

<技術論文>

NC 선반주축의 회전성능 향상을 위한 실험적 연구

이 형 식* · 이 봉 진** · 송 기 무***

(1983년 8월 5일 접수)

An Experimental Study on the Rotational Performances of NC Lathe Spindle System

Hyeung Sik Lee, Bong Jin Lee and Ci Moo Song

Abstract

In order to improve the rotational performances of NC lathe spindle system in high speed range, a new type (Floating-type driven by V-belt) spindle system was optimally designed and experimented. Through the results of the experiments, the rotational performances of the new type spindle system was discussed and compared with the three equivalent conventional lathe spindle systems.

The spindle rotational accuracy (radial error motion of spindle axis), the acceleration and the temperature rise of the front spindle bearings for the non-cutting operation were considered as the spindle rotational performances. The radial error motion of the spindle axis was measured by applying the modified L.R.L. method.

Compared with the equivalent conventional spindle systems, the following results were obtained. (1) The new type spindle system reduces the radial error motion of the spindle axis in high speed range (1800rpm-2000rpm). (2) The new type spindle system reduces the acceleration and the temperature rise of the spindle bearings considerably with increasing the spindle speed.

It is also confirmed that, by this new type spindle system, the max. allowable speed can be increased with satisfying the spindle rotational performances.

1. 서 론

최근의 NC 가공기술의 급속한 발전은 공작기계주축의 고속화·고정도화·고강성화를 필연적으로 요구한다.

주축의 이러한 성능들은 특히 주축베어링과 구동구조의 특성에 의해 크게 좌우되므로 각각의 성능향상을 위한 연구개발에 노력이 집중되어야 한다.

구름베어링을 사용하는 주축구조에서 주축의 속도한계는 일반적으로 구름베어링의 $d \times n$ 값(d : 평균직경, n : 회전속도)에 의해 결정되지 않고 구동구조의 동적·열적특성에 의해 제한되어 그 보다 훨씬 작은 경험값으로 결정된다. 그 때문에 오래전부터 구동구조의 개

* 정회원, 연세대학교 기계공학과

** 정회원, 강원대학교 기계공학과

***정회원, 한국과학기술원 정밀기계기술센터

선을 통해 주축의 속도한계를 높이고 회전성능을 향상시키려는 연구가 수행되어 왔다²⁾. 구동구조의 개선을 위한 연구목표는 대체로 구동방식의 개선, 주축을 구성하는 각 부품들의 재질 및 정밀도향상, 조립기술의 향상등에 집약된다.

현재 공작기계주축에서 많이 쓰이고 있는 이상적인 구동방식의 하나로서, 주축과 구동부분사이에 베어링과 베어링지대를 삽입하여 주축에는 단지 구동토크만 전달되도록 한 V.D.F. 특이인 후로팅(floating) 구동방식²⁾이 있다. 이 구동방식은 구동력이나 진동에너지를 주축에 직접 전달하지 않고 베어링지대를 통하여 간접 전달하기 때문에 특히 회전정밀도를 향상시킨다. 그러나 주축의 고속화를 위해서는 이 구동방식은 매우 불리하다. 왜냐하면 회전속도가 상승할 경우에 주축상자내에 포함된 기어변속장치로부터 진동 및 열이 크게 발생하여 주축의 회전성능을 떨어뜨리기 때문이다.

본 논문에서는 최신형 슬란트베드(slant-bed)타입의 중절삭용 NC 선반주축을 대상으로 하여, 구동방식의 변경—기어변속장치를 주축으로부터 완전히 분리시키고 V벨트에 의해 구동되는 후로팅방식의 새로운 주축구조를 설계—을 통하여 고속에서의 주축의 회전성능 향상을 시도하였고, 실험을 통하여 그 회전성능을 전형적인 3개의 서로 다른 재래식 선반주축모델들의 값과 비교 고찰하였다.

주축의 회전성능은 비절삭시 축직자방향의 회전정밀도, 주축베어링 진동 및 주축베어링 온도증가를 고려하였으며, 축직자 방향의 회전정밀도 실험은 특히 J. Bryan 등에 의해 제안된 L.R.L.(Lawrence Radiation Laboratory) 방법을 개선하여 수행하였다.

본 논문의 실험목표는 다음과 같다.

- 1) 두가지 타입의 주축구조(기어변속장치가 주축에 밀착된 재래식 주축구조와 분리된 새로운 주축구조)에서 비절삭시 축직자방향의 회전정밀도와 주축회전속도의 관계 고찰.
- 2) 두가지 타입의 주축구조에서 비절삭시 주축의 앞베어링 가속도 변화와 주축회전 속도의 관계 고찰.
- 3) 두가지 타입의 주축구조에서 비절삭시 시간에 따르는 주축의 앞베어링 온도증가에 대한 비교 고찰.

2. 주축의 최적설계

본 연구에서의 설계대상 공작기계는 슬란트베드타입의 중절삭용 NC 선반이다. 주축설계에 필요한 공작물

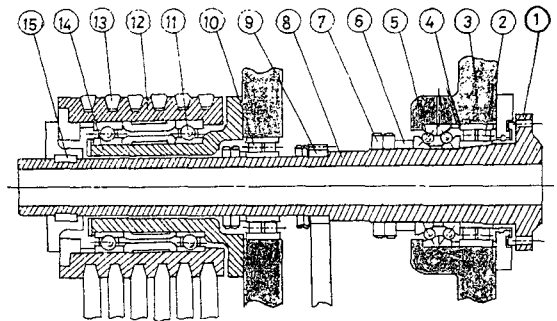
Table 1 Design conditions for the new-type spindle system

Details	Final results
Diameter of workpiece	D max. = 250mm D min. = 25mm
Cutting speed	V max. = 150m/min V min. = 15m/min
Cutting force	Main force component: $P_1=900\text{kgf}(8820\text{N})$ Feed force component: $P_2=900\text{kgf}(8820\text{N})$ Transverse force component: $P_3=270\text{kgf}(2646\text{N})$
Spindle speed	N max. = 2000rpm N min. = 20rpm
Spindle power	20HP

과 주축의 주요 조건들은 Table 1과 같다.

주축의 기본구조는 Fig. 1과 같이 주축과 기어변속장치를 완전히 분리하여 별개의 조립품으로 하고 이의 연결은 V벨트에 의해 구동되는 후로팅방식으로 하였다. 이 구동방식은 V.D.F. 특이인 기어에 의해 주축이 구동되는 후로팅방식²⁾과 유사하다. 다만 기어대신 V벨트에 의해 동력이 전달되는 것이 다르다.

주축베어링은 먼저 앞베어링의 경우 일반적으로 테



- ① Spindle-nose ② Two-row cylindrical roller bearing (NN 3024, NSK) ③ Spindle-box ④ Lubrication hole ⑤ Angular contact ball bearing (7024 ADB, NSK) ⑥ Bearing spacer ⑦ Lock nut ⑧ Main spindle ⑨ Timing belt ⑩ Two-row cylindrical roller bearing (NN 3020K, NSK) ⑪ Deep groove ball bearing (6028, NSK) ⑫ D-section pulley ⑬ D-section V-belt ⑭ Bearing supporter ⑮ Sunk Key

Fig. 1 Floating-type spindle system driven by V-belt

이퍼 로울러 베어링이 사용되므로 국내에서 구입이 비교적 용이한 복렬원통 로울러 베어링(NN3024K, NSK)을 선택하였고, 뒤베어링도 같은 종류인 복렬원통 로울러 베어링(NN3020K NSK)으로 하였다. 베어링의 크기는 주축의 소요동력이 20HP이므로 설계경험에 의해 앞베어링의 내경을 $\phi 120$, 뒤베어링의 내경을 $\phi 100$ 으로 하였다. 한편 추력전담용 베어링은 앵글러 보울베어링(7024 ADB, NSK)을 선택하였고, 그 설치위치는 앞베어링 바로 뒤로 하였다. 그 이유는 앞베어링의 강성을 크게 하는 것이 뒤베어링의 강성을 크게 하는것보다 주축전체의 강성을 더 크게할 수 있기 때문이다^{4,8)}. 주축의 구동을 위한 후로팅구조내의 베어링은 깊은홈 보울베어링(6028, NSK)으로 하였다.

주축베어링의 윤활방식은 Fig. 1과 같이 앞베어링과 추력전담용 베어링만 강제윤활방식으로 하고, 뒤베

어링은 베어링하중을 거의 받지 않으므로 윤활을 하지 않았으며 후로팅구조내의 베어링은 그리스윤활방식으로 하였다.

주축의 베어링지지방식은 2점 베어링지지방식으로 하였다. 그 이유는 3점 베어링지지방식이 2점 베어링지지방식에 비해 강성이 크게 향상되지 않을뿐 더러, 가공과 조립이 어렵고, 고속회전에서는 열변형에 대한 영향이 크기 때문이다⁹⁾.

주축의 베어링간격(bearing span)은, 먼저 S.Yang⁴⁾의 연구결과를 응용하여 절삭력이 공작물의 임의의 위치에 작용할 때 주축끝의 정적처짐을 최소로 하는 최적베어링간격을 계산하고⁸⁾, 다음은 계산된 최적베어링간격과 주축을 구성하는 각부분품들의 치수 및 형상등의 설계계약조건을 비교한 후, 340mm로 결정하였다.

주축상자(spindle box)의 두께와 치수는, 주축베어

Table 2 Comparison of the special features of four test spindle systems

Type of spindle systems Special features	New-type	Conventional-type (1)	Conventional-type (2)	Conventional-type (3)
1. Maker	KAIST PMTC	W	N	D
2. Model No.		WL-435	NSL-400X1250	SUL-1500
3. Driving mechanism	Gear box is seperated from spindle box	Gear box is contained in spindle box	Gear box is contained in spindle box	Gear box is contained in spindle box
4. Bearing supporting-type	2 point BS-type	3 point BS-type	2 point BS-type	3 point BS-type
5. Bearing span	Front bearing-rear bearing; 340mm	Front bearing-center bearing; 185mm Center bearing-rear bearing; 260mm	Front bearing-rear bearing; 335mm	Front bearing-center bearing; 290mm center bearing-rear bearing; 200mm
6. Bearing type	Tapered roller bearing	Tapered roller bearing	Tapered roller bearing	Tapered roller bearing
7. Max. limit of rotational speed of front bearing*	3300 rpm	4500 rpm	4880 rpm	3900 rpm
8. Lubrication method	Forced oil lubrication	Forced oil lubrication	Forced oil lubrication	Forced oil lubrication
9. Lubricating oils	Shell tellus oil 22,	Shell tellus oil 22,	Shell tellus oil 22,	Shell tellus oil 22,
10. Spindle bore	$\phi 72$	$\phi 52$	$\phi 50$	$\phi 54$
11. Spindle diameter	$\phi 110$	$\phi 72$	$\phi 75$	$\phi 92$
12. Spindle speed range	20—2000 rpm	32—1800 rpm	79—2000 rpm	25—2000 rpm
13. Spindle power	20 HP	5 HP	5 HP	7.5 HP
14. Swing over bed	560 mm	435 mm	400 mm	501 mm

*: $dxn=500.000$ for forced oil lubrication

링구멍의 드릴가공시 최대추력에 의한 정적변형과 절삭가공시 절삭력에 의한 정적변형을 고려하여 결정하였다⁵⁾.

3. 실험장치 및 실험방법

3.1. 주축구조와 실험조건

새로운 주축구조의 회전성능과 비교될 재래식 주축구조는 다음과 같이 선정되었다.

현재 국내의 대표적인 공작기계 전문업체인 3사(D사, W사 및 N사)의 선반중에서 기어변속장치가 주축에 밀착되어 구동하는 재래식 주축시스템을 대표할 수 있는 선반모델을 1개사 1모델로 선정하였다.

본 실험에 사용된 재래식 주축모델과 새로운 주축모델의 주요 특징이 Table 2에 나타나 있다.

각 주축구조의 공통된 실험조건으로서, 추력전담용 베어링의 예압(preload)은 실험중에 항상 0의 상태로 하였고, 또한 앞베어링과 추력전담용 베어링의 윤활공급량은 실험중에 3l/min으로 항상 일정하게 하였다.

3.2. 회전정밀도 측정원리 및 측정장치

주축의 회전정밀도는 축중심의 회전오차 운동에 의해 구체적으로 표현된다. 주축의 회전오차 운동이 공작물의 가공정밀도에 미치는 영향은 공작기계의 종류에 따라 크게 차이가 나므로 평가방법도 달라진다. 보오링 머시인과 같은 공구회전형 공작기계의 경우에는 축중심의 운동전체가 공작물에 가공오차를 일으키므로 축중심의 운동전체가 평가대상이 되지만, 선반과 같이 공작물이 회전하는 공작기계는 정지된 공구와 공작물이 이루는 주 센서티브방향으로의 운동만이 공작물에 가공오차를 일으키므로 축중심의 이 방향에 대한 상대

운동이 평가대상이 된다. 주 센서티브방향은 정지해 있는 공구가 공작물의 이상적인 절삭면에 직교하는 방향을 의미한다.

축중심의 회전오차 운동은 직각좌표계로 나타내는 것보다 Fig. 2와 같이 축의 회전속도와 일치하도록 하여 극좌표계에 나타내는 것이 유리하다. 왜냐하면 축중심의 회전오차운동을 극좌표계에 나타내면, 첫째로 그 측정위치에서 실제로 가공된 공작물의 진원도 및 표면 거칠기에 대응시키는 것이 가능하여 측정결과로부터 가공오차를 직접 예측할 수 있고 둘째로는 직각 좌표계에 나타난 전체파형속에는 측정장치(master ball)의 편심에 의한 측정오차가 포함되는데 이 파형을 극좌표로 표시하면 순수한 회전오차와 분리될 수 있기 때문이다⁵⁾.

새로 설계된 주축구조와 재래식 주축구조의 회전정밀도 비교는 Fig. 2와 같이 비절삭시 축중심의 주 센서티브방향 회전오차에 대한 극좌표 측정결과로서 수행되었다. 이 측정방법은 J. Bryan 등에 의해 제안된 L.R.L. 방법³⁾과 유사하지만 기초원 발생장치등의 연산을 위한 계측회로는 垣野義昭⁵⁾등에 의해 시도된 방법을 적용하였다. Fig. 3과 Fig. 4는 본 실험에 사용된 측정장치와 계측기기들을 보여 준다.

주축이 회전하면 Fig. 2와 같이 주축끝에서 150mm 떨어진 위치에 고정된 측정장치도 함께 회전한다. 측정장치를 중심의 주 센서티브방향 회전오차는 앞에 설치된 용량형 변위측정계(capacitive transducer)에 의해 측정된다. 만약 주축이 회전할 때 측정장치 중심이 주축의 회전중심으로부터 벗어난 간격을 e 라 하고, 축중심과 회전중심이 주 센서티브방향과 이루는 각을 θ 라 하면 용량형변위측정계에 의해 측정된 값은 $e \cdot \cos \theta$ 가 된다. 이 파형속에는 다음의 세가지 회전성분이

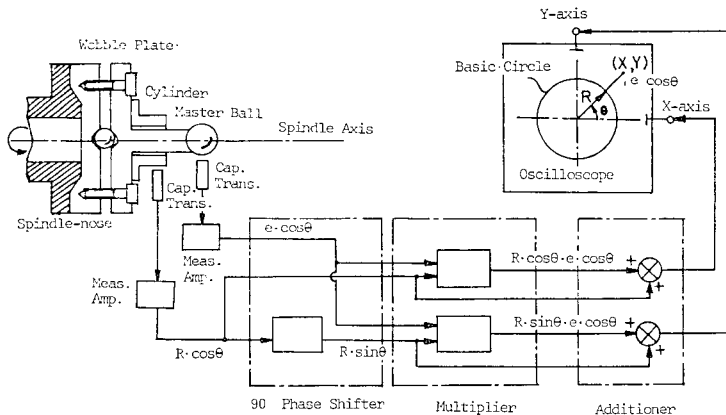
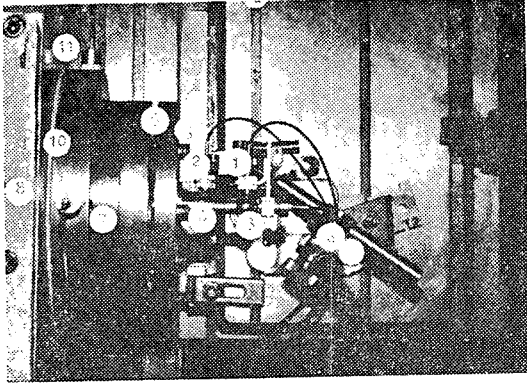
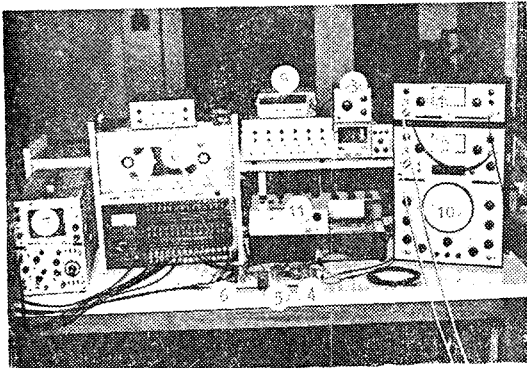


Fig. 2 Polar plotting procedure for radial error motion of spindle axis



①~② Capacitive transducer(Brüel & Kjaer, type M0004) ③ Master ball (KBC, $\phi 2.54$) ④ Cylinder (Eccentricity 0.1mm from spindle axis) ⑤ Wobble plate ⑥ Bolt ⑦ Spindle-nose ⑧ Head stock ⑨ CT Fixture ⑩ Front bearing ⑪ Accelerometer (Brüel & Kjaer, type 4370)

Fig. 3 Experimental devices for measuring spindle rotational accuracy



①~⑪ Measuring amplifier (Brüel & Kjaer, type 2607) ③ Band-pass filter (Brüel & Kjaer, type 1621) ④ 90° phase shifter ⑤ Multiplier ⑥ Additioner ⑦ Storage type oscilloscope (national, type 5072A) ⑧ Datacorder (KYOWA, RPT-110A) ⑨ Digital voltmeter (HP, type 3435A) ⑩ Heterodyne analyzer (Brüel & Kjaer, type 2010) ⑪ Level recorder (Brüel & Kjaer, type 2307)

Fig. 4 Instruments for measuring spindle rotational accuracy

포함된다. (1) 순수한 축중심의 회전오차 (2) 측정장치의 형상오차 (3) 측정장치를 보블플레이트에 고정시킬 때 발생하는 편심. 그러나 두번째 성분인 측정장치의 형상오차는, Rank Taylor Hobson 社의 Talyrod 3를 사용하여 측정장치의 진구도를 측정한 결과 0.1 μm 이하로 나타났기 때문에 다른 회전성분들에 비해 그 영향이 극히 작음을 알 수 있었다. 또한 극좌표표

시방법에 의해 세번째 성분에 의한 영향도 완전히 제거되었으므로 본 실험에서는 첫번째 성분인 순수한 축중심의 회전오차만을 측정할 수 있었다.

한편 보블플레이트의 실린더는 주축의 회전중심으로부터 0.1mm의 편심을 갖도록 부착시켰다. 그리고 이 실린더앞에 주축의 주 센서티브방향으로 같은 종류의 용량형 변위측정계를 설치하였다. 이때 실린더의 편심을 R 이라 하고, 실린더 중심과 주축의 회전중심이 주 센서티브방향과 이루는 각을 θ 라 하면 실린더앞의 용량형 변위측정계에서 나오는 파형은 $R \cdot \cos \theta$ 가 된다. 그리고 이 파형은 Fig. 2의 90° phase shifter를 통과하여 $R \cdot \cos(\theta - 90^\circ) = R \sin \theta$ 가 되므로 $R \cdot \cos \theta$ 와 함께 오실로스코프에 반경 R 인 하나의 기초원을 만든다. 측정장치앞의 용량형 변위측정계에서 나오는 $e \cdot \cos \theta$ 는 Fig. 2와 같은 연산과정을 거쳐 오실로스코프의 기초원에 합성된다. 이 때 오실로스코프의 X축과 Y축에 나타난 값은 다음과 같다.

Total signal to X-axis of oscilloscope

$$\begin{aligned} &= R \cdot \cos \theta + e \cdot \cos \theta \cdot R \cdot \cos \theta \\ &= R \cdot \cos \theta + R(e \cdot \cos \theta \cdot \cos \theta) \end{aligned}$$

Total signal to Y-axis of oscilloscope

$$\begin{aligned} &= R \cdot \sin \theta + e \cdot \cos \theta \cdot R \cdot \sin \theta \\ &= R \cdot \sin \theta + R(e \cdot \cos \theta \cdot \sin \theta) \end{aligned}$$

이와같이 측정장치의 전체회전오차인 $e \cdot \cos \theta$ 가 주축의 회전속도와 일치하는 오실로스코프의 기초원위에 합성되면, 측정장치의 편심에 의해 발생되거나 혹은 주축의 회전속도와 일치하는 측정오차성분은 모두 분리되어 순수한 주축의 회전오차성분만 얻을 수 있다.

오실로스코프에 나타난 파형의 평가는 Fig. 5와 같은 M.R.Z.(Minimum Radial Zone)로서 한다. M.R.Z.는 M.Z.C.(Minimum Zone Center)를 중심으로하는 두 동심원의 반경차이로 정의되며 축중심의 순수한 주 센서티브방향으로의 회전오차운동의 최대간격을 의미한다.

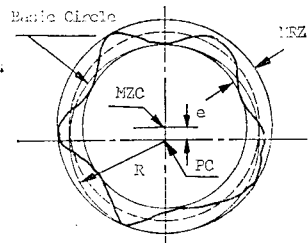
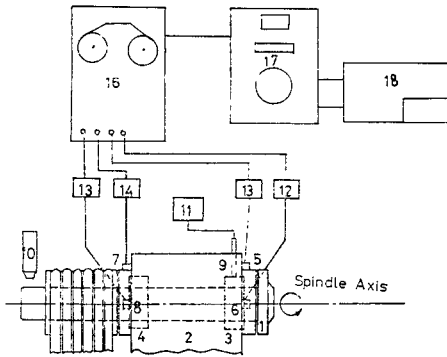


Fig. 5 Polar plot of spindle error motion on oscilloscope



① Spindle-nose ② Head stock ③ Front bearing ④ Rear bearing ⑤~⑧ Accelerometer ⑨ Thermocouple ⑩ Tachometer ⑪ Digital voltmeter ⑫~⑮ Preamplifier ⑯ Datacorder ⑰ Heterodyne analyzer ⑱ Level recorder

Fig. 6 Instrumentations for measuring acceleration & temperature rise of spindle bearings

3.3. 주축베어링의 진동 및 온도증가 측정

주축의 진동은 Fig. 6 과 같이 앞베어링하우징 위치에 압전기식 가속도계(piezo-type accelerometer)를 부착시켜 측정하였다. 가속도의 측정치는 파형의 rms 값(root mean square value)으로 하였다.

주축베어링의 온도증가는 앞베어링하우징에 IC 열전대(J-type)를 접착시켜 디지털 볼트메타로 측정하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1. 주축회전정밀도의 측정결과

본 실험을 시작하기 전에 Fig. 2의 측정장치를 보블플레이트의 앞볼트를 조정하여 주축회전중심에 가까이 접근시켰다. 이 때 측정장치의 편심은 다이얼 게이지로 측정한 결과 $2\mu\text{m}$ 이었다.

Fig. 2의 연산회로에서 R과 e의 비는 5:1로 조정해야만 하였다. 왜냐하면 오실로스코프화면의 제한된 크기 때문에 R과 e의 비가 이보다 클 경우에는 주축회전오차가 작게 나타나 그 변화를 파악할 수 없었고 반면 이보다 작을 경우에는 기초원인이 심하게 찌그러지는 현상이 나타났기 때문이다.

축중심의 회전운동은 매회전 동일한 궤적을 반복하지 않으므로 오실로스코프의 극좌표에 표시되는 축중심의 주 센서티브방향으로의 회전오차도 같은 궤적을 반복하지 않는다. Fig. 7은 오실로스코프에 기록된 기초원회전수와 새로운 주축모델에 대한 축중심회전오차

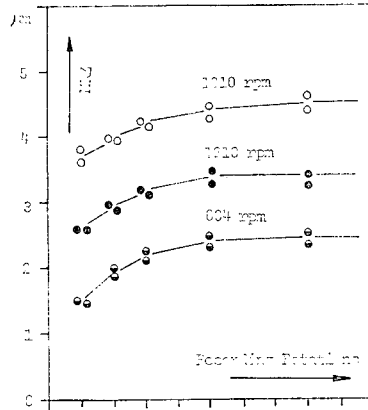


Fig. 7 Spindle running accuracy (M.R.Z.) & recording rotations on the oscilloscope

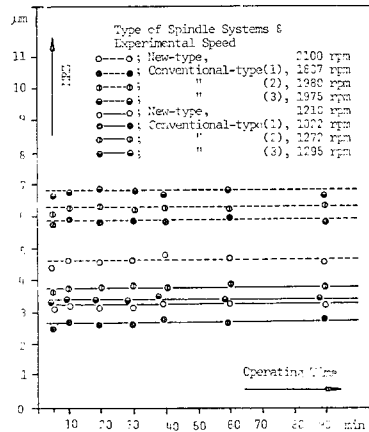


Fig. 8 Spindle running accuracy (M.R.Z.) & operating time

의 관계를 보여 준다. Fig. 7을 보면 기록회전수 3회전이상은 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 따라서 본 회전정밀도 실험에서는 3회전분의 회전오차 기록만을 평가 기준으로 하였다.

Fig. 8은 주축가동후 90분이 경과할때까지의 새로운 주축모델과 재래식 주축모델[(1), (2), (3)]들의 회전오차의 변화를 나타낸다. 축중심의 회전오차는 가동시간에 관계없이 거의 일정함을 알 수 있다.

Fig. 9(a)(b)는 새로운 주축모델의 축중심 회전오차를 Fig. 2의 연산회로를 이용하여 오실로스코프화면에 기록한 것중 대표적인 것이다. 각각의 회전속도에 대한 M.R.Z.의 두 동심원의 반경차, 측정오차는 $\pm 0.25\mu\text{m}$ 이었다.

Fig. 10은 새로운 주축모델과 재래식 주축모델[(1), (2), (3)]들의 축중심회전오차와 주축회전속도의 관계

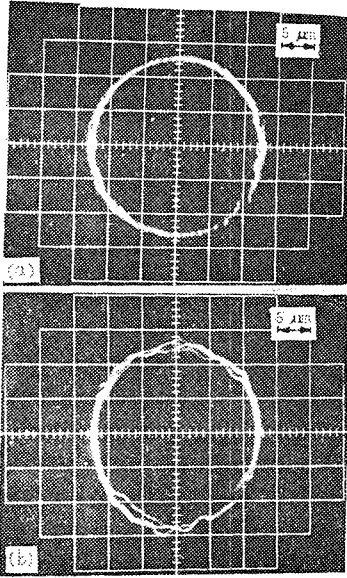


Fig. 9(a) Spindle speed; 907rpm meas. point; master ball MRZ; $2.9 \pm 0.25 \mu\text{m}$ rotation; 3
 (b) Spindle speed; 2404rpm meas. point; master ball MRZ; $5.0 \pm 0.25 \mu\text{m}$ rotation; 3

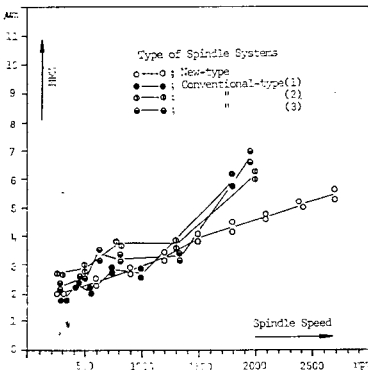
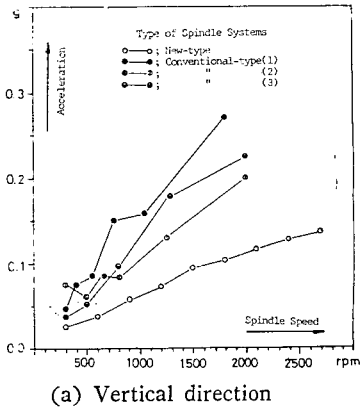


Fig. 10 Spindle running accuracy (M.R.Z.) & spindle speed



(a) Vertical direction

를 나타낸다. 회전오차는 저속회전범위(300rpm~1300 rpm)에서 별차이가 없음을 알 수 있다. 그러나 고속 회전범위(1800rpm~2000rpm)에서는 뚜렷한 차이를 나타낸다. 비록 제레식 주축모델의 기어변속장치의 속도 한계때문에 2000rpm 이상의 속도범위에서는 본 실험이 수행되지 못하였으나, 회전속도 2700rpm일때의 새로운 주축모델의 회전오차($5.2 \pm 0.4 \mu\text{m}$)가 회전속도 1800rpm~2000rpm 일 때의 제레식 주축모델 [(1), (2), (3)]들의 측정치($5.9 \pm 0.5 \mu\text{m}$, $6.2 \pm 0.4 \mu\text{m}$, $6.7 \pm 0.4 \mu\text{m}$)들 보다는 오히려 작게 나타났다.

4.2. 주축베어링의 가속도 측정결과

주축의 회전성능증의 하나로서 주축베어링에서 발생하는 진동을 고려하였다.

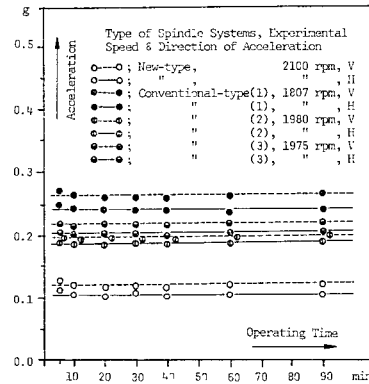
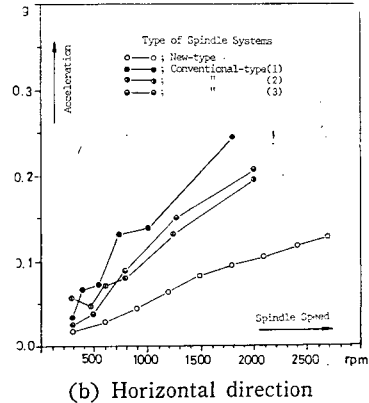


Fig. 11 Acceleration of the front bearings & operating time

Fig. 11은 주축가동후 90분이 경과할때까지의 각 주축모델의 앞베어링하우징위치에서 측정된 진동의 가속도를 나타낸다. Fig. 11을 보면 주축베어링의 진동은 가동시간에 관계없이 거의 일정한 가속도로 발생함을



(b) Horizontal direction

Fig. 12 Acceleration of the front bearings & spindle speed

알 수 있다.

Fig. 12는 각 주축모델들의 앞베어링 하우징위치에서 측정된 진동의 가속도와 주축회전속도의 관계를 나타낸다. 회전속도범위 300rpm~2000rpm에서 새로운 주축모델의 베어링진동의 가속도값이 재래식 주축모델들의 측정값에 비해 50%~20%정도 작게 나타났다. 이 경향은 그 증가율로 보아 2000rpm 이상의 고속회전범위에서도 뚜렷이 나타날 것으로 보인다.

4.3. 주축베어링의 온도증가

Fig. 13은 주축가동후 90분이 경과할때까지의 새로운 주축모델과 재래식 주축모델들의 앞베어링하우징 위치에서 측정된 온도증가를 보여준다. 각 주축모델의 앞베어링 온도증가가 60분이 지나면서 모두 일정한 크기로 안정됨을 알 수 있다. 그러나 베어링온도증가의 크기는 회전속도에 따라 차이가 난다. 즉 새로운 주축의 앞베어링온도증가는 재래식 주축모델[(1), (2), (3)]들의 앞베어링 온도증가에 비해 낮은 회전속도범위 1000rpm~1200rpm에서보다도 높은 회전속도범위 1800rpm~2000rpm에서 더욱 큰 차이가 난다.

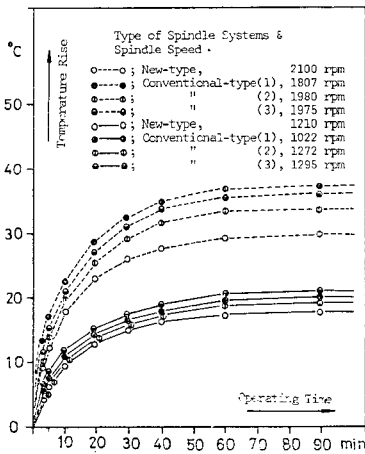


Fig. 13 Temperature rise of the front bearings & operating time

4.4. 측정결과에 대한 고찰

이제까지의 측정결과에 의하면 새로운 주축모델은 재래식주축모델[(1), (2), (3)]들의 회전속도 1800rpm~2000rpm일 때의 회전성능보다도 더 우수한 회전성능을 유지하면서 2700rpm(주축베어링 한계속도의 82%;

Table 2 참고)까지 사용할 수 있음이 분명하다.

상기의 현상들은 재래식 주축구조안에서 구동되는 기어들 상호간의 접촉에 의해 발생하는 진동과 열, 혹은 축직각 방향으로 작용하는 구동력에 의한 주축의 탄성 변형에 결정적으로 기인한다고 볼 수 있다. 물론 재래식 주축모델들간의 회전성능 측정결과를 비교하면 주축의 구동방식이외에 주축베어링자체의 동적·열적특성, 주축을 구성하는 다른 요소들의 형상과 재질 및 조립방식등도 주축의 회전성능에 영향을 주고 있음을 알 수 있지만, 이제까지의 측정결과로부터 파악된 기어변속장치의 영향만큼 크지는 않았다. 이 경향은 Fig. 10, Fig.12 및 Fig.13의 회전속도 증가에 따른 주축의 각 회전성능들의 변화율로 보아 고속회전범위일수록 더욱 뚜렷이 나타난다.

따라서 중절삭용 NC 선반주축의 고속화를 위해서는 혹은 고속회전범위에서 주축의 회전성능의 향상을 위해서는 재래식 주축에 밀착되어 있는 기어변속장치를 완전히 분리시키는 것이 필요하다.

5. 결 론

중절삭용 NC 선반주축으로부터 기어변속장치를 분리시키고 V벨트에 의한 후로팅구동방식으로 주축구조를 설계하므로써 얻은 결론은 다음과 같다.

1) 본 주축구조의 축직각방향 회전정밀도는 재래식 주축구조에 비해 저속회전영역(100rpm 이하)에서는 그 차이가 없으나 고속회전영역(1800rpm~2000rpm)에서는 현저하게 향상된다.

2) 본 주축베어링 하우징의 진동의 진폭(가속도의 rms 값)은 전체주축속도영역(300rpm~2000rpm)에서 재래식 주축구조에 대한 측정값의 50%~20%정도로 작으며 주축속도가 높을수록 그 진폭의 차이가 커진다.

3) 본 주축구조의 앞베어링온도는 주축속도가 높을수록 재래식 주축구조에 비해 더 낮은 온도에서 안정된다. 이것은 재래식 주축구조의 베어링온도가 구동구조의 동적·열적특성에 크게 영향을 받음을 나타낸다.

4) 본 주축구조는 재래식 주축구조에 비해 높은 회전성능을 유지하면서 주축최대속도를 앞베어링한계속도의 82%까지 높일 수 있다.

따라서 본 주축구조를 채용하면 고속NC선반주축의 회전성능을 크게 향상시킬 수 있음이 실험을 통하여 명백히 밝혀졌다.

References

- (1) 星鐵太郎 ; “International Machine Tool Task Force Conference Report” 機械斗 工具 1, (1981)
- (2) 伊東誼外 6 人 : “最近의 工作機械技術” マシニスト 出版 (1980)
- (3) J. BRYAN, R. CLOUSER & E. HOLLAND; “Spindle Accuracy”, American Machinist, Dec. 4 Special Report No. 612, (1967)
- (4) YANG SHUZI; “A Study of the Static Stiffness of M/C Tool Spindles”, International Journal of Machine Tool Design & Research, Vol. 21, No. 1, pp. 23—40, (1981)
- (5) 垣野義昭, 山本謙, 石井信雄, 爽島啓式 ; “軸의 回轉精度에 관한 研究”, (第 1 報~第 4 報) 精密機械 43卷 6 號(1977. 6~1979. 11)
- (6) V. VENKATRAMAN ; “Analysis of Spindle Running Accuracy 1—3”, Machinery & Production Engineering, 22, (1975)
- (7) R.E. REASON ; “Report on the Measurement of Roundness”, Rank Taylor Hobson, (1966)
- (8) 李奉珍外 2 人 ; “Slant-Bed Type NC 旋盤構造設計에 관한 研究”, KAIST PMTC—大邱重工業, (1980)