

공기 정압 베어링에서 열의 영향에 따른 베어링 특성에 관한 연구

이종렬[†] · 김보연 · 안지훈 · 이득우*

부산대학교 대학원 정밀공학과, 부산대학교 ERC/NSDM

A Study on the Bearing Characteristics of Air Bearing System According to the Thermal Effects

J. R. Lee[†], B. H. Kim, J. H. Ahn and D. W. Lee*

Graduate School, Pusan National University

*Dept. of precision Engineering, Pusan National University,
Engineering Research Center for Net Shape and Die Manufacturing

Abstract – Generally, it is said that the heat generation of air bearing is negligible. But the air bearing using at the built-in spindle is different from the general air bearing itself because of the thermal effects from the spindle motor and high-speed conditions. In this paper, in order to analysis the characteristics of air bearing by the heat, We made easy -heating-bearing-system (EHBS) and hard-heating-bearing-system (HHBS) and could identify the changes between the two bearing systems from the experiments and simulation. When spindle system reached at thermal steady-state, the changes means that the stiffness of air bearing becomes change due to the clearance change between bearing and journal. It is shown that the temperature rise and thermal effects to cause the thermal expansions have to be considered when designing air spindle system.

Key words – Air bearing, easy heating bearing system : EHBS, hard-heating-bearing-system : HHBS.

1. 서 론

초경공구, 세라믹 공구, CBN 공구, 다이아몬드 공구의 발달과 세라믹, 흑연 등의 신소재 가공 등 첨단산업과 관련한 소재 공업의 고도화에 따라 고능률화와 고품위화에 대한 요구도 높아지고 있다. 이에 맞추어 공작기계의 고속, 고정도화에 관한 많은 연구가 수행되고 있다.

공작기계의 가공정밀도 및 가공능률에 결정적인 영향을 주는 요소는 대부분 주축 유니트 부분이며, 주축 시스템에는 중속, 고출력 주축시스템의 경우 볼베어링이 사용되고 있으나, 최근에 들어서 고속, 고정도 주축 시스템을 구축하기 위해 공기 베어링을 주로 이용하고 있으며, 이에 관한 연구가 진행되고 있다.

저어널 유체 베어링에 있어서 1986년 M. Fillon, J. Frene는 저어널과 베어링사이에서 발생하는 열 변형 계산치과 실험을 통하여 베어링과 저어널 사이의 간극과 편심율이 변화하고 있음을 제시하였다[1]. Booser, E.R (1970) 및 Pinkus, O.(1990)는 베어링 표면이 열발생으로 인하여 소성변형이 발생함과 저어널 베어링 설계시 최소유막두께를 포함한 최대베어링 온도가 고려되어져야 함을 제시하였다[2-5]. 1992년 M. K. Fitzgerald, 와 P. B. Neal는 베어링의 원주방향의 온도변화는 하중의 변화량에 따른 편심량과 속도의 증가에 따라 달라지는 것과 Peclet number와 베어링 길이와 직경의 비에 영향을 받음을 실험을 통해 밝혔다[7]. 모터내장형 공기 정압 스피들은 다른 유체 베어링과는 달리 아주 적은 베어링 간극을 가지고 있으며, 충분한 냉각시스템을 구축하지 않을 경우 모터에서 발생하는 직접적인 열의 영향받게 되고, 따라서 베어링의 형상의 변화가 민

[†]주저자 · 책임저자 : 이종렬
E-mail : jr4165@hyowon.pusan.ac.kr

감하게 발생함을 추정할 수 있다. 그러나, 이처럼 공기 정압 베어링의 사용이 증가되고 있음에도 불구하고 공기 정압 주축계내의 열에 의한 영향에 의한 베어링 특성에 대한 연구는 미흡한 것으로 사료된다.

본 연구에서는 주축계의 냉각 시스템과 베어링의 직경을 크기를 달리하여 열의 영향을 과다하게 받는 베어링(Easy Heating Bearing System : EHBS) 베어링 하우징 내부에 베어링 냉각 자켓을 설치하여 충분한 냉각순환방식을 도입함으로써 열에 의한 영향을 받지 않는 베어링(Hard Heating Bearing System : HHBS)의 두 가지 형의 베어링을 제작하여 실제 모터로부터 전달 되는 열의 거동을 실험을 통한 분석 및 이론해석을 수행하였으며, 실제 열에 의한 영향을 받은 베어링의 간극의 변화를 측정하기에는 어려움이 있기 때문에 주파수 분석 및 회전 정밀도의 변화를 측정함으로써 공기 정압 베어링의 열에 의한 영향을 분석함으로써 열적영향을 고려한 공기 정압 스피들 설계가 이루어져야 함을 확인하고 공작기계 탑재형 고속 공기 정압 스피들 설계의 기초자료로 제시하고자 한다.

2. 주축계의 열 특성 실험

2-1. 실험장치 및 실험방법

본 연구에서는 주축을 12,000 rpm, 18,000 rpm, 24,000 rpm의 일정 속도로 공회전 시키면서 주축계 전반에 걸쳐서 정상상태에 도달할 때까지 각 부분별로 온도를 측정하여 비교·분석하였다

Fig. 1은 EHBS 50,000 rpm급의 주축의 조립도와 주축계에 설치된 열전대의 위치 및 베어링의 배열을

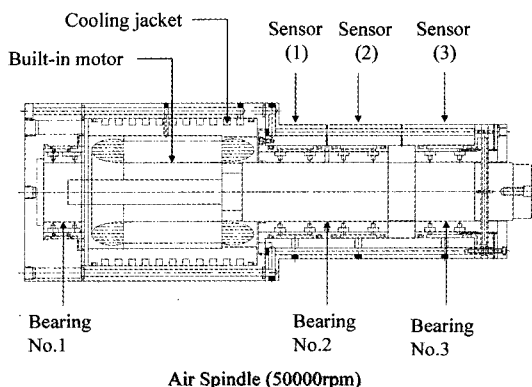


Fig. 1. Schematic diagram of air spindle (EHBS: 50,000 rpm 급).

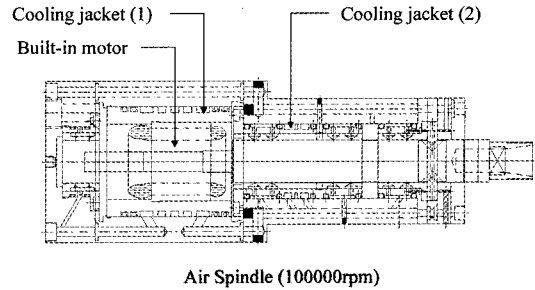


Fig. 2. Schematic diagram of air spindle (HHBS: 100,000 rpm 급).

보여주고 있으며 Fig. 2는 2중 냉각자켓을 설치함으로써 주축계 전체 냉각을 고려한 HHBS 100,000 rpm급의 모터내장형 공기베어링 주축의 조립도를 보여주고 있다.

주축계의 하우징에는 (1)과 (2)로 표시된 2번 레디얼 베어링의 급기공과 급기공 사이에 해당하는 부분과 (3)으로 표시된 3번 레디얼 베어링의 급기공과 급기공 사이에 해당하는 부분에 열전대를 설치하였다.

각 회전수에 대해 각각 120분 동안 주축을 공회전 시키면서 10분 간격으로 주축계에 설치된 열전대로부터 온도를 측정하였다.

2-2. 실험결과 및 고찰

Fig. 3, Fig. 4, Fig. 5에서는 각 회전수에 대한 주축계의 하우징의 온도 측정 결과를 보여주고 있다.

12,000 rpm의 경우 주축계의 각 부분에서 일반적으로 비슷한 온도 상승량을 보이면서 완만한 곡선을 이루고 있으며 18,000 rpm에서는 전체적으로 10°C 정도

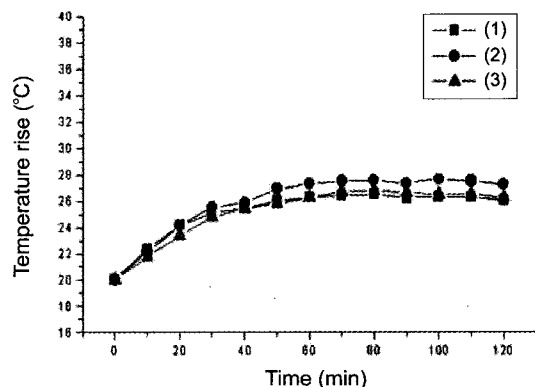


Fig. 3. Experimental Result of Temperature Rise (EHBS : 14,000 rpm).

의 온도상승을 보여주고 있다. 24,000 rpm에서는 정상 상태에 도달했을 때 주축계의 하우징의 온도 상승량은 전체적으로 18°C~20°C 정도의 온도차이를 보이면서 모터내장형 주축계에서 모터와 베어링 내부로부터 열적거동 변화크기가 적지않음을 보여주고 있으며, 20°C의 온도 차이는 주축계의 열적변형을 유발하기에 충분한 온도량이라 사료되어진다.

Fig. 6은 주축계의 온도변화가 발생하지 않음으로 보여주고 있다. 이는 베어링 냉각을 위한 2중 냉각장치를 설치함으로써 냉각효과를 높여줌으로 열적거동이 주축선단부로 전열되는 것을 효과적으로 차단하고 있음으로 보여주고 있다고 사료되어진다.

Fig. 5와 Fig. 6에서 같은 고속영역에서 열적거동의 차이를 보여주는 것은 2중 냉각 장치의 효율성의 차이를 보여준다고 할 수 있다.

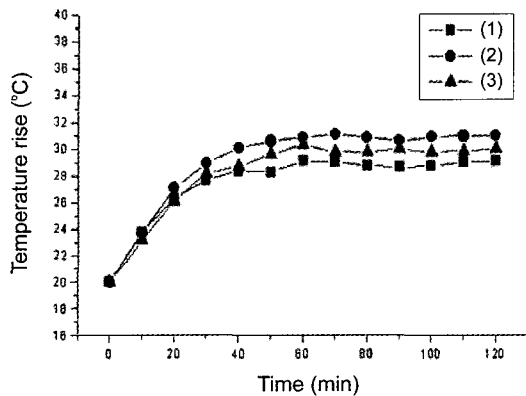


Fig. 4. Experimental Result of Temperature Rise (EHBS : 18,000 rpm).

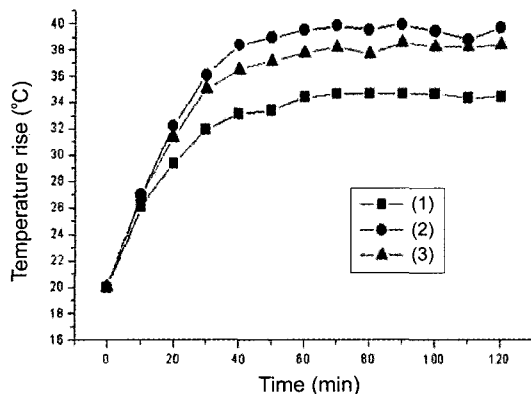


Fig. 5. Experimental Result of Temperature Rise (EHBS : 24,000 rpm).

3. 주축계의 유한요소 온도 해석

주축계는 형상이 복잡하여 온도 분포변화에 대한 정확한 엄밀해를 구하는 것은 거의 불가능하므로 근사해법을 이용한 수치해석 방법을 사용하여 이론적인 해석을 행하였다. 본 연구에서는 유한요소법(Finite Element Method)을 해석기법으로 하는 상용 해석프로그램인 ANSYS를 사용하여 모터내장형 공기주축계에서의 열 특성과 온도분포 해석을 수행하였으며 발열원으로 모터의 스테이터의 열원과 공기베어링에서의 발열까지 고려하여 주축계내부의 열적거동을 분석하였다.

베어링의 발열은 회전운동의 마찰 손실에 의해서 일어나기 때문에 마찰토크(friction torque)를 계산하여 발열량을 계산하였으며, 공기베어링으로 지지되는 축이 고속으로 공회전 되는 경우 축의 중심과 베어링의 중심이 일치하는 동심 저널 베어링의 조건을 만족한다고 가정하여 동심 저널 베어링(concentric journal bearing)에서 동력손실에 의한 베어링 발열을 구하였다.

Fig. 6은 주축계 전체가 모터와 베어링의 미소한 마찰열원에 의한 열적거동을 보여주고 있다. 이 열적거동은 베어링에 전달된 열의 분포를 Fig. 7에서 보여주고 있다.

Fig. 7에서는 24,000 rpm으로 공회전시 정상상태에 도달하였을 때의 레디얼 베어링 No.1, No.2, No.3에서의 온도분포를 보여주고 있다.

모터에서의 발열과 베어링 자체의 발열의 영향을 받아서 공기베어링 표면에서의 온도가 전체적으로 올라가며 온도상승으로 인해서 열변형이 일어날 수 있는 조건을 보여주고 있으며, 베어링 각 위치의 온도상승은

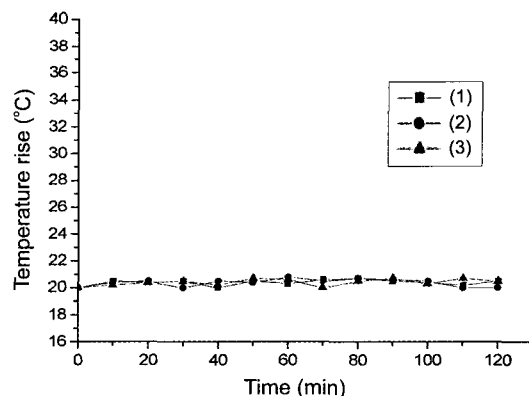


Fig. 6. Experimental Result of Temperature Rise (HHBS : 30,000 rpm).

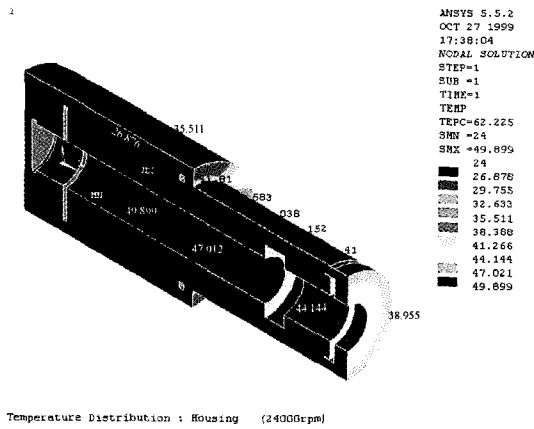


Fig. 7. Temperature distribution in housing at 24,000 rpm(EHBS spindle system).

스핀들 온도검출경향과 유사한 형태를 보여주고 있다.

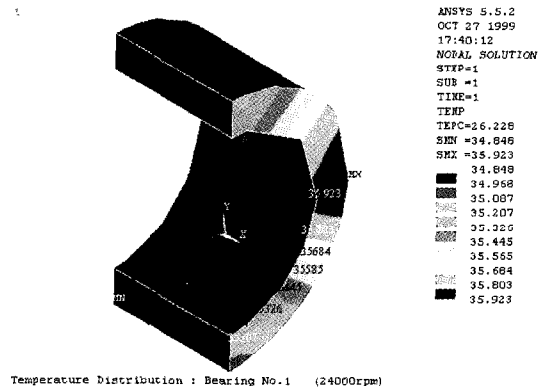
4. 주축계의 공기 베어링 특성 실험

4-1. 실험방법

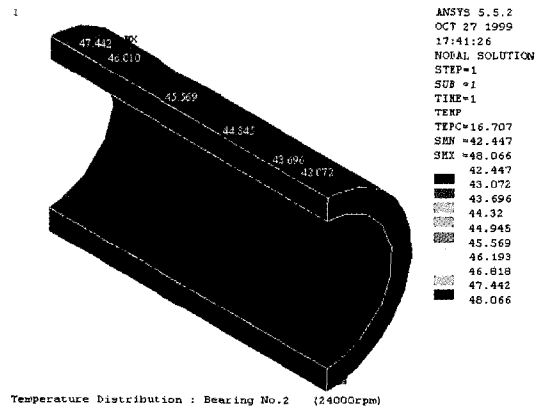
공기베어링에서의 온도상승은 열변형을 유발하게 되고 이로 인해서 간극이 변하게 되기 때문에 베어링의 강성에 변화가 생기게 되어 공기 주축 자체의 성능에 영향을 줄 수 있다. 이를 확인하기 위해서 EHBS 주축계와 HHBS 주축계의 스피ndl에 대해서 주파수 응답 특성 실험 및 회전 정밀도평가를 수행하였다. EHBS 주축계의 주축에 대해서 먼저 회전을 하기 전의 고유진동수를 측정하였 24,000 rpm으로 60분 동안 공회전 시켜서 주축계가 열적 정상상태에 도달하였을 때의 고유진동수를 다시 측정하여 주축계의 열변형에 의한 주파수 응답특성의 변화 및 회전 정밀도 변화를 비교·분석하였다. HHBS 주축계의 주축에 대해서도 같은 방법으로 실험을 하였으며 이때 주축의 공회전 속도는 30,000 rpm, 운전시간은 60분이었다.

4-2. 실험 결과 및 고찰

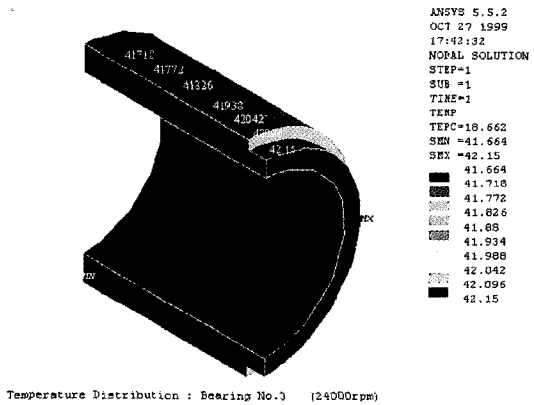
Fig. 9과 Fig. 10에서는 EHBS 주축계의 공기베어링에 대한 운전 전의 주파수 응답특성과 24,000 rpm으로 60분간 공회전 시킨 후의 주파수 응답특성을 보여주고 있다. EHBS 주축계의 주축의 경우 운전전의 1차 고유진동수는 112 Hz였으며 60분간 공회전 시킨 후 다시 측정한 1차 고유진동수는 104 Hz로 운전전 보다 낮게 나왔고 주축계의 2차, 3차, 4차 고유진동수 역시



(a) Bearing NO.1



(b) Bearing NO.2



(c) Bearing NO.3

Fig. 8. Temperature distribution in bearing at 24,000 rpm.

운전 전에 비해서 큰 폭으로 낮아지는 경향을 볼 수 있었다. 따라서 주축계 전반에 걸친 온도상승으로 인해 공기베어링이 열팽창을 일켜서 베어링 간극의 변형

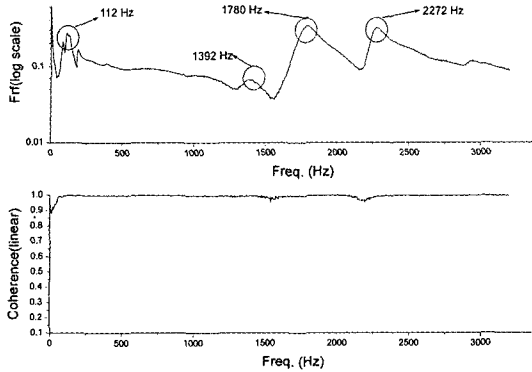


Fig. 9. Frequency response and coherence.

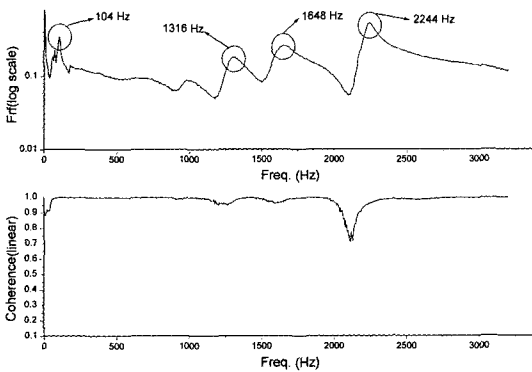


Fig. 10. Frequency response and coherence (after running).

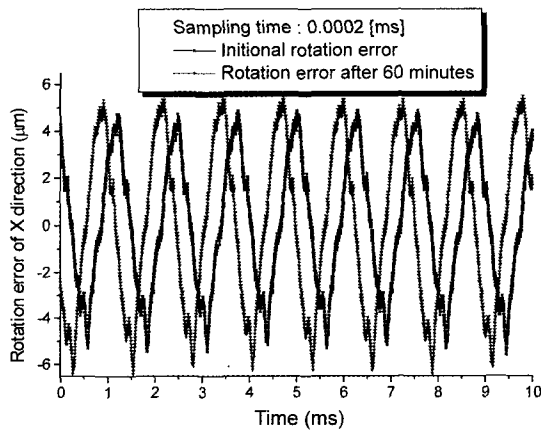
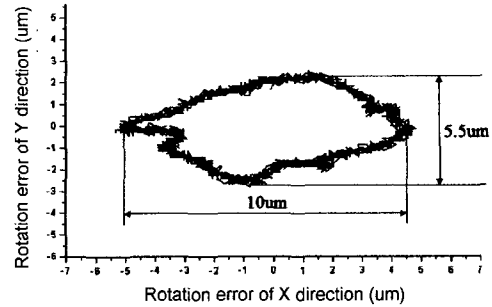
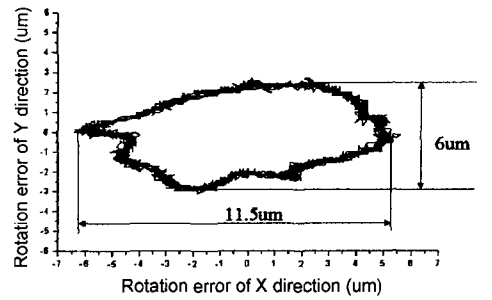


Fig. 11. Racing signal of spindle shaft.

현상으로 인해서 주축계의 강성이 낮아지게 될 수 있었다. 그리고 Fig. 11에서는 분해능 2.5 nm인 용량형 변위센서를 이용하여 0.0002 ms 샘플링 시간으로 신호를 획득함으로써 스피들 샤프트의 회전 정밀도를



(a) Initial Spindle Error Motion



(b) Spindle Error Motion After Heat Generation (After 60 minutes)

Fig. 12. Lissajous figure for spindle error motion.

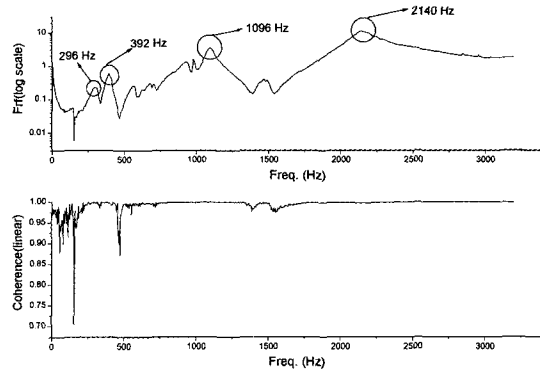


Fig. 13. Frequency response and coherence.

측정하였다.

실험결과 열의 영향을 받은 경우 샤프트의 회전 정밀도의 변위 진폭값이 증가함과 동시에 신호의 표준편차량이 20% 증가함을 알 수 있었으며 재현성을 확인하였다.

이러한 현상은 Fig. 12 과같이 Lissajous로 표현함으로써 베어링의 강성의 변화를 확인 할 수 있었다.

Fig. 13와 Fig. 14서는 HHBS 주축계의 주축에 대한 실험결과를 보여주고 있다.

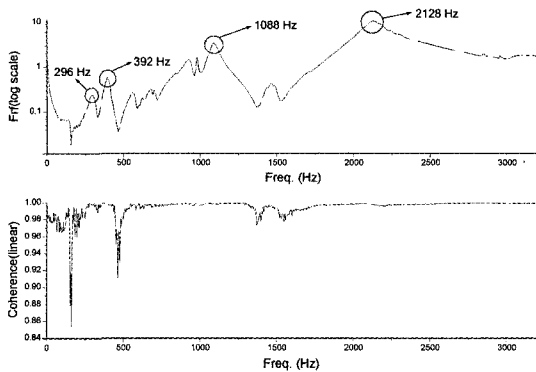


Fig. 14. Frequency response and coherence (after running).

HHBS 주축계의 주축에 경우 회전에 의한 주축계의 온도상승은 거의 없었으며 실험결과 1차 고유진동수와 2차 고유진동수는 변화가 없었고, 3차 고유진동수와 4차 고유진동수는 각각 8 Hz, 12 Hz 정도의 작은 폭으로 낮아지는 현상을 볼 수 있었다.

일반적으로 공기 유회계 경우 열의 영향을 받으면 점성의 증가로 인하여 강성이 높아짐에도 불구하고 주파수 응답특성 실험을 통하여 주축에서의 온도 상승량이 높아졌을 때 고유진동수의 저하는 간극의 변화량이 커져서 공기베어링의 강성의 저하를 유발한 것으로 사료된다.

5. 결 론

본 논문에서는 모터내장형 공기정압주축에서 열의 영향을 직접적으로 받는 시스템 EHBS 주축계 공기베어링과 열의 영향이 없는 HHBS 주축계 공기베어링의 열 특성에 관한 실험과 이론해석을 수행함으로써 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 수냉식 냉각장치의 냉각영역은 범위가 한정적이므로 주축계 전반에 걸쳐서 열이 발생될 경우에는 별도의 냉각장치가 더 필요함을 알 수 있었다.
- 2) 모터내장형 공기 정압 주축계의 베어링 온도상승은 공기베어링의 열팽창을 유발하여 베어링 간극을 변화시켜서 공기베어링의 강성을 낮아지게 함과 동시에 베

어링의 온도상승이 약 20°C 증가에 따라 회전 오차량이 20% 증가하는 등의 베어링의 특성을 변화시킴을 간접적 확인을 하였다.

후 기

본 연구는 부산대학교 정밀정형 및 금형가공 연구센터를 통한 한국과학재단 우수연구센터 지원금에 의한 것입니다.

참고문헌

1. Analysis of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings, M.Fillon, J.Frene ASME Journal of Tribology, Vol.108, pp219-224, April 1986
2. Rohde, S.M., Kong Ping, O. H., "A Thermoelastohydrodynamic Analysis of A Finite Slider Bearing," General Motors Corporation, Internal Report, 1973.
3. Huffenus, P.P., and Khaletzky, D., "Theoretical Study of Heat Transfer in Thrust Bearings of Hydraulic Machines. Application to the Cooling of the Oil Film," Proceeding of the 6th Leeds-Lyon Symposium on Trigology, Thermal Effects in Tribology, Published by Mech. Eng. Publ Ltd, pp 117-126, 1980.
4. Boncompain, R., "Les Paliers lisses en regime thermogydrodynamique, Aspects theoriques et experimentaux," These de Doctorat d'Etat, Universite de Poitiers, 1984.
5. Booser, E.R., Ryan, R.D., and Linginhoker, C.L., "Maximum Temperature for Hydrodynamic Bearings under Steady Load," Lubrication Engineering Vol. 26, pp 226-235, 1970.
6. Pinkus, O., "Thermal Aspect of Fluid-Film Tribology, ASME Press, N.Y. 1990.
7. Pinkus, O., and Bupara, S., "Adiabatic Solution of Finite Journal Bearings," ASME Journal of Lubrication Technology pp.492-496, 1979.
8. M. K. Fitzgerald, P. B. Neal "Temperature Distributions and Heat Transfer in Journal Bearings" Transaction of ASME, Vol. 114, pp 122-130, January 1992.