

나선홈을 갖는 반구형 공기 베어링의 반경 방향 성능 측정

박근형*, 최정환*, 최우천**, 김권희**, 우기명***, 김승곤***

Radial Performances of Spiral-Grooved Spherical Air Bearings

Keun Hyung Park*, Jeong Hwan Choi*, Woo Chon Choi**, Kwon Hee Kim**, Ki Myung Woo***, and Seung Kon Kim***

ABSTRACT

This paper investigates the radial performance of self-acting spiral-grooved air bearings, used to support small high-speed rotating bodies. Repeatable runout, nonrepeatable runout, stiffness and supporting load are selected as the performance. The clearance between rotor and stator, the stator groove depth, and the rotating speed are chosen as three main parameters affecting the performances. Force application and displacement measurement are done in a noncontact manner, in order not to disturb operation: electromagnetic force is applied to the rotor and gap sensors are used to measure the displacement of the rotor. Experimental results show that repeatable runout decreases as speed, groove depth and clearance decrease. Nonrepeatable runout decreases as clearance decreases, and it has a minimum value at $5.5\mu\text{m}$ of groove depth and a maximum value at speed of 18,000rpm. Stiffness increases as speed increases and clearance decreases, and has a maximum value around $5.5\mu\text{m}$ of groove depth. The relationship between force and displacement is linear for small displacement, but becomes nonlinear for large displacement. Supporting load is linearly proportional to the stiffness, and it is a maximum value around $4.75\mu\text{m}$ of clearance.

Key Words : air bearing(공기 베어링), self acting(자체부상), spiral groove(나선홈), radial performance(반경 방향 성능), clearance(틈새), repeatable runout(반복성 떨림), nonrepeatable runout(비반복성 떨림), stiffness(강성), supporting load(부하하중).

1. 서론

공기를 이용하여 회전체를 지지하는 공기 동압 베어링은 스캐너, 레이저프린터, 자이로스코프 등 경량 고속회전체에 점차 응용되는 추세이다. 대략 10,000rpm 이상의 속도에서 볼베어링과 같은 기계

식 베어링이 사용되면 소음, 발열, 마멸 등으로 인해 안정적인 작동이 어렵게 되므로, 고속에서는 공기 베어링이 적합하다. 별도의 공기 가압장치를 필요로 하지 않고 주변의 공기를 이용하는 자체부상식 공기 동압베어링은 가격이 저렴하고, 유지와 보수가 용이하다.

* 고려대학교 대학원 기계공학과
** 고려대학교 기계공학과
*** 삼성전자 기술총괄 기반기술센터

공기 베어링에 관한 연구는 많이 이루어졌다. 저널베어링의 회전자가 나타내는 궤적과 그것의 안정성을 좀머펠트수-안정성 변수선도에서 판명하는 방법⁽¹⁾, 분자의 평균자유경로가 가스유향 동압 베어링의 압력분포에 미치는 영향⁽²⁾, 가스유향 나선홈의 반구형 베어링의 부하하중과 축방향 강성의 관계 및 진동특성⁽³⁾, 반경방향으로 편심된 나선형 그루브의 반구형 및 원추형베어링의 압력분포에 관한 연구⁽⁴⁾, 편심된 나선홈의 반구형 베어링에 평면 해석 이론을 적용하여 베어링의 여러 제작조건이 부하하중에 미치는 영향을 해석한 연구⁽⁵⁾, 편심된 유한 길이의 가스 동압저널베어링의 압력분포와 성능에 대한 연구⁽⁶⁾, 레이저 프린터의 폴리건 미러에 사용되는 나선홈 스투스트 공기 동압베어링의 최적 설계조건에 관한 연구⁽⁷⁾, 공기 동압 베어링의 축방향 성능 측정에 관한 연구⁽⁸⁾ 등 공기 베어링에 대해서 여러 가지 연구보고가 있다.

본 연구에서는 나선형 홈이 있는 자체부상식 공기 동압베어링을 대상으로 하여, 성능측정장치를 설계, 제작하고 성능측정 방법을 확립하여, 공기 동압베어링의 반경방향 성능을 파악하려 한다. 공기 동압베어링의 반경방향 성능에는 여러 가지가 있으나, 이 중에서 반복성 떨림(repeatable runout, RRO), 비반복성 떨림(nonrepeatable runout, NRRO), 강성(radial stiffness), 부하하중(radial supporting load)을 고려한다. 이러한 성능에 영향을 미치는 설계인자로 회전자/고정자 사이의 틈새(clearance), 고정자 홈깊이(stator groove depth)와 회전속도를 선정하였다.

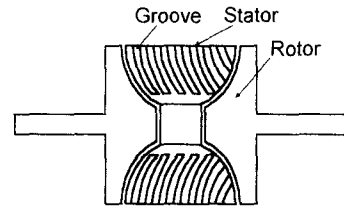
2. 공기 동압베어링과 성능측정

2.1 공기 동압베어링

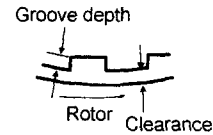
본 연구에 사용된 베어링은 자체부상식 반구형 공기 동압베어링으로서, 개략적인 그림이 Fig. 1에 나타나 있다. 공기 동압베어링은 고정자와 회전자로 구성되어 있고, 고정자와 회전자 사이에는 2-10 μ m 정도의 적은 틈새가 있으며, 고정자에는 2-10 μ m 깊이의 홈이 있다. 초기에 회전자가 고정자 하반구에 접촉한 상태로 있다가 회전자가 동력을 받아 회전하면 고정자 홈으로 공기가 유입되고, 웨지효과(wedge effect)⁽¹⁾에 의해 높은 압력이 발생하여 회전체를 부상시킨다.

2.2 성능측정

공기 동압베어링은 여러 가지 소형 고속회전체에 이용할 수 있다. 공기 동압베어링이 쓰이는 장치에 따라 중요한 베어링 성능은 달라지지만, 본 연구에서는 반복성 떨림(repeatable runout, RRO), 비반복성 떨림(nonrepeatable runout, NRRO), 강성(radial stiffness)과 부하하중(radial supporting load)을 주요 성능으로 선택하였다. 각각의 정의는 다음과 같다.



(a) Rotor and stator



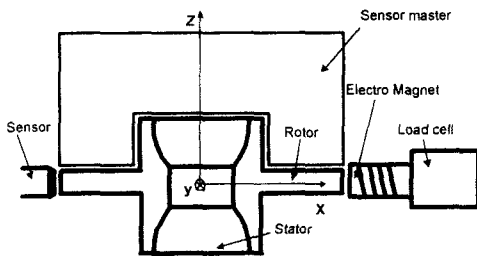
(b) Groove depth and clearance

Fig. 1 Schematic of spiral-grooved spherical air bearing.

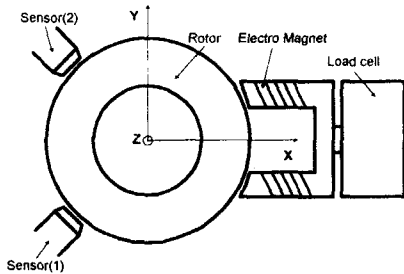
- 반복성 떨림 : 회전자 중심이 움직이는 궤적의 평균 직경
- 비반복성 떨림 : 회전자 중심이 반복성 궤적에서부터 흔들리는 진동의 진폭
- 강성 : 반경방향 힘과 변위선도의 기울기로서, 단위힘 당 반경방향으로의 변위
- 부하하중 : 반경방향으로 지지할 수 있는 하중으로서, 공기 동압베어링이 안정적으로 운전할 수 있는 하중. 이것은 최대 지지하중보다 적은 값으로 안전계수가 고려된 지지하중으로 볼 수 있다.

공기 동압베어링의 성능측정시 외력을 가하는 방법과 변위를 측정하는 방법을 비접촉식으로 하였다. 그 이유는 접촉식으로 할 경우, 외란에 의해 정확한 측정을 기대할 수 없기 때문이다. 고정자는 자성이 없는 SUS 304로, 회전자는 자성체인 SUS

420으로 제작하였고, 전자석을 이용하여 회전자에 만 외력을 주었다. 회전자의 변위는 분해능이 0.01 μm 인 갭센서를 사용하여 측정하였다. Fig. 2에 전자석과 센서가 설치된 모습이 나타나 있다. 센서는 XYZ 테이블에 조립하여 미세 조정이 가능하도록 하였다. 측정 기준면의 중심축과 고정자의 중심축 간의 편심을 없애기 위해, Fig. 2에 나타난 것처럼 정밀하게 제작된 마스터를 이용하여 센서를 설치하였다. 우선 마스터를 고정자에 조립하고 마스터 면을 기준으로 센서를 일정 위치에 설치한 후, 센서를 수직 이동하여 회전자의 측정면에 오도록 하였다. 또한, 센서를 이동시킬 때 발생하는 오차는 미세조정으로 보상하였다.



(a) Front view



(b) Plane view

Fig. 2 Installation of a magnet and sensors.

회전자에 가해지는 힘은 전자석에 가해지는 전류를 통하여 제어하며, 이로 인해 발생하는 전자력은 로드셀로 측정하였다. 전자력이 가해지는 방향을 X축으로 하였다. Fig. 2(b)에서 보는 바와 같이, 전자력이 가해질 때 회전자로부터 일정거리에 90° 간격으로 배치된 2 위치에서 회전자의 변위를 갭센서로 측정한 후, 회전자 중심의 위치를 X, Y 좌표로 변환한다. 즉, X, Y 좌표를 구하는 변환식

은 다음과 같다.

$$X = -(L_1 + L_2) / \sqrt{2} \quad (1)$$

$$Y = -(L_1 - L_2) / \sqrt{2} \quad (2)$$

여기서 L_1, L_2 는 두 개의 반경방향 센서에서 측정된 회전자의 센서방향으로의 변위이다.

회전자의 회전속도는 13,000, 18,000, 23,000 rpm으로 변화시키며, 속도의 영향을 고려하였다. 베어링 성능 실험은 다음의 순서로 수행하였다.

- 회전자를 정해진 회전속도로 회전시킨다.
- 일정한 회전속도에서 반경방향 2개의 갭센서로부터 100kHz의 샘플링 주기로 데이터를 받는다. 갭센서에서의 출력은 채널을 통해 AD컨버터로 입력되고, 디지털 값으로 변환된다. 디지털 AD컨버터 출력은 PC에 입력되고, 필요한 연산과정을 거쳐서, 회전자 중심의 위치를 구한다.
- 반경방향 전자력을 변화시키며, 위의 과정을 반복한다. 전자력은 0.35-2.80 N으로 변화시킨다.

설계 인자인 틈새와 홈깊이의 성능에 대한 영향을 고찰하기 위하여, Fig. 3에서와 같이 9조건을 만족하는 틈새와 홈깊이 레벨을 갖도록 베어링을 준비하였다. 틈새와 홈깊이의 레벨값은 Table 1에 나타나 있다. 그러나 홈가공은 여러 공정을 거쳐 이루어지기 때문에 치수를 정확하게 제작하는 것이 어려워서, 홈깊이 레벨간의 차이는 다소 불균등하였다. 고정자 반구의 찌그러진 정도를 나타내는 진구도는 0.2-0.3 μm 로 측정되었다.

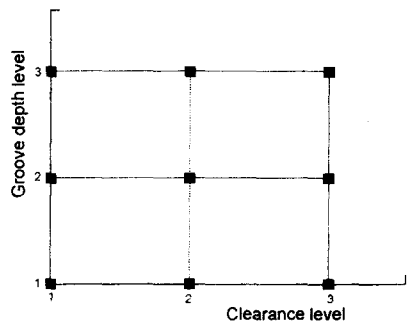


Fig. 3 Levels for clearance and groove depth used in the experiment.

Table 1 Values for clearance and groove depth levels.
(Unit : μm)

	Clearance	Groove depth
Level 1	2 ~ 3.3	3.5 ~ 4
Level 2	4 ~ 5	5 ~ 6
Level 3	6.8 ~ 7.2	8 ~ 10

3. 실험결과 및 고찰

Fig. 4는 XY 평면상에서 회전자 중심의 위치를 보여준다. 이 그림에서 회전자 중심은 XY 평면상에서 평균적으로 원운동을 하며, 원궤적의 주위에서 진동하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 4에서 반복성 떨림은 다음과 같은 과정으로 구한다. 캡센서에서 측정된 i 번째 변위 데이터로부터 식 (1)과 (2)를 이용하여 회전자 중심 위치의 좌표 X_i, Y_i 를 구한다. 그리고 X_i, Y_i 좌표값의 평균값 \bar{X}, \bar{Y} 를 다음 식으로 구한다.

$$\bar{X} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i \quad (3)$$

$$\bar{Y} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N Y_i \quad (4)$$

여기서 N, \bar{X}, \bar{Y} 는 데이터의 수, X 의 평균값, Y 의 평균값이다. 회전자 중심이 운동하는 원궤적의 평균 반경을 다음의 식으로 구한다.

$$\begin{aligned} \bar{R} &= \frac{1}{N} \sum_{i=0}^N \sqrt{(X_i - \bar{X})^2 + (Y_i - \bar{Y})^2} \\ &= \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N R_i \end{aligned} \quad (5)$$

반복성 떨림을 평균 궤적의 직경으로 두면, 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$RRO = 2 \bar{R} \quad (6)$$

비반복성 떨림은 다음과 같은 과정으로 결정한다. N 개의 데이터 점에서 궤적중심까지의 거리의 표준편차, σ 를 다음의 식으로 구한다.

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (R_i - \bar{R})^2} \quad (7)$$

평균 반경으로부터 진동의 진폭은 여러 가지 방법으로 결정할 수 있으나, 본 연구에서는 N 개의 데이터 점의 99%가 포함되는 영역을 고려하였다. 이 영역은 $\bar{R} \pm 3\sigma$ 이므로, NRRO는 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$NRRO = 6\sigma \quad (8)$$

비반복성 떨림에는 회전체 측정면의 진원도 오차가 포함된다. 회전체의 측정면이 특히 중요하므로 이 면을 초정밀 가공하였고, 이의 진원도 오차는 0.1~0.5 μm 로 측정되었다.

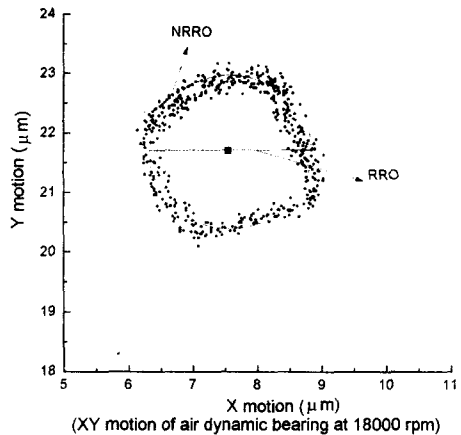
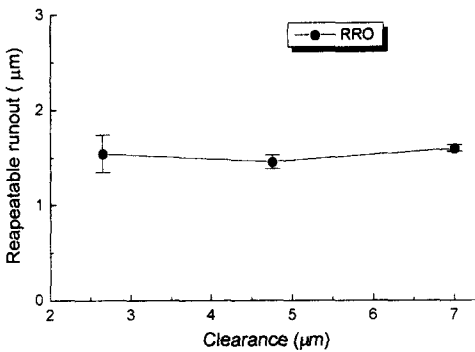


Fig. 4 Repeatable runout and nonrepeatable runout.

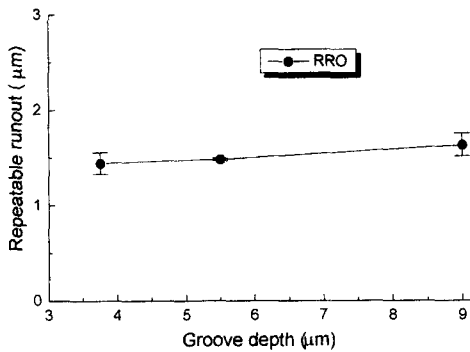
위에 설명한 방법으로 여러 가지 베어링에 대해 반복성 떨림과 비반복성 떨림을 구하였다. 본 연구에서는 틈새와 홈깊이의 성능에 대한 전반적인 영향을 고찰하는 것에 중점을 두었다. 예를 들어 틈새를 일정하게 고정하고 홈깊이만을 변화시킨 경우 일정한 틈새의 조건하에서만 만족되는 결과이므로, 전반적인 영향을 보기 어렵다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 3에서의 9 조건을 만족하는 틈새와 홈깊이를 갖도록 베어링을 제작하고, 이 베어링을 사용하여 실험을 수행하였다. 틈새의 영향을 고찰할 때는 각 틈새 레벨을 갖는 베어링의 성능을 평균하였고, 홈깊이의 경우는 각 홈깊이 레벨에 해당하는

베어링의 성능을 평균하였다. 이와 같은 방법은 여러 인자의 영향을 고찰하는 통계적인 실험계획법에서 많이 사용된다.

Fig. 5에는 틈새와 홈깊이의 변화에 따른 반복성 떨림이 나타나 있다. 이 그림에서 실험 데이터는 평균과 표준편차로 표시하였다. 반복성 떨림은 틈새와 홈깊이에 따라 큰 변화를 보이지 않는 것으로 나타났다.



(a) Clearance and RRO



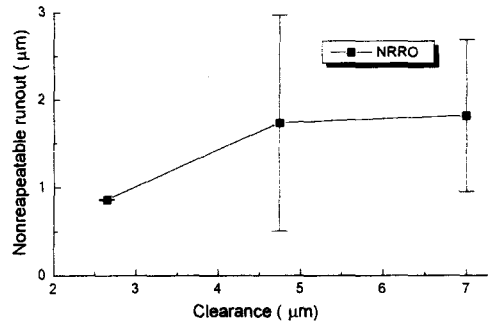
(b) Groove depth and RRO

Fig. 5 Repeatability runout.

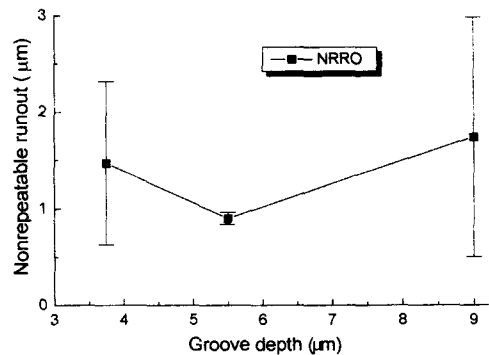
Fig. 6은 틈새와 홈깊이의 변화에 따른 비반복성 떨림을 보여준다. Fig. 6(a)는 틈새가 증가할수록 비반복성 떨림은 증가하는 것을 보여준다. Fig. 6(b)에서는 홈깊이가 레벨 2인 5.5 μm 정도일 때 비반복성 떨림이 확률적으로 가장 작은 것을 나타내고 있다. 비반복성 떨림이 작을수록 재현성이 우수한 회전을 얻을 수 있다.

Fig. 7에는 반경방향의 하중에 따른 회전자의 반경방향으로의 이동이 나타나 있다. 1번 베어링

과 2번 베어링은 틈새가 3 μm 로서 6.8 μm , 4.5 μm 의 틈새인 3번과 4번 베어링보다 틈새가 작다. 적은 하중에서 이동량이 하중에 거의 비례하는 선형적인 관계가 있으나, 큰 하중에서 일부 베어링은 비선형적인 거동을 보여주고 있다. 반경방향 강성은 편심율=0.5에서 반경방향 부하-변위 그래프에서의 기울기로 구한다. Fig. 7에서, 1~4번 베어링의 반경방향 강성은 각각 1.957, 1.713, 0.411, 1.137N/ μm 의 값으로 계산된다. 강성이 큰 베어링은 외부힘에 대해 회전체가 덜 움직이므로 더 안정적으로 운동한다.



(a) Clearance and NRRO



(b) Groove depth and NRRO

Fig. 6 Nonrepeatability runout.

그림에서 특이한 점은 반경방향 부하하중이 어느 정도 이상 증가하면, 틈새가 작은 1번과 2번 베어링에서 회전체의 중심이 오히려 반대의 방향으로 움직인다는 점이다. 이러한 현상은 회전체 동력학으로 설명할 수 있다. 회전자는 자중에 의해 고정자 상반구보다 하반구에 가까운 상태로 회전한다. 전자력이 회전자의 중심에 작용하여 회전자가 전자

력의 방향으로 이동하면 상대적으로 가까운 하반구 부분에서 틈새가 적어져서 큰 압력이 발생한다. 이 압력에 의한 힘이 회전자 중심을 기준으로 모멘트를 작용한다. 작용 모멘트는 다음 식에 의해 회전자의 각운동량을 변화시킨다.

$$\begin{aligned} & \text{회전자의 각운동량 변화량} \\ & = \text{회전자에 작용하는 모멘트} \end{aligned} \quad (9)$$

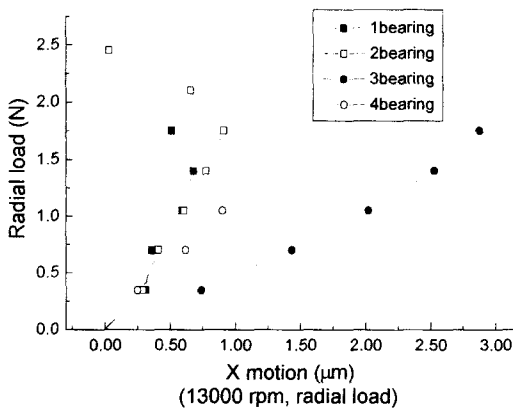


Fig. 7 Radial load vs. displacement.

이와 같이 각운동량이 변화하여 회전체가 기울어지고, 이로 인해 적어진 틈새에서 큰 압력이 발생하여 여기에서 발생한 힘이 전자력과 평형을 이루는 것으로 여겨진다. 따라서, 큰 전자력이 가해질수록 회전자는 더욱 기울어지며 운동하게 된다. 이것을 확인하기 위해 기울어진 각도와 전자력 사이의 관계를 측정하였다(Fig. 8 참조). 기울어진 각도를 측정하기 위해 측방향으로 3개의 센서를 추가하여 측정한 결과로부터 계산하였다. Fig. 8에서 쓰인 기울어진 각도는 다음 식으로 구하였다.

$$\alpha = \sqrt{\alpha_x^2 + \alpha_y^2} \quad (10)$$

여기서 α_x , α_y 는 각각 x, y축을 기준으로한 기울어진 각도를 나타낸다. Fig. 8에서 전자력이 커질수록 기울어진 각도는 증가하는 것을 볼 수 있다. 보다 정확한 분석은 공기 동압베어링의 동적 거동을 해석해야만 가능하다.

Fig. 9에는 틈새와 홈깊이에 따른 베어링의 강

성이 나타나 있다. Fig. 9(a)는 틈새가 증가하면 강성은 감소하는 것을 보여준다. 이는 쉽게 예상할 수 있듯이, 틈새의 증가로 단위힘 당 회전자의 이동변위가 커짐을 의미한다. Fig. 9(b)에서 홈깊이가 커짐에 따라 강성은 증가하다가 레벨 2인 5.5μm 이후에 감소함을 볼 수 있다. 이것은 최대의 강성을 갖게 하는 최적의 홈깊이가 존재함을 의미한다. 이와 유사한 결과가 여러 연구보고(4,7)에도 나타나 있다.

반경방향 부하하중은 위에서 구한 반경방향 강성과 반경방향 평균 틈새의 곱으로 구한다. 실제로 큰 부하하중이 작용할 경우, 회전자가 기울어지며 고정자에 접근하여 국부적인 틈새가 매우 적어지고, 그 방향으로의 강성은 선형기울기에 비해 매우 커진다. 따라서 실제로 지지할 수 있는 부하하중은 계산값보다 크다. 그러나 국부적인 틈새가 감소하면, 표면거칠기, 비정상적인 떨림 등으로 인해 회전자의 운동이 불안정해지거나 고체간의 마찰이 발생하여 베어링이 손상될 수 있다. 그러므로 본 연구에서는 보다 안정적으로 회전자를 지지할 수 있는 값을 부하하중으로 정의하였다. Fig. 10에는 반경방향 부하하중이 나타나 있다. 이 그림은 틈새가 4.75μm일 때, 홈깊이가 5.5μm일 때 부하하중이 최대가 되는 것을 보여준다. 따라서 큰 부하하중을 얻고자 할 경우, 적절한 틈새와 홈이 바람직하다.

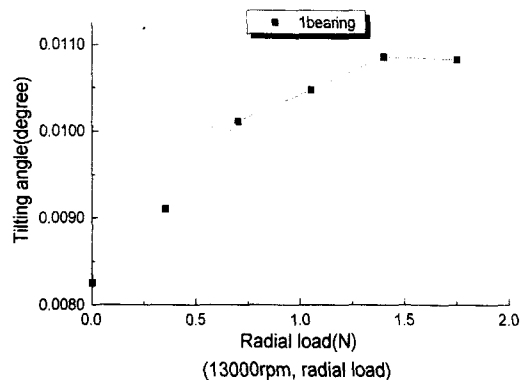
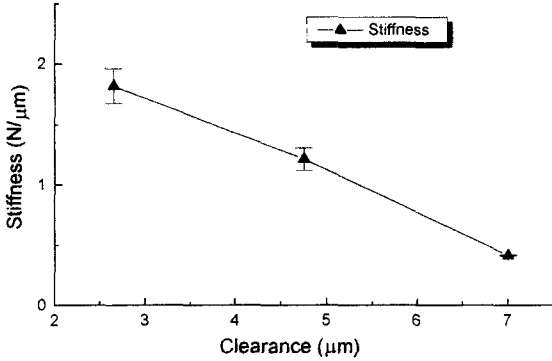


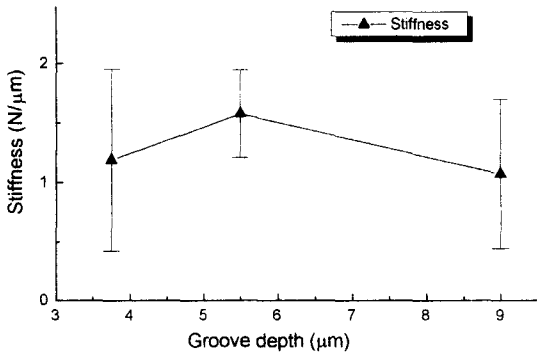
Fig. 8 Radial load vs. tilting angle.

Fig. 11에는 회전속도에 따른 반경방향 성능이 나타나 있다. 회전속도가 증가할수록 반복성 떨림, 강성과 부하하중은 증가하나, 비반복성 떨림은 18,000rpm까지 증가하다 이후 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 속도가 커지면 운동정밀도는 다소

떨어지나, 베어링이 더 강해져서 큰 부하를 지지할 수 있다는 것을 의미한다.

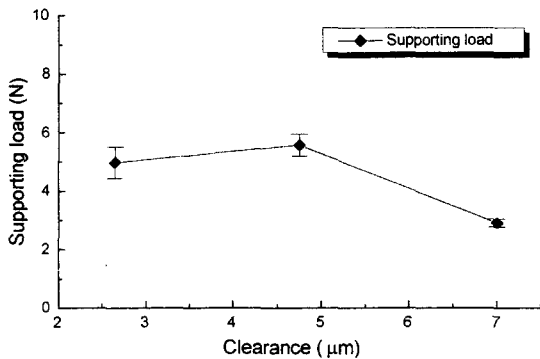


(a) Clearance and radial stiffness

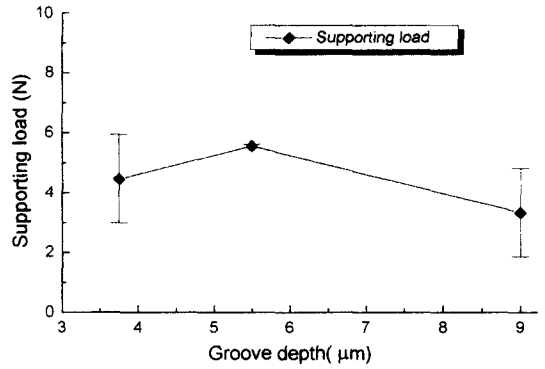


(b) Groove depth and radial stiffness

Fig. 9 Radial stiffness.



(a) Clearance and supporting load



(b) Groove depth and supporting load

Fig. 10 Radial supporting load.

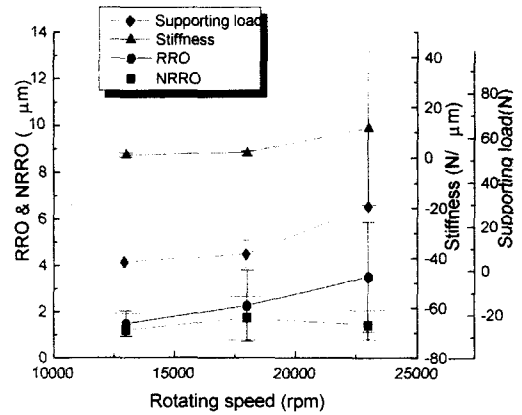


Fig. 11 Radial performances for various rotating speeds.

4. 결론

나선홈을 가진 반구형 자체부상식 공기 동압베어링의 반경방향 성능 측정을 위해 장치를 설계 및 제작하였고, 실험방법과 분석방법을 확립하였다. 실험 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 반복성 떨림은 틈새와 홈깊이에 따라 큰 변화가 없고, 회전속도가 클수록 증가한다.

- 비반복성 떨림은 틈새가 작을수록 감소하고, 회전속도가 18,000rpm까지 증가하다 이후 감소한다. 실험에서 고려한 틈새와 홈깊이 영역 내에서는 홈깊이 레벨 2인 5.5μm정도일 때 비반복성 떨림이

최소가 된다.

● 반경방향 하중과 변위의 관계는 적은 하중에서는 선형적인 거동을 하고, 하중이 커지면 회전자가 기울어지며 중심은 반대로 이동한다.

● 반경방향 강성은 회전속도가 커질수록, 틈새가 작을수록 증가한다. 실험에서 고려한 틈새와 홈깊이 영역 내에서 홈깊이 레벨 2인 5.5 μ m 정도일 때 최대의 반경방향 강성을 나타낸다.

● 반경방향 부하하중은 회전속도가 커질수록 증가한다. 실험에서 고려한 틈새와 홈깊이 영역 내에서는 틈새가 레벨이 2인 4.75 μ m, 홈깊이가 레벨이 2인 5.5 μ m 정도일 때 최대 부하하중을 갖는다.

“공기 동압베어링의 축방향 성능실험,” 98춘계 정밀공학회 발표논문집, pp. 339-342, 1998.

참고문헌

1. Brancati, R., Rocca, E., Russo, M. and Russo, R., "Journal orbits and their rigid unbalanced rotors," ASME Journal of Tribology, vol. 117, pp. 709-716, October 1995.
2. Burgdorfer, A., "The influence of the molecular mean free path on the performance of hydrodynamic gas lubricated bearings," ASME Journal of Basic Engineering, pp. 94-100, March 1959.
3. Saito, Y., Makino, H. and Tamura, A., "Characteristics of gas-lubricated spherical spiral groove bearings," Journal of JSLE, vol. 28, no. 3, pp. 221-227, 1983.
4. Bootsma, J., "Spherical and conical spiral groove bearings," ASME Journal of Lubrication Technology, pp. 236-249, April 1975.
5. Murata, S., Miyake, Y. and Kawabata, N., "Exact two-dimensional theory of spherical spiral groove bearings," ASME J. Lubrication Technology, vol. 102, pp. 430-438, October 1980.
6. Czyzewski, T. and Titus, P., "Analysis of an arbitrarily misaligned self-acting gas film journal bearing of finite length," Wear, Vol. 114, pp. 367-379, 1987.
7. Satomi, T. and Lin, G., "Design optimization of spirally grooved thrust air bearings for polygon mirror laser scanners," JSME International Journal, Series C, Vol. 36, NO. 3, pp. 393-399, 1993.
8. 박근형, 최정환, 최우천, 김권희, 김준영, 이창우,