

능동 자기예압 공기베어링 스테이지의 진동감쇠 제어

Active Damping Control of an Air Bearing Stage with Magnetic Preloads

노승국^{1,✉}, 김수현², 곽윤근², 박천홍¹
Seung-Kook Ro^{1,✉}, Soohyun Kim², Yoonkeun Kwak², and Chun Hong Park¹

1 한국기계연구원 첨단생산장비연구본부 (Division of Advanced Manufacturing System Research, Korea Institute of Machinery and Materials.)

2 한국과학기술원 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology.)

✉ Corresponding author: cniz@kimm.re.kr, Tel: +82-42-868-7115

Manuscript received: 2013.10.1 / Accepted: 2013.11.19

In this paper, we proposed an air bearing stage with active magnetic preloads in vertical directions compensating motion errors and attenuating vibrations to improve dynamic characteristics. This preloaded design gives simpler configuration of the stage, and active control of preload can be used for compensating motion errors by feedforward method. To improve dynamic characteristics, vibration of the table is monitored by an accelerometer, and controlled by a DSP based digital controller with integrator and band pass filters for suppressing roll and pitch vibration modes. The modes were evaluated by measuring frequency response functions, and compared with compensated responses. This showed effective results for suppressing poorly damped regenerative vibration of air bearings.

Key Words: Air Bearing Stage (공기베어링 스테이지), Magnetic Preloads (자기예압), Active Damping (능동 감쇠), Pneumatic Hammering Suppression (공압해머링 감쇠)

1. 서론

초정밀 스테이지를 적용함에 있어서, 이송정밀도와 운동오차 등의 정밀도는 대부분 거의 정적인 특성을 기준으로 평가되지만, 실제 작동환경에서는 진동, 가감속 특성 등과 같은 동적인 특성도 매우 중요하게 된다. 특히, 공기베어링 스테이지의 경우, 작동 조건에 따라서는 공기베어링의 감쇠비가 매우 낮아져, 가감속 구간에서 공진이 존재하거나 심한 경우 재생진동(Self-excited vibration)이 발생하여 문제점을 일으킬 수 있다. 따라서 이러한 공기베어링의 동특성에 대해서는 이론 및 해석적으로 많은 연구가 진행되어 있으며, 1자유도 시스템에 대하여 능동적으로 동특성을 향상시키는 방법에 대한 연구는 일부 진행된 바 있다.¹

본 연구의 저자들을 포함하여, 공기베어링의 이송시 운동오차를 능동적으로 보상하기 위하여, 전자기 액츄에이터를 포함하거나, 피에조 액츄에이터를 포함하여 능동보상을 시도한 연구가 다수 진행된 바 있다.²⁻⁶ 본 연구에서는 동적인 운동오차, 즉 진동을 감쇠시키기 위한 능동 제어 시스템을 제안하였다. 테이블의 동특성 중에서 공기베어링의 낮은 감쇠 특성에 의해 생기는 3개의 강제 모우드에 대한 능동 감쇠를 수행하였으며, 이를 위하여 진동을 측정할 수 있는 가속도계를 테이블에 추가로 장착하고, 모우드 해석을 통하여, 진동모우드를 추출하고, 다자유도 케환제어를 통해 동적 안정성을 개선하고자 하였다.

본 논문에서는 이러한 능동 진동제어시스템의 적용을 실제 실험위주로 나타내었다. 능동 진동제

어를 위한 시스템 셋업을 설명하고, 고유 동특성의 해석과 실험적 특성 분석에 대해 설명하였다. 다음으로, 진동을 능동 감쇠시키기 위하여 가속도계를 장착하고, 컨트롤러 내에서 속도로 변환을 위한 적분기와 각각의 대역통과 필터(Band-pass filter)를 적용한 시스템과 실험결과를 나타내었다. 특히 급기 압력이 높은 경우 발생하는 공기베어링의 자체 진동을 감쇠시키는 실험을 수행하였다.

2. 공기베어링 테이블의 능동 진동제어

공기베어링으로 지지되어 있는 테이블에 대하여 테이블을 강체로 가정하고 수직방향에 관련된 3개의 자유도 만을 고려할 때, Fig. 1 및 Fig. 2와 같은 스테이지에 대하여 Fig. 3과 같은 형태로 단순화하여 모델링 할 수 있다. 즉, 공기베어링을 선형 스프링으로 가정할 때, 공기베어링에 의한 테이블은 기본적으로 3개의 진동 모우드를 갖게 된다. 만약 각 공기베어링 패드의 강성이 모두 균일하다고 할 경우, 3개의 모우드는 각각 수직방향(z) 운동, 피치 운동(θ_y), 롤 운동(θ_x)으로 나타나게 된다.⁷

각각의 고유진동수는 완벽한 대칭을 가정하였을 때, 다음의 (1)~(3) 같이 계산될 수 있다. 실제로는 테이블의 강성 분포와 질량분포에 따라 자유도간 연성이 있을 수 있고, 각 공기베어링 패드의 강성차이에 따라 정확히 수직과, 피치, 롤 운동으로 정확히 분리되지는 않는다. 이러한 일반적인 경우에는 3자유도의 행렬식을 이용하여 식(4)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\omega_{n_z} = \sqrt{\frac{K_{tz}}{m_t}} = \sqrt{\frac{8k_a}{m_t}} \quad (1)$$

: natural frequency of vertical motion [rad/sec]

$$\omega_{n_{\theta_y}} = \sqrt{\frac{K_{t\theta_y}}{I_{yy}}} = \sqrt{\frac{40l_{xa}^2 k_a}{I_{yy}}} \quad (2)$$

: natural frequency of pitch motion [rad/sec]

$$\omega_{n_{\theta_x}} = \sqrt{\frac{K_{t\theta_x}}{I_{xx}}} = \sqrt{\frac{8l_{ya}^2 k_a}{I_{xx}}} \quad (3)$$

: natural frequency of roll motion [rad/sec]

$$\mathbf{M}_t \ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K}_t \mathbf{q}(t) = \mathbf{B}_m \mathbf{F}_m(t) \quad (4)$$

여기서 \mathbf{M}_t , \mathbf{K}_t 는 각각 관성 및 강성 행렬(3×3)

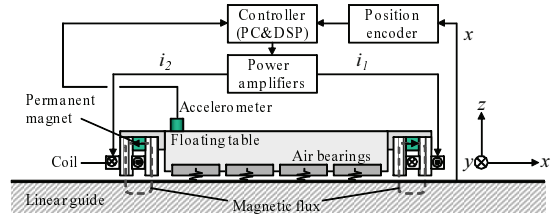


Fig. 1 Air bearing stage with active magnetic preloads for static and dynamic motion control

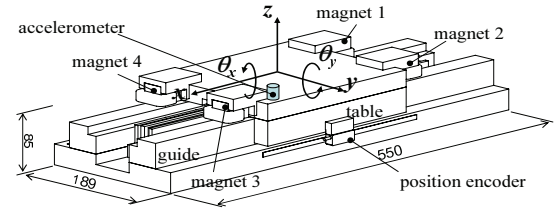


Fig. 2 1-Axis air bearing stage with active magnetic preloads

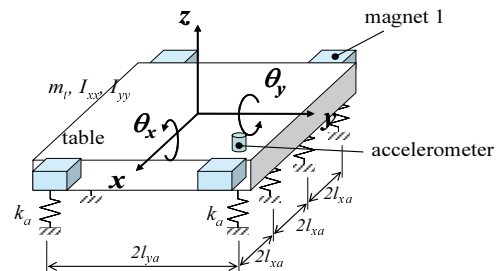


Fig. 3 Dynamic model of the air bearing table

이며, \mathbf{B}_m 은 전달 행렬(3×4)이며, $\mathbf{q}(t)$ 와 $\mathbf{F}_m(t)$ 는 각각 변위 및 magnet 1~4의 가진력으로 다음과 같다.

$$\mathbf{q}(t) = \begin{Bmatrix} z_t(t) \\ \theta_{y_t}(t) \\ \theta_{x_t}(t) \end{Bmatrix}, \quad (5-1)$$

$$\mathbf{F}_m(t) = \begin{Bmatrix} f_{m1}(t) \\ f_{m2}(t) \\ f_{m3}(t) \\ f_{m4}(t) \end{Bmatrix} \quad (5-2)$$

이러한 시스템의 고유진동수 및 모우드는 고유치 문제를 통하여 계산할 수 있다. 본 연구에서는 고유진동 추정 실험을 통하여, 고유진동수와 진동 모우드를 측정하였다.

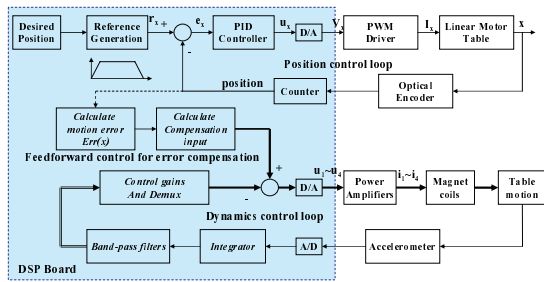


Fig. 4 Digital control system of the air bearing stage with active magnetic preload for motion error compensation and dynamics control

공기베어링의 진동의 발생은 여러 가지 입력과 외란, 환경변수에 의하여 발생하므로, 이송시 운동 오차제어와는 달리 궤환제어를 적용하여야 한다. 식(5)에서 자기 액츄에이터의 제어력을 테이블의 속도에 비례하게 궤환시키는 경우, 제어 게인 행렬을 D_m 이라고 할 때,

$$F_m(t) = -B_u D_m \dot{q}(t) \quad (6)$$

(4)의 시스템 운동 방정식은 다음과 같아진다.

$$M_i \ddot{q}(t) + B_m B_u D_m \dot{q}(t) + K_i q(t) = 0 \quad (7)$$

즉, 감쇠항이 생기는 것을 알 수 있다. 이 경우, D_m 을 상수항으로 가져가기 위해서는 제어하고자 하는 세가지 자유도에 대해 측정이 되어야 하며, 이는 적어도 세개의 센서가 있어야 함을 의미한다. 그러나, 본 연구에서는 공기베어링의 감쇠비를 능동적으로 향상시키는 것과 실용적인 시스템을 위하여 최소한의 센서 추가하도록 하였다. 만약 각각의 진동모우드의 주파수가 충분히 분리되어 있고, 모든 모우드에 민감한 부분에 센서를 설치할 수 있으면, 하나의 센서로도 세개의 진동모우드의 측정이 가능해지고, 결과적으로 능동감쇠가 가능하다.

이에 따라 본 연구에서는 테이블에 부착된 가속도계에서 측정된 신호에 대하여, 적분기와 대역 통과 필터를 사용하는 방법을 적용하였다. Fig. 4에는 이러한 제어시스템의 블록선도를 나타내고 있으며, 기존의 테이블 이송제어 루틴과, 운동오차 능동 보정을 위한 Feedforward 보상 루프 외에 진동 제어를 위한 궤환 루프가 포함되어 있다. 진동의 측정은 진동을 절대적으로 측정할 수 있고, 비교

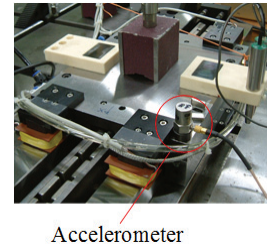


Fig. 5 Air Bearing stage with magnetic preloads and accelerometer for vibration feedback

적 저렴한 가속도계를 이용하였다. 가속도계에서 측정된 가속도 신호를 속도로 변환하기 위하여 적분기를 통과 시켰으며, 적분된 신호를 세 개의 (8)과 같은 대역통과 필터에 평행으로 통과시켜서 이를 최종적으로 조합하는 방식을 사용하였다.

$$G_{Bpi}(s) = \frac{K_{Bpi}s}{s^2 + B_{Bpi}s + \omega_{ni}^2}, \quad i=1,2,3 \quad (8)$$

여기서 K_{Bpi} 는 필터의 게인이며, B_{Bpi} 는 주파수 ω_{ni} 에서 통과되는 밴드폭 (-3 dB기준)을 나타낸다.

3. 능동 진동감쇠 제어 실험 결과

Fig. 5에는 제작된 능동 자기예압 공기베어링 스테이지와 가속도계를 장착한 실험장치의 사진을 나타내고 있다. 우선, 테이블의 고유진동수 및 진동모우드를 측정하기 위하여, 모달 해석을 수행하였다. 주파수 응답함수를 얻기 위하여 테이블에 위치한 4개의 자기액츄에이터에 랜덤 신호를 인가하고, Fig. 2의 3번 액츄에이터 인근에 가속도계를 장착하였다. 이 위치를 결정한 것은 이 부분이 3개의 강체모드에 모두 민감한 부분이기 때문이다. 측정은 Zonic Medallion 8채널 FFT Analyzer를 이용하였으며, MEScopeWES 4.0으로 해석하였으며, 측정된 결과는 Fig. 6에 나타나 있다.

Fig. 6의 모우드 해석결과에서 볼 수 있듯이, 1차 모우드는 185 Hz의 롤 운동과 유사한 모우드이며, 피치운동이 약간 포함된 수직방향 운동 모우드가 228 Hz에 있고, 피치 운동과 유사한 모우드가 238 Hz에 포함되어 있다. 이는 식(1)-(3)을 이용하여 계산한 고유진동수, 183.9 Hz, 225 Hz, 239 Hz와 유사한 결과를 나타내고 있는 것으로, 다면, 공기 베어링 패드간의 강성차이 등으로 인하여, 연성이 나타나고 있음을 알 수 있다. 따라서, 세 개의 대

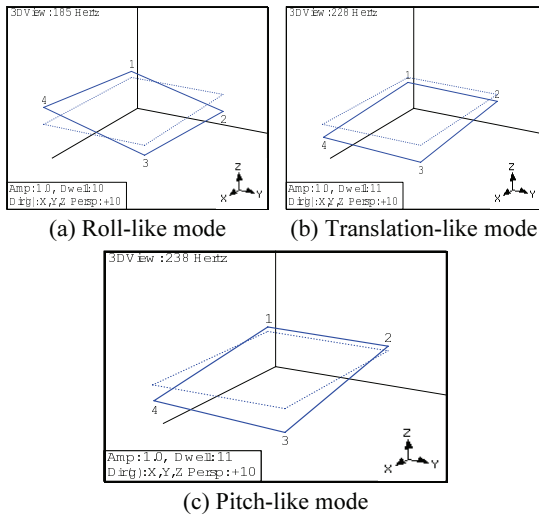


Fig. 6 Rigid body mode shapes of the air bearing table estimated from four FRFs

Table 1 Parameters of band pass filters for active damping

| Item | First mode | Second mode | Third mode |
|---------------------------------------|------------|-------------|------------|
| Natural frequency, ω_{ni} [Hz] | 185 | 220 | 240 |
| Filter gain, K_{Bpi} | 200 | 100 | 150 |
| Passing bandwidth, B_{Bpi} [Hz] | 40 | 30 | 40 |

역통과 필터에 대하여, 다음의 Table 1에 나타낸 바와 같이 적용하였다. 진동제어 루프의 경우 10 kHz의 샘플링 주파수를 가지고 있으며, Tustin 법을 이용하여 전달함수를 디지털 제어기에 적용하였다. 각각 계산된 제어입력은 식(9) 같은 B_u 값을 적용하였다.

$$B_u = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 1 \\ 1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 \\ 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

Fig. 7은 측정된 전달함수를 나타내고 있다. 특히, 3번 액츄에이터를 가진할 때의 결과를 나타낸 것으로, 능동 진동제어를 작동시키지 않은 경우에는 185 Hz와 238 Hz의 1차, 3차 모드에 대하여 낮은 감쇠비를 가지고 있는 것을 확인할 수 있으며, Table 1의 제어게인을 적용한 경우 두 모드의 감쇠비가 증가한 것을 알 수 있다. 또한 약 850 Hz에서도 일부 공진이 있는 것을 확인할 수 있는데,

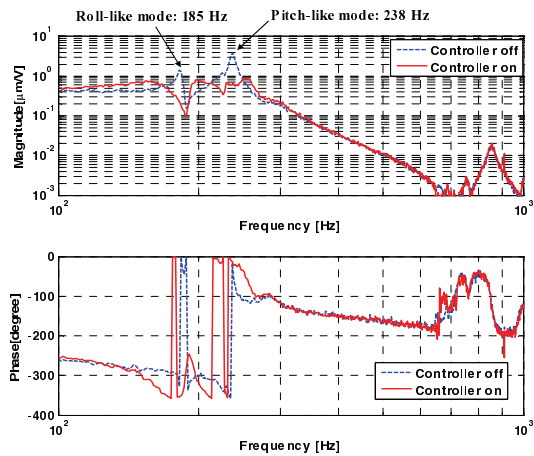


Fig. 7 Frequency response of the air bearing table with active damping control

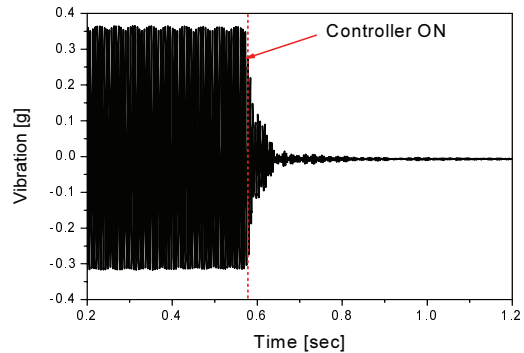


Fig. 8 Active suppression of self-excited vibration of air bearings at 0.5 MPa

이는 테이블의 비틀림 모드므로, 현재 제작된 액츄에이터의 제어 대역폭을 벗어나는 범위이기 때문에, 제어가 불가능하나, 진폭이 크지 않아 무시할 수 있다. 단, 향후, 액츄에이터의 대역폭을 증가시키면, 4개의 액츄에이터로 제어할 수 있을 것으로 판단된다.

Fig. 8은 제시된 제어 방법을 적용하여, 공기베어링의 공진을 감쇠시킨 결과를 나타내고 있다. 본 실험장치의 스테이지는 공기압이 0.5 MPa를 넘게 인가되는 경우, 공기베어링에 의한 재생진동 (self-excited vibration or pneumatic hammering)이 발생하며, 이 경우 진동제어기를 가동시켜 감쇠된 결과를 도시하였다. 단 압력이 증가됨에 따라 강성이 낮아지면서 고유진동수는 약간 감소하였다. 제어기를 작동시키는 경우 약 0.1초 안으로 진동이

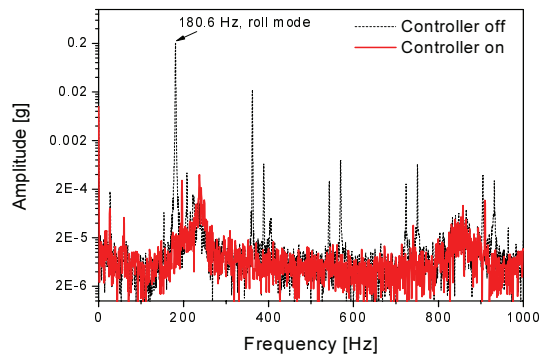


Fig. 9 Frequency spectrum of table vibration at 0.5 MPa

빠르게 감소하는 것을 확인할 수 있으며, 진동의 주파수를 분석한 Fig. 9의 결과에서 알 수 있듯이, 공기베어링에 의한 공진 주파수 성분들이 제거된 것을 확인할 수 있다.

4. 결론

본 논문에서는, 능동 자기예압 공기베어링 스테이지에 대하여 1개의 가속도계를 이용한 3자유도의 강체 진동을 제어하는 기능을 구현하였다. 실험결과 테이블의 감쇠비를 증가시킬 수 있음을 확인할 수 있었으며, 특히 공기베어링의 자체 재생 진동을 효과적으로 제거할 수 있음을 알 수 있다. 이러한 기능은 실제 적용에 있어서 운동오차 능동 앞먹임 보상 기능에 쉽게 추가될 수 있으며, 두가지 방법을 동시에 적용하는 경우, 본 스테이지의 보상영역은 초정밀의 정적인 운동오차의 제어 외에, 동적 특성으로 넓어져, 향후 초정밀 시스템에의 적용이 기대된다.

참고문헌

1. Watanabe, I., Aoyama, H., and Shimokobe, A., "An Active Air Bearing - Ultra-precision Control of Floating Position and Vibration," *Journal of JSPE*, Vol. 54, No. 2, pp. 329-334, 1988.
2. Ro, S. -K., Kim, S., Kwak, Y., and Park, C. -H., "Study on the Air Bearings with Actively Controllable Magnetic Preloads for an Ultra-precision Linear Stage," *J. Korean Soc. Precis. Eng.*, Vol. 25, No. 6, pp. 134-142, 2008.
3. Ro, S. -K., Kim, S., Kwak, Y., and Park, C. -H.,

"Measurement and Active Compensation for 3-DOF Motion Errors of an Air Bearing Stage with Magnetic Preloads," *J. Korean Soc. Precis. Eng.*, Vol. 26, No. 2, pp. 109-117, 2009.

4. Yamaguchi, J., Sato, K., Aoyama, H., and Shimokobe, A., "Measurement and Control of Straight Motion Accuracy Using a Liquid Surface for Absolute Reference," *J. JSPE*, Vol. 57, No. 3, pp. 128-133, 1991.
5. Mizumoto, H., Tanaka, H., Okuno, K., Matsumura, T., and Kawakami, R., "An Infinite Stiffness Aerostatic Bearing with an Exhaust Control Restrictor," *J. JSPE*, No. 57, Vol. 11, pp. 164-169, 1991.
6. Satomi, T., "Studies on the Aerostatic Guiding System; Improvement of Damping Characteristics and Prevention of Self-Excited Vibration by Electro-Magnetic Control," *J. JSPE*, No. 51, Vol. 12, pp. 97-102, 1985.
7. Ro, S. -K., Lee, C. -H., and Park, C. -H., "A Study on the Dynamic Modeling of a Hydrostatic Table," *J. Korean Soc. Precis. Eng.*, Vol. 15, No. 3, pp. 150-156, 1998.