

페를 가공용 고정밀 주축시스템 설계

편영식*(선문대학교 기계및제어공학부), 박정현(선문대학교 기계및제어공학부), 이건범(홍성기능대학 컴퓨터응용기계과), 요코이 요시유키(쥬디자인메카), 여진욱(선문대학교 생산시스템기술연구소), 정일용(한국생산기술연구원 자본재산업기술개발센터)

Design of High Precision Spindle System for Ferrule Grinding Machine

Y. S. Pyoun(Mecha.&Cont. Dept., SMU), J. H. Park(Mecha.&Cont. Dept., SMU),
K. B. Lee(Mech. Eng. Dept., HSPC), Y. Yokoi (Designmecha Ltd.), J. W. Yeo (IMST, SMU),
I.Y. Chung(KITECH)

ABSTRACT

With the rapid development of industrial technologies, the demand for high precision products has been increasing drastically. For this reason, the need for developing of high performance machine tool, which can ensure high precision, is desired in the industrial fields. Technologies on the spindle system manufacture, guideway manufacture, error compensation, design of bed structure, protection against vibrations, and system integration are core technology for developing of high precision machine tools. Especially, among these, design of spindle system, which is leading precision and manufacturing technique, is one of the most important technologies.

A high speed and high precision spindle system, which will be used for final machining of ferrule, is designed considering the effect caused by thermal, cutting torque, cutting force, and work-piece materials. The detail process of analysis is presented.

Key Words : Machine tool design(공작기계설계), Spindle system design(주축시스템설계), Ferrule(페를, 이음관)

1. 서론

산업의 발달과 더불어 고정밀, 초소형, 고기능 제품의 수요가 점차 증가함에 따라 고정밀부품을 가공할 수 있는 마이크로 가공기술이 필요하게 되었다[1]. 따라서 고정밀도를 보장할 수 있는 고성능 공작기계의 개발에 대한 사항은 국가 경쟁력 강화를 위한 핵심 국책과제중의 하나가 되었다.

공작기계의 성능을 좌우하는 핵심기술로는 주축계 설계 및 제작기술, 이송계의 설계, 제작 및 오차 보상기술, 베드 구조물 설계 및 방진기술, 시스템 종합기술 등을 들 수 있으며, 이중에서도 주축계의 설계 및 제작기술은 가공정밀도 및 생산성기술을 주도하는 핵심 기술이라 할 수 있다. 고부가가치의 정밀부품을 생산하기 위해서는 소재의 변형, 절삭력이나 절삭토크의 영향을 받지 않고 운전시 열적 영향을 최대한 배제할 수 있는 고정밀, 고강성의 주축계가 요구된다[2,3,4,5].

본 연구에서는 초고속 정보통신망 구현에 필요한 핵심 부품인 광학 연결용 광패를을 고정밀 가공할 수 있는 고속· 고정밀의 주축 시스템을 설계하고, 설계된 주축시스템의 적정성을 평가하기 위한 해석작업을 수행한다.

2. 고정밀 주축시스템 개발 배경

21 세기는 초고속 정보통신망이 정부와 기업의 생산성과 경쟁력 확보를 위한 가장 중요한 인프라 중의 하나이므로, 장차 초고속망과 정보기술을 이용한 정부와 기업의 정보화는 더욱 가속될 것으로 전망되고 있다.

초고속 통신시대의 도래와 더불어 통신시스템 구축에 필요한 고정밀도의 광통신 부품이 필요하게 되었다. 광 통신망 구축에 필요한 대표적인 부품으로는 교환기, 전송장치, 광감쇠기, 광커플러, 계측기 등을 들 수 있다. 이중에서 Fig.1의 광패를은 광점

퍼코드의 가장 중요한 핵심 부품이라 할 수 있다.

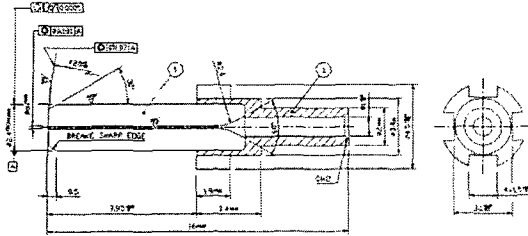


Fig. 1 Drawing of a light ferrule

광페룰은 극히 높은 정밀도와 동심도가 요구되는 부품이므로 이를 가공할 수 있는 초정밀 가공설비가 요구되고 있다.

광페룰의 생산현황을 고찰하면 전세계 광페룰 생산량의 90% 이상이 일본에서 생산되고 있으며, 이를 가공할 수 있는 가공용 설비 또한 대부분이 일본산 제품이다. 현재 국내에서는 일부 업체들이 일본에서 제작된 가공용 설비를 도입하여 광페룰을 생산하고 있으나 아직까지 생산량은 매우 미미한 형편이다.

이러한 현실에 비추어 불 때 외화획득 및 수입 대체 효과를 통하여 무역수지를 개선하고 정밀가공용 장비개발 및 부품양산 경쟁력을 확보하려면, 광페룰을 정밀하게 가공할 수 있는 고성능 연삭기를 국내에서 개발, 제작할 수 있는 능력이 필요하다.

본 연구에서는 이러한 요구에 부응하여 광페룰 가공용 연삭기의 핵심부분인 고정밀 주축시스템을 설계하고 설계된 주축시스템의 적정성을 평가하기 위하여 해석을 실시하였다.

3. 고정밀 주축시스템 설계

3.1 고정밀 주축시스템의 개발 요구사항

페룰 가공용 연삭기의 경쟁력을 확보하려면 매우 높은 수준의 주축 정밀도와 안정성이 요구된다. 광페룰은 동심도가 매우 중요하므로 본 연구에서는 이러한 요구를 만족할 수 있도록 주축시스템의 1차 설계목표는 주축 회전수 5,000[rpm], 회전정밀도 0.5[μm], 주축 강성(radial stiffness) 70[N/ μm], 주축 하우징 표면에서의 열발생 7 [$^{\circ}\text{C}$]이내, 하우징에서의 진폭을 0.7[μm]로 설정하였다. 또한, 주축시스템의 최종 설계목표는 주축 회전수 10,000[rpm], 회전정밀도 0.2[μm], 주축 강성(radial stiffness) 100[N/ μm], 주축 하우징 표면에서의 열 발생 5[$^{\circ}\text{C}$]이내, 하우징에서의 진폭을 0.5[μm]이하로 설정하였다.

<Table 1>에 주축시스템의 1차와 최종 설계목표가 기술되어 있으며, 본 연구의 목표는 파이롯트 설계 목표인 1차 목표를 만족시킬 수 있는 주축

시스템을 설계 및 해석하는 것이다.

<Table 1> Specifications of spindle system

| 항목 | 1 차목표 | 최종 목표 |
|--|-------|--------|
| Radial stiffness [N/ μm] | 70 | 100 |
| Radial run-out [μm] | 0.5 | 0.2 |
| Rotational speed [rpm] | 5,000 | 10,000 |
| Heat generation [$^{\circ}\text{C}$] | 7 | 5 |
| Vibration amplitude [μm] | 0.7 | 0.5 |

3.2 고정밀 주축시스템 설계

주축 시스템이 1차 설계 목표를 만족할 수 있도록 강성, 진동, 열 발생을 고려하여 Fig.2 와 같은 4 가지 구조의 설계대안을 고려하였다. Fig.2는 개발된 주축시스템의 구성도이며, 주축 시스템의 주요 설계치수는 (A), (B), (C) 및 (D)로 표기되었으며, 이에 대한 상세한 치수는 <Table 2>와 같다.

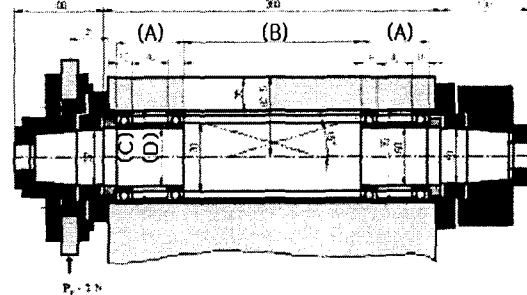


Fig.2 Schematic diagram of spindle system

<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 |

개발 주축 시스템에 적용된 베어링은 내열성이 우수한 세라믹 볼을 사용하였다.

기본 윤활방식으로 그리스 공급 방식을 적용하였으며, 주축 시스템에 적용된 베어링의 사양은 <Table 3>과 같다.

<Table 3> Data of bearings

| | 1 | 2 | 3 | 4 |
|------------------------------|---------|------|------|------|
| Inner bearing [mm] | 60 | 55 | 50 | 40 |
| Outer bearing [mm] | 95 | 90 | 80 | 68 |
| Contact angle [$^{\circ}$] | 15 | | | |
| Ball diameter [mm] | 7.14 | 7.14 | 6.35 | 5.95 |
| Number of ball | 26 | 24 | 24 | 22 |
| Material of balls | Ceramic | | | |
| Bearing pre-load [N] | 333 | 323 | 274 | 235 |

| | |
|-----------------------------|--------|
| Type of pre-load | Fixed |
| Type of lubrication | Grease |
| Oil viscosity at 40°C [cSt] | 20 |

4. 주축시스템 평가

4.1 주축 해석 시스템 모델링

설계된 4 가지 구조의 대안이 설계사양을 만족하는지를 판단하고, 제시된 4 가지 구조중에서 어떤 구조가 최적의 주축시스템인지를 파악하려면, 실제 주축시스템의 특성을 표현할 수 있는 수학적 모델 개발이 필요하다.

본 연구에서는 전형적인 주축구조의 특성을 표현하여 주축의 정적 및 동적문제, 열전도 등의 문제를 풀 수 있는 해석적 유한요소 모델을 개발하였다.

4.1.1 주축시스템의 탄성변형 해석모델

Fig.3 은 주축시스템의 탄성변형 모델을 도식적으로 나타낸 것이다. 주축시스템의 해석모델은 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 압축 공차 벡터, $\{\delta\}_0$ 는 베어링 결함에 의한 베어링 링의 상대 변위 벡터이다.

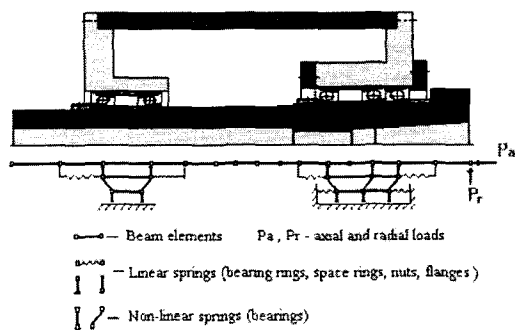


Fig.3 Elastic deformation model of spindle system

여기서 베어링 반력 R 은 Fig.4 와 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.

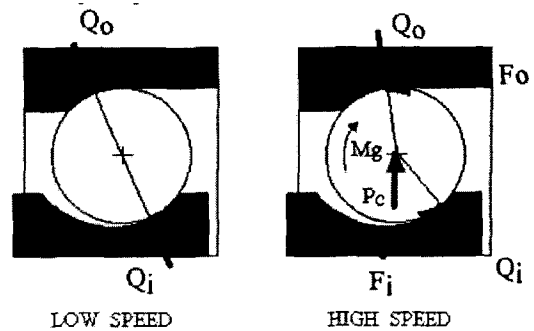


Fig.4 Contact load in bearings

4.1.2 주축시스템의 열해석 모델

Fig.5 는 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.

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

주축 시스템 요소의 열변형 ΔL 은 다음식으로 계산한다.

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

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

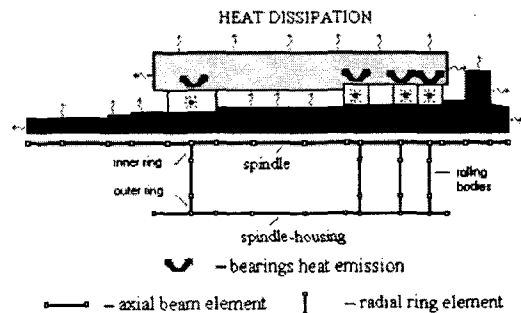


Fig.5 Thermal model of spindle system

4.1.3 주축 시스템의 동적해석 모델

Fig.6 은 주축시스템의 동적해석 모델을 도식적으로 나타낸 것이다. 주축시스템의 동적 해석모델로 주축시스템의 정밀도와 주파수 응답 특성을 평가할 수 있다. 주축의 회전정밀도를 평가하기 위하여 적분기호를 사용하였으며, 이것은 순간회전축(주축의 run-out, 회전 주파수에 대한 조화진동)의 위치

와 주축의 회전결함을 기술한 것이다.

주축의 동적편차 원인중의 하나는 베어링부와 조립품의 결함 및 드라이버의 결함에 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 노드에서 발생하는 진동의 진폭 벡터, $[M], [B], [K]$ 는 각각 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬이다.

다수의 진동원(vibration source)에 의해 생성되는 노드에서의 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 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.

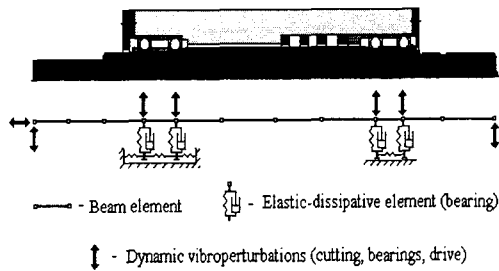


Fig.6 Dynamic model of spindle unit

4.2 해석 결과 분석

본 연구에서 개발한 탄성변형 해석모델, 동적 해석모델, 열해석 모델을 이용하여 제시된 4 가지 구조의 주축시스템을 해석한 결과 세 번째 구조가 정적강성, 회전 정밀도, 열 발생량의 측면에서 가장 적절하다는 판단을 할 수 있었다.

<Table 4>는 해석결과를 도표로 작성한 것이고, Fig.7, Fig.8, Fig.9 는 4 개의 주축시스템 구조 중에서 최종 구조로 결정한 세 번째 구조에 대한 해석결과로 각각 강성, 진동, 베어링온도와의 관계를 도식적으로 나타낸 것이다.

<Table 4> Spindle low rotation speed = 1,000 rpm

| Spindle structure | 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|------|------|------|------|
| R-stiff. (N/μm) | 142 | 120 | 106 | 69.4 |
| A-stiff. (N/μm) | 34.0 | 32.1 | 29.6 | 26.2 |
| Real bearings' preloads (N): | | | | |
| Bearing (1) | 325 | 315 | 268 | 230 |
| Bearing (2) | 327 | 317 | 270 | 231 |
| Bearing (3) | 327 | 317 | 270 | 231 |
| Bearing (4) | 325 | 315 | 268 | 229 |
| B-freq. (Hz) | 598 | 574 | 549 | 481 |
| A-freq. (Hz) | 197 | 209 | 222 | 248 |
| run-out (μm) | 2.07 | 2.08 | 2.08 | 2.09 |
| Bearings' heat emission (generation) (W): | | | | |
| Bearing (1) | 6.89 | 5.68 | 4.09 | 2.39 |
| Bearing (2) | 6.89 | 5.68 | 4.09 | 2.39 |
| Bearing (3) | 6.89 | 5.68 | 4.10 | 2.39 |
| Bearing (4) | 6.89 | 5.68 | 4.10 | 2.39 |
| Bearings' temperature (°C): | | | | |
| Bearing (1) | 21.2 | 21.2 | 21.1 | 20.8 |
| Bearing (2) | 21.2 | 21.2 | 21.1 | 20.8 |
| Bearing (3) | 21.2 | 21.1 | 21.1 | 20.8 |
| Bearing (4) | 21.2 | 21.1 | 21.1 | 20.8 |

<Table 5> Spindle high rotation speed = 10,000 rpm

| Spindle structure | 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|------|------|------|------|
| R-stiff. (N/μm) | 125 | 109 | 101 | 68 |
| A-stiff. (N/μm) | 29.8 | 28.8 | 27.7 | 25.2 |
| Real bearings' preloads (N): | | | | |
| Bearing (1) | 391 | 368 | 298 | 246 |
| Bearing (2) | 393 | 371 | 300 | 247 |
| Bearing (3) | 393 | 370 | 299 | 247 |
| Bearing (4) | 390 | 368 | 297 | 245 |
| B-freq. (Hz) | 571 | 554 | 539 | 476 |
| A-freq. (Hz) | 185 | 198 | 215 | 243 |
| Run-out (μm) | 2.32 | 2.39 | 2.41 | 2.46 |
| Bearings' heat emission (generation) (W): | | | | |
| Bearing (1) | 136 | 116 | 85.1 | 53.7 |
| Bearing (2) | 133 | 113 | 83.1 | 52.6 |
| Bearing (3) | 134 | 114 | 83.6 | 52.9 |
| Bearing (4) | 139 | 118 | 86.7 | 54.4 |
| Bearings' temperature(°C): | | | | |
| Bearing (1) | 43.0 | 41.3 | 40.5 | 36.8 |
| Bearing (2) | 43.9 | 42.2 | 41.5 | 37.6 |
| Bearing (3) | 43.5 | 41.9 | 41.2 | 37.4 |
| Bearing (4) | 41.9 | 40.9 | 39.7 | 36.3 |

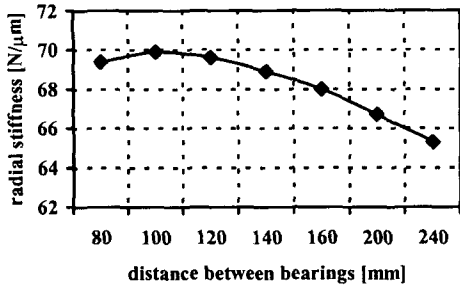


Fig.7 Relationship between bearing distance and radial stiffness

여기서 R-stif.는 반경방향의 정적강성, A-stiff.는 축방향의 정적강성, B-freq.는 반경방향 진동에 대한 고유진동수, A-freq.는 축방향 진동에 대한 고유 진동수이다.

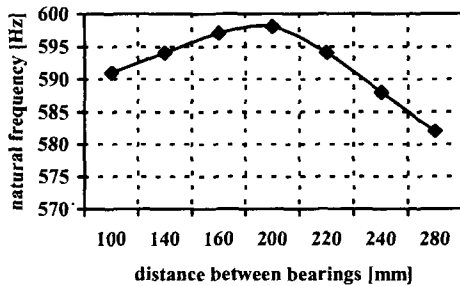


Fig.8 Relationship between bearing distance and bearing temperature

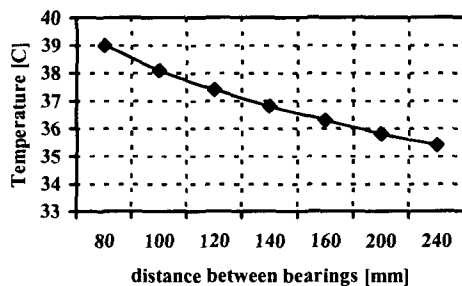


Fig.9 Relationship between bearing distance and natural frequency

5. 결론

본 연구는 고정밀도의 광폐를 생산용 연삭기 주

축시스템의 설계 및 해석에 관한 것이다.

제시된 4 구조를 해석한 결과 세 번째 구조가 설계요구조건에 가장 적합하므로 이를 최종 설계구조로 결정하였으며, 결정된 설계구조에 대한 해석 결과를 분석하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 반경방향의 강성은 1,000[rpm]일 때 106[N/μm] 10,000[rpm]일 때 101[N/μm]으로 목표 치인 70[N/μm]을 모두 만족하였다.
- (2) 동적 정밀도인 run-out 은 1000[rpm]일 때 2.08[μm], 10,000[rpm]일 때 2.41[μm]로 목표 치인 0.5[μm]와 다소 차이가 있으나 조립기술로 보완하면 요구 정밀도를 만족할 수 있다.
- (3) 베어링에 발생하는 열은 강제 냉각시스템을 장착하지 않았을 경우 1,000[rpm]일 때 1.1[°C], 10,000[rpm]일 때 20.5[°C]로 고속일 경우 목표 값인 7[°C]보다 다소 높지만, 강제 냉각시스템을 장착하면 이를 충분히 만족시킬 수 있다.
- (4) 이와 같은 문제점을 보완하면 최종 결정된 설계구조로 설계요구사항을 모두 만족할 수 있는 파이롯트용 주축 시스템을 제작할 수 있다.

후기

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

참고문헌

1. 김규만, 최덕기, 주종남, “미세 축,구멍가공을 위한 미세방전가공기의 개발”, 한국정밀공학회지, 제 15 권 제 12 호, pp.55~61, 1998
2. 박종권, 노승국, 경진호, “내면연삭기 고속 주축용 원추형 자기베어링 시스템 설계”, 한국정밀공학회지, 제 19 권 제 2 호, pp. 213~219, 2002
3. 박종권, 노승국, 경진호, “16 극의 반경방향 전자석을 작는 자기부상 주축계 연구”, 한국정밀공학회지, 제 19 권 제 2 호, pp. 203~212, 2002
4. 한동철외, 첨단 가공기계용 주축 개발에 관한 연구, 통상산업부, 과학기술처, 1997
5. 강철희, 김정두, 초정밀가공 공작기계의 개발에 관한 연구 (II), 과학기술처, 1991.