

## 무심연삭기 주축계의 설계 및 성능평가

박천홍<sup>#</sup>, 황주호<sup>\*</sup>, 조순주<sup>\*\*</sup>, 조창래<sup>\*\*</sup>

### Design and Performance Evaluation of a Spindle System for Centerless Grinding Machine

Chun Hong Park<sup>#</sup>, Joo Ho Hwang<sup>\*</sup>, Soon Joo Cho<sup>\*\*</sup> and Chang Rae Cho<sup>\*\*</sup>

#### ABSTRACT

Design and performance evaluation of a spindle system which was composed of a grinding spindle and a regulating spindle for the centerless grinding of ferrule were performed in this paper. Layout and details of spindle system were designed and hydrostatic bearings for spindles were also designed. Prototype of spindle system was developed and its availabilities to machine the ferrule were discussed using the experimental results on the spindle stiffness of each spindle, loop stiffness, rotational accuracy and thermal characteristics. Loop stiffness of the spindle system was 130 N/ $\mu\text{m}$ , which was enough to machine the ferrule. Rotational accuracies of each spindle were about 0.2  $\mu\text{m}$  at the primary speed of 2,300 rpm(grinding spindle) and 300 rpm(regulating spindle). Temperature rises at the same speed were about 4.4 ~ 4.7  $^{\circ}\text{C}$  in the case of grinding spindle and 1.8  $^{\circ}\text{C}$  in the case of regulating spindle, which agreed well with the designed value. From these results, it was estimated that the prototype of spindle system had enough performances for the centerless grinding machine to machine the ferrule.

**Key Words :** Spindle system(주축계), Centerless grinding machine(무심연삭기), Loop stiffness(루프강성), Rotational accuracy(회전정밀도), Temperature rise(온도상승)

#### 1. 서론

페를은, 광커넥터에 있어, 정보의 전송효율과 정보의 질을 결정하는 극히 중요한 역할을 수행하는, 극도로 높은 정밀도가 요구되는 초정밀 부품이다. 고급 통신의 경우에는 페를의 소재로 지르코니아( $\text{ZrO}_2$ ) 세라믹을 사용하고 있으며, 이에 따라 제품의 가공은 전적으로 연삭작업에 의존한다. 특히,

빛의 경로를 일정하게 유지하여 품질을 높이기 위해서는, 내경을 기준으로 한 외경 연삭기술이 가장 중요한 가공공정이 된다. 이러한 외경의 마무리 연삭에는 정밀도와 생산성면에서 가장 유리한 CNC 무심연삭 메카니즘이 주로 채용되고 있다.

페를의 외경 마무리가공에 요구되는 각종 정밀도는 대부분 서브미크론대이며, 이 가운데 진원도, 원통도, 표면조도 등은 특히 엄격한 정밀도가

접수일: 2005년 6월 30일; 게재승인일: 2005년 9월 9일

# 교신저자: 한국기계연구원 지능기계센터

E-mail pch657@kimm.re.kr Tel. (042) 868-7117

\* 한국기계연구원 지능기계센터

\*\* (주)세스코

요구되고 있다. 이러한 정밀도들은, 가공메카니즘의 특성상, 연삭축 및 조정차축으로 이루어지는 주축계의 정밀도 및 강성에 크게 의존하게 된다. 따라서 폐를의 가공을 고려하는 경우, 일반적인 정밀 무심연삭기에 비해 전체적인 구조는 컴팩트하면서도 상대적으로 치수대비 강성을 높아져야 하므로 이에 적합하도록 가공기 각 요소의 구조를 새롭게 설계할 필요가 있다<sup>1</sup>.

본 연구에서는 폐를의 요구정밀도를 만족할 수 있는 무심연삭기용 연삭축 및 조정차축의 시작품 개발을 목표로 하였으며, 이를 위해 각 축의 레이아웃, 상세설계 및 유정압베어링의 설계를 수행하고 제작된 연삭축 및 조정차축 시작품의 강성, 회전정밀도, 열특성 실험 등을 통해 설계된 무심연삭기 주축계의 실용화 가능성을 검토하고자 하였다.

## 2. 폐를가공용 무심연삭기의 개요

### 2.1 폐를의 요구정밀도

무심연삭기의 개발에 있어, 가공 대상으로 하는 고정밀 폐를의 제원 및 요구정밀도를 요약하여

Table 1 Specifications of a ferrule for machining

Dimension Size	$\phi 2.5 \times 10\text{mm}$	Dimension Accuracy	$\pm 0.2\mu\text{m}$
Material	ZrO <sub>2</sub>	Roundness	$0.1\mu\text{m}$
Roughness	$0.5\mu\text{mRy}$	Cylindricity	$0.5\mu\text{m}$

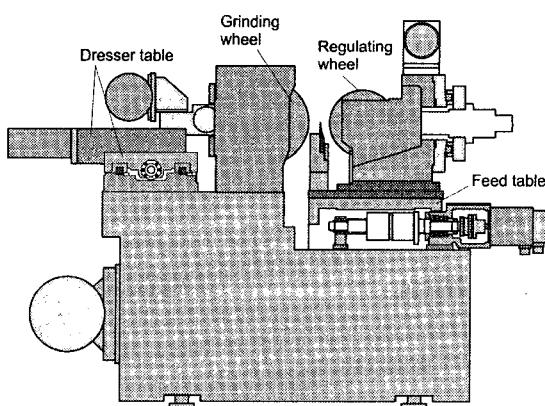


Fig. 1 A designed centerless grinder for machining the ferrule

able 1에 나타내었다<sup>2</sup>. 무심연삭 공정을 고려하면, 요구정밀도 가운데 특히 치수정밀도, 원통도는 안내면/구동계의 정밀도 및 주축/이송계의 강성에 크게 좌우되며, 진원도의 경우에는 주축 및 조정차축의 회전정밀도에 의해 대부분 영향을 받는 특성을 갖게 된다.

### 2.2 무심연삭기의 구조

주축계의 설계를 위해서는, 먼저 가공대상인 폐를에 대한 가공조건 및 생산성을 고려하여 무심연삭기의 전체 구조를 결정할 필요가 있다. Fig. 1은 Table 1의 폐를가공에 적합하도록 설계된 무심연삭기의 개략도를 나타낸 것이다.

일반적인 무심연삭기와 마찬가지로 연삭시의 절입량은 조정차축(Regulating wheel spindle)의 하부에 배치되어 있는 안내면의 이송량에 의해 결정된다. 전체 치수면에서는 폐를 치수에 맞도록 컴팩트하면서도 상대적으로 치수대비 강성을 높게 설계되어 있다. 폐를가공에 있어서 생산성을 확보하기 위해 숫돌치수는 직경 250 mm에 폭 150 mm로, 이에 대응하는 조정차는 직경 205 mm로 설계하였으며 특히 가공대상 폐를의 진입시 자동적으로 가이드가 되어 가공정밀도를 향상시킬 수 있도록 조정차의 폭은 180 mm로 설계하였다. ZrO<sub>2</sub> 소재의 효율적인 가공을 위해 숫돌의 재질은 다이어몬드를 사용하며, 이 숫돌을 드레싱하기 위한 드레서용 2 축 타가이드 안내면이 연삭축(Grinding wheel spindle) 뒷면에 장착되도록 하였다. 가공시의 목표 진원도와 표면조도를 고려하여 연삭축 및 조정차축의 베어링은 유정압베어링을 채용하였다.

## 3. 무심연삭기 주축계의 설계

### 3.1 주축계의 강성 설계 및 배분

일반적인 폐를의 가공조건인 절입량 15  $\mu\text{m}$ , 절삭폭(실제 폐를과 접촉하는 숫돌폭) 100 mm에 있어서 절삭부하는 약 50 N 정도로 추정되므로, 가공 후 목표로 하는 치수공차  $\pm 0.2\mu\text{m}$  이내를 얻기 위한 주축계의 최소 루프강성은 125 N/ $\mu\text{m}$  가 된다. 따라서, 주축계의 설계에 있어서는 20% 정도의 안전율을 고려하여 150 N/ $\mu\text{m}$  의 루프강성을 목표치로 설정하였다.

각 축의 강성을 조정할 수 있는 설계변수로는 각 축의 베어링간 길이(span) 및 베어링 강성 등이

있으나 베어링간 길이의 경우, 속돌 폭 등을 고려할 때 조정할 수 있는 여유가 없으므로 축강성은 베어링 강성에 의해 대부분 결정되게 된다. 따라서, 연삭축 및 조정차축의 강성 설계에 있어서는 1)레이아웃 설계, 2) 베어링치수 결정, 3) 베어링 성능 설계, 4) 축강성 해석, 5) 각 축간 강성의 배분의 순서로 설계를 진행하였으며, 목표로 하는 루프강성이 얻어질 때 까지 3), 4), 5)의 순서를 반복하였다.

한편, 주축계의 구조를 고려하면 루프강성  $K_l$ 은 연삭축의 강성  $K_g$ , 조정차축의 강성  $K_r$  및 주축계의 구조강성  $K_s$  등이 직렬로 연결되어 있는 것으로 모델링할 수 있으므로식 (1)의 관계를 갖는다.

$$\frac{1}{K_l} = \frac{1}{K_g} + \frac{1}{K_r} + \frac{1}{K_s} \quad (1)$$

주축계의 구조강성이 연삭축 및 조정차축의 강성에 비해 충분히 크다고 가정하여 무시하면, 루프강성 목표치를 만족하기 위해서는 연삭축 및 조정차축의 강성이 각각 루프강성 목표치에 비해 2배 ( $300 \text{ N}/\mu\text{m}$ ) 이상이 되는 것이 바람직하다. 그러나, 실제 설계에 있어 조정차축의 축경은 연삭축에 비해 작게 설계되어야 하므로 가능한한 연삭축의 강성을 크게 설계할 필요가 있다. 이를 고려하고 이하에 설명되어진 각 축의 레이아웃 설계를 이용하여 각 축의 강성에 대한 1차적인 해석 결과, 목표로 하는 루프강성을 얻기위해 연삭축 약  $400 \text{ N}/\mu\text{m}$ , 조정차축 약  $260 \text{ N}/\mu\text{m}$ 로 각 축강성의 목표치를 배분하였다.

### 3.2 연삭축의 설계

Fig. 2에 유정압베어링을 이용하여 설계한 연삭축의 구조를 나타내었다. 연삭수들의 양단을 같은 치수의 저어널베어링이 지지하고 있는 구조로 하였으며, 스리스트레인거링은 공간적인 면을 고려하여 축 앞단에 설치하였다. 축의 구동은 스픬들모터에

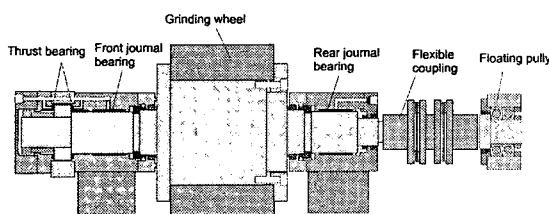


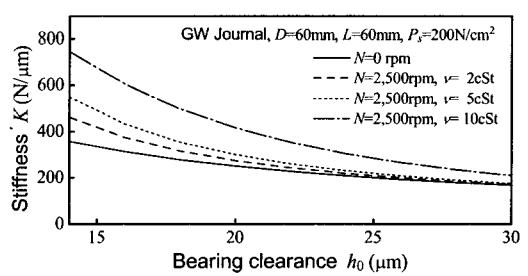
Fig. 2 Sectional view of a grinding spindle

인버터를 연결하여 무단변속이 가능하도록 하였으며 절삭 회전수는 2,300 rpm이다. 이 때 모터에 의한 진동이 주축에 전달되는 것을 가능한한 방지하기 위하여 플로팅 풀리 및 플렉시블 커플링을 주축과 모터 사이에 삽입한 구조로 설계하였다.

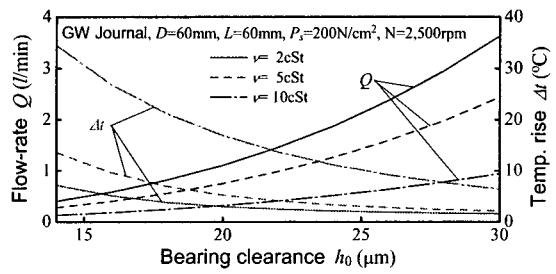
연삭수들은 여러 가지 상황에 따라 분해, 조립이 용이할 필요가 있으므로, 뒷베어링의 하우징 외경이 연삭수들의 내경보다 작아야 한다. 또한 뒷베어링의 하우징에는 유정압베어링용 모세관이 장착되는 구조가 되어야 한다. 이러한 조건을 고려하여 축경은 공간이 허용하는 최대경인 60 mm로 결정하였다.

유정압 저어널베어링의 설계<sup>3</sup>에 있어서는 축강성을 위해 필요한 베어링의 강성, 온도상승 및 소비유량 등을 고려하였으며 이를 위해 베어링간극 및 유흘유 점도가 성능에 미치는 영향을 계산한 결과를 Fig. 3에 나타내었다. 단, 회전수는 설계 성능에 여유를 갖기위해 실제 사용 회전수 (2,300 rpm)보다 다소 높은 2,500 rpm으로 설정하였다.

Fig. 3(a)로부터, 축이 정지한 경우 베어링강성



(a) Bearing stiffness



(b) Flow-rate and temperature rise

Fig. 3 Influence of bearing clearance and viscosity on the bearing performances

은 점도에 관계없으나 축이 회전하는 경우에는 베어링내에서의 동압효과로 인해 점도가 증가할수록 베어링강성은 증가하게 된다. 또한, Fig. 3(a) 및 Fig. 3(b)로부터, 베어링간극을 작게 하고 높은 점도를 사용하면 베어링강성은 커지고 소비유량도 감소하므로 유리한 설계조건을 갖게 되나 온도상승이 높아지는 특성을 알 수 있다.

Fig. 2 의 연삭축 구조에 대한 강성해석결과 전, 후베어링의 베어링강성이 각각  $250 \text{ N}/\mu\text{m}$  이상이며 축강성 목표치인  $400 \text{ N}/\mu\text{m}$  이상을 얻을 수 있음을 알 수 있었으며, 따라서 Fig. 3 으로부터 베어링간극을  $20 \mu\text{m}$  로 설정하면 점도에 관계없이 목표 강성을 얻을 수 있다. 한편, 이 경우에 대한 점도의 영향을 고려하면, 점도 2 cSt 의 경우 소비유량이 너무 커져 실제 주축 설계시에 배유 및 셀링면에서 많은 문제점이 예상된다. 점도 5, 10 cSt 의 경우를 비교하면 10 cSt 의 경우 소비유량은 감소하나 온도상승량이 약  $15^\circ\text{C}$  정도로 커지는 문제가 있다. 한편, 점도를 5 cSt 로 할 경우에는 온도상승을 약  $5^\circ\text{C}$  정도로 억제하면서도 베어링단 소비유량을  $1 \text{ l}/\text{min}$  이내로 제한할 수 있으므로 사용 유후유의 점도를 5 cSt 로 결정하였으며, 이에 따른 저어널베어링의 성능설계 결과를 Table 2 에 정리하였다. 한편, 저어널베어링의 설계 결과를 이용하여 1 N 의 연삭력이 연삭휠 중심부에 작용할 때의 연삭축의 변위 특성 해석결과를 Fig. 4 에 나타내었으며, 연삭축의 강성은  $403 \text{ N}/\mu\text{m}$  를 나타내고 있다.

스러스트베어링의 경우에는, 저어널베어링의 설계시에 활용가능한 공간치수, 사용 유후유점도 등

이 결정되었으므로 베어링간극이 주요 설계 변수가 된다. 또한, 스러스트 방향에 대한 연삭저항은 상대적으로 작으므로 강성보다는 온도상승의 억제를 주로 고려하였다. 이에 따라 베어링간극은  $20 \mu\text{m}$  로 결정하였으며 이 경우, 편심률 0.4 까지에 대한 온도상승량은 저어널베어링에 비해 훨씬 작은  $2.7^\circ\text{C}$  정도이고 베어링강성은  $153 \text{ N}/\mu\text{m}$  이다.

### 3.3 조정차축의 설계

Fig. 5 에 조정차축의 구조 설계 결과를 나타내었다. 연삭주축과 마찬가지로 유정압베어링이 조정차 휠의 양단을 지지하는 방식으로 설계되어 있으며, 유정압베어링의 양단은 V 셀과 라비린스셀을 설치하여 누유와 외부로 부터의 먼지의 흡입을 방지하였다. 스러스트베어링은 스루피드(through feed)연삭에 있어 경사각에 따른 절삭부하를 고려하여, 연삭주축과는 달리 후부에 설치하였다.

조정차축의 회전수는  $10 \sim 300 \text{ rpm}$  의 범위에서 무단변속이 가능하게 되어 있다. 실제 가공시의 회전수는 낮지만 조정차휠을 드레싱하는 경우의 사용 최대회전수가  $300 \text{ rpm}$  가까이 사용될 수 있기 때문이다. 조정차축의 구동은 서보모터와 기어

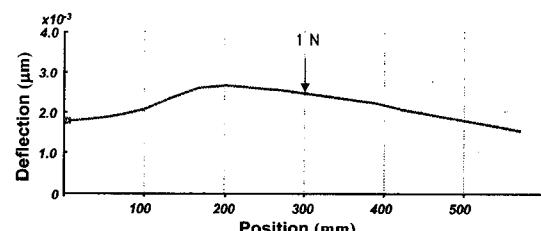


Fig. 4 Displacement of the grinding wheel spindle when 1 N of the cutting force is applied

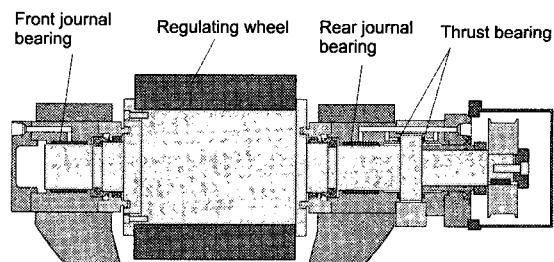


Fig. 5 Sectional view of a regulating spindle

Table 2 Designed results of hydrostatic journal bearing for grinding and regulating spindle

Terms	Grinding	Regulating
Viscosity of oil $\nu$	5 cSt	
Supply pressure $P_s$	200 N/cm <sup>2</sup>	
Bearing dia. & length $D \times L$	60 × 60 mm	50 × 50 mm
Pocket ratio $\beta$	0.8	0.8
Bearing clearance $h_0$	20 $\mu\text{m}$	20 $\mu\text{m}$
Load capacity $W$	1870 N	1250 N
Bearing stiffness $K$	246 $\text{N}/\mu\text{m}$	164 $\text{N}/\mu\text{m}$
Flow-rate $Q$	0.72 l/min	0.82 l/min
Temperature rise $\Delta t$	4.6 $^\circ\text{C}$	1.4 $^\circ\text{C}$

박스를 이용한 감속구동이며 폴리를 통해 조정차축과 연결되도록 하였다.

조정차휠의 탈착을 용이하게 하도록 유정압베어링 외경은 휠의 내경보다 작도록 설계하였으며, 그로부터 베어링의 내경은 50 mm로 결정하였다. 베어링의 길이는 공간적인 제약상 50 mm로 결정하였다. 윤활유 점도가 결정되어 있으므로, 소비유량과 온도상승을 고려하면서 베어링간극에 따른 베어링강성 및 축강성을 검토하였으며, 그 결과 베어링강성 164 N/ $\mu\text{m}$  및 축강성 264 N/ $\mu\text{m}$ 가 얻어지는 20  $\mu\text{m}$ 의 베어링간극을 결정하였다. Table 3에 설계된 베어링의 주요 성능을 나타내었으며, Fig. 6에 1 N의 연삭력이 조정차 중심부에 작용할 때의 조정차축의 변위특성 해석결과를 나타내었다.

#### 4. 시작품 주축계의 성능평가

##### 4.1 각 축의 정강성

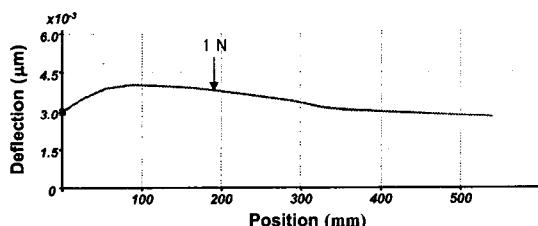


Fig. 6 Displacement of the regulating wheel spindle when 1 N of the cutting force is applied

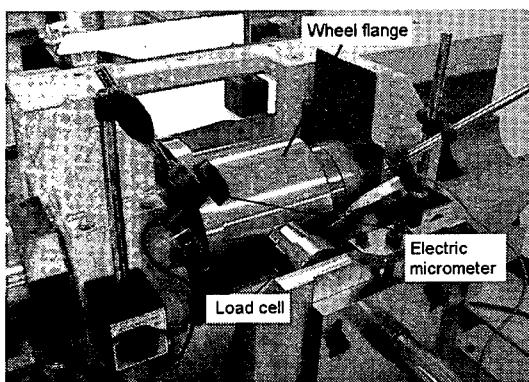


Fig. 7 Measurement of grinding spindle stiffness

연삭축의 정강성 측정 사진을 Fig. 7에 나타내었다. 압축형 로드셀을 연삭휠이 장착될 중앙부에 밀착하여 0~450 N의 외력을 작용시키면서 4개의 전기 마이크로미터를 이용하여 주축대에 대한 주축의 상대 변위를 측정하였으며 측정결과를 Fig. 8(a)에 나타내었다. 축강성은 이론해석값 403 N/ $\mu\text{m}$ 에 비해 다소 작은 350 N/ $\mu\text{m}$ 를 나타내었다. 그 이유로는 먼저, 실제 제작된 유정압베어링의 간극이 설계치 20  $\mu\text{m}$ 보다 1~2  $\mu\text{m}$  커짐에 따라 베어링강성이 저하된 점을 들 수 있다. 또한, 실험에 있어 공간상, 중앙부의 변위를 측정할 수 없어 중앙부

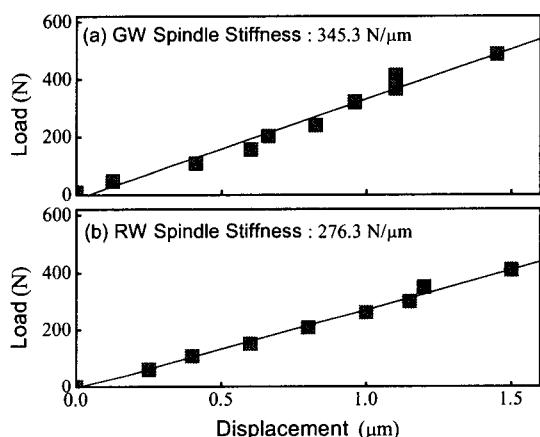


Fig. 8 Measured stiffnesses of grinding spindle and regulating spindle

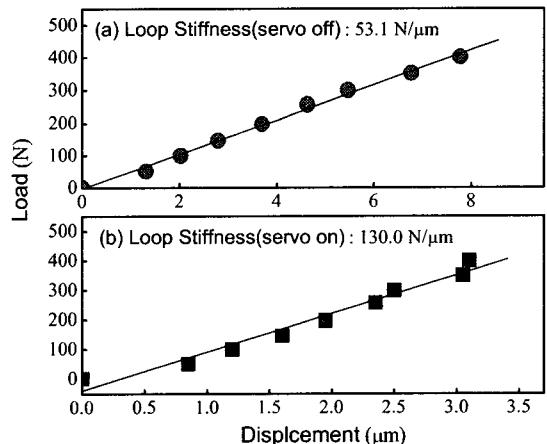


Fig. 9 Measured loop stiffness of spindle system

부근 좌우 2 곳의 변위를 측정하여 평균값으로 나타내었으며 이에 따른 오차의 영향도 포함되었을 것으로 추정된다.

조정차축도 연삭축과 같은 방법으로 축강성을 측정하였으며 그 결과를 Fig. 8(b)에 나타내었다. 조정차축의 경우에는 이론해석값  $264 \text{ N}/\mu\text{m}$ 과 상대적으로 잘 일치하는  $276 \text{ N}/\mu\text{m}$ 을 나타내었다.

연삭축과 조정차축 사이에 로드셀을 설치하고 루프강성을 측정한 결과를 Fig. 9에 나타내었다. Fig. 9(a)는 조정차축 하부에 설치되어 있는 이송계의 리니어스케일(분해능  $50\text{ nm}$ )을 작동시키지 않았을 때의 측정결과로 볼스크류 이송계의 축방향 강성이 직렬로 작용함에 따라 루프강성이  $53 \text{ N}/\mu\text{m}$ 로 크게 저하됨을 보이고 있다. Fig. 9(b)는 리니어스케일의 신호를 제어기로 피드백시켰을 때의 측정결과로 이송계의 축방향 강성이 실험에서 주어진 하중범위내에서 무한 강성으로 작용함에 따라 루프강성이  $130 \text{ N}/\mu\text{m}$  까지 증가함을 보이고 있다. 한편, 측정된 루프강성은 축강성 설계값을 이용하여 계산한 루프강성( $157 \text{ N}/\mu\text{m}$ )이나 각각의 축에 대한 측정결과(Fig. 8)를 이용하여 계산한 루프강성( $153 \text{ N}/\mu\text{m}$ )에 비해 다소 작게 나타나고 있다. 이것은, 각 축의 정강성을 계산이나 측정시에는 양 주축대의 구조강성을 고려하지 않았으나 실제로는 주축대에서 미소한 변위가 발생하고 루프강성 측정시에는 베드상에서 주축대의 절대변위를 측정하였으므로 구조강성이 측정값에 영향을 미치기 때문으로 추정된다. 실제 연삭공정을 고려하면 Fig. 9의 측정값이 주축계의 루프강성으로 적합하다고 판단할 수 있다. 이상의 측정결과로부터 주축계의 루프강성은  $130 \text{ N}/\mu\text{m}$ 로 설계목표치에 비해서는 다소 작으나 설계시에 고려한 안전율 20%(3.1 절 참조)를

고려하면 폐를의 정밀가공을 위해 적합한 루프강성을 얻었음을 확인할 수 있다.

#### 4.2 각 축의 회전정밀도

일반적으로 회전정밀도를 측정하기 위해서는 측정면의 형상오차를 제거할 수 있는 측정시스템을 필요로 한다<sup>4,5</sup>. 그러나 무심연삭기용 연삭축 및 조정차축은 양단지지형이므로 마스터볼과 같이 형상오차를 무시하거나, 제거할 수 있는 치구의 사용이 불가능하다. 따라서 본 연구에서는 숫돌 및 조정차가 장착될 플런지의 표면을 연삭하고 이면을 이용하여 각 회전수에서의 DC 성분을 제거한 런아웃을 측정한 후, 저속( $10\text{ rpm}$ )에서 플런지 자체의 진원도를 측정하여 빼줌으로써 회전정밀도를 계산하였다. 변위센서로는 정전용량형 센서(Micro sense 3401)를 이용하였다.

Fig. 10은 연삭축에 있어  $1500$ ,  $2300 \text{ rpm}$  시의 회전정밀도를 5회 측정하여 나타낸 것이다. Fig. 11은 회전수에 따른 회전정밀도의 변화를 측정한 결과를 정리한 것이다. 가공 회전수 부근인  $2,000$  및  $2,300 \text{ rpm}$ 에 있어 계통오차는  $0.2 \mu\text{m}$  이내를 나타내고 있으며, 가공된 폐를간의 치수편차에 영향을 미치는 비반복오차도  $0.2 \mu\text{m}$  이내를 나타내고 있어

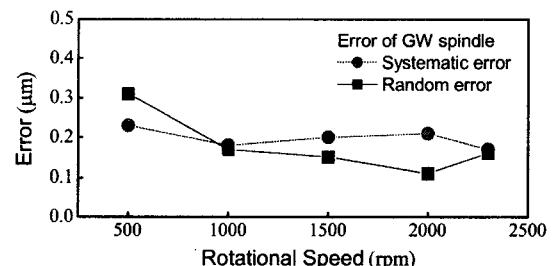


Fig. 11 Rotational error of grinding spindle

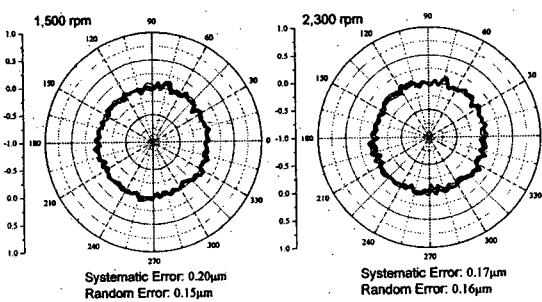


Fig. 10 Measured rotational error profile

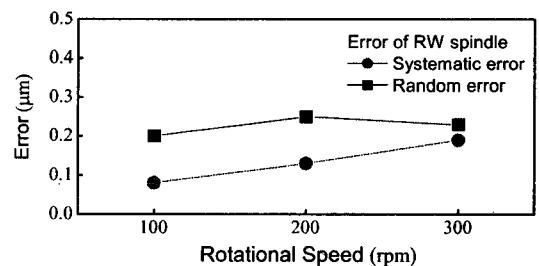


Fig. 12 Rotational error of regulating spindle

폐를가공에 적합한 정밀도를 지니고 있음을 알 수 있다. 한편, Fig. 10에 있어 회전오차의 과형에 상대적으로 고주파의 영향이 크게 나타나는 것은 플로팅풀리가 벨트를 통해 전달되는 모터의 미세한 진동까지 완전히 제거하지는 못하기 때문으로 추정된다.

Fig. 12는 조정차축의 회전수에 따른 회전정밀도를 측정한 결과로 가공시 회전수에 가까운 100 rpm이나 드레싱 회전수인 300 rpm에서의 비반복 오차가 0.2  $\mu\text{m}$  이내를 나타내고 있어 폐를가공에 사용 가능한 정밀도를 지니고 있음을 알 수 있다.

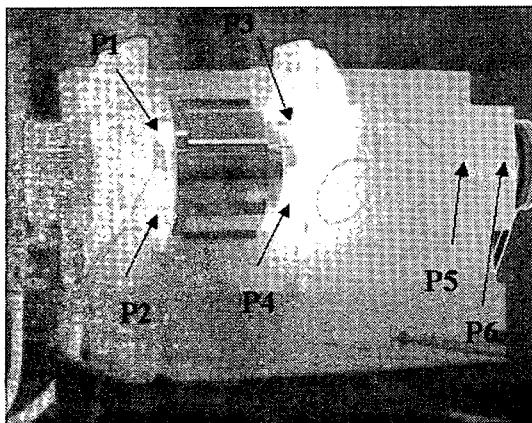


Fig. 13 Thermal distribution of grinding spindle at 2,300 rpm

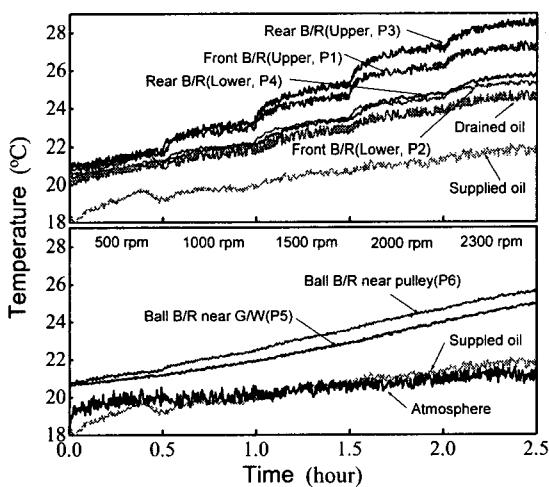


Fig. 14 Temperature rise of grinding spindle

#### 4.3 각 축의 발열특성

먼저, 연삭축의 발열 특성을 평가하기 위해, 주축회전수를 사용 최대 회전수인 2,300 rpm 까지 500 rpm 씩 증가시켜며 측정하였다. 실험에 있어 공급되는 윤활유는 오일컨디셔너(DAIKIN)를 이용하여 실온동조로  $\pm 0.5^\circ\text{C}$  이내로 제어하였다.

Fig. 13은 열상장치(LAIRD-S270A, NIKON)를 이용하여 2,300 rpm에서의 온도분포 특성을 측정한 결과이다. 구동용 벨트와 풀리와의 마찰에 의해 풀리에서의 온도상승이 가장 큼을 보이고 있으며, 주축대 부위에서는 유정압베어링부에서의 온도상승이 주도적임을 보이고 있다. 또한 플로팅풀리용 볼베어링 전후(P5, P6)사이의 온도분포를 고려할 때 풀리에서의 발열이 주축베어링부에 미치는 영향은 크지 않음을 알 수 있다.

주요부에서의 온도상승을 보다 구체적으로 관찰하기 위해 주축주위 10 곳에 써모커플을 설치하고 2,300 rpm 까지의 온도특성을 측정하여 Fig. 14에 나타내었으며 써모커플의 주요 측정위치는 Fig. 13에 나타낸 바와 같다.

Fig. 14의 윗 그림으로부터 2,300 rpm에서의 유정압베어링 주위의 온도상승량은 측정위치에 따라 27.1(P1), 25.4(P2), 28.5(P3), 25.7(P4) °C로 서로 다르게 나타나고 있다. 특히, 전, 후베어링 모두 위쪽이 아래쪽보다 높은 온도상승을 나타내는 현상을 보이고 있으며, 이것은 유정압베어링용 V 셀에서의 온도상승량이 베어링 자체의 온도상승량보다 크고, 아래쪽의 경우 배유에 의해 냉각효과가 있는 반면 위쪽은 냉각효과가 없어 발열량이 그대로 하우징에 전달되기 때문에 추정된다. 한편, 이 때의 공급유온은 21°C 이므로, 유정압베어링에서의 온도상승은, 베어링 아래 쪽의 온도를 기준으로 하면 4.4 ~ 4.7 °C로, 이론적인 계산치 4.6 °C와 잘 일치하는 결과를 보이고 있다.

Fig. 15는 조정차축에서의 온도측정 위치를 나타낸 것으로 공급유온 및 배유온도를 포함하면 14 곳의 온도변화를 측정할 수 있도록 서모커플을 설치하였다.

Fig. 16은 300 rpm 까지에 대한 온도변화를 측정한 결과를 나타낸 것이다. 위의 그림으로부터 배유온도가 초기부터 공급유온에 비해 약 1.8 °C 정도 높게 나타나는 것은 유정압베어링에 사용되는 모세관에서의 저항효과에 의해 유온이 상승하기 때문이며, 전, 후부베어링의 온도가 시간이 지

남에 따라 서서히 배유온도와 같아지는 경향도 회전에 따른 발열보다는 모세관의 저항에 따른 발열이 서서히 베어링 표면까지 전달됨에 따른 영향임을 알 수 있다. 전체적인 온도상승량은 이론적인 계산치  $1.4^{\circ}\text{C}$  와 비교적 잘 일치하는 결과를 보이고 있다.

한편, 아래 그림으로부터, 회전수가 증가해도 베어링 후단의 폴리 및 벨트부근의 온도와 공급유온의 차가 크게 변하지 않는 것을 볼 수 있으며 이로부터 모터 구동이나 벨트에 발열에 의한 온도

상승량은 상대적으로 매우 작음을 알 수 있다. 또한, 이 부위들의 초기온도가 대기온에 비해 다소 높은 것은 후부베어링을 통과한 윤활유가 이 부분을 통해 배출되기 때문이다.

이상의 실험결과로부터 연삭축 및 조정차축 시작품은 루프강성  $130 \text{ N}/\mu\text{m}$ , 회전정밀도 약  $0.2 \mu\text{m}$ , 온도상승량  $4.6^{\circ}\text{C}$ (연삭축) 및  $1.8^{\circ}\text{C}$ (조정차축)의 성능을 가짐을 알 수 있으며 이로부터 폐를가공에 적용할 경우 Table 1의 가공정밀도를 만족시킬 수 있을 것으로 판단된다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 폐를의 요구정밀도를 만족할 수 있는 무심연삭기용 주축계(연삭축 및 조정차축)의 개발을 목표로 하였으며, 이를 위해 각 축의 레이아웃, 상세설계 및 유정압베어링의 설계를 수행하고 제작된 각 축 시작품의 강성, 회전정밀도, 열특성 실험 등을 통해 설계된 무심연삭기 주축계의 실용화 가능성을 검토하였다. 실험결과, 제작된 연삭축용 유정압베어링의 간극( $21 \sim 22 \mu\text{m}$ )이, 설계간극  $20 \mu\text{m}$  보다 다소 커지고, 주축대 구조 강성의 미세한 영향 등의 영향으로 루프강성이 설계목표인  $150 \text{ N}/\mu\text{m}$ 에 비해 다소 낮은  $130 \text{ N}/\mu\text{m}$ 를 나타내었으나 설계시에 감안한 안전율을 고려할 때 실용화에는 충분한 강성을 지니고 있음을 알 수 있었다. 각 축의 회전정밀도는 주요 사용 회전수인  $2,300 \text{ rpm}$ (연삭축) 및  $300 \text{ rpm}$ (조정차축)에 있어 약  $0.2 \mu\text{m}$ 를 나타내었고, 비재현오차도  $0.2 \mu\text{m}$  이내를 나타내었으며 그 때의 각 축의 온도상승량도 약  $4.4 \sim 4.7^{\circ}\text{C}$ (연삭축) 및  $1.8^{\circ}\text{C}$ (조정차축)로 설계시의 계산치와 비교적 잘 일치하는 결과를 보이고 있다. 이상의 결과로부터 연삭축 및 조정차축의 시작품은 폐를가공용 무심연삭기 주축계로 충분히 실용화 적용이 가능할 것으로 판단된다.

## 참고문헌

- Editing committee, "A Centerless Grinding Machine for Machining Brittle Materials Using the Ductile Mode Grinding," OyouKakaikoukaku, No. 2, pp. 160-163, 1992.
- Park, C. H., Hwang, J. H. and Cho, S. J., "A Feeding

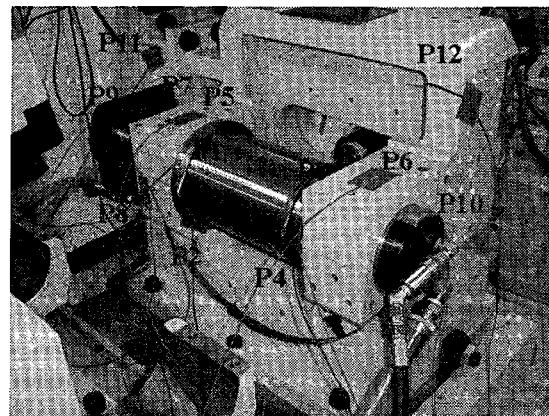


Fig. 15 Measuring points of temperature variation in the regulating spindle

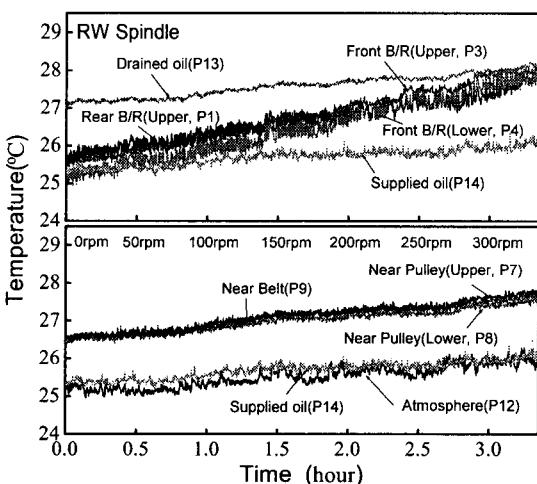


Fig. 16 Temperature rise of regulating spindle

- System of Centerless Grinder for Machining the Ferrule," J. of KSPE, Vol. 20, No. 5, pp. 22-28, 2003.
- 3. Aoyama, T., "Hydrostatic Bearing - Design and Applications-", Kougyojoushakai Co., 1990.
  - 4. Tu, J. F., Bossmanns, B. and Hung, S. C. C., "Modeling and error analysis for assessing spindle radial error motions," Precision Engineering, Vol. 21, No. 2/3, pp. 90-101, 1997.
  - 5. Gao, W., "Precision Nanometrology and its Applications to Precision Nanosystems," Proc. of Korea-Japan Joint Symposium on Nanoengineering, pp. 115-122, Nov., 2003.