

고정밀 연삭기용 주축시스템 설계

편영식*, 이건범⁺⁺, 박정현⁺, 요코이 요시유키⁺⁺⁺, 여진욱⁺⁺⁺, 안건준⁺⁺⁺⁺, 곽철훈⁺⁺⁺⁺

(논문접수일 2002. 10. 29, 심사완료일 2003. 5. 9)

Design of High Precision Spindle System for Grinding Machine

Young-Shik Pyoun*, Keon-Beon Lee⁺⁺, Jeong-Hyun Park⁺, Yoshiyuki Yokoi⁺⁺⁺

Jin-wook Yeo⁺⁺⁺, Gun-Jun Ahn⁺⁺⁺⁺, Cheol-Hoon Kwak⁺⁺⁺⁺

Abstract

Any one of the high precision spindle systems and guide way systems, the high stiffness of structure, the error compensation during assembly, high accuracy control system is inevitable technology for development of high precision machine tools. Especially, among these, design of spindle system is one of the most important technologies leading high precision of machine tool and high quality of manufactured products. A high speed and high precision spindle system, which will be used for final machining of ferrule, is designed considering the effect of heat, cutting torque, cutting force, and work-piece materials. The detailed design and analysis process are presented.

Key Words : Machine Tool Design(공작기계설계), Spindle System Design(주축시스템설계), Ferrule(페룰, 이음관)

1. 서론

산업의 발달과 더불어 초소형, 초정밀 제품에 대한 수요가 증가함에 따라 이를 가공할 수 있는 마이크로 가공기술 및 고정밀 가공용 공작기계 설계기술은 국가 경쟁력 결정에 큰 영향을 미치게 되었다⁽¹⁾.

공작기계의 성능은 주축계 설계 및 제작기술, 이송계 설

계 및 제작기술, 오차 보상기술, 베드 구조물 설계 및 방진 기술, 시스템 종합기술 등에 의해 결정되며, 이 중에서도 주축계의 설계 및 제작기술은 가공정밀도 및 생산기술을 주도하는 핵심 기술이라 할 수 있다.

특히 주축 시스템은 공작기계의 정밀도에 가장 큰 영향을 미치므로, 주축 시스템은 소재의 변형이 작고, 절삭력이 나 절삭토크의 영향을 적게 받으며, 가동 중 열 영향을 최대

* 주저자, 선문대학교 기계 및 제어공학부 (pyoun@webmail.sunmoon.ac.kr)

주소: 336-840 충남 아산시 탕정면 갈산리 100번지

+ 선문대학교 기계 및 제어공학부

++ 청주기능대학 컴퓨터응용기계과

+++ (주)디자인메카

++++ 크루설테크

한 배제할 수 있도록 설계되어야 한다⁽²⁻⁵⁾.

본 연구에서는 초고속 정보통신망 구현에 필수적인 광학 연결용 부품인 광패를 고정밀도로 가공하기 위한 고정밀 연삭기용 주축 시스템의 설계사양을 결정하는 과정과 각 과정에서 사용되는 해석모델 및 해석결과를 이용하여 설계변수를 결정하는 방법을 제시하였다.

2. 고정밀 주축시스템 개발 배경

21세기 들어 초고속 정보통신망은 정부와 기업의 경쟁력 확보를 위한 가장 중요한 인프라 중의 하나가 되었다. 따라서 초고속 정보통신망 구축을 통한 정부와 기업의 정보화는 더욱 가속될 것으로 전망되고 있다. 이와 같이 초고속 통신망의 발달과 더불어 통신망을 구성하고 있는 광통신부품을 정밀하게 가공할 수 있는 마이크로 가공기술에 대한 관심이 더욱 증가하고 있다. 대표적인 광통신부품으로 교환기, 전송장치, 광감쇠기, 광커플러, 계측기 등을 들 수 있으며, 이 중에서도 광패들은 광점퍼코드의 가장 중요한 핵심 부품이라 할 수 있다.

광패들의 생산현황을 분석해보면 전세계 생산량의 90% 이상이 일본에서 생산되고 있으며, 이를 가공할 수 있는 공작기계 또한 일본산 제품이 대부분이다. 국내의 광패를 생산량은 매우 미미한 상태이며, 그나마도 일본에서 제작된 공작기계를 도입하여 생산하고 있는 실정이다. 따라서 광산업 분야에서 국제 경쟁력을 확보하기 위해서는 고정밀도의 광패를 가공할 수 있는 공작기계의 자체 설계 및 제작기술의 확보가 무엇보다도 중요하다고 할 수 있다.

3. 주축시스템 설계

광패들은 부품 특성상 동심도가 가장 중요한 형상공차중의 하나이므로 광패를 가공용 연삭기를 개발할 때 주축의 정밀도와 안정성을 최우선적으로 고려해야 한다.

본 연구에서는 광패를 정밀도와 현재 생산되고 있는 외국산 광패를 가공용 공작기계의 정밀도와 경쟁할 수 있는 공작기계를 설계하기 위하여 주축 시스템 사양을 결정하였다. Table 1은 본 연구에 적용된 광패를 가공용 연삭기의 주축 시스템 설계사양으로, 주축 회전수 5,000rpm, 회전정밀도 0.5 μ m, 주축 강성(radial stiffness) 70N/ μ m, 주축 하우징 표면에서의 열발생 7 $^{\circ}$ C 이내, 하우징에서의 진폭을 0.7 μ m로 설정하였다.

Table 1 Specifications of spindle system

항목	설계목표
Radial stiffness [N/mm]	70
Radial run-out [mm]	0.5
Rotational speed [rpm]	5,000
Heat generation [$^{\circ}$ C]	7
Vibration amplitude [mm]	0.7

주축시스템 설계에 적용된 프로세스는 시스템설계, 주축 해석, 주축시스템해석에 기초한 설계보완의 3단계로 구성되어 있다. 시스템설계 단계에서는 개발 요구사항을 기초로 시스템 설계용 CAE 소프트웨어를 이용하여 모터사양, 벨트 동력전달 장치, 축 형상 및 크기, 베어링의 종류 및 위치 등을 결정하고, 주축해석단계에서는 시스템 설계단계에서 결정된 다양한 설계대안의 적정성을 판단하기 위해 정적강도, 피로강도, 고유진동수, 변위량 및 비틀림 각 등을 해석하였다. 마지막 단계인 주축 시스템해석 및 보완 단계에서는 기 검증된 해석모델을 이용하여 축의 변위 및 강성, 발열량, 고유진동수, 진동형태 등을 해석할 수 있는 소프트웨어를 개발하였으며, 이를 이용하여 주축시스템의 정적 및 동적 특성을 해석한 결과를 기초로 설계된 주축시스템을 보완하였다.

3.1 시스템 설계

시스템설계 단계에서는 주어진 설계사양을 기초로 시스템 설계용 CAE 소프트웨어인 APM WinDrive를 이용하여 모터사양, 벨트 동력전달 장치, 축 형상 및 설계변수, 베어링의 종류 및 위치 등을 결정한다.

Fig. 1은 CAE소프트웨어를 이용하여 축의 길이, 베어링 위치 및 개수, 동력전달장치의 위치 등을 포함한 시스템을 개략적으로 설계한 것이다. 개략적인 시스템설계가 완료되면, 시스템설계 결과를 기초로 다수의 가능한 설계대안을 제시하고, 제시된 설계대안의 적정성을 판단하기 위해 시스템을 구성하고 있는 각 요소를 해석하고 보완하는 과정을 통하여 최적화한다.

시스템 설계가 완료되면 축 해석용 소프트웨어인 APM WinShaft를 이용하여 축의 정적강도, 피로강도, 고유진동수, 변위량 및 비틀림 각 등을 해석하고 해석결과를 기초로 설계된 시스템의 적정성을 판단한다.

Fig. 1(a)는 시스템 요구사항에 기초하여 설계된 주축시

스텝의 레이아웃이고, Fig. 1(b)는 설계된 주축시스템의 해석결과와 하나인 축 길이에 대한 변위량을 도시한 것이다. 변위량 선도에 의하면 주축의 최대 반경방향 변위가 0.97 μm 로 축의 강성기준 0.0002~0.0003을 충분히 만족하였으며, 정적강도, 피로강도, 비틀림 각 등의 해석결과도 모든 축 설계기준^(6,7)을 만족한다는 것을 알 수 있다.

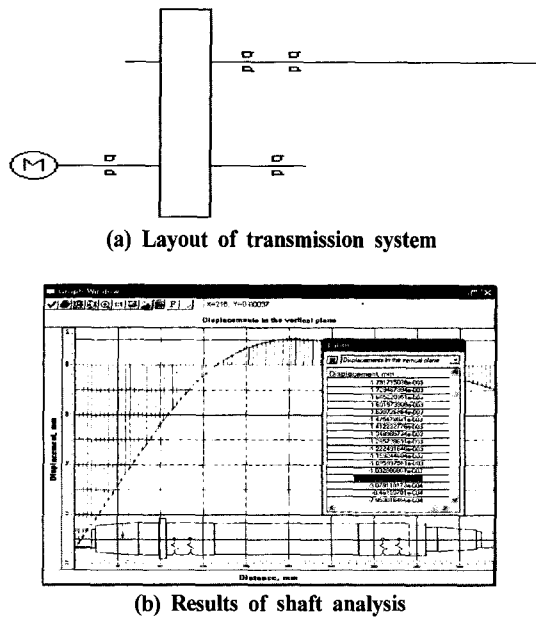


Fig. 1 System design and result of shaft analysis

시스템 설계가 완료되면 최적 설계를 위해 시스템을 구성하고 있는 각 요소가 주어진 설계조건을 만족하는 조합으로 구성된 설계대안을 제시한 후, 이를 해석한 결과를 기초로 최종구조를 결정한다.

Fig. 2는 시스템 설계결과를 기초로 제시된 주축시스템의 설계대안 들을 나타낸 것으로 설계변수를 (A), (B), (C) 및 (D)로 표기하여 구분하였으며, 주요 설계변수부의 상세 치수는 Table 2와 같다.

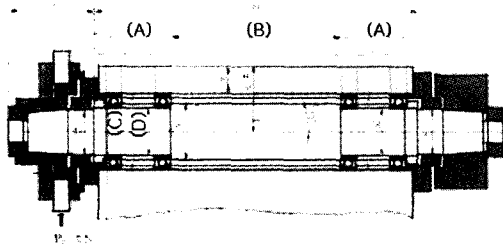


Fig. 2 Schematic diagram of spindle system

Table 2 Main dimension of spindle systems

주축시스템 구조	1	2	3	4
베어링 간격 (A)	40	40	30	20
베어링 간격 (B)	200	180	140	120
베어링 외경 (C)	95	90	80	68
베어링 내경 (D)	60	55	50	40

3.2 최적 설계구조 결정

주축 시스템에 요구되는 회전속도는 5,000rpm으로 비교적 고속이므로 내열성이 우수한 P2급의 베어링을 적용하였으며, 기본 윤활방식으로 그리스 공급 방식을 적용하였다. 주축 시스템에 적용된 베어링의 사양은 Table 3과 같다.

시스템 설계에서 제시된 4가지 대안중 개발목표를 만족할 수 있는 최적 구조를 결정하기 위해서는 정적특성뿐만 아니라 동적특성에 대한 해석이 필요하다. 이러한 해석결과를 기초로 주어진 설계사양을 충족시키는 시스템을 최적 시스템으로 결정하였다.

주축시스템 해석용 소프트웨어를 이용한 정적 및 동적 해석 결과를 요구된 설계사양과 비교 분석한 결과, 축 직경이 $\phi 40$ 인 제 4구조가 주축의 회전정밀도, 베어링 온도과 같은 동적특성이 우수하다고 판정되어 이를 최종 주축시스템으로 결정하였다.

3.3 최적 주축 시스템 개발

주축시스템을 상세 설계할 때 정적강도, 피로강도뿐만 아니라 열 발생량, 고유진동수 등 모든 요구사항을 만족할 수 있

Table 3 Data of applied bearings

Parameters	Bearings			
	1	2	3	4
Inner diameter, (mm)	40	40	40	40
Outer diameter, (mm)	68	68	68	68
Contact angle, (deg)	15	15	15	15
Ball diameter, (mm)	4.76	4.76	4.76	4.76
Number of balls	26	26	26	26
Material of balls	S	S	S	S
Bearing preload, (N)	101	101	101	101
Type of preload	Fix	Fix	Fix	Fix
Type of lubrication	G	G	G	G
Oil viscosity at 40°C, (cSt)	20	20	20	20

도록 설계해야 한다.

패를 연삭용 주축 시스템은 고정밀도가 요구되므로 벨트 장력이 주축시스템에 가해지는 힘을 분산하고 주축에 발생하는 굽힘모멘트를 최소화하기 위하여 Fig. 3과 같이 풀리 근방에 2개의 베어링을 설치하였다. 개발된 주축 시스템은 반경방향 강성, 축 방향 강성, 베어링 온도, 고유진동수, 회전정밀도 등과 같은 모든 설계요구사항을 만족할 수 있도록 설계하였으며 설계된 주축 시스템의 최종 구조는 Fig. 4와 같다.

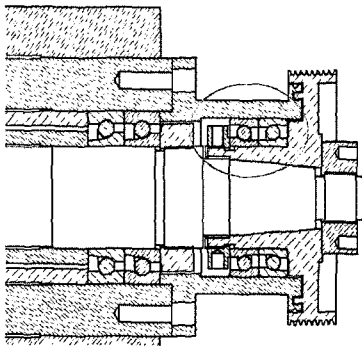


Fig. 3 Structure for minimization of force acting on shaft

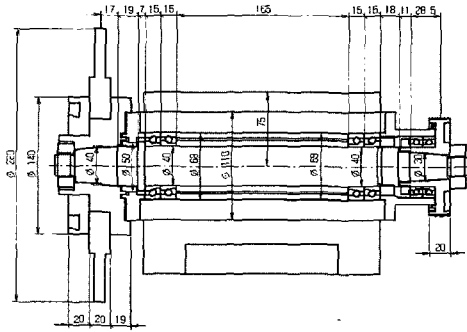


Fig. 4 Engineering drawing of developed spindle system

4. 주축시스템 평가

4.1 주축시스템 모델

본 연구에서는 각 요소별로 최적 설계된 전체 주축시스템의 적정성을 판단하기 위하여 기 검증된 주축시스템 해석모델⁽⁸⁾에 대한 구조해석용 소프트웨어를 이용하여 설계된 주축시스템을 평가하였다.

4.1.1 주축시스템의 탄성변형 모델

Fig. 5는 주축시스템 해석에 적용된 탄성변형 모델을 도식적으로 나타낸 것이다. 주축시스템의 정적모델은 탄성 변형 모델에 근거하여 주축 회전에 따른 베어링의 준정적 변위(quasi-static displacement)와 강성을 정의 한 것으로 시스템의 준정적 평형 방정식은 다음과 같다.

$$[K] \cdot \{X\} R(\{X\} + \{\delta\}_p + \{\delta\}_0) = \{P\}$$

여기서 $[K]$ 는 시스템의 강성행렬, R 은 베어링 반력 벡터, $\{P\}$ 는 노드에 작용하는 정적하중 벡터, $\{X\}$ 는 노드의 변위 벡터, $\{\delta\}_p$ 는 베어링의 압축공차 벡터, $\{\delta\}_0$ 는 베어링 결합에 의한 베어링 내·외륜의 상대 변위 벡터이다.

베어링 반력 R 은 Fig. 6과 같이 내륜과 외륜의 상대변위, 접촉하중 Q_i, Q_o , 마찰력 F_i, F_o , 원심력 P_c 와 볼에 작용하는 회전토크 M_g 의 함수로 표현할 수 있다.

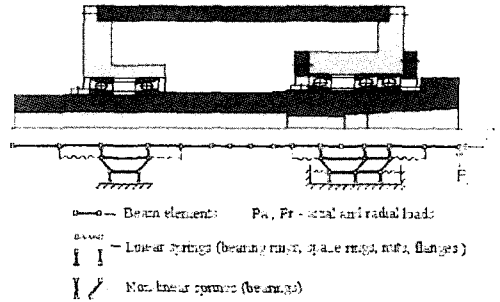


Fig. 5 Elastic deformation model of spindle system

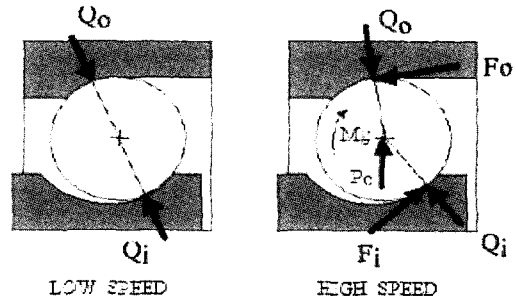


Fig. 6 Contact load in bearings

4.1.2 주축시스템의 열해석 모델

Fig. 7은 주축시스템 해석에 적용된 열해석 모델을 도식적으로 나타낸 것으로, 주축 시스템의 비정적 열전달 문제

의 해는 다음과 같은 선형 미분방정식으로 풀 수 있다.

$$[C] \cdot \{dT/dt\} + [H] \cdot \{T\} = \{Q\}$$

주어진 식에서 $[C]$ 와 $[H]$ 는 각각 열용량과 열전도도 행렬, $\{T\}$ 는 노드에서의 온도 벡터, $\{Q\}$ 는 노드에서의 열하중 벡터, t 는 시간을 나타낸다.

$$[C] = \sum_{e=1}^n C_e, [H] = \sum_{e=1}^n H_e \text{ 이다.}$$

주축 시스템 요소의 열변형 ΔL 은 다음식으로 계산한다.

$$\Delta L = \alpha \cdot L_0 \cdot \Delta T(t)$$

여기서 L_0 는 요소의 길이, α 는 재료의 선팽창계수, $\Delta T(t)$ 는 요소 노드에서의 온도차이다.

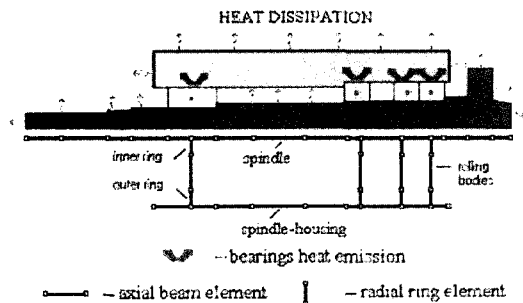


Fig. 7 Thermal model of spindle system

4.1.3 주축 시스템의 동적해석 모델

Fig.8은 주축시스템 해석에 적용된 동적모델을 도시적으로 나타낸 것으로, 주축시스템의 동적모델을 이용하여 주축 시스템의 정밀도와 주파수 응답 특성을 평가할 수 있다. 주축의 회전정밀도를 평가하기 위하여 적분기호를 사용하였으며, 이것은 순간 회전축(주축의 run-out, 회전 주파수에 대한 조화진동)의 위치와 주축의 회전결함을 기술한 것이다.

주축의 동적편차 원인중의 하나는 베어링부와 조립품의 결합 및 드라이버의 결합에 의한 동적교란(dynamic disturbance)을 들 수 있다.

주축 시스템의 동적 변위는 다음과 같은 미분 방정식으로 표현할 수 있다.

$$[M] \cdot \{X\}'' + [B] \cdot \{X\}' + [K] \cdot \{X\} = \{F(t)\}$$

여기서 $\{X\}$ 는 노드에서의 진폭 변위벡터, $\{F(t)\}$ 는 노

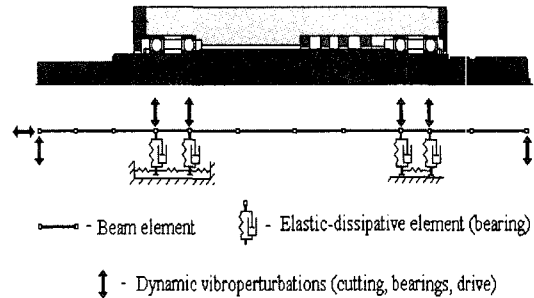


Fig. 8 Dynamic model of spindle unit

드에서 발생하는 진동의 진폭 벡터, $[M], [B], [K]$ 는 각각 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬이다.

다수의 진동원(vibration source)에 의해 생성되는 절점의 진폭벡터 $\{F(t)\}$ 는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\{F(t)\} = \sum_p \sum_{k=1}^N F_k(\omega_k) \cdot e^{i\omega_k t + \phi_k}$$

여기서 p 는 진동원의 수, N 은 해석되어야 할 물체의 조화진동수(number of harmonics), $F_k(\omega_k)$ 는 조화진동 k 의 진폭벡터, ω_k, ϕ_k 는 각각 조화진동 k 의 진폭과 위상을 나타낸다.

4.2 해석 및 결과 분석

설계된 고정밀 주축시스템은 Fig. 9와 같이 단순화한 탄성변형 모델을 적용하여 주축회전수가 각각 1,000, 5,000 및 10,000rpm일 경우에 대해 주축시스템을 해석하였으며, Table 4는 앞에서 기술한 해석모델을 이용하여 해석한 결과를 나타낸 것이다.

고정밀 주축시스템에서 동적특성은 매우 중요한 특성이므로 주축의 진동모드를 고려한 숫들의 배치가 매우 중요하다. 일반적으로 공작기계 주축계의 진동모우드는 1차 모우드를 중심으로 하여 3~5차 모우드까지 검토하는 것이 좋으나, 사용회전수 영역을 보면 1차 모우드가 무엇보다 중요하다. 본 연구에서는 이러한 점을 고려하여 1차모우드에 대하여 검토하였으며, 검토결과 Fig. 10과 같이 숫들의 위치와 진동 절점(Nodal point)의 위치가 거의 일치하였으며, 설계된 주축시스템의 해석결과를 설계요구사항과 비교 분석한 결과 정적강성, 회전 정밀도, 열 발생량의 측면에서 모두 만족하였다.

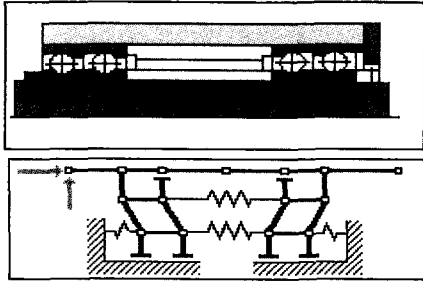


Fig. 9 Applied elastic deformation model of spindle system

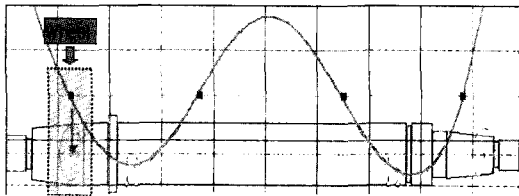


Fig. 10 Mode shape of shaft vibration by bending moment

Table 4 Results of calculation of spindle system

Characteristics	RPM		
	1,000	5,000	10,000
Radial stiffness, (N/μm)	80.6	80.0	76.3
Axial stiffness, (N/μm)	19.0	18.8	17.3
Real bearings' preloads, (N)			
1-st bearing	101	102	111
2-nd bearing	101	102	112
3-rd bearing	101	102	111
4-th bearing	101	102	111
Natural frequency, (Hz)	501	500	490
Run-out, (μm)	1.97	2.03	2.22
Bearings' temperature, (°C)			
1-st bearing	21.1	29.7	39.8
2-nd bearing	21.1	29.8	40.2
3-rd bearing	21.1	29.8	40.0
4-th bearing	21.1	29.6	39.5

5. 결론

본 연구는 고정밀도의 광패를 가공용 연삭기의 주축시스템 설계 및 해석에 관한 것이다. 시스템설계, 최적 설계변수 결정단계 및 시스템해석단계를 거쳐 최종 설계구조를 결정

하였으며, 결정된 설계구조에 대한 해석결과를 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 시스템설계 단계에서 CAE소프트웨어를 이용하여 개략적인 시스템을 설계하였으며, 설계결과를 기초로 가능한 설계대안을 제시하고 해석을 통해 최적구조를 결정하는 과정을 통하여 시행착오 과정을 현저히 줄일 수 있었다.
- (2) 반경방향의 강성은 1,000rpm일 때 80.6N/μm, 5,000rpm일 때 80N/μm, 10,000rpm일 때 76.3N/μm으로 목표 치인 70N/μm을 모두 만족하였다.
- (3) 동적 정밀도인 회전정밀도(run-out)는 1000rpm일 때 1.97μm, 5,000rpm일 때 2.03μm, 10,000rpm일 때 2.22μm로 목표치인 0.5μm와 다소 차이가 있으나 조립기술로 보완하여 제품에 요구되는 정밀도를 만족할 수 있었다.
- (4) 베어링의 온도상승은 예압력 및 회전정도와 밀접한 관련이 있다⁽⁹⁾. 적정 예압력을 결정하기 위해 경예압(47N)과 중예압(147N)일 경우에 대해 추축회전 수 1,000rpm, 5,000rpm 및 10,000rpm에 대해 해석한 결과 예압력이 147N일 때가 높은 회전정밀도를 유지하였으므로, 베어링 예압력을 147N으로 결정하였다. 예압력이 147N이고 추축회전 수가 1,000rpm, 5,000rpm 및 10,000rpm 경우 베어링의 온도가 21.1°C, 29.8°C, 40.2°C로 목표 값인 7°C보다 다소 높았지만, 열발생 상태가 정상상태를 유지하고 있으므로 기계정밀도에 영향을 미치지 않는다고 할 수 있다.

후 기

본 연구는 산업자원부 중기거점 과제인 “고기능성 부품 가공용 지능형 연삭시스템 개발” 연구결과의 일부이며 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Kim K. M, Choi D. K, Ju J. N, 1998, “Development of a minute electric discharge machine for machining of shaft hole”, Journal of the Korean society of precision engineering, Vol. 15, No. 12, pp. 55~61.
- (2) Park J. K, Rho S. K, Kyoung J. H, 2002, “Design of cone-shaped magnetic bearing spindle system for

- high speed internal grinding machine”, Journal of the Korean society of precision engineering, Vol. 19, No. 2, pp. 213~219
- (3) Park J. K, Rho S. K, Kyoung J. H., 2002, “A study on the magnetically suspended spindle with 16-pole radial magnets”, Journal of the Korean society of precision engineering, Vol. 19, No. 2, pp. 203~212.
- (4) Han D. C., 1997, A study on the development of spindle system for advanced cutting machine, The ministry of industry.
- (5) Kang C. H, Kim J. D, 1991, A study on the development of machine tool for super precision machining (II), The ministry of science and technology.
- (6) V.V. Shelofast, Pyoun Y. S., Lee K. B., 2002, Machine design using CAE software, 2002, Technical information.
- (7) V.V. Shelofast, 2000, Basis of Machine Design, APM press.
- (8) I. A. Zverev and A. V. Push, Spindle Units: Quality and Reliability at Designing, Moscow State Technology Univ. Press, Moscow, 2000.
- (9) Song C. K., Shin Y. J, 2002, “Effect of preload on running accuracy of high speed spindle”, Transactions of Korean society of machine tool engineers, Vol. 11, No. 2, pp. 65~70.