

가스 포일 베어링 범프 구조의 1 자유도 가진/가압 실험을 통한 주파수 의존 동특성 규명

심규호^{*†} · 박지수^{*} · 이상훈^{*}

* 서울과학기술대학교 기계시스템디자인공학과

Identification of Frequency-Dependent Dynamic Characteristics of a Bump Structure for Gas-Foil Bearings via 1-DOF Shaker Tests Under Air Pressurization

Kyuho Sim^{*†}, Jisu Park^{*} and Sanghun Lee^{*}

* Dept. of Mechanical System Design Engineering, Seoul Nat'l Univ. of Sci. & Tech.

(Received June 11, 2015 ; Revised July 6, 2015 ; Accepted July 12, 2015)

Key Words: Gas Foil Bearing(가스포일베어링), Dynamic Characteristics(동특성), Hysteresis loop(이력 곡선)

초록: 최근 회전 시스템의 고속화 경향에 따라 회전체 동역학적 안정성의 중요성이 부각되었다. 고속회전 시스템에 적용되는 가스베어링의 동특성을 규명하는 것은 회전체의 거동을 예측하는데 상당히 중요하다. 본 연구에서는 대표적인 가스베어링인 가스포일베어링의 범프 구조에 대하여 가진실험을 수행하고 가진 주파수에 따른 동특성을 측정하였다. 실험 결과, 범프 구조의 강성은 주파수에 따라 증가하였고 감쇠는 감소하였다. 또한, 가압 조건에서의 동특성은 범프 구조의 동특성 보다 낮은 값을 가졌다. 본 실험을 통해 범프 구조의 주파수 의존 동특성의 경향을 파악하였으며 가스포일베어링의 동특성에 윤활막이 미치는 영향에 대해 확인하였다. 또한 두 가지 동특성 계산 방법을 제시하여 실험결과를 통해 효과 적인 동특성 계산 방법에 대해 비교 고찰하고 범프 구조와 윤활막의 동특성을 비교 하였다.

Abstract: Recently, the importance of rotordynamic stability has been increased because of the tendency to employ ultra-high speeds in rotating machinery. In particular, the dynamic characteristics of gas bearings for high-speed rotating machinery need to be identified at various excitation frequencies to predict the rotor's behavior. In this study, we perform dynamic loading tests for gas-foil bearings (GFBs) to determine the bump foil structure and an air-film combined bump-foil structure for varying excitation frequencies. We calculate the dynamic characteristics from the measured force and displacement data. The air film is generated by a pressurized air supply. Based on the results, the stiffness coefficients of the bump structure and the air-film combined bump structure increased, while the damping coefficients decreased at increasing excitation frequencies. Further, the stiffness and damping coefficients of the air-film combined structure show lower values than those of the bump structure. Consequently, we identify the frequency-dependent dynamic characteristics of the bump structure and the effect of gas film on the dynamic characteristics of GFBs. Furthermore, to reveal the effectiveness of the proposed method, we perform experiments and discuss two methods of extracting the dynamic characteristics from the measured data.

1. 서 론

최근 터보기계, 모터발전기 등 에너지 산업의

핵심 요소인 회전체 시스템의 고속화 경향에 따라 고속에서 회전체 동역학적 안정성은 베어링 요소 개발과 함께 매우 중요하다. 일반적인 고속 회전체 시스템은 구름베어링이나 오일 베어링 등이 주로 사용되고 있지만, 부가적인 오일 순환 시스템(펌프, 냉각기, 필터, 오일 등)을 필요로 하고, 높은 유지 비용과 시스템 크기를 증가시키므로, 비

† Corresponding Author, khsim@seoultech.ac.kr

© 2015 The Korean Society of Mechanical Engineers

출력 향상을 위하여 고속화, 경량화 되어 가고 있는 고속 회전 시스템의 추세에 맞지 않다.⁽¹⁾

반면, 가스 베어링(Gas bearing)은 비접촉식 윤활로 인하여 저마찰, 반영구적 사용의 장점이 있으며, 부가 순환 시스템이 불필요하므로 콤팩트 소형화가 가능하여 초고속 무급유 회전체 시스템의 핵심 윤활 기술로 받아들여 진다.

대표적인 가스베어링인 범프형 가스 포일 베어링(Bump-type gas foil bearing, GFB)은 Fig. 1 과 같이 회전축과 베어링 표면 사이의 베어링 틈새(Bearing clearance)에 형성된 공기 윤활층(Gas film)에서 회전축의 자중에 의해 발생하는 웨지(Wedge) 형상에 의해 생성된 압력으로 회전축을 지지하는 동압 베어링(Hydrodynamic bearing)이다.^(2,3) GFB 는 탑포일(Top foil)과 범프 포일(Bump foil)로 구성되며, 탑포일은 베어링 표면을 형성하고, 아치 형태의 범프 포일은 탄성 지지력을 제공한다. 베어링 표면의 탄성 변형은 최소 틈새 구간을 확장하여 하중지지력을 향상하고, 범프 포일의 탑포일 및 베어링하우징 (Bearing housing)과의 건마찰(Column friction) 미끄럼 운동은 감쇠 능력을 향상한다. 하지만 GFB 는 낮은 감쇠의 공기 윤활로 인한 감쇠력이 취약한 구조이므로 위험 속도 이상에서 운전되는 시스템에 적용될 때 위험 속도 근방에서 큰 회전체 진동이 발생할 수 있다. 또한 외부에서의 가진(Excitation) 또는 회전체 동역학적 불안정성(Rotordynamic instability)이 발생할 때 충분한 감쇠를 제공하지 못하므로 시스템의 요구에 따라 최적화된 설계가 필요하다.⁽³⁾ 따라서 고속 회전체 시스템의 회전체 거동을 예측하기 위해서는 베어링의 동특성을 규명하는 것은 상당히 중요하다.

GFB 의 구조 강성은 범프의 아치형 빈 형상에 의해 발생하며 구조 감쇠는 범프 포일과 탑포일/베어링 하우징의 접촉에 의한 건마찰에 의해 발생한다. 그리고 GFB 동특성은 범프 포일 구조뿐만 아니라 베어링 틈새에 형성된 공기 윤활층의 영향을 받는다. 하지만 공기 윤활층이 GFB 동특성에 미치는 영향은 범프 구조에 비해 비교적 작으며, 범프 구조의 강성과 감쇠는 GFB 동특성에 직접적인 영향을 미치는 중요한 요소이다.⁽⁴⁾ 조준현 등⁽³⁾은 범프 구조의 온도에 따른 동특성을 측정하고 해석 결과와 비교하였다. 범프 포일의 1 차원 가진 실험을 통해 동특성을 측정하였으며 실험 결과, 범프 포일 온도가 증가함에 따라 강성 및 감쇠 계수는 감소하였다. 하지만 범프 포일 구조의 주파수 의존 동특성은 측정하지 않았다. 이용복 등⁽⁴⁾은 GFB 의 감쇠 성능 향상을 위해 포일을 구리, 실리

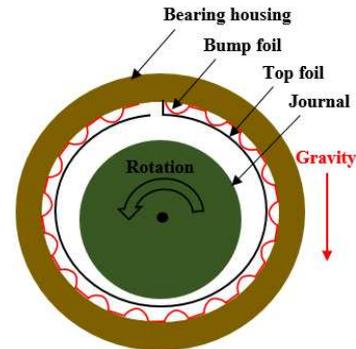


Fig. 1 Schematic of gas foil journal bearing (GFB) with bump structure

콘 그리고 점탄성 물질로 코팅하여 베어링의 2 자유도 가진 실험을 통해 가진 진폭과 주파수에 따른 동특성을 측정하였다. 실험 결과, 강성계수는 구리범프가 가장 높은 값을 가지며 감쇠계수는 점탄성 범프가 가장 높게 나타났다.

Mohsen Salehi 등⁽⁵⁾은 1 자유도 가진 실험을 통해 범프 포일 구조의 가진 주파수, 가진 진폭, 초기 하중에 따른 감쇠 특성을 측정하였으며 1 자유도 운동방정식과 이력감쇠를 이용하여 분석하였다. 실험 결과, 주파수 증가와 가진 진폭 증가에 따라 감쇠는 감소하였으며 초기하중 증가에 따라 감쇠는 증가하였다. 하지만 이용복 등⁽⁴⁾과 Mohsen Salehi 등⁽⁵⁾은 윤활층과 범프 구조를 모두 고려한 동특성을 측정하지 않았다. Luis San Andres 등⁽⁶⁾은 메탈 메쉬 포일 베어링(Metal mesh foil bearing)의 가진 진폭, 주파수에 따른 동특성을 측정하였다. 윤활층이 형성된 조건의 동특성이 구조 동특성보다 낮은 값을 가짐을 실험적으로 확인하였다.

이처럼 많은 연구자들이 범프 구조의 동특성을 규명하기 위해 노력해왔지만 범프 포일 구조와 윤활층의 동특성을 비교 분석하는 연구는 부족한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 범프 구조에 대하여 주파수에 따른 가진 실험을 수행하고 동적 계수 추출법에 대하여 고찰한다. 또한 GFB 동특성에 대한 윤활막 효과를 확인하기 위하여 가압 조건에서 측정하여 구조 동특성과 윤활층의 동특성을 비교 분석한다. 동적 계수 추출법은 운동방정식과 이력 곡선(Hysteresis curve)을 이용하여 비교/고찰한다. 실험 결과는 반복 측정 및 불확도 분석을 통하여 오차범위를 합리적으로 추정하고 실험 신뢰성을 확보하였다.

2. 실험 장치

2.1 장치 구성

Fig. 2 는 GFB 범프 구조의 가진 동특성 측정을 위한 실험 장치의 사진과 개념도를 보여준다.

실험장치는 가진기(Electromagnetic exciter, MB DYNAMICS MODAL 50A), 가진축(Stinger)이 연결된 상부 플레이트(Upper plate)와 시편이 놓여 있는 하부 플레이트(Lower plate), 동하중(Dynamic force) 측정용 포스 센서 (Force sensor, PCB 208C03) 및 와전류형 변위 센서(Eddy-current displacement sensor, BENTLY NEVADA 3300 XL NSV)로 구성된다. 함수발생기(Function generator, AGILENT 33210A)는 일정한 진폭과 주파수의 파형을 생성하여 가진기에 입력하여 동적 힘을 발생한다. 포스 센서는 가진축과 상부 플레이트 사이에 위치하여 가진력을 측정한다. 변위 센서는 상부 플레이트의 양 끝에 고정되어 변위를 측정하며, 시편이 정확하게 상하 진동하도록 확인한다. 변위 센서는 파워 서플라이(RDP-305AU)에 의해 구동되며, 가진기는 파워 앰프(MB DYNAMICS 500V)에 의해 구동된다. 센서의 신호는 데이터취득장치(DAQ, NI USB6341)를 이용하여 수집 및 기록한다.

Fig. 2(b-c)는 가진 실험장치의 상세 구성과 개념도를 보여준다. 구조 동특성 실험장치는 시편에 압력을 형성하지 않으며, 가압 동특성 실험은 공기 압축기(Air compressor)와 레귤레이터(Regulator)를 설치하고, 공기 공급 호스(4 개)를 상부 플레이트에 연결하여, 시편의 표면에 정압(Hydrostatic pressure) 공기층을 형성한다.

2.2 실험 시편

가스 포일 베어링은 Fig. 1 과 같이 탑포일/범프 포일 구조가 원형으로 베어링에 적용된다. 범프 구조의 동특성을 측정하기 위하여 Fig. 3 과 같이 평면 형태의 범프 구조 시편에 대하여 가진 실험을 진행한다.

범프 구조의 재료는 고온 소재인 인코넬(Inconel X-750)이며 범프 포일의 두께는 0.127 mm, 탑 포일의 두께는 0.147 mm 이다. 탑 포일은 회전체와의 마찰을 줄이기 위해 몰리브덴(MoS₂)가 0.02 mm 두께로 코팅되어 있다. 범프 높이와 피치(Pitch)는 0.5 mm, 4.57 mm 이다. 시편의 주요 재료 및 형상 정보는 Table 1 에 정리되어 있다.

Table 1 Shape information of bump structure

Bump pitch	4.57 mm
Bump half length	1.81 mm
Bump height	0.50 mm
Bump foil material(heat treated)	Inconel X-750
Bump foil thickness	0.127 mm
Top foil area	36.5mm × 36.5 mm
Top foil thickness (including MoS ₂ coating 0.02 mm)	0.147 mm

3. 동적 특성 계산

3.1 동특성 계산 방법

Fig. 4 는 본 실험의 베어링 구조와 공기층을 각각 스프링(Spring)과 감쇠기(Damper)로 모델링한 1 자유도 진동 시스템과 등가 진동시스템이다. 가압 동특성 실험에서 강성은 공기층의 강성과 시편 구조 강성이 연성되어 있으며 감쇠는 공기층의 감쇠와 시편의 구조 감쇠가 연성되어 있다. 직렬 연결

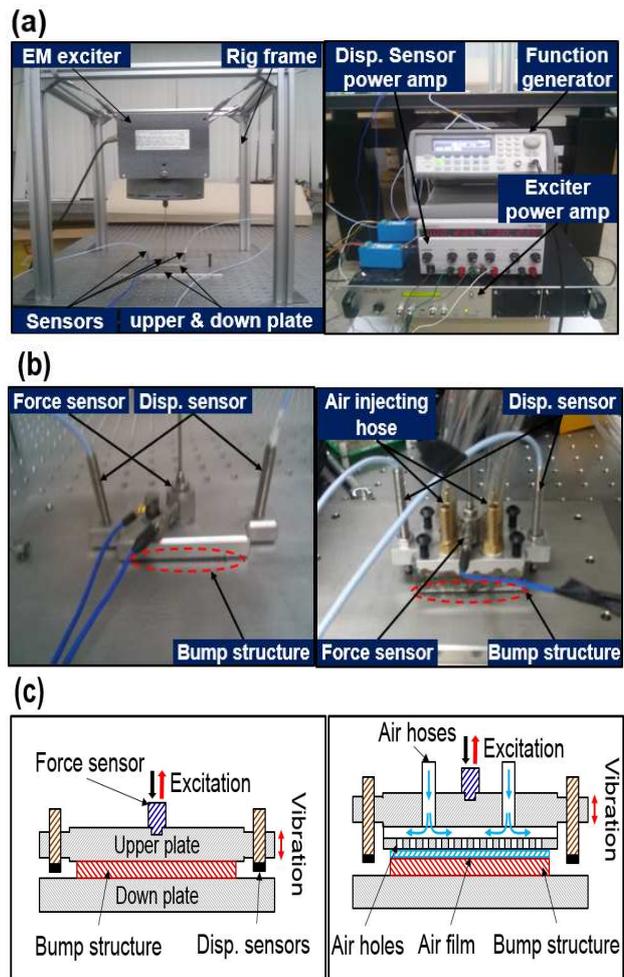


Fig. 2 Configuration of dynamic loading test setup: (a) overall test rig, (b) detail view and (c) schematic of structural dynamic test (left) and air-injecting dynamic test (right)



Fig. 3 Photo of test GFB (left) and geometry of bump structure (right)

된 스프링과 감쇠기를 조합하면 1 자유도 등가 시스템으로 모델링 할 수 있다. 진동 시스템에서의 질량(m)은 상부 플레이트, 변위센서, 포스 센서, 가진축의 운동 요소(가진축)의 합이며, 시편의 질량은 상대적으로 매우 작기 때문에 무시한다. 참고로 구조 가진 실험의 경우는 윤활층의 동특성 효과가 제외된다.

1 자유도 등가 진동 시스템의 운동방정식은 질량의 관성력과 점성 감쇠력 및 스프링 힘의 평형을 고려하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m\ddot{x} + C_x\dot{x} + k_x x = F_0 \cos \omega t \quad (1)$$

여기서 등가의 강성과 감쇠는 다음과 같다. 구조 강성(k_{str})과 감쇠(C_{str}) 측정을 위한 구조 가진 실험은 공기층의 강성(k_{air})과 감쇠(C_{air})를 무시한다.

$$\begin{aligned} 1/k_x &= 1/k_{air} + 1/k_{str} \\ 1/C_x &= 1/C_{air} + 1/C_{str} \end{aligned} \quad (2)$$

진동시스템의 변위에 대한 수학적 정상상태 응답(Steady state response)은 식 (3)와 같다.

$$\begin{aligned} x(t) &= |X| \cos(\omega t - \phi) \\ |X| &= \frac{F_0}{\sqrt{(k_x - m\omega^2)^2 + (C_x\omega)^2}}, \quad \phi = \tan^{-1}\left(\frac{C_x\omega}{k_x - m\omega^2}\right) \end{aligned} \quad (3)$$

여기서, $|X|$, ϕ 는 각각 응답 진폭과 가진력-변위 사이의 위상각이다.

동적 강성계수와 감쇠계수는 식 (3)의 응답 진폭과 위상각의 정의를 연립하여 다음과 같이 구한다.

$$k_{x,governing} = m\omega^2 + \frac{F_0}{|X|} \cos(\phi) \quad (4)$$

$$C_{x,governing} = \frac{F_0}{|X|\omega} \sin(\phi) \quad (5)$$

진동 증폭률(Magnification factor), 즉 정적 진폭에 대한 동적 진폭의 비율을 나타내는 무차원(non-dimensional) 진폭은 응답 진폭에 진동수비($r = \omega/\omega_n$)를 도입하여 다음과 같이 정리된다.

$$\frac{|X|}{F_0/k_x} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (6)$$

여기서 $\zeta = c_x/\sqrt{4mk_x}$ 는 감쇠비이다. 증폭률과 위상각을 통해 공진 현상을 측정 및 분석할 수 있다. 점성 감쇠 시스템에서 1 주기 동안 감쇠에 의해 소산된 에너지 ΔE_v 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta E_v &= \oint F_{damping} dx \\ &= \int_0^{2\pi/\omega} C_x \dot{x} \frac{dx}{dt} dt = \pi C_x \omega |X|^2 \end{aligned} \quad (7)$$

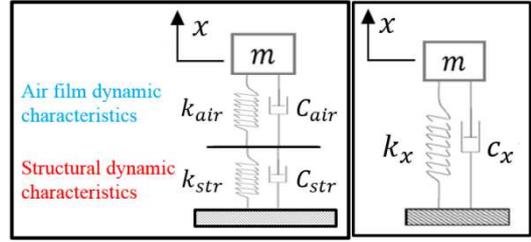


Fig. 4 Schematic of vibration model of GFB with air film (left) and equivalent stiffness and damping coefficients (right)

손실 계수는 정상상태에서 단위 각도(라디안)당 감쇠에 의해 소산되는 에너지와 강성에 의해 시스템에 저장되는 에너지의 비로 나타낸다.⁽⁸⁾ 재료학 분야에서는 주로 감쇠 성능을 손실 계수(Loss factor)를 이용하여 표현한다.

$$\eta = \frac{\Delta E_v}{2\pi W} \quad (8)$$

여기서 ΔE_v 는 한 주기당 감쇠에 의해 소산되는 에너지이며, W 는 강성에 의해 시스템에 저장되는 최대 에너지로서 다음과 같다.

$$W = \frac{1}{2} k_x |X|^2 \quad (9)$$

여기서 $|X|$ 는 최대변위이다.

3.2 실험 불확도 분석(Uncertainty analysis)

본 실험에서는 실험 결과의 신뢰성을 확보를 위하여 각 실험조건에 대하여 10 회 반복 측정하고, 평균 및 표준편차를 구함으로써 불확도 분석을 수행하였다. 각 실험조건에서 표본 평균(\bar{y})은 다음과 같다.

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad (10)$$

여기서 y_i 는 표본이며 n 은 반복 측정 횟수이다. 표본의 표준편차는 정규분포를 따른다고 가정하면 다음과 같다.

$$S_y = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (11)$$

표준 정규분포의 $p\%$ 신뢰 구간에서 측정값(y)에 대한 불확도는 다음과 같다.⁽⁹⁾

$$\bar{y} - t_{v,p} \frac{S_y}{\sqrt{n}} \leq y \leq \bar{y} + t_{v,p} \frac{S_y}{\sqrt{n}} \quad (12)$$

여기서 $t_{v,p}$ 는 유한 측정수에 대한 가중함수이며 v , p 는 각각 표본 집합의 자유도, 신뢰구간이다. 본

연구에서는 표본 집합의 자유도는 9 이며 신뢰구간은 95%(가중합수 2.26)이다.⁽⁹⁾

4. 실험 결과

4.1 실험 과정

시편에 가해지는 가진력과 시편에 발생하는 변위를 1 개의 포스센서와 2 개의 변위센서로 측정 및 기록한다. 측정된 가진력과 변위는 푸리에 급수(Fourier series)를 이용하여 회귀분석(Regression analysis)을 한다. 참고로 두 측정 변위의 진폭과 위상각이 다를 경우 정확하게 시편이 상하진동을 하지 않고 회전 운동(Tilting motion)을 하는 것을 의미한다. 따라서 본 실험에서는 실험의 정확성을 위해 두 변위 신호가 최대한 일치하도록 하여 실험을 진행하였다.

Fig. 5 과 Table 2 는 GFB 구조 동특성 실험 중 가진 주파수 150 Hz, 변위 진폭 ~30 μm 일 때 회귀분석 결과의 일부를 나타내었다. 각 측정 데이터의 회귀 설명력(R-square)은 0.99 로 회귀 곡선이 측정 데이터를 99%로 설명함을 의미한다. 또한 두 변위 회귀 곡선의 진폭(30 μm 기준)과 주파수(150 Hz 기준) 상대오차는 각각 3.00%, 0.20%이며, 두 변위 회귀 곡선의 위상각의 차이는 3.72°로 상당히 작은 오차를 보인다. 따라서, 가진되는 상부 플레이트는 수직 선형운동으로 가정된다. 모든 실험에서 진폭은 30 μm 를 갖도록 조절하였다.

4.2 구조 동특성 실험

뱀프 구조에 대하여 가압에 의한 공기층 형성이 없는 조건에서 시편의 구조 동특성을 측정하였다 (Fig. 2(b), 좌측). 가진 진폭을 ~30 μm 로 일정하게 유지하면서, 가진 주파수를 50 Hz – 250 Hz로 증가하였다.

Fig. 6 은 뱀프 구조의 가진 주파수에 대한 증폭율과 위상각을 나타낸다. 일반적으로 진동 시스템에서 공진점에서 위상각은 90°가 되며 증폭율은 최대가 된다.⁽¹⁰⁾ 즉 작은 동적 하중에 큰 변위가 발생한다. 뱀프 구조는 약 78 Hz에서 공진 현상이 발생했으며 이때 위상각은 약 90°이며 증폭율은 1.58 이다(Fig. 6). 하지만 최대 증폭율은 90 Hz에서 1.89 이며 공진주파수 보다 높은 주파수에서 발생한다. 이는 가진 진폭을 일정하게 유지하며 실험을 하였기 때문에 주파수 증가에 따라 가진 가속도¹가 증가하고, 결과적으로 가진 에너지가 주파

수 증가에 따라 증가했기 때문이다. 따라서, 뱀프 구조의 유의미한 실험구간은 공진주파수 이후 약 100 Hz 이상이다.

Fig. 7 는 뱀프 구조의 동적 강성 및 감쇠의 주파수에 따른 경향과 오차를 나타낸다. 강성계수는 가진 주파수가 공진점(78 Hz)으로 접근할 때 감소하며 공진점 이후에서는 가진 주파수 증가에 따라 증가하는 경향이다. 이는 뱀프 포일의 불연속

Table 2 Results of regression analysis for GFB at 150 Hz

R-square	Dynamic force	0.99
	Displacement (left)	0.99
	Displacement (right)	0.99
Error of two displacements	Amplitude	3.00%
	Frequency	0.20%
	Phase angle	3.72°

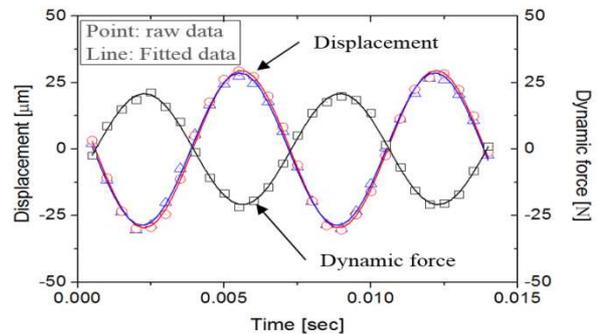


Fig. 5 Measured raw data and fitted curve of dynamic force and displacements for GFB at frequency of 150 Hz and controlled displacement of ~30 μm

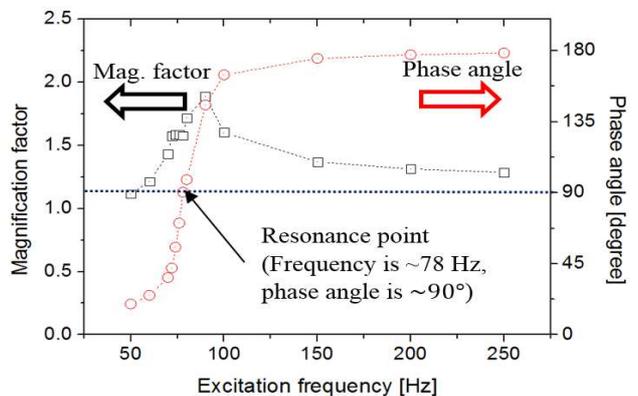


Fig. 6 Measured magnification factor and phase angle between dynamic force and displacement for bump structure at various excitation frequency (no air injection)

¹ 가진 가속도 = $|X|\omega^2$

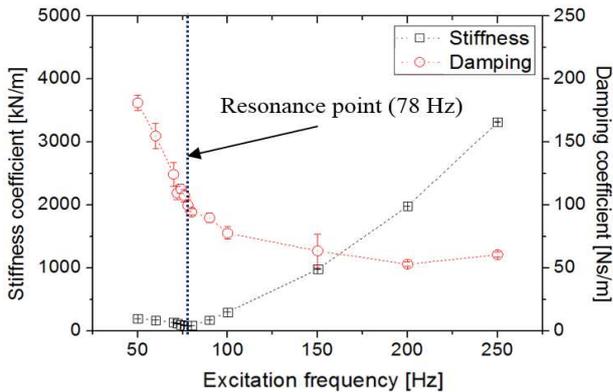


Fig. 7 Estimated dynamic stiffness and damping coefficients for bump structure at various excitation frequency (no air injection)

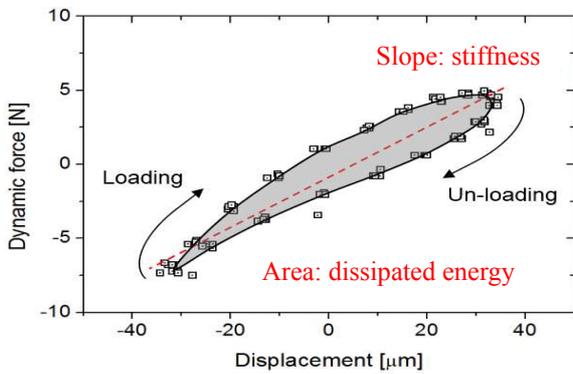


Fig. 8 Hysteresis loop for GFB structure at frequency of 50 Hz and controlled displacement of ~30 μm during five dynamic loading-unloading

미끄러짐 현상, 즉 슬립- 스틱(Slip-Stick)⁽⁵⁾ 현상에서 스틱(Stick)이 지배적으로 발생하여 강성이 증가하는 것으로 판단된다. 참고로 공진점에서 강성이 낮은 것은 작은 힘에도 큰 변위가 발생하는 것을 의미한다. 그리고 감쇠계수는 가진 주파수 증가에 따라 감소하는 경향이다. 이는 범프 포일의 스틱(Stick)의 증가로 인한 슬립(Slip)의 감소에 기인하는 것으로 사료된다.

4.3 이력 곡선 계산법과 비교

재료 또는 구조의 동적 특성 규명은 지배방정식에 의한 계산과 더불어 이력곡선(Hysteresis loop)을 이용한 방법이 있다. 일반적으로 재료의 이력 감쇠(Hysteresis damping)는 재료의 변형 시 결합 구조의 여러 평면 간의 내부 마찰에 의한 에너지 소산에 기인한다.⁽¹⁰⁾ 또한, 유의미한 감쇠가 포함된 구조에서는 하중-변형 곡선에서 감쇠 에너지 소산에 의하여 곡선 내부의 면적이 발생하면서 루프(loop)를 형성한다. Fig. 8 은 구조 동특성 실험 중 가진 주파수가 50 Hz 일 때 측정된 힘과 변위를

통해 나타낸 이력곡선이다. 곡선의 기울기는 가해진 힘의 변형에 대한 비율, 즉 강성계수를 나타내며, 곡선의 면적은 1 사이클 동안 이력 감쇠에 의해 소산된 에너지 (ΔE_h)를 의미하고, 다음과 같이 정의된다.⁽¹⁰⁾

$$\Delta E_h = \pi k_x \beta |X|^2 \quad (8)$$

여기서 β 는 이력 감쇠 상수(Hysteretic damping constant)이다.

등가 감쇠 상수는 점성 감쇠에 대한 에너지 손실과 이력 감쇠의 에너지 손실을 수식화하여 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \pi C_{eq} \omega |X|^2 &= \Delta E_h \\ C_{eq} &= \frac{\Delta E_h}{\pi \omega |X|^2} \end{aligned} \quad (9)$$

본 절에서는 지배방정식 접근방법과 이력 곡선 접근방법으로 계산한 구조 동특성 실험 결과를 비교 분석하여 효과적인 계산 방법에 대해서 고찰한다.

Fig. 9 은 지배방정식 접근방법(Governing 표시)과 이력곡선 접근방법(Hysteresis 표시)으로 계산한 강성과 감쇠계수이다. 강성은 지배 방정식 접근방법 결과가 이력 곡선 접근방법 결과보다 큰 값을

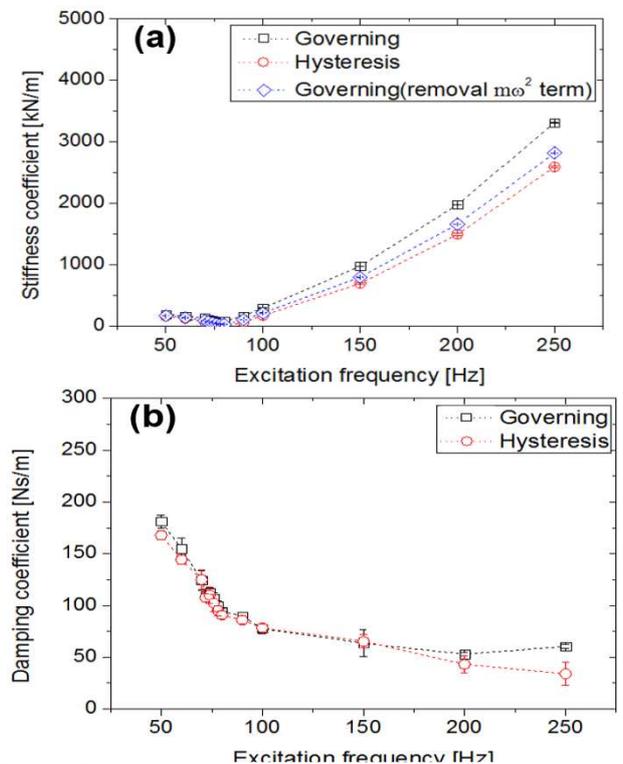


Fig. 9 Estimated dynamic (a) stiffness and (b) damping coefficients from governing equation approach and hysteresis curve approach for bump structure at various excitation frequency (no air injection)

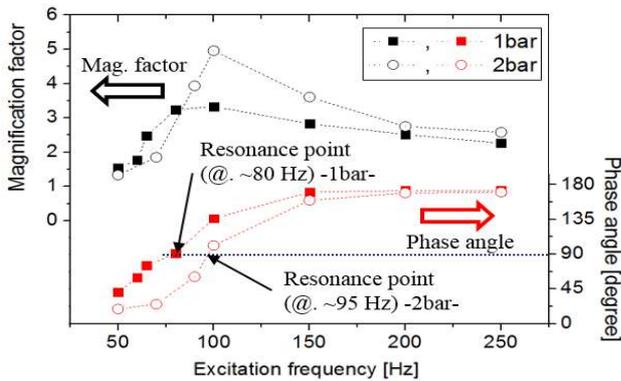


Fig. 10 Measured magnification factor and phase angle for test GFB at various excitation frequency with air injection (gauge pressure: 1 bar and 2 bar)

가진다. 하지만 관성효과($m\omega^2$)를 제거한 지배방정식 접근방법 결과는 이력 곡선 접근방법과 비교적 비슷한 값을 가진다. 이는 이력 곡선 접근방법의 경우 동적 힘과 변위만을 이용하여 강성을 계산하지만 지배방정식 접근방법의 경우는 동적 힘과 변위 이외에 질량과 가진 주파수 항이 추가로 고려되기 때문에 과대 평가된 것으로 보인다. 그리고 감소는 관성항이 존재하지 않으므로, 계산방법에 따른 차이가 비교적 작다. 따라서, 지배방정식 방법의 관성효과를 제거한 강성/감쇠계수는 이력 곡선 방법과 동등한 값을 가짐을 알 수 있다.

4.4 가압 동특성 실험 및 윤활막 특성 추정

본 실험은 가스 베어링의 공기 윤활막을 모사하기 위하여 시편에 압축 공기를 공급하여 공기층을 형성한 조건에서 구조와 공기층의 복합 동특성을 측정하였다(Fig. 2(b), 우측). 압축기 출구 게이지압력은 1 bar, 2 bar 이다. 가진 진폭과 가진 주파수는 구조 동특성 실험과 동일하다.

Fig. 10 는 범프 구조에 대하여 가압 조건에서 가진 주파수 증가에 따른 증폭율과 위상각을 나타낸다. 압력 1 bar 조건의 공진점은 약 80 Hz 이며, 이때 증폭율과 위상각은 각각 3.23, 91°이다. 압력 2 bar 조건의 공진점은 약 95 Hz 로 측정되었다. 전체적으로 압력 증가로 인하여 공진주파수와 증폭율이 증가함을 알 수 있다.

Fig. 11 는 범프구조에 대하여 가압 조건에서 측정된 범프 구조와 윤활막의 직렬 연결된 등가의 강성계수와 감쇠계수를 보여주고, 구조 동특성과 비교한다. 강성계수는 공진점에서 최소가 되며 이후 가진 주파수 증가에 따라 증가하는 경향이다. 또한 가압 조건의 강성계수는 공기층과 구조의 연성(Coupling)으로 크게 감소함을 확인할 수 있다.

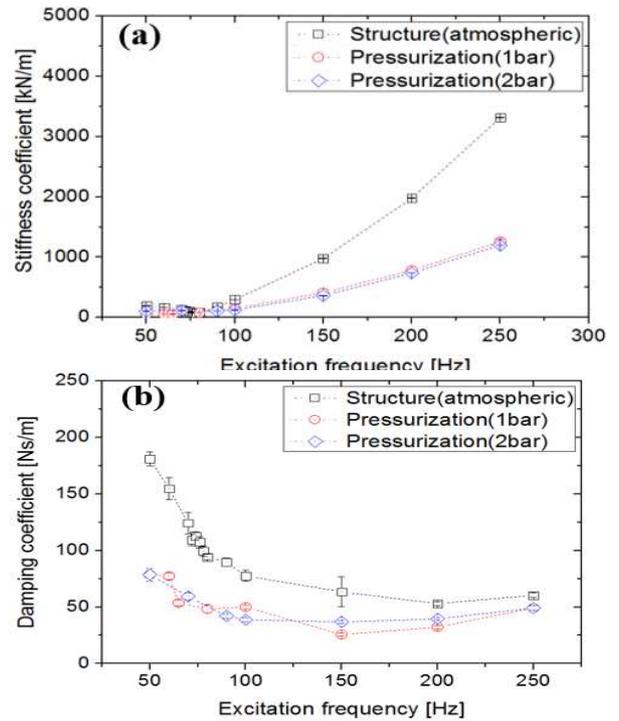


Fig. 11 Estimated dynamic (a) stiffness and (b) damping coefficients from governing equation approach for test GFB at various excitation frequency with air injection (gauge pressure: 1 bar and 2 bar)

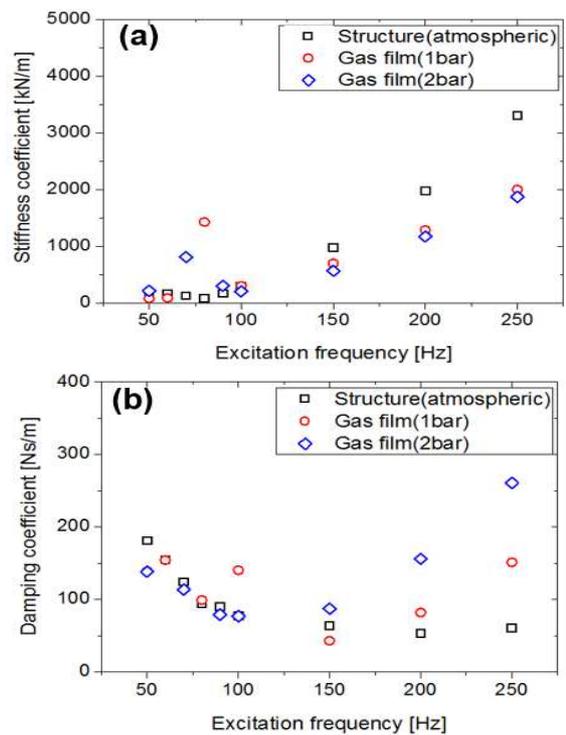


Fig. 12 Estimated dynamic (a) stiffness and (b) damping coefficients of air film of test GFB at various excitation frequency with air injection (gauge pressure: 1 bar and 2 bar)

일반적으로 공기층 압력에 의한 강성은 재료의 구조적 강성보다 낮다. 반면, 압력 크기에 따른 강성의 차이는 크지 않다. 감쇠계수는 구조 감쇠에 대하여 크며 감소한다. 이는 물리적으로 공기층이 가진 진동을 흡수하여 범프 구조의 변형량을 감소 시킴으로써 범프 가압 크기에 따른 감쇠의 차이는 크지 않다. 구조의 슬립(Slip)이 감소한 것에 기인한다. 반면 가압 크기에 따른 감쇠의 차이는 크지 않다.

범프 구조와 상부 플레이트 사이에 형성된 윤활막의 동특성은 식 (2)을 통해서 계산이 가능하다. Fig. 12 은 범프 구조와 직렬 연결된 윤활막의 강성계수와 감쇠계수를 나타낸다. 범프 구조 강성(k_{str})과 감쇠계수(C_{str})는 구조 가진 실험에서 측정된 값을 사용하였으며 등가 강성(k_x)과 감쇠(C_x)는 Fig. 11 에 나타난 가압조건에서 측정된 값을 사용하였다. 공진 현상을 지난 100 Hz 이상에서 강성계수는 범프 구조가 윤활막보다 ~80% 큰 값을 가진다. 그리고 감쇠계수는 100 Hz 이상에서 윤활막이 범프 구조보다 큰 값을 가진다. 특히 1 bar, 2 bar 조건의 윤활막은 250 Hz 에서 범프 구조보다 각각 158%, 330% 높은 값을 가진다. 실제 범프-공기 복합층에서 가진 변위는 공기층에서 상당 부분 흡수되고 범프 구조의 변위는 감소한다. 따라서, 구조 실험을 통하여 측정된 강성/감쇠계수를 이용하여 추정된 공기층의 강성 및 감쇠값은 오차를 가질 수 있다. 하지만, 감쇠계수는 압력 증가에 대하여 증가함을 알 수 있다. 특히 공기층은 범프 구조에 비하여 상당한 수준의 강성/감쇠계수를 가진다. 이는 GFB 이 실제 회전 기계 시스템에 적용될 때, 윤활막의 압력 크기에 따라 회전체의 거동이 크게 변할 수 있음을 암시한다.

5. 결론

본 연구에서는 공기 포일 베어링(GFB)의 범프 구조에 대하여 다양한 주파수에서 공기층 조건에 따라 동적 가진 실험을 진행하여 주파수에 따른 강성 및 감쇠의 동적 특성을 측정하였다. 측정 힘과 변위로부터 동특성을 추출하는 두 가지 동특성 계산 방법(지배방정식 접근방법과 이력곡선 접근방법)을 실험 결과를 기반으로 비교 및 고찰하였다. 또한 공기층 유무에 따른 범프 구조의 동특성을 측정하고 비교/분석하였다. 본 연구를 통해 도출한 결과는 다음과 같다.

(1) 범프 구조의 강성은 주파수에 따라 증가하며 감쇠는 감소하는 경향이다. 이는 주파수 증가에

따라 범프 구조와 고정 플레이트 사이의 미끄러짐 현상의 변화, 즉 범프 슬립 감소 및 스틱 증가의 영향으로 판단된다.

(2) 지배방정식과 이력곡선 접근법에 의한 강성계수의 계산은 지배방정식을 이용할 경우 관성항에 의해 과대 평가되며 감쇠계수는 비슷한 값을 가진다. 따라서, 지배방정식 접근법을 사용할 경우 관성항에 대한 보정을 필요로 한다

(3) 가압 조건의 공기층과 연성된 범프 구조의 강성과 감쇠계수는 범프 구조 단독의 동특성에 비해 작은 값을 가진다. 분석 결과, 가압된 공기층의 동특성은 기체라는 특성에도 불구하고 범프 구조에 대하여 의미있는 크기를 가진다. 이러한 결과는 실제 GFB 에서 가장 높은 압력을 가지는 최소 윤활막 영역에서 윤활 압력의 크기에 따라 회전체 동역학적 성능 변화가 크게 발생할 수 있음을 암시한다.

후 기

이 논문은 2015 년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 연구되었음(NRF-2015R1A1A1007257).

참고문헌 (References)

- (1) Lee, Y.-B., 2012, "Trends of Rotor Dynamics and Tribology Element," *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, Vol. 14, No. 2, pp. 80~84.
- (2) Heshmat, H., Shapro, W. and Gray, S., 1981, "Development of Foil Journal Bearings for High Load Capacity and High-Speed Whirl Stability," *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 104, No. 2, pp.149~156.
- (3) Jo, J.-H., Kim, C.-H. and Rhim, Y.-C., 2005, "A Study on the Dynamic Characteristics of Bump Foils Considering Coulomb Friction Damping in Air Foil Bearing," *Journal of the KSTLE, 41th Conference and Annual General Meeting*, pp.100~106.
- (4) Lee, Y.-B., Kim, T.-H., Kim, C.-H., Lee, N.-S. and Dong-Hoon Choi, 2002, "An Experimental Study on the Structural Dynamic Coefficients of Self-Acting Compliant Foil Journal Bearings," *Journal of the KSTLE*, Vol. 18, No. 1, pp.42~48.
- (5) Salehi, M., Heshmat, H. and Walton, J. F., 2003, "On the Frictional Damping Characterization of Compliant Bump Foils," *Journal of Tribology*, Vol.125, No.4, pp.804~813.
- (6) Andres, L. S. and Chirathadam, T. A., 2011, "Metal Mesh Foil Bearing: Effect of Motion Amplitude, Rotor

- Speed, Static Load, and Excitation Frequency on Force Coefficients,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 133, No. 12, pp.122503(10 pages).
- (7) Zhang, D., Scarpa, F., Ma, Y., Hong, J. and Mahadik, Y., 2014, “Dynamic Mechanical Behavior of Nickel-Based Superalloy Metal Rubber,” *Journal of Materials & Design*, Vol.56, April, pp.69~77.
- (8) Carfagni, M., Lenzi E. and Pierini M., 1998, “The Loss Factor as a Measure of Mechanical Damping,” *Proceedings of the 16th International Modal Analysis Conference*, Vol. 3243, pp.580(5 pages).
- (9) Figliola, R. S. and Beasley, D. E., 2010, “Theory and Design for Mechanical Measurements,” 4th edition, John Wiley & Sons, Inc., New York, pp.133~155.
- (10) Inman, D. J., 2012, “Engineering Vibrations,” 3rd edition, Pearson Education Korea, inc., Richard S. Figliola, Donald E. Beasley, 2010, “Theory and Design for Mechanical Measurements,” 4th, Seoul, pp.116~260.