

◆특집◆ 지능형 연삭 가공 시스템 III

페룰연삭용 주축의 강성 및 정밀도 개선설계에 관한 연구

편영식*, 이근범**, 요코이 요시유키***, 박정현*, 여진욱****, 정일용****, 안건준*****

A Study on Improving Design of Ferrule Grinding Spindle for Higher Stiffness and Accuracy

Y. S. Pyoun*, K. B. Lee**, Y. Yokoi***, J. H. Park*, J. W. Yeo****, I. Y. Jeong****, K. J. Ahn*****

Key Words : Grinding Spindle (연삭기용 주축), Improving Design(개선설계), Rotation Accuracy(회전정밀도), Stiffness(강성), Ferrule(페룰, 이음관), Axiomatic Approach(공리적 접근)

1. 서론

21세기 초고속 통신시스템 구축의 핵심 부품인 고정밀도의 광패들(Fig. 1)의 수요는 획기적으로 증가할 것으로 전망된다. 전세계 광패들 생산량의 90% 정도를 일본에서 생산하고 있으며, 현재 국내 업체들도 일본산 가공설비를 대부분 도입하여 광패들을 생산하고 있으나 품질 수준이나 생산량에서 아직 미미한 형편이다. 광패들의 품질수준은 통신 품질의 향상 욕구에 따라 점점 높은 정밀도와 동심도가 요구되고 있으며 정밀도에 따른 가격의 차는 수배에 달하고 있다.

그러므로 광패들 산업의 국제경쟁력과 부가가치 창출효과를 향상시키기 위해서 초정밀 고성능 연삭기를 국내에서 개발하고 있으며 이 중에서 중요한 핵심기술인 0.5μm 흔들림의 정밀연삭기주축을

2002년도에 개발하였고¹, 2003년도에는 40%정도 강성을 보강한 0.2μm 흔들림을 갖는 초정밀 주축으로 개선하기 위한 개발을 진행하고 있다².

본 논문에서는 이러한 개발과정에서 확보된 개선설계 및 검증에 관한 해석 방법에 대한 연구내용을 설명한다.

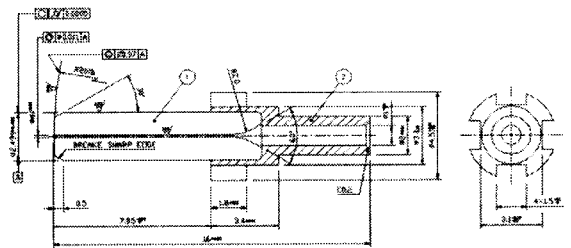


Fig. 1 Drawing of a light ferrule

2. 강성 및 정밀도 개선설계

2.1 고정밀 주축의 개선 목표

1차년도 개발 결과 및 2차년도 개발 목표를 정리하면 다음 Table 1과 같다. 2차년도 과제 목표가 달성되면 현재 세계일류수준의 품질보다도 월등한 광패들을 생산할 수 있으며 국제경쟁력을 수년간은

* 선문대학교 기계 및 제어공학부
E-mai : pyoun@sunmoon.ac.kr
** TEL: (041) 530-2333, FAX: (041) 530-2307
*** 청주기능대학 컴퓨터응용기계과
**** (주)디자인메카
***** 선문대학교 생산시스템기술연구소
***** 한국생산기술연구소
***** 크루셀텍

확보할 수 있을 것이라 기대한다.

Table 1 Specifications of spindle system

항목	1차년도실적/ 2차년도개선목표
Radial stiffness (N/m)	70/100
Radial run-out (μm)	0.5/0.2
Rotational speed (rpm)	10,000
Heat generation ($^{\circ}\text{C}$)	7/5
Vibration amplitude (μm)	0.7/0.5

2.2 예비 설계 대안 생성 및 일반 기계설계용 CAE 소프트웨어를 이용한 평가

위의 목표치를 만족하는 설계안은 무수히 많으나, 1차년도 개발결과를 기준으로 하여 개선할 수 있는 대안을 도출하였다. 대안을 도출하는 과정은 Axiomatic Approach를 사용하였다³. 요구기능을 가공부위 즉 지석부분에서의 강성, 회전정밀도와 베어링 지지부의 강성 3종류로 구분하고 이를 만족시킬 수 있는 설계변수도 작용점거리, 베어링규격 및 베어링 강성 3종류로 정리하였다. Design Matrix를 구성하고 요구기능과 설계변수와의 관계식 구축 및 해당 값을 산정하는 구체적인 과정은 다음 논문에서 다루기로 하겠다. 적합하다고 생각할 수 있는 많은 대안 중 가용한 대안을 선정하기 위한 평가 Tool로서 일반기계용 CAE 소프트웨어를 사용하였다. Fig. 2는 이러한 평가과정중 검토된 모델중 하나로 베어링 부분을 고정시킨 경우의 해석결과로

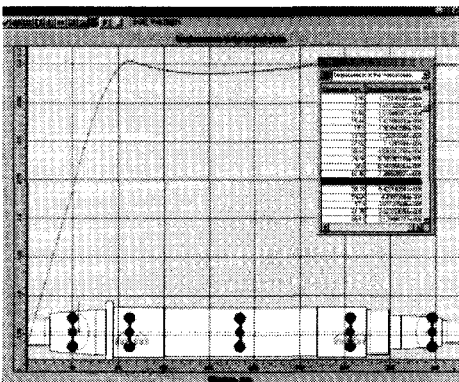


Fig. 2 Displacement diagram of shaft

지석부분과 축의 전부위에 발생하는 변위 값을 해석하여 도식적으로 나타낸 것이다.

이러한 예비 평가과정을 통해 주축의 요구강성인 $100\text{N}/\mu\text{m}$, 운동 정밀도 $0.2\mu\text{m}$ 를 만족할 수 있다고 판단되는 설계변수를 선별하였다. 핵심설계변수인 베어링규격을 중심하고 가용한 3가지 구조의 선별된 설계안을 정리하면 Table 2와 같다. 축의 Main Shaft에 적용되는 설계변수중 작용점의 거리를 Fig. 3에 B로 표기하였다.

Table 3과 Fig. 4는 지석부분에서 회전정밀도를 평가하기 위하여 일반기계설계용 CAE 소프트웨어를 활용하여 해석한 결과 값을 비교한 것이다.

Table 2 Main dimension of spindle systems

주축시스템 구조	1	2	3
축의 직경(A)mm	45	45	45
베어링 내경mm	45	45	45
베어링 외경mm	68	75	75
작용점의 거리 (B)mm	49	49	39
베어링 강성 $\text{N}/\mu\text{m}$	3975	4825	4825

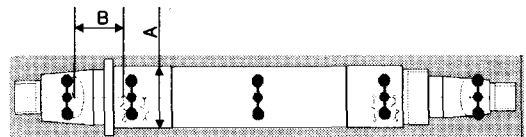


Fig. 3 Schematic diagram of spindle system

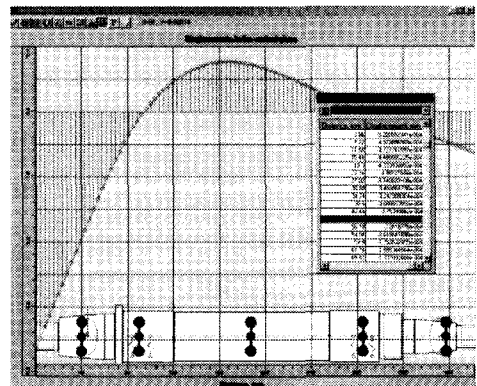


Fig. 4 displacement diagram of shaft

Table 3 Displacement of the shaft at the wheel

	1	2	3
처짐량	0.45 μ m	0.4 μ m	0.25 μ m

2.3 주축전용설계해석 프로그램을 활용한 검증 해석

상기항에서 평가한 결과를 심층적으로 검증하기 위하여 주축전용설계해석 프로그램을 개발하여 적용하였다. 본 연구에서 사용된 주축시스템의 단성변형모델, 열해석 모델, 동적해석 모델 및 수식은 [APPENDIX]에 수록하였다.

주축전용설계해석 프로그램에 필요한 입력자료를 Table 4에 정리하여 놓았으며 해석결과는 Table 5와 같다. 검증 해석결과도 예비해석결과와 같이 3번 구조안이 가장 우수한 특성을 갖고 있는 것으로 평가되었다.

Table 4 Input data on bearings

Parameters	Bearings		
	1	2	3
Inner diameter, (mm)	45		
Outer diameter, (mm)	68	75	75
Contact angle, (deg)	15		
Ball diameter, (mm)	7.94	8.30	8.30
Number of balls	16		
Material of balls	Steel		
Bearing preload, (N)	147		
Type of preload	Fix		
Type of lubrication	Grease		
Oil viscosity at 40 $^{\circ}$ C (cSt)	22		

2.4 가장 우수한 주축시스템 선정

일반 기계설계용 CAE 소프트웨어를 사용한 평가결과나, 주축전용설계해석 프로그램을 활용한 평가결과가 공히 제 3구조가 가장 우수한 구조로 나왔으므로 이를 최종설계안으로 확정하였다. Fig. 5는 선정된 주축시스템 모델의 도면이다.

초정밀연삭주축설계에 추가적으로 필요한 열에 대한 안정성 평가를 실시하였다. Fig. 6(a)와 Fig. 6(b)는 10,000rpm에서 페룰연삭용 주축에 발생하는 열에 대한 ANSYS 해석결과이다⁴. 이 결과는 주축전용설계해석 프로그램을 이용한 열해석 결과값 (Table 5)과 유사할 뿐 아니라 일정한 과도시간 운

전후에 일정한 온도로 평형상태에 도달하게 되어 안정성을 확보한 것으로 판단하였다.

Table 5 Calculation results of spindle systems

Characteristics	구조		
	1	2	3
Radial stiffness, (N/ μ m)	87.6	96	108
Axial stiffness, (N/ μ m)	11.7	11.8	11.7
Real bearings" preloads, (N)			
1-st bearing	313	278	313
2-nd bearing	313	278	313
3-rd bearing	313	278	313
4-th bearing	313	278	313
natural frequency, (Hz)	488	510	542
run-out, (μ m)	2.54	2.31	2.26
Bearings" temperature, ($^{\circ}$ C)			
1-st bearing	49.8	49.9	49.8
2-nd bearing	49.8	49.9	49.8
3-rd bearing	49.8	49.9	49.8
4-th bearing	49.8	49.9	49.8

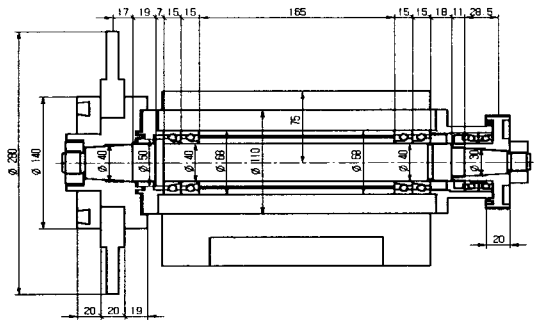


Fig. 5 Assembly drawing of improved design

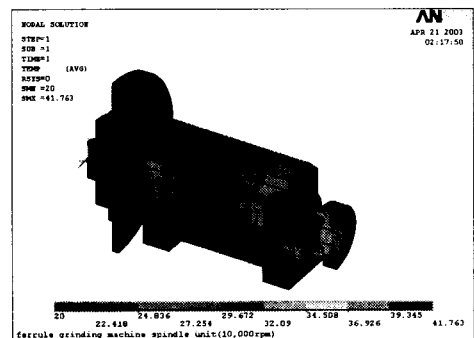


Fig. 6(a) Thermal distributions at 10,000rpm

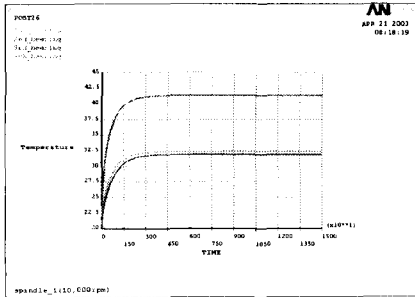


Fig. 6(b) Temperature rise at 10,000rpm

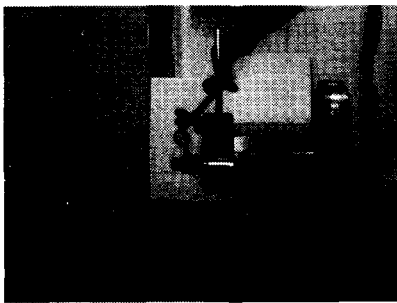


Fig. 7 Run-out test of developed spindle

3. 결론

2002년도에 개발한 광폐물용 정밀연삭기주축을 기반으로, 40%정도 증강된 강성과 0.2 μ m 흔들림을 갖는 2003년도의 초정밀 주축으로 개선. 개발과정에서 확보된 개선설계 및 검증을 위한 해석 방법을 정리하면 다음과 같다.

(1) Axiomatic Approach로 도출된 여러 종류의 개선대안중에서 최적대안이 존재할 수 있다고 예상되는 구조와 사양에 대한 평가를 일반 기계설계용 CAE 소프트웨어를 이용하여 실시하므로 설계의 생산성과 효율을 향상 시킬 수 있었다.

(2) 이러한 예비평가결과를 심층적으로 검증하기 위해 주축전용설계해석프로그램을 개발하여 적용해 본 결과 동일한 결과를 얻게 되었다.

(3) 열에 대한 안정성까지 고려한 최종설계사양에 대한 강성 평가결과 108N/ μ m로 개선목표치 100N/ μ m을 만족하였다.

(4) 개선목표중 하나인 주축의 운동정밀도는 해석결과가 30N 부하시 2.26 μ m이었다. 목표치인 무부하시 회전정밀도 0.2 μ m를 달성하기 위해 두차례의

오차보정조립을 실시하였으며 소기의 정밀도를 얻을 수 있음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부에서 주관하는 “고기능성 부품용 지능형 연삭시스템개발”의 지원에 의해 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Pyoun, Y. S., et al., “Design of High Precision Spindle System for Ferrule Grinding Machine,” Journal of the Korean Society of Machine Tool Engineers, Vol. 12, No. 3, 2003.
2. 이호준, 안건준, “광통신용 페룰 동축가공기 개발을 위한 설계, 제작 및 척킹압에 따른 가공 특성 평가,” 중기거점기술개발사업 1단계 2차년도 Workshop, pp. 61~68, 2003.
3. Xiaoping Liu, Nathan Soderborg, “Improving an Existing Design Base on Axiomatic Design Principles,” Proceedings of ICAD 2000, Cambridge, MA, pp. 199~202, June 21-23, 2000.
4. Chung, I. Y., Choi, Y. J., Lee, K. B., Pyoun, Y. S., “A Study on Thermal Analysis of Spindle System for Ferrule Grinding Machine,” Journal of the Korean Society of Precision Engineering, Vol. 20, No. 5, pp. 18~21, 2003.

부록

A. 주축시스템 해석 모델

주축 시스템 전용 프로그램에 사용된 주축의 정적 및 동적문제, 열전도 모델 및 수식은 다음과 같다.

A.1 주축시스템의 탄성변형 해석모델

Fig. A1은 주축시스템의 탄성변형 모델을 도식적으로 나타낸 것이다. 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, $\{\delta\}_b$ 는 베어링의 압축공차 벡터, $\{\delta\}_0$ 는 베어링 결합에 의한 베어링 링의 상대 변위 벡터이다.

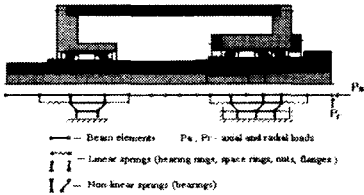


Fig. A1 Elastic deformation model of spindle system

여기서 베어링 반력 R 은 Fig. A2와 같이 내륜과 외륜의 상대변위, 접촉하중 Q_i, Q_o , 마찰력 F_i, F_o , 원심력 P_c 와 볼에 작용하는 토크 M_g 의 함수로 표현할 수 있다.

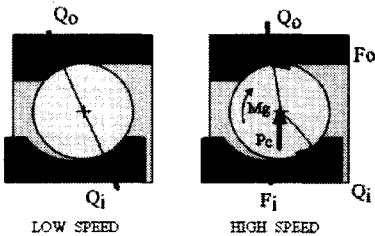


Fig. A2 Contact load in bearings

A.2 주축시스템의 열해석 모델

Fig. A3은 주축시스템의 열해석 모델을 도식적으로 나타낸 것이다. 주축 시스템의 비정적 열전달 문제의 해는 다음과 같은 선형 미분방정식으로 풀 수 있다.

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

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

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

주축 시스템 요소의 열변형 ΔL 은 다음식으로 계산한다.

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

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

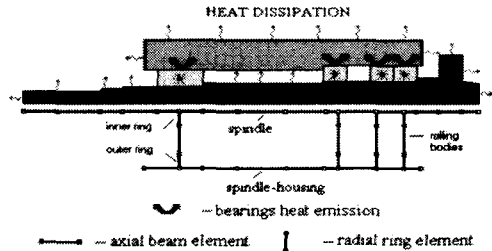


Fig. A3 Thermal model of spindle system

A.3 주축 시스템의 동적해석 모델

Fig. A4는 주축시스템의 동적해석 모델을 도식적으로 나타낸 것이다.

주축 시스템의 동적 변위는 다음과 같은 미분방정식으로 표현할 수 있다.

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

여기서 $\{X\}$ 는 노드에서의 진폭 변위벡터, $\{F(t)\}$ 는 노드에서 발생하는 진동의 진폭 벡터, $[M], [B], [K]$ 는 각각 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬이다.

다수의 진동원(vibration source)에 의해 생성되는 노드에서의 진폭벡터는 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 조화진동 수(number of harmonics), $F_k(\omega_k)$ 는 조화진동 k 의 진폭벡터 ω_k, ϕ_k 는 각각 조화진동 k 의 진폭과 위상을 나타낸다.

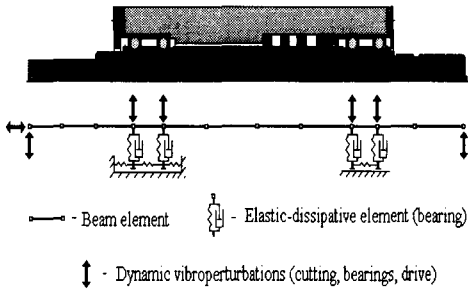


Fig. A4 Dynamic model of spindle unit