

레이저 스캐너 모터용 베어링의 개발 (Bearings for high-speed scanner motor)

정광섭, 정성훈, 이영제, 이기영*, 박기훈*, 최형민*, 정대현*, 이창조*

성균관대학교 기계공학부

*삼성전기(주) 정밀사업부

Abstract- 레이저 프린터에 사용되는 스캐너 모터의 안정적인 베어링을 개발하기 위해서 함유소결 베어링과 빗살무늬 유체베어링을 개발하였다. 함유소결베어링은 9,000 ~ 20,000 rpm까지에서 매우 우수한 마찰 및 접촉특성을 나타내었으며, 빗살무늬 유체베어링에서는 35,000rpm까지 우수한 특성을 나타내었다.

Key word- 스캐너 모터, 함유소결베어링, 빗살무늬 유체베어링

1. 서 론

날로 가속화되어 가는 정보화시대의 고속화에 힘입어 컴퓨터 및 그 주변기기들에 사용되는 스핀들 모터도 점차 고속화와 이에 상응하는 고정도화로 발전하는 과정 중에 있다.

예를 들면, CD-ROM 스핀들 모터 및 DVD 스핀들 모터의 고배속화개발은 디스크 정보의 입·출력시간의 단축을 꾀하며, 레이저 스캐너 모터의 고속화 개발은 하드 디스크 정보의 입출력 속도뿐만 아니라 디스크의 기록밀도를 높임으로써 동일 하드 디스크의 고용량화를 이루는 것에 많은 영향을 줄 것이다.[1-3]

이러한 경향에 부합하는 방법 중의 하나는 회전체를 지지하는 베어링의 개선인데, 기존에 사용하고 있는 볼베어링은 몇 개의 볼에 의해 작동하기에 회전이 불균일하며 진동과 소음이 크다. 이는 고속에서 신호를 처리하는데 한계를 갖는 주된 원인이 되고 있다. 또한 그리스의 손실로 인한 수명의 단축이나, 유출된 그리스로 인한 손상은 제품

의 내구성에 치명적인 결과를 초래한다. 더욱이 국내의 소형 정밀 베어링 즉, 볼 베어링은 현재 전량 수입에 의존하고 있다. 하지만 현재 국제적인 추세는 회전체를 지지하는 베어링은 유체동압을 이용하는 베어링을 개발하는 것에 초점이 맞추어져 있다.[4-6]

본 연구에서는 볼베어링으로 대표되는 윤활방식에서 탈피하여 한 차원 높은 자기윤활 상태에서 회전체를 지지하는 베어링을 설계하고 시편을 이용하여 레이저 스캐너 모터에 사용될 형태의 베어링을 제작하여 마찰 특성을 관찰하고자 한다.

2. 스캐너 모터용 유체베어링

1) 함유소결베어링

함유금속베어링은 외부로부터 윤활유의 공급이 없는 곳에 사용하도록 고안된 것으로 다공성의 조직을 가지고 있으며, 기공 내에 오일이 함유되어 있으며 무엇보다 제조

상의 편리함으로 양산이 쉬우며 가격이 볼 베어링에 비해 매우 저렴하다. 이 베어링은 축이 회전함에 따라 펌핑작용으로 인하여 베어링의 기공 내에 있던 오일이 유출되어 틈새에서 윤활작용을 하다가 축이 정지하면 틈새에 있던 오일이 모세관력에 따라 베어링의 기공 속으로 들어간다. 따라서 구조가 간단하며 소형베어링에 매우 적합한 형태이다.[7]

이러한 함유소결베어링은 진동과 소음이 적고 저렴하며 구조가 간단하고, 급유기구를 필요로 하지 않는 자기윤활(self-lubrication) 특성과 대량생산(mass-product)등 많은 장점을 가지고 그 사용범위가 점차 광범위하게 넓어지고 있다.[8-9]

2) 빗살무늬 유체베어링

축 주위를 따라 형성된 빗살무늬 홈이 유체의 동압력을 발생하여 하중지지하는 베어링으로 유체윤활을 이용한 유체베어링은 미끄럼 베어링의 일종으로, 유체동압을 발생시키도록 축이나 슬리브 표면에 홈을 가지고 있다. [10]

홈을 이용한 베어링에는 원판형, 원통형, 구형, 원추형 등이 있다. 이중 구형과 원추형은 축방향과 반경방향의 하중을 모두 지지할 수 있으나, 가공에 어려움이 있다. 원판형이나 원통형은 일반적으로 한방향 하중만 지지할 수 있으나 다른 것에 비해 가공이 용이하다. 이중에 직선 그루브 베어링은 형상이 단순하고 가공이 용이하며 저렴하게 대량생산이 쉽다는 장점이 있으나, 압력발생이나 안정성이 빗살무늬에 비해 좋지 않다. 빗살무늬 베어링은 유압발생이 매우 용이하며 기름의 손실이 매우 적은 특성을 갖는다. 단, 가공에 어려움이 있어서 베어링에 홈을 만드는 것보다 축에 홈을 만드는 것이 가공비가 저렴하고 생산이 용이하다. 이러한 베어링의 특징은 축의 홈을 따라 형성된 유체

가 충분한 압력을 가지고 반경방향하중을 지지하도록 구성되어 있다.[11- 13]

이에 현재의 국제적인 추세에 부합하며 언급한 단점을 해소할 수 있는 방법으로 함유소결베어링과 빗살무늬 유체동압베어링의 고속에서 마찰특성을 평가하고자 한다.

3. 실험 장치 및 방법

3.1 실험장치

본 연구에서 사용한 시험기는 일반 고속형 저어널 베어링 시험기를 자체 제작하여 사용하였으며, 그 개략도는 Fig. 1과 같다.

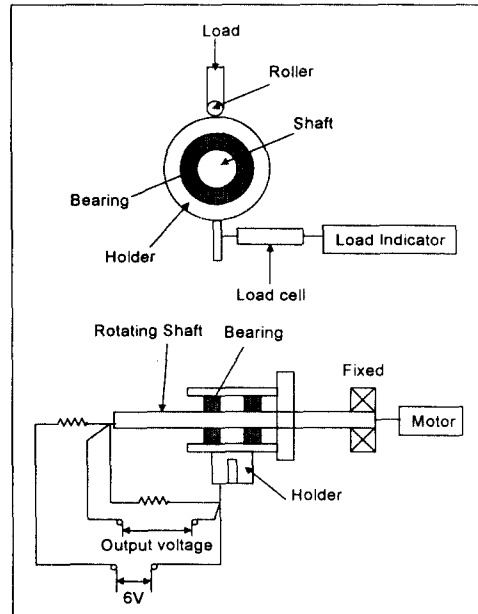


Fig. 1 Schematic diagram of bearing tester

시험기는 1000rpm부터 9000rpm까지 사용이 가능한 시험기와 10000rpm부터 50000rpm까지 시험이 가능한 두 가지 시험기를 사용하였다.

시험기는 콘트롤러가 부착되어 있고 모터에 축을 연결해서 양쪽을 지지하거나 한쪽을 지지하고, 베어링의 마찰력을 측정하기

위하여 베어링에 홀더를 부착하고 축에 결합한다.

하중은 베어링의 위에서 수직하중을 줄 수 있도록 하였으며, 마찰력은 홀더에 접촉되어 있는 로드셀을 통해서 인디케이터로 측정하였다.

데이터는 자료획득장치를 통하여 컴퓨터에 저장하였으며, 베어링과 축의 접촉 정도를 파악하기 위해서 회로를 구성하여 접촉전압을 측정하게 되어 있으며, 전원공급장치를 통해서 6V의 전압을 인가하여 완전한 분리가 이루어지면 3V의 전압이 측정되며, 접촉이 이루어지면 0V의 전압을 볼 수 있다.

또한 외부환경에 대한 변수를 최대한 줄이기 위하여 실험중의 온도와 습도의 환경조건이 거의 일정하게 유지될 수 있도록 각별한 주의를 하였다.

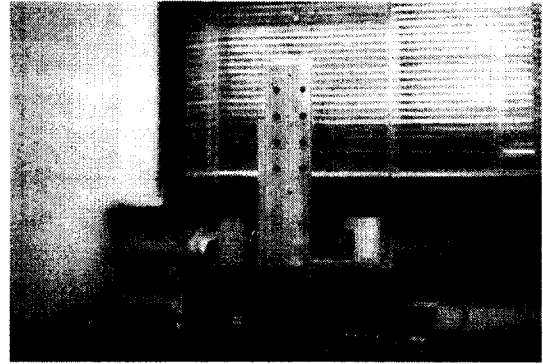
Fig. 2는 두 시험기의 전체적인 모습이다.

3.2 실험방법

본 연구에서는 자체 제작한 일반 고속형 저어널 베어링 시험기를 사용하여 함유소결 베어링과 빗살무늬 유체베어링을 다양한 속도조건(35,000rpm까지)에서 마찰특성을 분석한다.

함유소결베어링에서는 1000rpm부터 9000rpm까지의 실험과 11,000rpm부터 35,000rpm까지 실험을 따로 분리하여 수행하였으며, 빗살무늬 유체베어링은 11,000rpm부터 35,000rpm까지 실험을 수행하였다. 속도는 단계적으로 변화시키면서 마찰력을 측정하였고 이를 바탕으로 회전속도에 대한 특성을 관찰하였다.

속도변화에 대한 마찰특성의 근거를 제시하기 위하여 각각의 시험 동안 두 베어링 모두에서 접촉 신호로 접촉전압을 측정하여 마찰력과 비교 관찰한다. 접촉전압은 베어링과 축이 완전히 분리되면 3V의 전압이 나타나며, 접촉이 이루어지면 0V의 전압이 나타



a) Bearing tester of 9000rpm



b) Bearing tester of 50,000rpm

Fig. 2 Configuration of Bearing tester

난다. 자세한 실험방법은 아래와 같다

(1) 함유소결베어링

1) 1000rpm부터 9000rpm까지 속도를 0.2N의 하중에서 단계적으로 2000rpm씩 증가시키면서 실험을 수행하여 마찰특성과 접촉정도를 관찰한다.

2) 11,000rpm부터 35,000rpm까지는 0.05 N의 하중에서 속도를 단계별로 증가시키면서 실험을 수행하여 마찰특성과 접촉정도를 관찰한다.

(2) 빗살무늬 유체베어링

1) 함유소결베어링보다 고속에서 사용할 목적으로 11,000rpm부터 35,000rpm까지 0.05 N의 하중에서 속도를 단계별로 증가시키면서 실험을 수행하여 마찰특성과 접촉정도를 관찰한다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 함유소결베어링

11,000rpm 이상의 고속에서 속도를 단계적으로 증가시키면서 마찰력을 측정하였고 또한 각 속도에서 접촉전압을 측정하여 고속에서의 함유소결베어링의 특성을 관찰한 결과는 다음과 같다.

Table 1은 9,000rpm까지 마찰력의 평균값을 나타낸 것이고, Table 2는 11,000rpm부터 35,000rpm까지 각 속도별 마찰력의 평균값을 나타낸 것이다.

하중:0.2N

rpm	마찰력
1,000	0.137615
3,000	0.153143
5,000	0.15706
7,000	0.166065
9,000	0.170674

Table 1 Average friction forces of porous bearing on speed variation (1,000~9,000 rpm)

속도가 증가하면서 속도에 의한 영향으로 마찰력이 커지고 있는 것을 관찰할 수 있었

하중:0.05N

rpm	마찰력
11,000	0.122037
14,000	0.137615
17,000	0.153143
20,000	0.15706
23,000	0.166065
28,000	0.179674
35,000	0.190181

Table 2 Average friction forces of porous bearing on speed variation(11,000~35,000 rpm)

으며 각 속도에서 접촉전압을 관찰하면 속도가 증가하면서 베어링과 축이 분리되는 과정을 뚜렷하게 관찰할 수 있으며, 9,000 rpm에서 베어링과 축이 완전한 분리를 관찰할 수 있다.

이러한 분리 현상이 20,000rpm까지 계속되고 있음을 볼 수 있지만 20,000rpm 이상의 속도에서 접촉전압을 관찰하면 베어링과 축이 부분적으로 접촉이 일어나고 있음을 관찰할 수 있다.

이는 고속으로 갈수록 흡의 영향으로 인해 유체동압의 발생이 용이하다가 어느 정도 이상의 속도가 되면 발생한 동압이 속도를 견디기 힘든 상태가 된다고 판단된다.

Fig. 3과 Fig. 4는 각 속도별 마찰력과 접촉전압을 나타낸 것이다.

3.2 빗살무늬 유체베어링

11,000rpm부터 속도를 35,000rpm까지 단계적으로 증가시키면서 마찰력과 접촉전압을 측정하고 마찰력을 측정하여 고속에서

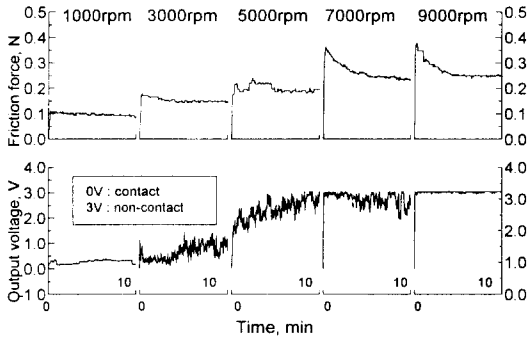
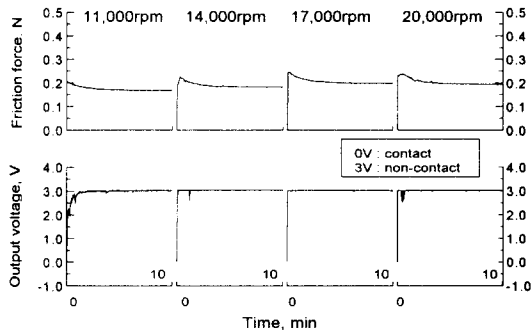
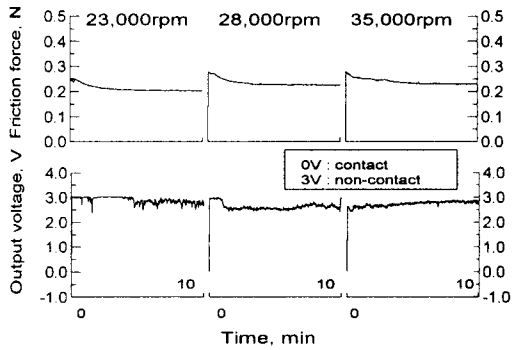


Fig. 3 Output voltage of electric contacts and friction forces of porous bearing due to speed variation



(a) 11,000~20,000rpm



(b) 23,000~35,000rpm

Fig. 4 Output voltage of electric contacts and friction forces of porous bearing due to speed variation

빗살무늬 유체베어링의 특성을 관찰한 결과는 다음과 같다.

각 속도에서 마찰력의 평균값이 Table 3

에 나타나 있다. 마찰력은 속도가 증가하면서 속도의 영향으로 커지고 있는 것을 관찰할 수 있다.

하중:0.05N

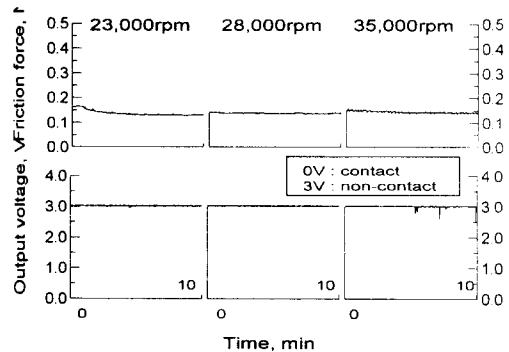
rpm	마찰력
11,000	0.102525
14,000	0.106881
17,000	0.119992
20,000	0.123552
23,000	0.131912
28,000	0.137660
35,000	0.141330

Table 3 Average friction forces of fluid bearing on speed variation(11,000~35,000 rpm)

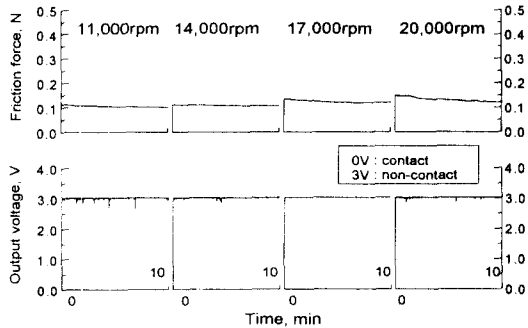
Fig. 5에 각 속도에 대한 마찰력과 접촉신호가 나타나 있다.

접촉신호를 살펴보면 10,000rpm 이상의 고속에서 베어링과 축 간의 분리가 이루어지기 시작해서 20,000rpm 이상의 고속에서도 분리가 잘 이루어지고 있는 것을 관찰할 수 있으며 실험한 35,000rpm에서 약간의 접촉이 이루어지고 있는 것으로 판단된다.

빗살무늬 유체베어링은 20,000rpm 이상의 고속에서 사용이 용이하다고 판단되어 진다.



(a) 11,000~20,000rpm



(b) 23,000~35,000rpm

Fig. 5 Output voltage of electric contacts and friction forces of fluid bearing due to speed variation

5. 결 론

본 연구에서는 함유소결베어링과 빗살무늬 유체베어링의 고속에서 마찰특성을 관찰한 결과로 함유소결베어링은 20,000rpm까지 마찰특성이 우수하였으며, 빗살무늬 유체베어링은 고속(10,000~35,000rpm)에서 전반적으로 원활한 작동을 하였다. 고속(20,000rpm 이상)에서는 함유소결베어링보다 빗살무늬 유체베어링이 유리하였다.

참 고 문 헌

[1] Morgan, V. T. and Cameron, A., "Mechanism of lubrication porous bearings", Proceedings Conf. On Lubrication and Wear, pp. 151-157, 1957
 [2] Shikata, H., "Sintered bearing", Journal of Japan Society of Lubrication Engineers, vol.30, pp. 573-578, 1985
 [3] Braun, "Porous bearings", Tribology International, vol.15, pp.235-242, 1982
 [4] Saito, S. and Tajima, "K., High-speed laser beam printer", Hitachi Review, pp.183-186, 1984
 [5] Sato, Y. and Ono, K., "The optimum

groove geometry for spiral groove viscous pumps", Journal of Tribology, vol.112, pp. 409-414, 1990

[6] K. Tanaka, and H. Muraki, "Performance of air-lubricated hydrodynamic bearing spindles for laser scanners", Journal of Tribology, vol.113, pp.609-614, 1991

[7] V. Morgan, "Porous metal bearings", Tribology International, vol.2, pp.107-115, 1969

[8] Y. Quan, "Theoretical analysis and experimental investigation of a porous metal bearing", Tribology, vol.18, pp.67-73, 1985

[9] 정광섭, 김병주, 송무석, 이영제, "그루브를 가진 함유소결베어링의 마찰 및 전기적 특성", 한국윤활학회지, vol.13, No.3, pp.108-114, 1997

[10] K. Kinouchi and K. Tanaka, "Performance characteristics of herringbone grooved journal bearings using a finite element method", Proc. Japan Intern. Tribology Conf., Nagoya, Japan, pp.935-940, 1990

[11] D. Bonneau and J. Absi, "Analysis of aerodynamic journal bearings with small number of herringbone grooves by finite element method", Transaction of the ASME, vol.116, pp.698-704, 1994

[12] J. Bootsma and L. P. M. Tieleman, "Conditions of leakage-free operation of herringbone grooved journal bearings", ASME Journal of Lubrication Technology, vol.99, pp.215-223, 1977.

[13] S. Murata, Y. Miyake and N. Kawabata, "Two-dimensional analysis of herringbone grooved journal bearings", Bulletin of JSME, vol.23, pp.1220-1227, 1980