

30,000rpm 고속 주축의 열특성 분석

Thermal Characteristics Analysis of 30,000rpm High Speed Spindle

임정숙^{1,✉}, 유기한², 정원지², 김수태², 이정환¹, 이춘만²
Jeong Suk Lim^{1,✉}, Ki Han Yu², Won Jee Chung², Soo Tae Kim², Jung Hwan Lee¹ and Choon Man Lee²

¹ 한국기계연구원 부설 재료연구소 (Korea Institute of Materials Science)
² 창원대학교 메카트로닉스공학부 (School of Mechatronics, Changwon Univ.)
✉ Corresponding author: cluster4@changwon.ac.kr, Tel: 055-213-2894

Manuscript received: 2008.11.5 / Revised: 2009.4.6 / Accepted: 2009.5.19

Thermal displacement of high speed spindle is very important problem to be solved. To solve heat generation and thermal displacement problems that influence on the product accuracy, it is very important to predict thermal characteristics of the spindle and it is positively necessary to select the conditions of cooling, flow rate and preload of bearings. In this paper, 30,000rpm(1.455 ×10⁶DmN) spindle was designed and produced. The analysis of thermal deformation for heat generation of inner spindle was carried out using commercial program ANSYS[®] and the result was compared with measured data using LabVIEW[®] and SCXI-1600, 1125 and 1126 module. Temperature distribution and thermal displacement according to spindle speed are measured. Using this method, it is possible to predict and to improve thermal characteristic of high speed spindle by control spindle speed, bearing preload and cooling rate.

Key Words: High-speed Spindle (초고속 주축), Thermal Characteristics (열특성), Temperature Distribution (온도분포), Thermal Displacement (열변형), Finite Element Method (유한요소해석)

1. 서론

최신 공작기계의 핵심부품인 초고속 주축은 회전수가 높고, 강력절삭과 정밀절삭 능력 모두가 뛰어나야 하며, 정적 및 동적 강성 또한 우수해야 한다. 이러한 주축을 설계하기 위해서 설계자는 주어진 주축의 요소부품들을 적절히 조합하여 목적을 달성해야 한다. 이러한 초고속 주축이 되기 위해서 주축의 구조는 필연적으로 내장형 모터로 구동되는 형태가 되게 된다. 모터 내장형 주축은 구조가 간단하고 벨트, 기어 등의 고속에서의 문제점을 해결할 수 있는 반면, 구동 시 내부 발열로 인한 열변형 문제의 개선이 중요한 과제로 부각되고 있다.

이 열변형 문제는 정적이나 동적 변형에서 다루어지는 수 μm 와는 달리 그 변형 정도가 수십 μm 에 달함으로써 공작기계의 정도 개선에 있어서 우선적으로 다루어져야 할 문제로 알려져 있다.¹ 따라서 고속 주축에서 제품의 가공정밀도에 큰 영향을 미치는 발열과 그에 따른 열변형 문제를 해결하기 위해 주축의 열특성을 정확히 예측하는 것이 중요하기 때문에, 주축의 냉각과 베어링 예압의 방법과 조건을 설정하는 연구가 선행 되어져 오고 있다.²⁻⁴

본 논문에서는 선행 되어진 연구들을 통하여 베어링 및 윤활조건 그리고 내장형 주축모터의 발열 특성 등이 주축의 온도 상승에 미치는 영향을 파악하였고, 이러한 유한요소 해석들을 통하여 고

속 공작기계의 주축 개발 시 발열 특성을 예측해 봄으로써 최적설계의 도구로 사용할 수 있음을 알았다. 그리하여 본 저자의 선행연구⁵인 다구찌 실험계획법을 응용하여 30,000rpm 고속 주축을 설계 및 제작하였다. 고속 주축의 개발에서는 진동의 측면에서 동특성 등의 해석도 중요하지만 주축 시스템의 발열특성 규명은 더욱 중요하기 때문에,⁶ 이 시작품의 유한요소해석으로 무부하 회전에서 주축계의 발열 특성에 의한 온도분포 및 열변형을 이론적으로 해석하여 검토한 뒤, 시작품의 성능테스트 결과와 비교, 분석하여 해석과 실험 데이터의 차이가 되는 원인을 발견할 수 있었다.

2. 30,000rpm 고속 주축 모델

2.1 고속 주축의 구조 및 유한요소모델

공작기계용 30,000rpm(1.455×10^6 DmN)급 고속주축계를 Fig. 1 과 같이 설계하였다. 이 주축계는 자동공구교환을 하기 위해 드로우바가 장착되어 있는 형태이며, 이 드로우바 때문에 주축은 중공의 형태로 되어 있다. 주축의 소재는 질화강인 SACM645 를 사용하였으며, 그 외의 부품들은 SM45C 를 사용하였다. 또한 고속 주축의 가공유연성을 위해서 built-in type 으로 설계되었으며, 주축에 내장형 모터의 회전자(rotor)가 열박음 되어 있다. 전반부와 후반부의 베어링은 세라믹 볼 베어링으로 GMN 사의 HYSM6007C TA P4 UL 을 사용하였다. 베어링의 윤활방식은 오일-에어를 적용한 타입(type)이다. 그리고 내장형 모터와 베어링에서 발생하는 열을 냉각시키기 위해 주축 하우징에 냉각오일을 강제로 순환시킬 수 있는 구조로 되어 있다.

설계된 고속 주축의 각종 인자에 따른 온도분포 및 열변형을 해석하기 위하여 Fig. 2 와 같이 근사화하여 모델링하였다. 설계된 고속 주축은 열적·구조적으로 축대칭이기 때문에 주축 종단면의 반만 모델링하여 해석 시간을 단축시켰고, 윤활유 및 에어 공급 라인, 조립 부분 등은 주축의 열특성에 영향을 미치지 않는 범위 내에서 간소화하거나 생략하였다. 베어링 부분은 모델링을 생략하고 발열에 대한 경계조건을 부여하고 해석을 수행하였다. 내장형 모터의 형상은 직선으로 단순화하였으며, 주축계의 대칭면은 단열 조건을 부여하였고 공기에 노출되어 있는 하우징부의 경계면에 대해서는 격한 공기 유동이 없으므로 자연대류로 경

계조건을 설정하였다. 발열원은 모터의 스테이터와 로터, 베어링으로 정의하였으며 모터의 발열은 모터 제작사에서 제시한 회전수 별 스테이터와 로터의 동손과 철손의 동력 손실표에서 참조한 값으로 하였다. 해석 시의 구속조건은 하우징이 고정치구와 접촉되는 면적의 질량은 변형이 없는 것으로 하였다. 해석툴은 상용 프로그램인 ANSYS[®]을 사용하였다. 요소모델은 Thermal-Solid 70 으로 3 차원 요소를 사용하였다.

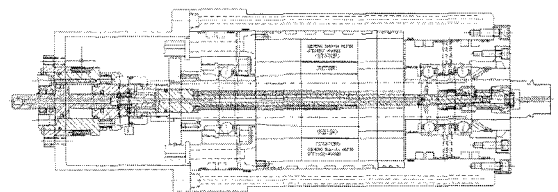


Fig. 1 Schematic diagram of 30,000rpm spindle system

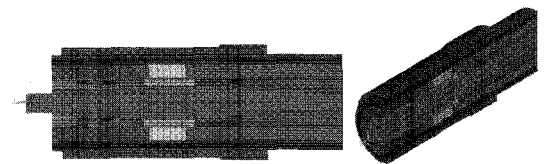


Fig. 2 3D model of 30,000rpm spindle system for thermal displacement analysis

2.2 열변형 해석 조건

본 연구에서 사용된 고속 주축은 최고 속도 30,000rpm 을 목표로 개발되어진 제품이다. 고속 주축의 모든 회전 영역에서의 주축의 특성을 분석하기에는 상당한 시간이 소요가 되므로 관심의 대상이 되는 주축의 속도를 10,000rpm 단위로 속도를 증가시키면서 30,000rpm 까지의 속도에 따른 열변형 해석을 수행하였다. 열변형 해석과 실험에 대한 조건은 아래의 Table 1 과 같다. 여기에서 베어링의 예압은 실제 베어링 조립 시 사용된 예압이며, 냉각수 유량은 냉각기의 실제 구동 중에 측정된 유량으로 해석에 적용하였다.

Table 1 Analysis and test conditions

Spindle speed[rpm]	10,000, 20,000, 30,000
Bearing preload[kgf]	5
Cooling rate[l/min]	3.9
Cooler temp.[°C]	5°C

2.3 베어링의 발열특성

베어링의 발열은 회전운동의 마찰손실에 의해서 일어나므로 마찰 모멘트를 구함으로써 베어링의 발열량을 계산할 수 있다.⁶ 앵글러 콘택트 볼 베어링(angular contact ball bearing)의 발열원은 미끄럼에 의한 스핀모멘트(spin moment)와 자이로스코픽모멘트(gyroscopic moment), 그리고 베어링의 형식, 하중의 크기에 따라 결정되는 하중 동 마찰모멘트(load friction moment), 윤활유의 점도, 양 및 회전수에 의해 결정되는 점성 동마찰모멘트(viscous friction moment)로 구분된다.^{7,8} 본 연구에서는 스핀모멘트에 의한 발열은 전체 베어링의 발열에 큰 영향을 미치지 못한다고 보고 무시하였으며, 베어링의 총 발열량을 각각의 모멘트의 합에 주축의 회전수(rpm)를 곱함으로써 계산하였다. 사용된 식은 다음의 식(1)과 같다. Table 2 에 고속 주축의 회전속도에 따른 베어링의 총 발열량을 계산하여 나타내었다.

$$Q_{total} = [M_g + M_l + M_v] \times \frac{2\pi \times n}{60} \times 10^{-3} [W] \quad (1)$$

여기에서, Q_{total} : 베어링의 총 발열량
 M_g : 자이로스코픽모멘트
 M_l : 하중 동마찰모멘트
 M_v : 점성 동마찰모멘트
 n : 주축의 회전수

이다.

Table 2 Heat generation of angular contact ball bearing

Spindle speed[rpm]	10,000	20,000	30,000	
Gyroscopic moment [N·mm]	2.29	8.82	19.84	
Viscous friction moment [N·mm]	30.05	42.89	51.0	
Load friction moment [N·mm]	7.81	7.81	7.81	
Q_{total} [W]	42.02	124.60	246.96	
Heat flux	In[W/m ²]	30999.5	33961.7	37355.2
	Out[W/m ²]	26278.5	28757.9	31631.49

2.4 내장형 모터의 발열특성

고속 주축에 사용된 모터(11kW, 4pole, 40,000rpm)의 발열량은 부부하 상태에서의 것으로

제작사에서 제시한 회전수별 스테이터와 로터의 동손과 철손의 동력손실표⁹에서 참조한 값으로, Table 3 에 주축의 회전수에 따른 모터의 열유동량(heat flux)를 제시하였다. 회전자와 고정자의 발열의 배분은 참고문헌¹⁰의 실험식에 따라 고정자 부분이 약 2 이고, 회전자 부분이 약 1 의 비율로 계산 되며, 이 발열량에 따른 열유동량은 식(2)와 같이 계산된다. 이러한 모터의 열유동량을 Table 3 에 나타내고 해석에 적용하였다.

Table 3 Heat generation of the built-in motor

Spindle speed[rpm]	Stator[W/m ²]	Rotor[W/m ²]
10,000	29,408	32,854
20,000	47,420	52,975
30,000	61,971	69,232

$$Heatflux = \frac{H}{2 \times \pi \times R \times L} [W / m^2] \quad (2)$$

여기에서, H: 고정자 또는 회전자의 발열량
 R: 고정자 또는 회전자의 반지름
 L: 고정자 또는 회전자의 길이
 이다.

2.5 냉각 자켓의 냉각특성

주축을 냉각시키는 냉각 자켓의 특성은, 내장형 모터와 베어링을 냉각시키면서 냉각 자켓을 따라 흐르는 냉각유는 비원형 사각 직관 속을 흐르는 것으로 가정할 수 있기 때문에 수력직경을 도입하여 냉각능력을 계산한다.¹¹ 레이놀즈 수가 2,300 이상인 난류유동에 대한 관내부 유동의 너셀트 수(Nusselt number)는 다음의 식(3)과 같으며, 이 식을 적용하여 전면베어링, 후면베어링 및 고정자 위의 냉각 자켓의 냉각특성을 계산하였다.

$$Nu = 0.025 \bullet Re^{0.8} \bullet Pr^n \quad (3)$$

여기에서, $0.7 < Pr < 160$, $2300 < Re$, $n=0.4$ 이다.

본 연구에서 냉각 자켓의 유량은 3.9 l/min 이므로 전면 및 후면 베어링 위의 냉각 자켓의 Re 는 5.64×10^3 이 되고, Nu 는 57.1 이 된다. 전면 및 후면 베어링 위의 냉각자켓의 대류열전달계수를 구

하면 $2920.7 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$ 가 된다. 또한 고정자 위의 냉각 자켓의 Re 는 5×10^3 이 되고, Nu 는 57.1 이며, 대류열전달계수는 $1767.8 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$ 이다. 이 계수들을 유한요소해석에 적용하였다.

2.6 열변형 측정 장치의 구성

본 연구에서는 위의 Table 1 에서 계획된 바와 같이 10,000, 20,000, 30,000rpm 에서의 고속 주축의 온도 분포 및 열변형 해석을 수행하고, 각 속도에 따른 온도와 열변형 변위를 측정하여 유한요소기법으로 해석된 결과와 비교하여 보다 자세한 주축계의 열특성을 분석하고자 한다.

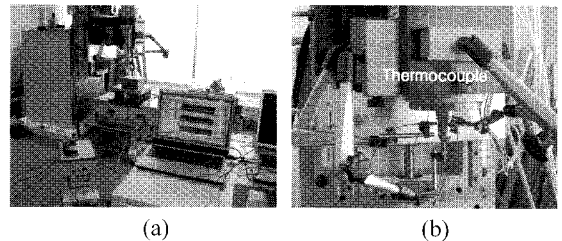


Fig. 3 (a) Picture of experimental set-up, (b) Details of gap-sensor installation

Table 4 Specifications of the experimental equipment

Item	Specifications
Spindle	32E type 30,000rpm Spindle
Spindle dimension	D:150mm, L:455mm
Spindle speed	Max. 30,000rpm
Bearings	HYSM 6007C, D:35mm
Bearing lubrication	Oil-Air
Thermocouple	T, K type
Displacement sensor	AEC Gap sensor PU-05
Data acquisition device	SCXI-1600, 1125, 1126
Oil cooler	CJOC150-AP

고속주축의 열변형을 측정하기 위한 실험장치는 Table 4 와 같이 구성하였으며, 실제 실험을 위해 각 센서들이 장착된 모습을 Fig. 3 에 나타내었다. 해석된 데이터와 실제 주축 구동 시 발생하는 주축의 온도분포와 열변형에 의한 변위를 비교하기 위해 Fig. 3(b)와 같이 고속 주축의 선단부에 갭 센서(gap sensor)를 X, Y, Z 축으로 설치하였고, 회전 속도에 따른 온도변화를 측정하기 위해 전면 베어링에 열전대를 심어두었으며, 냉각수의 입력부와 토출부에도 각각의 열전대를 심어 냉각수의 온도변화를 측정하였다. 본 연구에 사용된 냉각기는 오일타입이며, 냉각온도가 5℃로 설정되어 있다. 센서에서 출력되는 각종 데이터들을 실시간으로 취합하기 위하여 Fig. 4 와 같이 National Instrument사의 graphical 프로그램 언어인 LabVIEW 를 이용하여 데이터 취득 프로그램을 작성하였고, 데이터 취득 카드는 National Instrument 사의 SCXI-1600 과 SCXI-1125, 1126 모듈을 사용하였다.

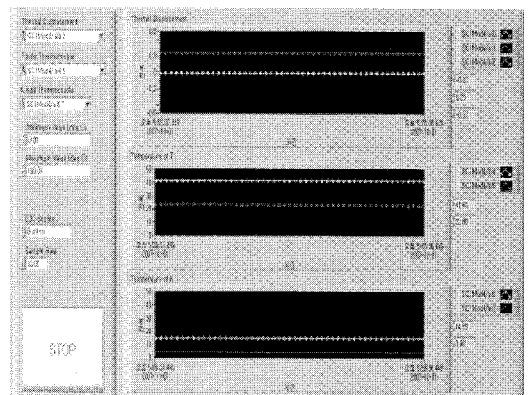


Fig. 4 Front panel of data acquisition program

3. 회전속도에 따른 열변형 해석 및 실험

3.1 회전속도에 따른 열변형 해석

선행 연구를 통해서 개발된 30,000rpm 초고속 주축의 유한요소모델을 Table 1 과 같은 조건으로 각각 해석하였다. Fig. 5(a)에서 Fig. 5(c)까지는 유한요소해석에 의한 무부하 회전에 따른 각 속도영역에서의 주축의 온도분포를 나타내고 있다. 각 그림을 통해 알 수 있듯이 내장형 모터의 고정자 부에서 최고온도가 나타나고, 그 다음 전면 베어링, 후면 베어링 순으로 최고온도가 나타난다. 여기에서 관심의 대상이 되는 전면베어링의 온도를 실험을 통해 얻은 데이터들을 Fig. 6 에 나타내었다. 이 그래프를 통하여 주축의 회전수가 증가함에 따라 전면 베어링의 온도가 급격히 증가함을 알 수 있다. Fig. 6 에서 냉각기의 입구와 출구의 온도 그래프의 변위가 크며 냉각기의 냉각속도가 상당히 느린 것을 알 수 있다. 이러한 냉각기의 성능이 베어링의 온도가 급격히 증가하는데 영향을 미친 것으로 판단된다. 실험에서 사용된 냉각기를 온도제어가 가능한 기종으로 교체한다면 개발된 고속 주축의 성능을 좀 더 면밀하게 분석할 수 있을 것으

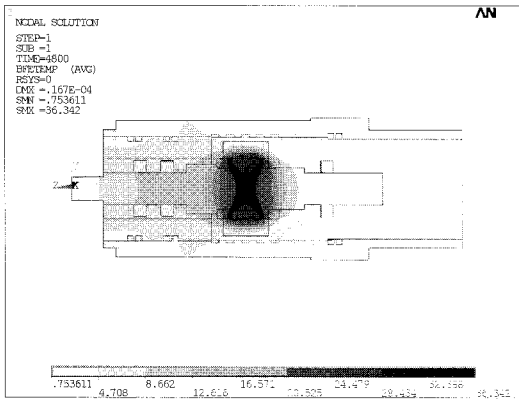


Fig. 5(a) Temperature distribution of spindle at 10,000rpm

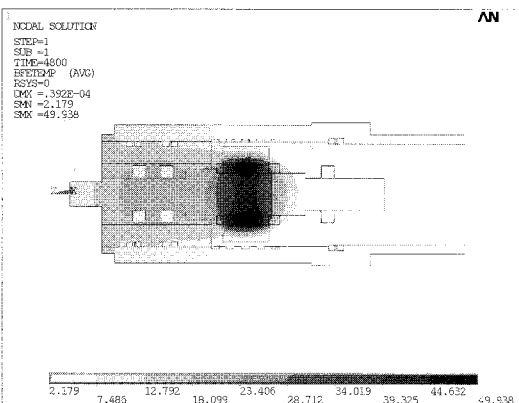


Fig. 5(b) Temperature distribution of spindle at 20,000rpm

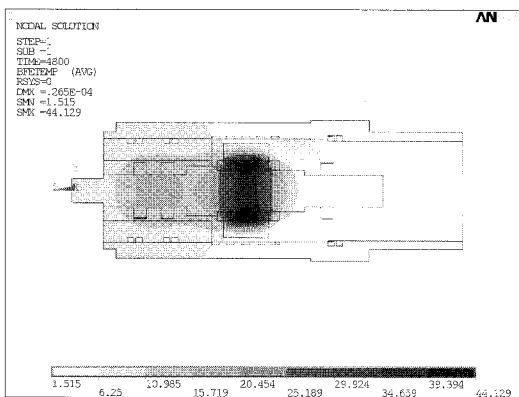


Fig. 5(c) Temperature distribution of spindle at 30,000rpm

로 사료된다.

Fig. 5(a)에서 Fig. 5(c)까지의 해석을 통해 얻게

된 주축의 각 속도에 따른 전면베어링의 온도와 실제 실험에서 취득한 Fig. 6의 데이터를 각 속도별로 Fig. 7의 그래프로 나타내었다. 이 그래프들을 통해서 주축의 회전속도가 증가함에 따라 주축 전면베어링의 온도도 따라서 상승함을 알 수 있다. Fig. 7을 통해 알 수 있듯이 해석결과와 실험결과는 약 5°C정도의 오차를 나타낸다. 해석상의 온도와 실제 실험에서의 온도가 차이가 나는 이유는 해석상의 이상적인 경계조건과 실제 실험에서의 환경적인 요인의 차이에 의한 오차이며 고속주축의 운전 시 전면베어링의 온도분포의 경향은 예측이 가능할 것으로 판단된다.

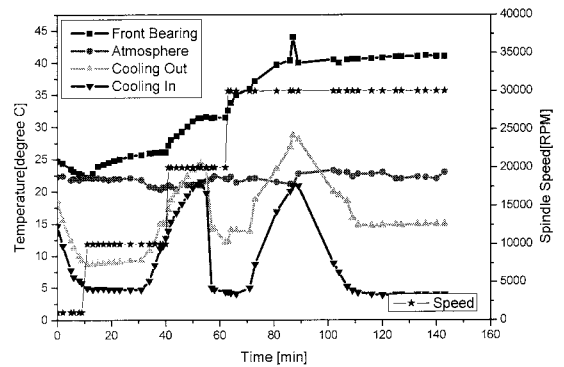


Fig. 6 Temperature distribution of each part

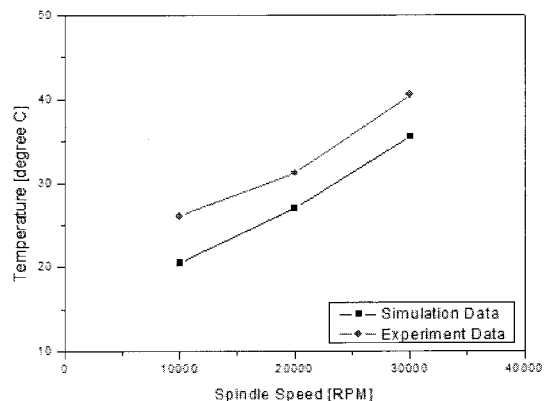


Fig. 7 Thermal distribution of front bearing

Fig. 8(a)에서 Fig. 8(c)까지의 해석을 통해 얻게 된 주축의 관심이 되는 Z 축의 열변형 정도와 실제 실험에서 취득한 Fig. 9의 데이터 중 Z 축의 열변형의 정도를 각 속도별로 Fig. 10에 나타내었다. Fig. 10을 통해 알 수 있듯이 해석된 값이 실험을 통해 측정된 값보다 다소 큰 열변형을 보이고 있

으나 주축의 회전속도가 증가함에 따라 주축이 Z 방향으로 늘어남을 알 수 있다. 이렇게 해석값과 실험값이 차이가 나는 것은 해석상의 구속조건과 실제 제품의 가공오차 등에 의한 구속조건의 차이로 보인다.

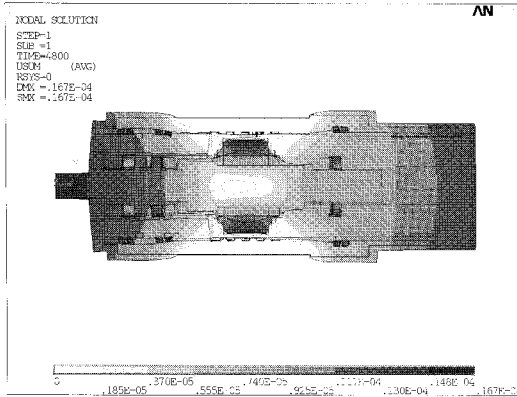


Fig. 8(a) Thermal displacement of spindle at 10,000rpm

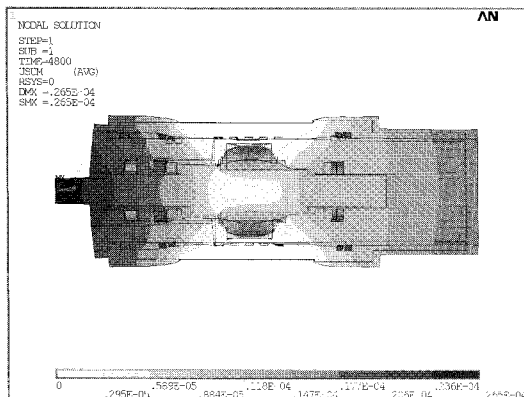


Fig. 8(b) Thermal displacement of spindle at 20,000rpm

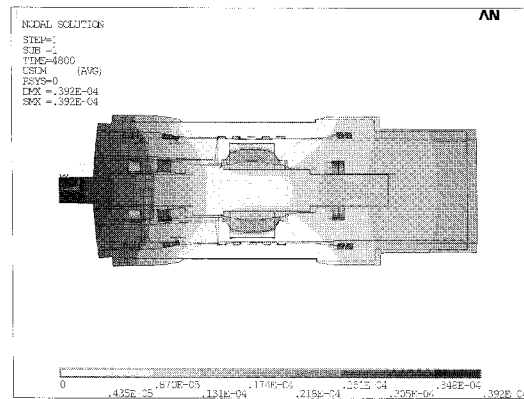


Fig. 8(c) Thermal displacement of spindle at 30,000rpm

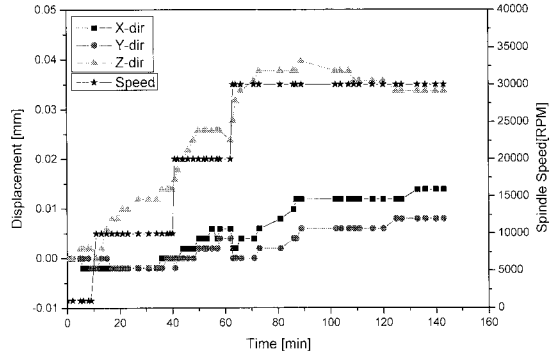


Fig. 9 Thermal displacement of X, Y and Z-axis

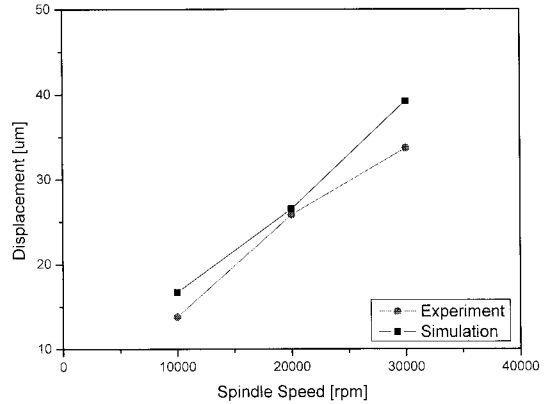


Fig. 10 Thermal displacement of Z-axis

4. 결론

본 연구에서는 공작기계용 30,000rpm(1.455×10^6 DmN)급 고속 주축계를 설계 및 제작하고, 고속 주축의 회전수에 따른 주축 내부의 발열로 인한 축방향 길이 변화를 해석과 실험을 통하여 비교함으로써 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 기존에 개발된 고속 주축의 열특성 해석 기법을 이용하여 개발된 주축의 열특성을 평가하여 실험결과와 비교할 수 있었다.
- 2) 각 속도에 따른 전면 베어링의 온도분포는 해석결과와 실험결과가 약 5°C 정도의 오차를 나타내지만, 온도 상승에 대한 주축의 온도 분포의 경향은 예측할 수 있다.
- 3) 고속 주축의 축방향 길이는 주축의 회전속도가 증가함에 따라 비선형적으로 증가함을 알 수 있다.
- 4) 실험에서 사용된 냉각기를 온도제어가 가능한 기종으로 교체한다면 개발된 고속 주축의 성능

을 좀더 면밀하게 분석할 수 있을 것으로 판단된다.

5) 따라서 이러한 방법을 통하여 설계된 고속 주축에 대하여 열변형을 최소화하기 위한 고속 주축의 회전수, 베어링 예압 및 냉각 유량의 변화에 대하여 온도분포 및 열변형을 해석을 통하여 예측하고 개선할 수 있다.

후 기

본 연구는 지식경제부 지방기술혁신사업 [RTI04-01-03] 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Lee, C. H., "Thermal Deformation Characteristics and Compensation of High Speed Spindle Unit," J. of KSPE, Vol. 19, No. 5, pp. 7-12, 2002.
2. Kim, S. T., Kim, C. S., Choi, D. B., Kim, J. H. and Jeong, D. S., "The Temperature Distribution and Thermal Displacement Analysis of the High Speed Spindle according to the Bearing Preloads and Cooling Methods," Engineering Research & Technology, Vol. 5, pp. 13-18, 2005.
3. Kim, S. T. and Choi, D. B., "Analysis on the Cooling Characteristics of the Spindle with High Frequency Motor," Proc. of KSMTE Spring Conference, pp. 278-283, 2002.
4. Choi, D. B., Kim, S. T., Jung, S. H., Kim, J. H. and Kim, Y. K., "Thermal characteristics according to the preload and cooling conditions for the high frequency motor spindle with grease lubrication," Proc. of KSMTE Spring Conference, pp. 439-444, 2004.
5. Lim, J. S., Chung, W. J., Lee, C. M. and Lee, J. H., "Improvement of a Stiffness for High-speed Spindle Using the Taguchi Method," J. of KSPE, Vol. 23, No. 2, pp. 127-133, 2007.
6. Ko, T. J. and Kim, H. S., "An Analysis of the Thermal Behaviour on the Spindle System for Machine Tools," J. of KSMTE, Vol. 5, No. 4, pp. 90-97, 1996.
7. Harris, T. A., "Rolling Bearing Analysis," John Wiley & Sons, Inc., 2001.
8. Paul Müller Industrie GmbH & Co. KG, "GMN High Precision Ball Bearings Catalogue," Paul Müller Industrie GmbH & Co. KG, p. 52, 2008.
9. Siemens, "Synchronous Build-In Motors 1FE1," Siemens AG 2000-2004. pp. 124-204, 2004.
10. Choi, D. B., Kim, S. T., Jung, S. H., Kim, J. H. and Kim Y. K., "Thermal Characteristic of the High Frequency Motor Spindle according to the Bearing Preloads and Cooling Conditions," Transactions of KSMTE, Vol. 14, No. 6, pp. 31-36, 2005.
11. Kreith, F. and Bohn, M. S., "Heat Transfer Fifth Edition," West Info Access, pp. 315-356, 1993.