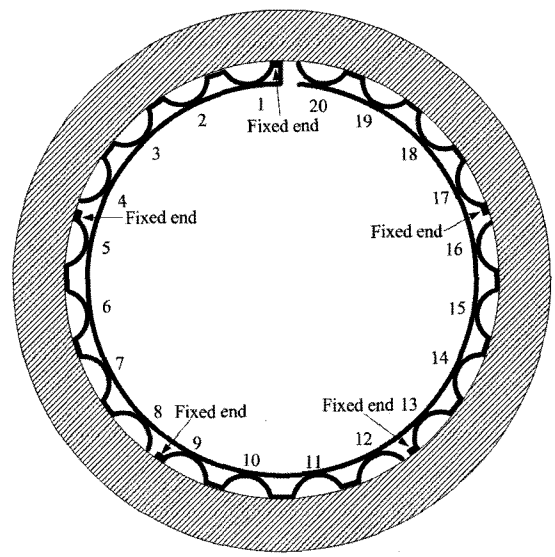


Fig. 5. Foil bearing consisted of 5 bump foil strips.

이때 x_c, x_s, y_c, y_s는 회전축의 정상상태 궤적으로부터 다음과 같은 관계식을 통하여 구해진다.

$$x_c = \frac{T}{2}\int_t^{t+T} x\cos\omega t dt$$

$$x_s = \frac{T}{2}\int_t^{t+T} x\sin\omega t dt$$

$$y_c = \frac{T}{2}\int_t^{t+T} x\cos\omega t dt$$

$$y_s = \frac{T}{2}\int_t^{t+T} x\sin\omega t dt \quad (12)$$

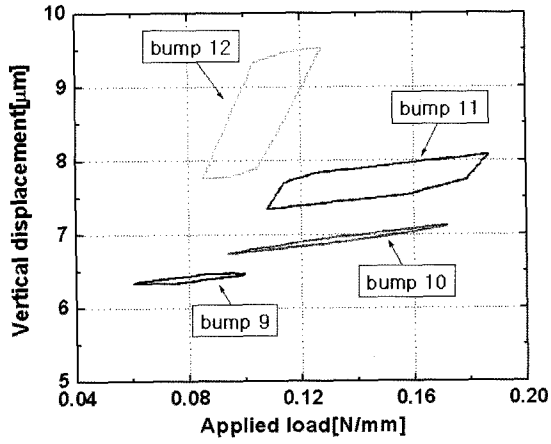
2-4. 해석 대상

Table 1은 해석대상이 되는 베어링의 크기와 범프포일의 형태를 나타낸다. 본 연구에서는 Fig. 5와 같이 범프포일이 여러 개의 Strip으로 구성된 형태의 베어링을 해석 대상으로 하였다. 그림에서 볼 수 있듯이 원주방향으로 5개의 범프포일 Strip으로 구성된 베어링은 4개의 범프가 서로 연결이 되어있는 형태를 가진다.

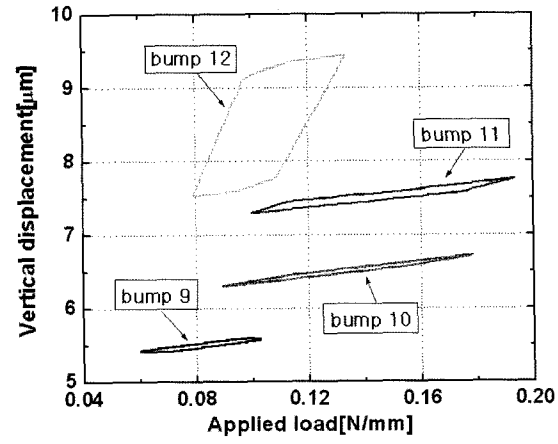
3. 해석 결과

3-1. 범프포일 변형 및 히스테리시스

Fig. 6은 회전불균형 진동에 의해 3번째 범프포일 Strip에 속한 범프에 작용하는 하중과 반경방향 변위를 나타낸 그래프이다. 범프포일의 형상과 운전조건은 다음과 같다: l_o=1.2 mm, u_b=0.1 gcm, ω=20,000 rpm 그림을 통해 볼 수 있듯이 범프에 작용하는 하중과 반경방향 변위사이에는 뚜렷한 히스테리시스가 나타났으며, 히스테리시스 선도의 모양 또한 각각의 범프마다 서로 다르게 나타났다. 자유단에 해당되는 12번째 범프가 가장 큰 진동진폭을 보였고 고정단에 해당되는 9번째 범프가 가장 작은 진동진폭을 보였다. 이것은 마찰력의 영향으로 범프포일이 위치마다 다른 강성과 변형양상을 가지기 때문이다. 또한 마찰계수가 증가함에 따라Stick구간이 Slip구간에 비해 커지는 것을 알 수가 있다. Fig. 7-(a)는 여러가지 마찰 계수에 대하여 각각의 범프에 의해 소비되는 에너지의 크기를 나타낸다. 그림을 통해 볼 수 있듯이 자유단에 해당하는 12번째 범프에서 마찰계수가 0.05인 경우를 제외하고 가장 많은 양의 에너지가 소비되었다. 또한, 마찰계수가 증가할수록 12번째 범프에서 소비되는 에너지의 크기는 증가하였으나, 다른 범프에서 소비되는 에너지의 크기는 거의 변화가 없거나 줄어드는 경향을 보였다. Fig. 7-



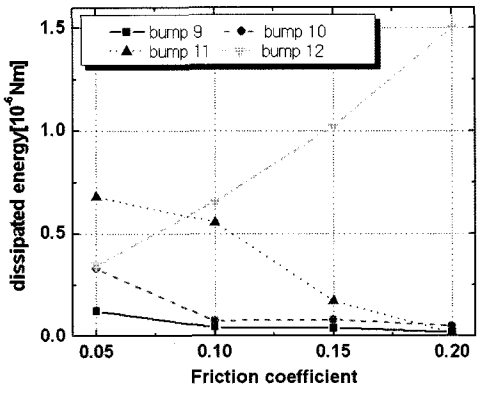
(a) μ=0.1



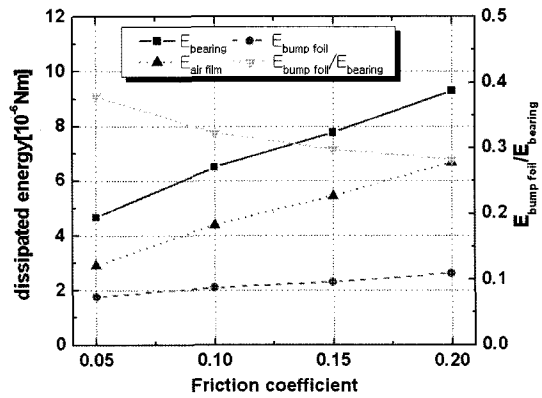
(b) μ=0.15

Fig. 6. Hysteresis loop of bumps in 3rd bump foil strip (l_o=1.2 mm, u_b=0.1 gcm, ω=20,000 rpm).

(b)는 베어링에 의해 소비되는 전체 에너지의 크기를 나타내며, 이것은 공기막과 범프포일에 의해 소비된 에너지의 합으로 나타난다. 그림을 통해 볼 수 있듯이 마찰계수가 증가할수록 공기막과 범프포일에 의해 소비되는 에너지의 양은 모두 증가하였다. 그러나 베어링에 의해 소비된 에너지 중 범프포일에 의한 에너지 소비가 차지하는 비율은 감소하는 것을 볼 수가 있다. 즉, 마찰계수가 0.05일 때는 소비된 에너지 중 38%가 범프포일에 의해 소비되었으나, 마찰계수가 0.2일때는 28%의 에너지만이 범프포일에 의해 소비되었다. 이것은 마찰계수가 증가할수록 범프포일의 강성이 커져서

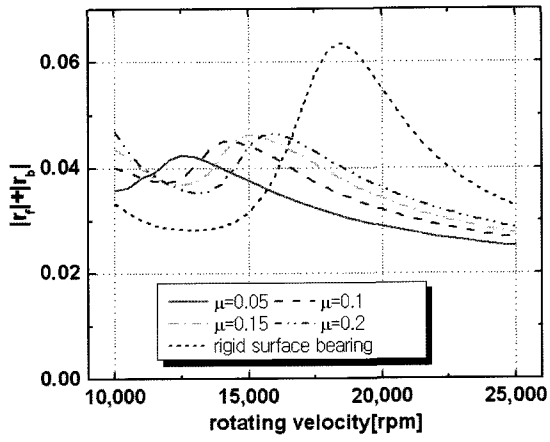


(a) Dissipated energy by bumps in 3rd bump foil strip

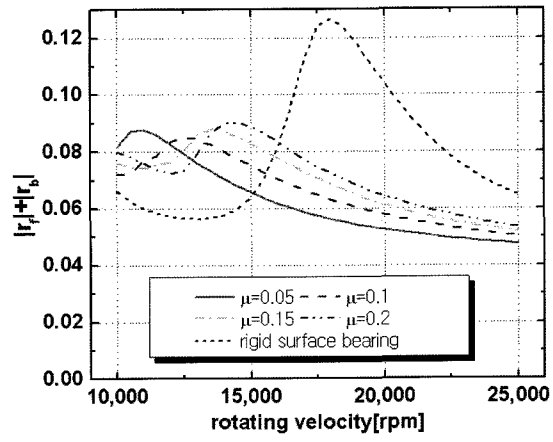


(b) Dissipated energy by bearing and bump foil

Fig. 7. Energy dissipation per cycle (l_o=1.2 mm, u_b=0.1 gcm, ω=20,000 rpm).



(a) u_b=0.05gcm



(b) u_b=0.1gcm

Fig. 8. Influence of friction coefficient (l_o=1.4 mm).

전체 시스템의 감쇠특성이 범프포일 보다 공기 막의 감쇠에더 큰 영향을 받기 때문이다.

3-2. 설계변수의 회전불균형 응답에 대한 영향

포일베어링의 여러가지 설계변수가 회전불균형 응답에 미치는 영향에 대해 해석하였다. 해석결과는 타원형상으로 나타나는 회전축 중심 궤적의 장축 길이로서 나타내었다.

- 마찰계수의 영향

Fig. 8은 여러가지 마찰계수에 대한 회전축의 불균형 응답을 나타낸다. 그림를 통해 볼 수 있듯이 해석에 고려된 4가지 마찰계수를 가진 포일베어링 모두 공진점에서의 진폭이 강체 베어링과 비교하였을 때 30% 정도 낮게 나타났다. 이것은 실험을 통하여 이미 입증되었듯이 포일구조의 마찰에 의한 포일베어링의 우수한 동적 성능 때문으로 판단된다[15-17]. 또한, 해석결과를 통해 볼 수 있듯이 공진점에서 진폭을 가장 작게 하는 최적의 마찰계수가 존재한다는 것을 알 수가 있으며, 이러한 최적의 마찰계수는 Fig. 8-(a)와 Fig. 8-(b)의 비교를 통해 여러가지 조건에 따라 달라짐을 알 수가 있다. 본 해석에서는 회전 불균형량이 증가할수록 최적의 마찰계수 또한 증가하는 것으로 나타났다. 또한, 마찰계수가 커질수록 공진주파수가 커지는 것을 볼 수가 있는데 이것은 마찰계수 증가함에 따라 범프포일의 강성 또한 증가했기 때문으로 판단된다.

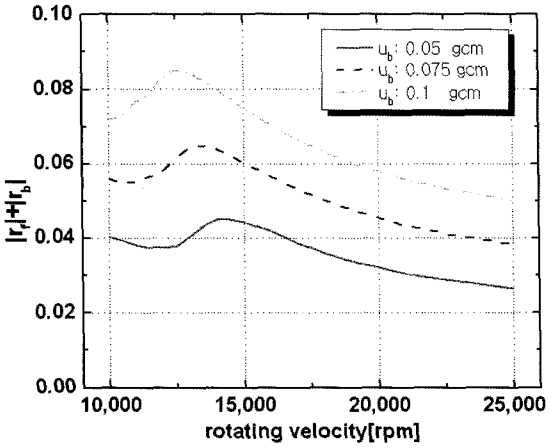


Fig. 9. Influence of amount of mass unbalance (l_o=1.4 mm, μ=0.1).

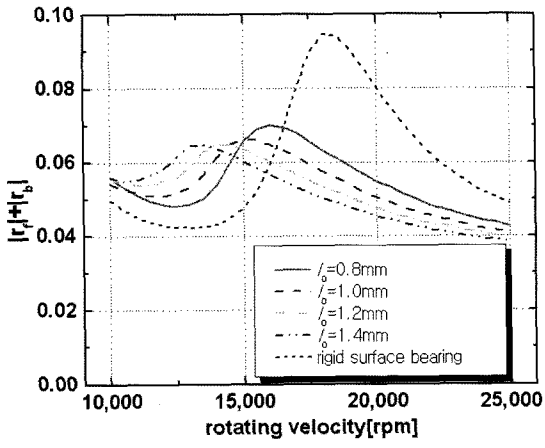
- 회전불균형량의 영향

Fig. 9는 회전불균형량의 크기가 불균형 응답에 미치는 영향을 나타낸다. 해석에 고려된 마찰계수는 0.1이다. 그림을 통해 알 수 있듯이 회전불균형량이 증가할수록 가진력의 증가로 인하여 회전축의 진동 진폭은 증가하는 것을 알 수가 있다. 또한 회전불균형량이 증가할수록 공진주파수가 낮아지는 것을 볼 수가 있다. 이것은 회전불균형량의 증가로 가진력이 커져서 더 많은 수의 범프가 원주방향으로 움직이게 되고, 이것이 포일구조의 강성이 작아지는 결과로 나타났기 때문으로 판단된다.

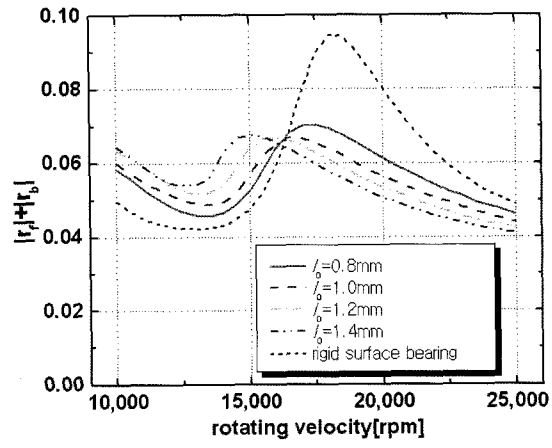
- 범프포일 강성의 영향

범프포일의 강성에 영향을 미치는 설계변수는 Fig. 3을 통해 볼 수 있듯이 범프의 두께, Pitch, Wavelength가 있다. 본 논문에서는 범프포일의 두께와 Pitch는 같고 Wavelength가 각각 0.8, 1.0, 1.2, 1.4 mm인 경우에 대하여 해석을 수행하였다.

Fig. 10을 통해 볼 수 있듯이 해석에 고려한 4가지의 Wavelength를 가지는 포일베어링 모두 공진점에서의 진폭이 강체베어링보다 30%정도 낮게 나타났다. 또한, 해석결과를 통하여 공진점에서진동 진폭을 가장 작게하는 최적의 범프강성이 존재한다는 것을 알 수가 있으며, 이것은 앞서 언급한 최적의 마찰계수와 같이 시스템의 조건에 따라 달라진다는 것을 알 수가 있다. 본 해석조건에서는 마찰계수가 증가할수록 최적의 강성 또한 증가하는 것으로 나타났다. 또한, 범프포일의 강성이 증가할수록 공진주파수가 높아지는 것을 확인할 수가 있다.



(a) μ=0.1



(b) μ=0.2

Fig. 10. Influence of bump foil stiffness (u_b=0.075 gcm).

- 범프포일 Strip개수의 영향

포일베어링에서 범프포일은 Fig. 5와 같이 한쪽 끝단은 베어링 하우징에 고정이 되며, 다른 쪽 끝단은 자유롭게 움직일 수 있는 구조를 가진다. 따라서 마찰의 영향으로 고정단 쪽에 위치한 범프의 강성이 자유단에 위치한 범프의 강성보다 커지게 되며 마찰계수가 증가하거나 연결된 범프의 개수가 늘어나게 되면 고정단 쪽에 위치한 범프는 움직이지 못하는 현상이 발생하기도 한다. 따라서 범프의 가동성을 높이기 위해 Fig. 5와 같이 범프포일을 여러개의 Strip으로 구성하

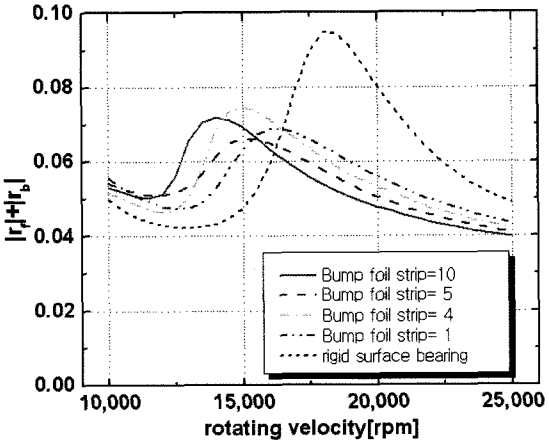


Fig. 11. Influence of number of bump foil strip (l_o=1.0 mm, u_b=0.075 gcm, μ=0.1).

기도 한다. 본 연구에서는 이러한 범프포일 Strip의 개수가 불균형응답에 미치는 영향을 파악하였다.

Fig. 11을 통해 볼 수 있듯이 해석에 고려된 여러가지 개수의 Strip을 가진 포일베어링 모두 강체베어링에 비해 공진점에서의 진폭이 30%정도 낮게 나타났다. 다른 설계변수와 마찬가지로 공진점에서 진폭을 최소화 할 수 있는 최적의 범프포일Strip 개수가 존재하는 것을 알 수가 있다. 또한 범프포일 Strip의 개수가 작을수록 범프포일의 강성증가로 인하여 공진주파수가 증가하는 것을 볼 수가 있다.

4. 결 론

본 논문에서는 포일베어링의 동특성 해석을 위한 비선형 해석 모델을 제안하였다. 공기막 압력분포 계산을 위해 비정상상태 Reynolds방정식을 풀었으며, 범프포일의 변형은 유한요소법을 사용하여 계산하였다. 또한, 범프포일과 접촉면 사이에서 마찰에 의해 나타나는 Stick-slip현상을 고려하였다. 본 논문에서 제시한 해석 모델을 이용하여 회전불균형 진동에 의해 나타나는 범프의 변형을 관찰하였으며, 마찰계수, 범프포일의 강성, 범프포일 Strip의 개수 등 포일베어링의 여러 설계변수가 회전불균형 응답에 미치는 영향에 대해 해석을 수행하였다.

회전불균형 진동에 의해 범프에 가해진 하중과 변형 사이에는 마찰에 의한 히스테리시스가 나타났으며, 히스테리시스 선도의 모양은 범프의 위치, 마찰계수의 크기에 따라서 각기 다른 모양으로 나타났다. 또한, 마찰계수가 증가할수록 범프포일의 강성 증가로 인하여 전체 베어링의 감쇠특성은 공기막의 감쇠력에 보다 많은 영향을 받는 것으로 나타났다. 포일베어링의 회전불균형 응답은 강체 베어링과 비교하였을 때 공진점에서 진동진폭을 30%정도 작아지게 할 수 있는 것으로 나타났으며, 공진점에서의 진폭을 최소화 할 수 있는 마찰계수, 범프의 강성, 범프포일 Strip의 개수등이 존재하였다. 이러한 최적의 설계변수는 시스템의 조건 및 운전조건마다 서로 다르게 나타났다. 또한, 마찰계수가 큰 경우, 회전불균형량이 작은 경우, 범프포일이 적은 수의 Strip으로 구성된 경우 범프포일의 강성이 증가하여 공진주파수가 높아지는 결과를 보였다.

후 기

이 논문은 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었음.

참고 문헌

1. Heshmat, H., Walowit, J. A. and Pinkus, O., "Analysis of Gas-Lubricated Foil Journal Bearings," *ASME Jour. of Lubr. Tech.*, Vol. 105, pp. 647-655, 1983.
2. Peng, J. -P. and Carpino, M., "Calculation of Stiffness and Damping Coefficients for Elastically Supported Gas Foil Bearings," *ASME Jour. of Trib.*, Vol. 115, pp. 20-27, 1993.
3. Peng, J.-P. and Carpino, M., "Coulomb Friction Damping Effects in Elastically Supported Gas Foil Bearings," *Trib. Trans.*, Vol. 37, pp. 91-98, 1994.
4. Peng, J.-P. and Carpino, M., "Finite Element Approach to the Prediction of Foil Bearing Rotor Dynamic Coefficient," *ASME Jour. of Trib.*, Vol. 119, pp. 85-90, 1997.
5. Carpino, M. and, Talmage, G., "Prediction of Rotor Dynamic Coefficients in Gas Lubricated Foil Journal Bearings with Corrugated Sub-Foils," *Trib. Trans.*, Vol. 49, pp. 400-409, 2006.
6. Grau, G., Iordanoff, I., Said, B. -B. and Berthier, Y., "An Original Definition of the Profile of Compliant Foil Journal Gas Bearings: Static and Dynamic Analysis," *Trib. Trans.*, Vol. 47, pp .248-256, 2004.
7. Ku, C.-P. and Heshmat, H., "Compliant Foil Bearing Structural Stiffness Analysis Part I : Theoretical Model-Including Strip and Variable Bump Foil Geometry," *ASME Jour. of Trib.*, Vol. 114, pp. 394-400, 1992.
8. Ku, C.-P. and Heshmat, H., "Structural Stiffness and Coulomb Damping in Compliant Foil Journal Bear-

ings : Theoretical Consideration," *Trib. Trans.*, Vol. 37, pp. 525-533, 1994.
9. Ku, C.-P. and Heshmat, H., "Structural Stiffness and Coulomb Damping in Compliant Foil Journal Bearings : Parametric Studies," *Trib. Trans.*, Vol. 37, pp. 455-462, 1994.
10. Heshmat, H. and Ku, C.-P., "Structural Damping of Self-Acting Compliant Foil Journal Bearings," *ASME Jour. of Trib.*, Vol. 116, pp. 76-82, 1994.
11. Salehi, M. and Heshmat, H., "On the Frictional Damping Characterization of Compliant Bump Foills," *ASME Jour. of Trib.*, Vol. 125, pp. 804-813, 2003.
12. Swanson, E. E., "Bump Foil Damping Using a Simplified Model," *ASME Jour. of Trib.*, Vol. 128, pp. 542-550, 2006.
13. Sebastien Le Lez, Mihai Arghir and Jeam Frene, "Static and Dynamic Characterization of a Bump-Type Foil Bearing Structure," *ASME Jour. of Trib.*, Vol. 129, pp. 75-83, 2007.
14. Walowit, J. A. and Anno, J. N. *Modern deve- lop-ments in Lubrication Mechanics,* Applied Science Publisher Ltd., London, 1975.
15. Heshmat, H., Shapiro, W. and Gray, S., "Development of Foil Journal Bearings for High Load Capacity and High Speed Whirl Stability," *ASME Jour. of Trib.*, Vol. 104, pp. 149-156, 1982.
16. Heshmat, H., "Advancements in the Performance of Aerodynamic Foil Journal Bearings: High Speed and Load Capability," *ASME Jour. of Trib.*, Vol. 116, pp. 287-295, 1994.
17. Heshmat, H., "Operation of Foil Bearings Beyond the Bending Critical Mode," *ASME Jour. of Trib.*, Vol. 122, pp. 192-198, 2000.
18. Tariku, F. A. and Rogers, R. J., "Improved Dynamic Friction Models for Simulation of One-Dimensional and Two-Dimensional Stick-Slip Motion," *ASME Jour. of Trib.*, Vol. 123, pp. 661-669, 2001.
19. S. Howard and C. Dellacorte, "Dynamic Stiffness and Damping Characteristics of a High-Temperature Air Foil Journal Bearing," *Trib. Trans.*, Vol. 44, pp. 657-663, 2001.