

그리스 윤활 고주파 모터 주축의 예압과 냉각에 따른 열특성

최대봉*, 김수태+, 정성훈++, 김용기+++

Thermal characteristics according to the preload and cooling conditions for the high frequency motor spindle with grease lubrication

D. B. Choi*, S. T. Kim+, S. H. Jung++, Y. K. Kim+++

Abstract

The important problem in high speed spindle is to reduce and minimize the thermal effect by motor and ball bearings. In this study, the effects of bearing preload and cooling for high speed spindle with high frequency motor are investigated. A high speed spindle is composed of angular contact ball bearings, high frequency motor, grease lubrication, oil jacket cooling, and so on. Heat generation of the bearing and the high frequency motor are estimated from the theoretical and experimental data. The thermal analyses of high speed spindle to minimize the thermal effect and maximize the cooling effect are carried out under the various cooling conditions and preload. Method of variable bearing preload and cooling can be useful to design the high speed motor spindle. The results show that the optimal preload and cooling are very effective to minimize the thermal displacement by motor and ball bearing.

Key Words : High Frequency Motor(고주파 모터), High Speed Spindle(고속 주축), Bearing Preload(베어링예압), Temperature Distribution(온도 분포), Thermal Displacement(열변위)

1. 서론

최근 생산성 향상과 품질향상을 위하여 공작기계의 고속화가 급진적으로 발전하고 있다. 소형 정밀 제품의 고속가공을 위하여 조각기, 내경연삭기, 전용가공기, 금형 가공기 등의 소형 가공기에 고주파 모터를 내장한 고속주축의 활용이 증대되고 있다. 이러한 모터 내장형 주축은 벨트, 기어 등이 없어 구조가 간단하고 진동 및 소음 감소효과와

훨씬 높은 고속화가 가능하는 등 많은 잇점이 있는 반면 모터가 내장되어 있기 때문에 내부에서 발생하는 열로 인한 열변형 문제의 개선이 중요한 과제로 부각되고 있다. 공작기계의 고속화에 있어서 주축계의 발열과 열변위는 공작물의 가공 정밀도에 영향을 미치게 된다. 열변위를 줄이기 위하여 모터의 스테이터 냉각, 베어링의 윤활, 예압 방법과 조건이 매우 중요하다[1].

* 주저자, 한국기계연구원 공작기계그룹 (dochoi@kimm.re.kr)

주소: 305-343 대전시 유성구 장동 171

+ 창원대 기계공학과

++ 창원대 대학원 기계공학과

+++ 코스빈(주)

최근 베어링 생산업체에서는 예압변환방식을 사용하여 한 기계에서도 정위치예압과 정압예압이 자동 변환되는 방식을 사용하고 있으나 구조가 복잡하고 제작비가 많이 든다. 그리스 윤활주축은 오일 에어 윤활장치에 비해 고속성은 떨어지나 유지보수가 간편하고 오일 에어 장치가 필요없어 값이 싼 것이 큰 장점으로 가장 많이 사용되고 있다.

따라서 본 연구에서는 그리스 윤활 모터내장형 고속주축으로 고속에서 저발열, 저속에서는 높은 강성을 얻을 수 있는 무단예압장치를 고안하여, 예압과 냉각수 온도에 따른 주축계의 온도분포, 열변위 변화의 경향을 알아보고 주축 온도와 열변형을 최소화시킬 수 있는 예압 조건을 찾고자 한다. 주축계의 고강성과 최적설계의 정립을 위해서 모터내장형 주축에 대해 3차원 모델링을 통한 비정상 열전달 해석을 수행하고, 고속 주축의 온도분포 및 열변형 실험과 해석을 통하여 모터내장형 고속주축의 설계와 제작에 활용하고자 한다.

2. 고속 주축계의 모델링

모터 내장형 주축계로서 전반부와 후반부의 베어링은 앵글러 콘택트 볼베어링으로 $\phi 35$ 와 $\phi 25$ 를 사용하였으며 베어링의 윤활 방식은 그리스 윤활 방식을 채택하였다. 고주파 모터 내장형 주축은 전반부베어링과 내장형 모터의 발열을 냉각시키기 위해서 주축 하우징에 냉각자켓을 설치하였다. 그러나 후반부 베어링은 냉각이 되지 않는 구조이며 후반부 베어링에 압축 공기를 주입하고 압력 조절에 의하여 베어링 예압을 가변할 수 있다.

주축계의 윤활유 공급 라인, 부품과 부품의 조립 부분, 후반부의 커버 및 하우징부의 곡면 부분 등의 미세한 부분까지 상세히 모델링하는 것은 컴퓨터 해석 용량 및 시간에 의해 제한 받기 때문에 근사화하여 모델링을 하였다. 주축계는 열적, 구조적으로 좌우 대칭이기 때문에 그 우측의 반만을 모델링하였다.

3. 열특성 해석 경계조건

공기에 노출되어 있는 하우징부의 경계면에 대해서는 격한 공기 유동이 없으므로 자연대류이며, 주축계의 대칭면은 단열조건(adiabatic condition)을 부여하였다. 각 부품간의 접촉부는 접촉 열저항이 없는 것으로 간주하였고, 발열원(heat source)는 베어링과 모터의 회전자(rotor) 및 고정자

(stator)로 하였으며 모터의 발열은 모터 입력전력을 측정하여 적용하였다. 열변형 해석에서 구속조건은 하우징이 고정 치구와 접촉되는 면적의 절점은 변형은 없는 것으로 하였다.

3.1 베어링의 발열특성

베어링의 발열은 회전운동의 마찰 손실에 의해서 일어나므로 마찰 모멘트를 구함으로써 베어링의 발열량을 계산할 수 있다[3, 4].

3.2 내장형 모터의 발열특성

3상 교류 유도 모터에서 모터의 입력 동력은 다음 경험식에서 결정되어진다[5].

$$P_{IN} = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos \phi \quad (3.1)$$

여기서 V는 전압, I는 전류, ϕ 는 전압과 전류 사이의 위상각이다.

3.3 냉각자켓의 냉각특성

내장형 모터와 베어링을 냉각시키기 위해 냉각 자켓을 따라 흐르는 냉각유는 비원형 사각 직관 속을 흐르는 것으로 가정한다. 프란틀 수(Prantle number)와 레이놀드 수(Reynolds number)를 계산하고, 관 내부유동에 대한 열전달식을 적용하여 냉각 자켓의 너셀수(nusselt number)를 구한다[6, 7].

4. 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용된 가변예압 주축의 최대 회전수는 18,000rpm이며, 압축공기를 이용한 가변예압 방식이다. 고속주축의 베어링 온도와 냉각수의 온도가 열변형에 가장 큰 영향을 주는 인자이기 때문에 베어링 예압, 주축 회전수, 냉각수 온도를 변수로 실험하였다[8].

열전대는 전반부 베어링에 두개, 코일에 두개, 후반부 베어링에 한개, 총 다섯 개의 열전대를 주축 하우징 속에 설치하였고 오일쿨러의 입구, 출구와 하우징 표면에 다섯 개의 열전대를 부착하였다. 변위 센서는 주축의 z, y축과 하우징의 z축 변위를 측정하고, 베어링 예압은 압축기와 레귤레이터를 통해 일정하게 유지하였고, 오일쿨러의 냉각수 유량은 5 l/min하였다. 센서로부터의 모든 신호는 데이터 획득 장치에서 수집 저장된다.

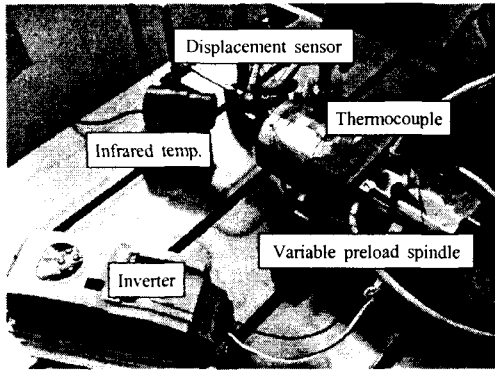


Fig. 1 Photograph of the experimental setup

Table 1 The test conditions

Spindle speed (rpm)	10000, 15000, 18000
Pre-load (N)	80, 160, 240, 320
Radial load (kg)	5, 10, 15, 20, 25, 30, 35
Cooler temp. (°C)	21, 24 (room temp.)

Table 2 Specification of experimental equipment

Item	Specification
Spindle	variable preload spindle (KOSPIN CO., Ltd)
Spindle dimension	diameter : 107mm length : 350mm
Spindle speed	max 18,000rpm
Bearing	7007, 7005
Bearing lubrication	Grease
Displacement sensor	gap sensor
Data acquisition device	Hp/Agilent 34970A
Oil cooler	KD-55K

5. 해석 및 실험결과

Fig. 2, 3는 18000 rpm 상태의 주축에 80N의 예압을 가한 후, 정상 상태에 도달했을 때 냉각수 온도에 따른 온도분포와 변위를 나타낸 수치해석결과이다. 후반부 베어링 부위에서 최고 온도를 나타내며, 주축의 선단부는 z축 방향으로 후단부는 -z축 방향으로 늘어남을 알 수 있으며 냉각자켓의 설치에 의한 냉각 효과의 중요성을 알 수 있다. 나머지 예압 및 회전수 조건 그리고 냉각수 온도에서도 비슷한 경향을 볼 수 있다.

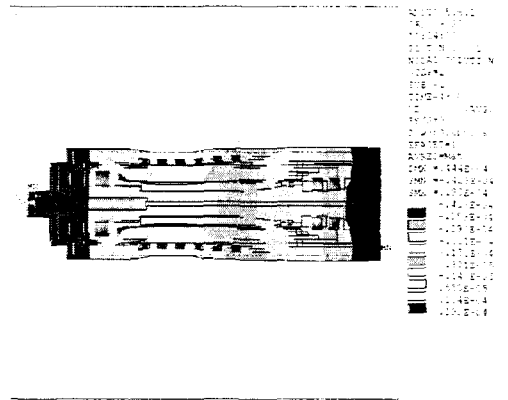
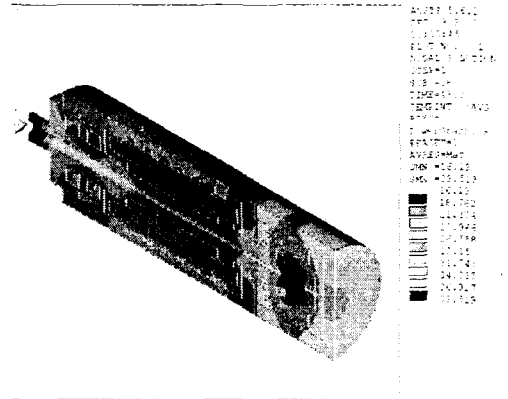
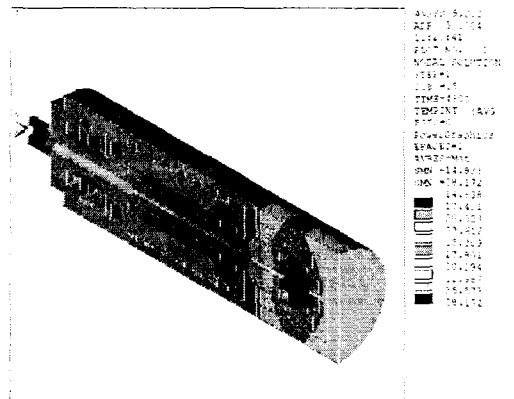


Fig. 2 Temperature distribution and thermal displacement of the spindle at 18000rpm (preload : 80N, cooler : 24°C)



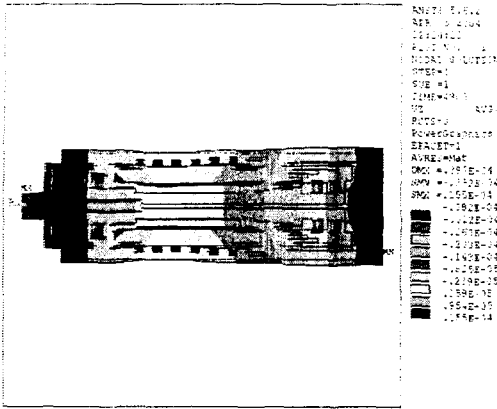
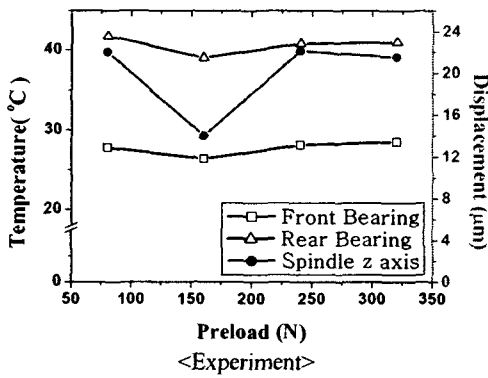
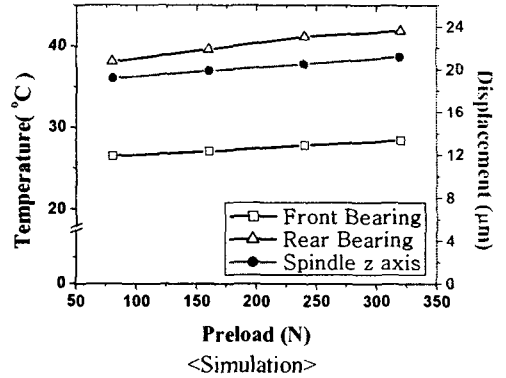


Fig. 3 Temperature distribution and thermal displacement of the spindle at 18000rpm
(preload : 80N, cooler : 21°C)

Fig. 4, 5, 6, 7은 15000, 18000rpm 회전수의 주축에 대하여 예압과 냉각수 온도에 따른 실험결과와 수치해석 결과를 비교한 것이다. 특정한 예압의 변위를 제외하고는 전체적으로 실험과 해석 결과가 잘 일치한다. 따라서 해석결과는 주축의 내외부와 회전부의 온도상승 및 열변위를 예측함으로써 모터내장형 주축의 설계 및 보완에 활용할 수 있다.

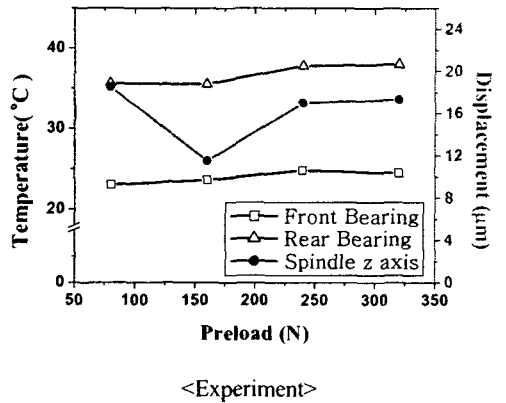


<Experiment>

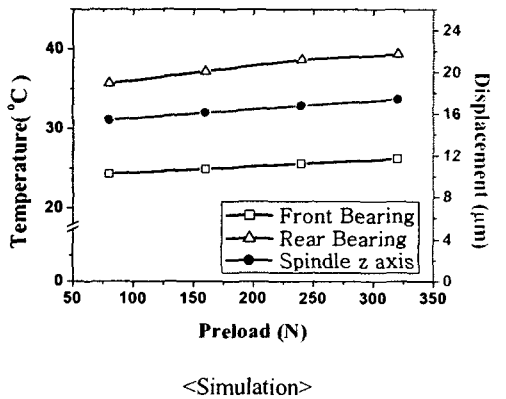


<Simulation>

Fig. 4 Comparison of temperature and displacement according to the preload at 18000rpm (cooler : 24°C)

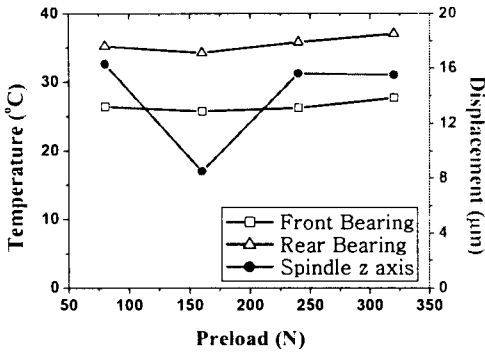


<Experiment>

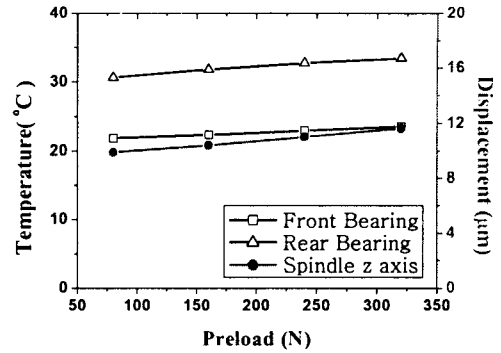


<Simulation>

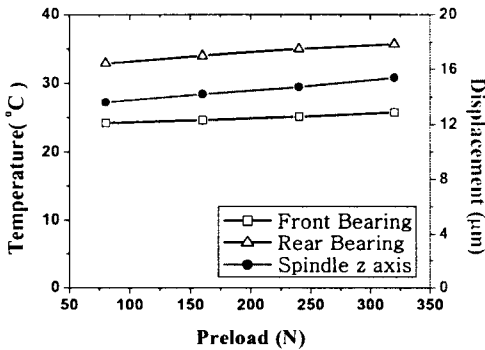
Fig. 5 Comparison of temperature and displacement according to the preload at 18000rpm (cooler : 21°C)



<Experiment>

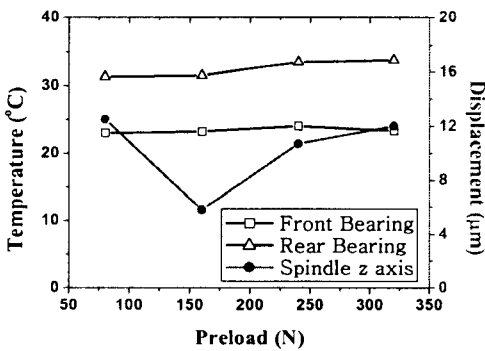


<Simulation>



<Simulation>

Fig. 6 Comparison of temperature and displacement according to the preload at 15000rpm (cooler : 24°C)



<Experiment>

Fig. 7 Comparison of temperature and displacement according to the preload at 15000rpm (cooler : 21°C)

실험결과를 종합해 보면 후반부 베어링에는 냉각자켓이 없기 때문에 전반부 베어링과 비교하여 온도가 높고, 주축의 회전수가 증가하면 베어링 온도와 변위는 증가하고 일정 시간 경과 후에는 정상상태에 도달하였다.

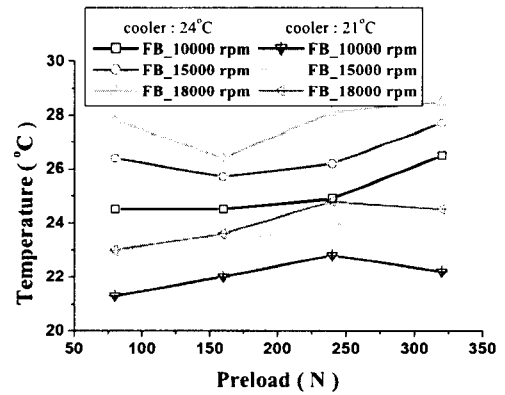


Fig. 8 Temperature of front bearing according to the preload

Fig. 8은 주축 회전수와 예압에 따른 전반부 베어링의 온도를 나타내고 있으며, 냉각수 온도를 3°C 낮추면 전반부 베어링 온도도 평균적으로 3°C 정도 떨어진다. 냉각수 온도가 24°C일때 예압에 따른 전반부 베어링 온도를 비교해보면 160N의 예압에서 온도가 약간 낮아짐을 알 수 있다. Fig. 9은 주축 회전수와 예압의 변화에 따른 주축 선단부의 z축 변위를 나타낸다. 일정한 회전수에서 베어링 예압이

80N, 240N, 320N인 경우 열변위는 큰 차이가 없으나 160N인 경우 7~8 μ m 크게 감소하였다. 베어링 예압이 160N 부근에서 베어링 온도가 약간 감소하는 경향을 볼 수 있으며, 모든 회전수와 냉각수 온도에서 예압이 160N일 때 주축의 z축 변위가 최소를 나타내었다. 냉각수 온도를 3 $^{\circ}$ C 정도 낮추면 변위는 평균적으로 2~4 μ m 감소하였다.

따라서 예압 증가에 의해 온도상승과 열변위는 선형적인 증가하지 않으며 적당한 베어링 틈새를 유지할 수 있는 최소의 베어링 발열과 열변위가 존재하는 예압이 있음을 알 수 있다.

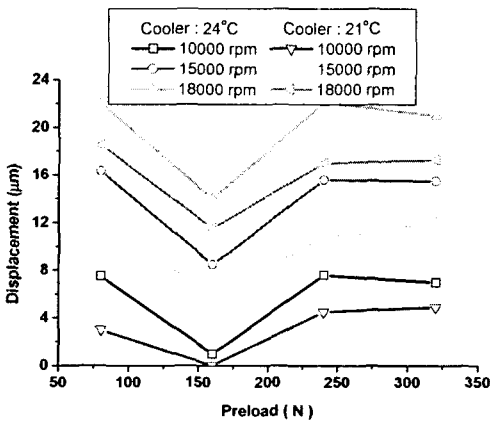


Fig. 9 Displacement of z-axis according to the preload

6. 결론

본 연구는 동일한 고주파모터 내장형 그리스 윤활 고속주축에서 저속에서 고강성, 고속에서 온도분포와 열변위가 양호하게 할수 있는 예압 가변장치를 고안하여, 4가지 예압과 냉각수 온도에 따른 회전수 변화에 대한 열특성 해석과 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 예압 증가에 의해 온도상승과 열변위는 선형적인 증가하지 않으며 적당한 베어링 틈새를 유지할 수 있는 최소의 베어링 발열과 열변위가 존재하는 예압이 있다.

(2) 해석결과는 주축의 내외부 및 회전부의 온도상승 및 열변위를 예측함으로써 모터내장형 주축의 설계 및 보완에 활용할 수 있다.

(3) 냉각수 온도를 3 $^{\circ}$ C 정도 낮추면 전반부 베어링 온도도 평균적으로 3 $^{\circ}$ C 정도 떨어지며 변위는 평균적으로 2~4 μ m 감소하였다.

후기

본 연구는 한국과학재단 지정 창원대학교 공작기계기술 연구 센터의 지원에 의한 것입니다

참고문헌

- (1) S. Nakamura, *High Performed Machine Tool Spindle*, J. of JSPE., Vol. 04, No. 57, pp. 605-609, 1991.
- (2) A. Muramatsu, Nakamura, H. Yoneyama, O. Iwasaki, *Heat Conduction Analysis for Motor Integrated Spindle*, NSK Technical Journal, No. 658, pp. 32-39, 1994.
- (3) T. A. HARRIS, *Rolling Bearing Analysis*, John Wiley & Sons, Inc, 2001.
- (4) FAG HANWHA Bearings Corp. *Catalogue*, WL 41 520/2 KA, pp. 190-212.
- (5) Bernd Bossmanns, Jay F. Tu, *A Power Flow Model for High Speed Motorized Spindles-Heat Generation Characterization*, ASME J. of manufacturing science and engineering, Vol. 123, No. 3, pp. 494-505, 2001.
- (6) Bernd Bossmanns, Jay F. Tu, *A thermal model for high speed motorized spindles*, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 39, pp. 1345-1366, 1999.
- (7) Frank Kreith, Mark S. Bohn, *Heat Transfer Fifth Edition*, West Info Access.
- (8) Choi, D. B., Kim, S. I., Song, J. B., *Air Cooling Characteristics of a High-Speed Spindle System for Machine Tools*, Trans. of the KSPE, Vol. 11, No. 1, pp. 123-128, 1994.
- (9) V. I. Alferov, Yu. N. Sokolov, *Heat Exchange between Machine Components and Workshop Atmosphere*, *Machine & Tooling*, Vol. 39, No. 9, pp. 16, 1968.
- (10) N. Mishima, K. Mizuhara, Y. Okazaki, *Thermal Properties of a Hydrostatic Air Spindle-analysis and Control of Thermal Deformation*, Trans. of JSPE, Vol. 59, No. 3, pp. 129-134, 199