

진동특성을 고려한 공작기계 고속주축 개발

박보용*, 김종관**

Development of High Speed Machine Tool Spindle Regarding Vibration Characteristics

Bo-Yong Park*, Jong-Gwan Kim**

ABSTRACT

A method for designing high speed spindle is presented in order to enhance the machining accuracy in consideration of vibration characteristics.

Experimental evaluations of the spindle HS 430 as a prototype are made efficiently with the help of bending vibration modes for nonrotational and rotational state comparing with the commercial spindle V430. As a result the spindle of HS 430 shows the superior performance than that of V 430.

1. 서 론

정밀기계 분야에 사용되는 신소재나 경량 합금재료들의 사용이 증가되면서, 이들 부품의 기능유지와 절삭특성으로 정밀 고속 절삭가공이 요구되어 공작기계 주축의 고속화는 필수적 과제이다. 그러나 고속화의 실현을 위해서는 주축 회전시 필연적으로 발생하는 진동문제가 고려된 주축설계가 이루어져야 한다.

주축 진동특성 규명과 개선을 위해서는 정·동강성이 고려된 주축구조와 베어링 선정등 생산기술적 문제해결과 함께, 주축 굽힘 진동모우드의 해석적, 실험적 평가 기법의 도입으로, 예로서 차수별 고유진동수와 진동모우드의 예측과 평가를 통해서, 지금까지 주축설계에서 반복되어진 시행착오 과정을 줄일 수 있고 가공 정밀도 개선을 이룩할 수 있다.

동적특성을 고려한 주축계 설계의 이론적·실험적 연구현황은 국내의 경우 주축계 동적특성에 대한 기초연구⁽¹⁾, 구동요소부 고유진동수 측정에 의한 진동저감연구⁽²⁾ 등이 있고, 외국의 경우는 주축과 공작물의 고유진동

및 진동형태의 연구⁽³⁾, 주축 베어링 최적스펜과 굽힘변위 계산⁽⁴⁾, 주축 강성에 영향을 주는 인자의 공작정밀관계 연구⁽⁵⁾, 2~3점 지지 주축의 해석⁽⁶⁾, 주축 베어링계 정·동적 굽힘거동과 고유진동수 및 진동 모우드 해석 전용 전산 프로그램(SPILAD)의 개발⁽⁷⁾, SMT (structural Modification Techniques) 최적화 기법에 의한 주축계 동적 진동거동 해석과 베어링 선정 전산 프로그램 개발⁽⁸⁾ 등이 발표 되었다.

이상의 연구 결과들은 대부분 주축계 진동특성의 기초 연구분야들로서 이론적 분야에 치우쳐있고, 실험적 근거제시가 부족한 실정이다.

본 논문에서는 주축 진동특성인 정·동강성 이론적 해석⁽⁹⁾ 및 고유 진동수와 굽힘 진동모우드 특성을 고려하고, 아울러 생산 기술적 문제를 감안한 정밀가공 위주의 HS 430 실험주축을 설계 개발한 다음, 이 주축의 진동 특성을 비교평가하기 위해, 동일한 조건에서 사용될 수 있는 기존 V 430 상용 주축을 가지고 해석적 및 실험적 방법으로 회전과 비 회전상태에서 고유 진동수와 굽힘 고유진동 모우드해석을 실시하였다. 두 주축

* 인천대학교 공과대학 기계공학과

** 조선대학교 공과대학 기계공학과

을 최고 회전수(DN 75만/DN 48만)까지 가동시키면서 차수분석과 변위진폭 특성해석의 비교 평가를 통해 얻은 결과로, 진동특성을 고려한 고속 저부하 조건의 정밀·고속 주축의 최적 설계방안이 제시되었다.

2. 주축계 진동 해석이론

2.1 진동 해석 개요^{10,11)}

탄성체 연속구조물을 강제 가진시키면 그 응답으로 많은 공진 피크형상을 진폭스펙트럼도 상에서 볼 수 있다. 측정대상 구조물이 낮은 감쇠계수를 가질때, 이들 공진역에서의 진동거동은 고유진동 모드와 같은 형상을 보이므로, 구조물 각 부위의 진폭을 연결하면 곧 공진주파수에서 진동모드가 된다.

실험적 진동모드 해석법은 측정된 진동신호를 A/D 변환기로 샘플링과 FFT 처리로써 가진과 응답간의 주파수 응답함수를 구하며, 커브피팅을 통해 모드 파라미터(고유주파수, 고유모드, 감쇠계수)를 구할 수 있다. 컴퓨터해석 프로그램으로 모두드형상을 애니메이션 해서 구조물의 진동특성을 예측하며, 설계상 문제가 되는 진동거동상 약한 부분은 물리적 구조변경을 하면서, 변경된 모드를 추적하여 필요한 동적특성을 해석할 수 있다.

진동모드 측정을 위한 주파수 응답함수 측정시스템은 Fig.1과 같이 구성되며, Fig.2는 입력신호와 출력신호에 의해 주파수 응답함수를 구하는 2채널 FFT 신호해석기의 측정 계통도이다.

2.2 진동신호 해석 및 전달함수 측정에 의한 모드해석 이론¹⁰⁾

주파수 응답함수(Frequency response function: H_{ij})는 주파수영역에서 전달함수(Transfer function)로 선형시스템의 입·출력 관계에서 입력 A_{ij} 와 출력 B_{ij} 및 가진된 F_{ij} 와 응답변위 X_{ij} 의 관계에서 다음과 같이 정의된다:

$$H(f) = \frac{B(f)}{A(f)} = \frac{X(f)}{F(f)} \quad \text{--- (1)}$$

주파수 응답함수 측정의 정확도를 기하기 위해 실험에서는 출력잡음 최소화 기대치 H_{11} 함수를 측정했다:

$$H_{11}(f) = \frac{G_{AB}(f)}{G_{AA}(f)}$$

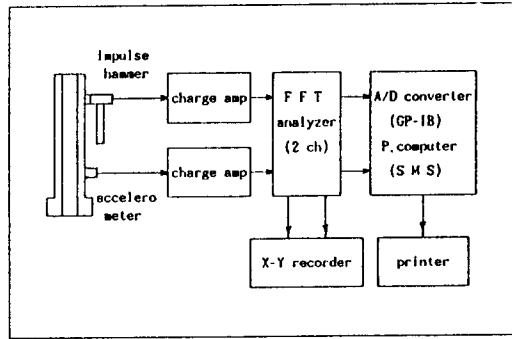


Fig.1 Schematic diagram of experimental set up for bending vibration mode shape analysis.

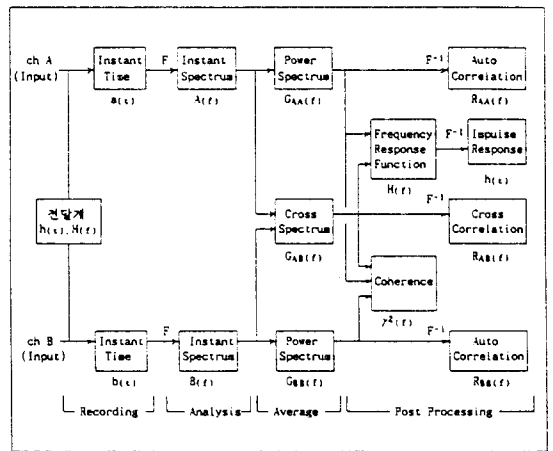


Fig.2 Typical block diagram of a dual channel FFT analyzer in spectrum average mode (B & K 2032)

지금 실험대상 구조물을 비감쇠 n 자유도를 갖는 선형계로 가정하여 운동방정식을 나타내면,

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad \text{--- (2)}$$

윗식에서 특성방정식을 구하고, 모드 좌표치 계산을 위한 변위벡터를 구해서, 진동모드 성분의 응답변위를 가진 외력, 동가강성과 질량으로 메트릭스로 표시하면,

$$\{X\} = \sum_{n=1}^n \frac{\{\varphi_r\}^T \{F\} \{\varphi_r\}}{k_r - \omega^2 m_r} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & \dots & H_{1m} \\ H_{21} & H_{22} & \dots & H_{2m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ H_{m1} & H_{m2} & \dots & H_{mm} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \dots \\ F_m \end{Bmatrix} \quad \text{--- (3)}$$

j점의 가진력과 i점의 응답변위 관계를 변위와 힘의 전달함수로 나타내면 다음과 같다.

$$H_{ij} = \frac{X_i}{F_j} = \sum_{n=1}^n \frac{\phi_{ir} \phi_{jr}}{k_r - \omega^2 \cdot m_r} \quad \dots (4)$$

윗식에서 진동모우드 ψ 를 정규화시키고, 이를 이용하여 등가질량 m 을 구한후, 각 측정점에서의 전달함수를 구할 수 있겠다. 그러나 실제 실험에서는 상기 변위값은 가속도로 측정되며, 신호분석기 내의 적분기에 의해 계산된다.

3. 정·동강성을 고려한 실험용 고속주축 설계 및 제작

3.1 주축계 변형과 정·동강성 해석이론

콜럼 베어링을 사용한 주축계에서 베어링 강성은 반경방향과 축방향 강성으로 구분될 수 있다. 반경방향 베어링 강성은 일반적으로 베어링 지점에서의 지점 반력값을 베어링의 내·외륜과 전동체에서 생기는 탄성변형량으로 나눈값으로 정의된다. 한편 축방향 베어링 강성은 전동체의 접촉조건에 따라 달라지나, 주축 굽힘강성 해석상의 영향도를 고려하여, 본 논문에서는 반경 방향의 베어링 강성만을 채택하였다⁽¹²⁾.

여기서 반경방향의 베어링 탄성변형은 조립상태에서 축방향에 예압을 작용시켜 틈새가 0인 상태에서 부하되는 하중으로 생기는 변형으로, 전동체 형식, 갯수, 크기, 접촉각에 의해 좌우되며, 부하하중에 대해서는 선형적으로 변화되지 않고, Hertz 탄성접촉 이론식으로 계산할 수 있다. 또한 베어링의 적정강성을 유지시키기 위해서는 예압의 크기를 조절하여야 되겠으나, 마찰력 증가에 따른 온도상승이 문제가 되므로, 주로 베어링의 조립공차에 의하여 결정되는 적정예압이 설정되어야 한다. 최근의 초 정밀급 베어링은 제조회사의 실험식에 의해 예압량을 결정해서 조립하는 경향이 있다.

그러나 주축계 강성은 베어링 반경방향 강성 이외에 부하하중, 주축직경, 돌출단 길이, 베어링 간격조건으로 결정된 주축 탄성변형에 의한 강성이 추가로 증첩된다. 따라서 주축계 굽힘 정·동강성 해석을 위해서는 주축 자체 굽힘 변형량(δ_1)과 베어링 변형에 의한 불균형량(δ_2)의 합으로서 표현되는 다음식으로 계산하였다:

$$\begin{aligned} \delta &= \delta_1 + \delta_2 \\ &= P \left[\frac{a^3}{3EI} \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) + \frac{1}{C_A} (1 + \lambda)^2 + \frac{1}{C_B} \lambda^2 \right] \\ &= 0.0036 \text{ mm } (3.6\mu\text{m}) \quad \dots (5) \end{aligned}$$

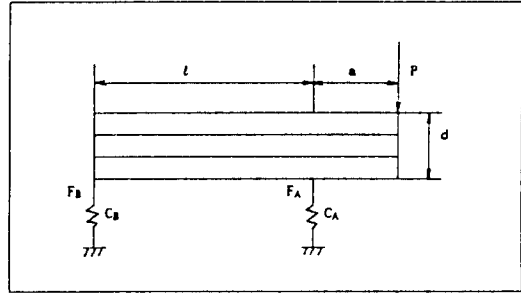


Fig.3 Equivalent spindle system

여기서 부하하중은 구동전동기 출력으로 결정되는 최대부하 절삭하중으로 $p=720 \text{ N}$, 베어링 간격비 $\lambda=a/l=0.2$ 로 계산하였다.

주축계 정적 굽힘강성값(K)은 주축 끝단의 총 변형량이 $1\mu\text{m}$ 이 되는 하중으로 정의되므로, 고속저부하 조건의 정밀가공 영역에서 정강성값의 계산은 최대 부하하중으로 생기는 총 변형량의 1/3을 고려했고, 다음식으로 계산하였다.

$$K = \frac{P}{\delta} = \frac{72}{1.2} = 60 \text{ kgf}/\mu\text{m} (\approx 600 \text{ N}/\mu\text{m}).$$

동강성(K_d)은 주축질량과 회전수 개념이 포함된 진동관성력에 의한 변형 특성으로 다음식으로 계산했다.

$$\begin{aligned} K_d &= K \sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2\zeta\eta)^2} \\ &= 58.3 \text{ kgf}/\mu\text{m} (\approx 580 \text{ N}/\mu\text{m}). \end{aligned}$$

여기서 ζ 는 감쇠계수비(주축의 경우 0.02-0.03), η 는 진동수비 ($\omega/\omega_n=0.1672$; 회전주파수 200Hz/고유진동수 1196Hz)를 나타낸다.

따라서 계산 결과가 정밀공작 범위인 25-50kgf/ μm 을 초과하므로, 실험주축은 저하 고속용 정밀주축으로 정·동강성이 충분하다고 볼 수 있다.

3.2 주축 베어링 설계자료^(12,13)

1) 베어링 선정

주축 베어링은 다음사항들을 고려해서 75mm 직경의 축방향 강성값 80N/ μm , 직경방향 강성값 400N/ μm 의 초정밀급 베어링을 채용하였다:

- ① 실험주축의 상용화를 고려한 NT 40번 주축단과 보 이론에서 계산된 베어링 하중의 고려
- ② 베어링 제조회사(FAG, SKF, NSK, NTN등) 자료에 의해 고속회전에 따른 베어링 배열과 윤활특성의 고려.
- ③ 주축 형상, 베어링 배치조건에서 전산해석 프로그램에 의한 주축 고유진동수와 굽힘 고유진동 모우드해석을 통해서 양호한 진동모우드가 주축조건 결정.

2) 베어링 하중 계산

주분력 : $P = K_S \cdot a \cdot s \approx 720 \text{ N}$

$F_{rB} = \frac{a}{l} P \approx 140 \text{ N}$

$F_{rA} = \frac{b}{l} P \approx 860 \text{ N}$

Radial 하중 $F_r = f_w \cdot F_{rA} \approx 860 \text{ N}$

Axial 하중(F_a) : 베어링 예압량 220 N.

Axial 하중(F_a) : 베어링 예압량 220 N.

따라서 상기 조건에서 최대 부하시 베어링 탄성 굽힘 변형량은 $860/400=2.16\mu\text{m}$ 이내임을 알수 있다.

3) 사용 베어링 명세

HS 7015 C.T.P4. UL 앵글러 볼베어링 (FAG)
배열 : Tandem-O-Tandem (4개)

4) 베어링 예압량 계산

실험주축 조립시 축방향 예압량(F_a)은 베어링 제조회사 명세에 의해서 다음과 같이 계산 설정하였다.

$F_{ve} = u \cdot f + F_v = 0 \cdot 81 + 22$
 $= 22 \text{ kgf} (\approx 220 \text{ N})$

5) 주축 형상공차 및 가공공차

축 및 축상자 형상공차

(복표치/가공치비교 : 축, 하우징)

진원도(\circ) : $1.0\mu\text{m}/0.9\mu\text{m}$ $3.0\mu\text{m}/2.0\mu\text{m}$

런아웃(/) : $3.0\mu\text{m}/0.7\mu\text{m}$ 직각도 : $2\mu\text{m}/2\mu\text{m}$

동축도(\odot) : $2.0\mu\text{m}/0.4\mu\text{m}$ $3.0\mu\text{m}/2.1\mu\text{m}$

표면조도(Ra) : $0.2\mu\text{m}$ $0.4\mu\text{m}$.

축 및 축상자 가공공차

축 ($\phi 75\text{mm}$) : $\pm 4\mu\text{m}$ (TO~4 μm) $\rightarrow 3\mu\text{m}$ (TO μm)

하우징 ($\phi 115\text{mm}$) : $+6\mu\text{m}$

$-4\mu\text{m}$ (LO~6 μm) $\rightarrow -5\mu\text{m}$ (L2 μm)

Fig. 4는 상기 설계조건으로 실험을 위해 자체 제작된 카트릿지형의 고속용 HS 430 주축유닛 형상이고, 사진 1은 HS 430 주축형상이다.

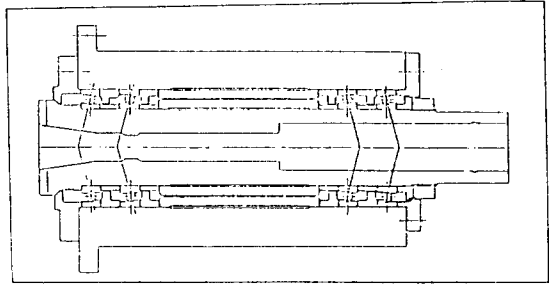


Fig.4 Prototype cartridge HS 430 spindle unit

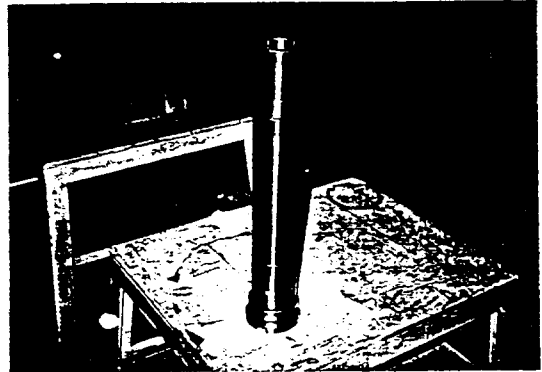


Photo.1 HS 430 spindle in real form

4. 실험 및 결과고찰

4.1 실험 및 해석방법

2장에서 취급된 주축계 진동 해석이론의 실험적 응용과 고찰을 통한 저부하·고속용 주축개발과 성능 평가를 위해서, 3장에서 고려된 설계자료로 자체 제작한 Fig. 4의 실험주축(HS 430 : $\phi 75 \times 490\text{mm}$)과 동일한 조건에서 사용되는 상용주축(V 430 : $\phi 80 \times 490\text{mm}$)을 실험 대상으로 하였으며, 본 논문에서는 비 회전상태의 주축 굽힘 진동모우드를 정적상태로, 회전상태에서의 주축의 굽힘 진동모우드를 동적상태로 정하였다.

먼저 정적상태에서는 실험적 방법인 충격가진법을 이용하여 Table 1의 측정장비를 Fig.1과 같이 배치하였다. 두 주축을 free-free 상태에서 가속도계(B&K 4384)를 부착시키고, 좌표상에 정의된 주축 전체길이에 대한 6개 가진점들을 충격해머(B&K 8202)로 반복 타격해서 응답 가속도 신호에서 2.2장 (1)식에 의한 각 가진점의 주파수 응답함수를 결정하기 위하여 퍼스날 컴퓨터에서 구조물 모우드 전산해석 전용프로그램을 사

용하였다. 컴퓨터에 입력시킨 이들 신호에서 주축의 차수별 고유진동수를 측정하고, 진동모우드 파라미터의 반복추정으로 (3) 식의 진동 모우드해석을 실시하였다.

동적상태에서는 굽힘 고유진동 모우드해석 전용 SPILAD 프로그램을 이용한 해석적 방법으로, 베어링이 지지된 상태를 가정하여 두 주축형상을 서로 다른 질량 요소들로 분할하고, 분할요소들의 치수와 사용베어링 강성(HS430 : 400N/μm 2조, T-O-T배열 : V430 : 440N/μm 2조, 880N/μm 1개)과 주축재료 정보를 입력시켜, 고유진동수와 굽힘 고유진동 모우드해석을 실시하여 정적상태와 비교하였다. 다음에 주축이 회전되는 상태에서 광전 탐침자(MM0024)와 가속도계(B&K 4384) 및 2채널 분석 S/W가 내장된 FFT 신호분석기(B&K 2035) 로써 HS 430주축은 DN 75만(10000rpm), V 430주축은 DN 48만(6000rpm)까지 회전수별 기본 주파수(Fundamental frequency)에서 진동 진폭을 해석하고, 고조파 성분의 차수분석을 통해서 주축 회전수 증가에 따라 두 주축의 진동특성을 비교 평가 하였다.

Table 1. Measuring equipment list for the analysis of bending vibration mode shapes

NO	ITEM	MAKER	MODEL	REMARK
1	Accelerometer	B&K	4384	주파수범위 : 0.1 ~ 12600Hz
2	Photoelectric probe	"	MM0024	동작거리 : 50-800mm
3	Impulse hammer Force transducer	"	8202 8200	5000N, Steel tip 사용
4	FFT analyzer	"	2035 2032	4pC/N 전하감도 2ch, 주파수 : DC25.6KHz 비접촉식, 20000rpm
5	Tacho meter			55 MHz
6	Personal computer	IBM	386	

4.2 실험결과 및 고찰

1) 정적 모우드해석 결과 및 고찰

HS 430 주축에 대한 비 회전상태의 굽힘진동 모우드 해석 결과로 Fig. 5에 6개 가진점에서 2.2장의 (4) 식의 주파수 응답함수에 의해 계산된 주축의 1, 2차 고유진동수별 진동모우드 결과를 나타냈다. 여기서 1차 공진주파수는 1.46kHz로 상용 회전주파수 범위인 최대 167Hz (10000rpm 상당)를 훨씬넘어 위험속도에서 문제는 없으며, 1차 진동모우드 특징은 주축 중앙부와 양쪽 끝단

의 모우드가 크고, 점 6(폴리고정단)의 모우드 크기가 점 1(공구고정단)과 주축 중앙부의 모우드 크기보다 뚜렷히 크므로, 질량분포가 가장 적은 점 6의 진동모우드가 가장 불량함을 확인할 수 있다.

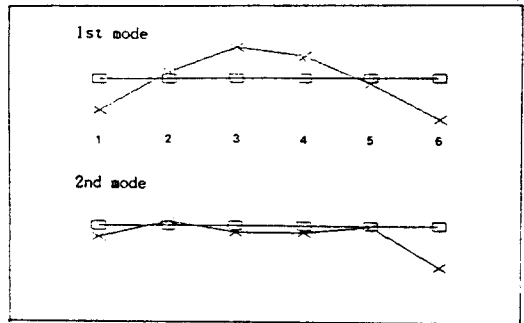


Fig.5 Bending vibration mode shapes for the spindle HS 430

Fig. 6은 V430 주축의 주파수 응답함수 측정에 의한 고유진동수와 진동 모우드해석 결과를 나타낸 것으로, 1차 공진주파수는 1.25kHz로 상용 회전주파수 범위를 훨씬 벗어나 있으며, 진동모우드 특징도 HS 430 주축과 거의 유사하게 양 끝단과 중앙부의 모우드값이 커지나 점 1(공구고정단)이 점 6(폴리고정단)보다 약간 큰 모우드형태가 보이고 또한 주축 중간부에서 가장 큰 모우드 크기를 보이는것이 HS 430 주축의 진동모우드 형태와의 차이이다. 여기서 V 430 주축 중간부에서 진동모우드가 HS 430 주축보다 더 커짐은 이곳이 주축 내부 구조상 질량변화가 심하기 때문이다.

따라서 비 회전 정적상태의 두 주축의 진동 모우드해석 결과에서 주축 질량분포가 더 균일한 구조의 HS 430 주축의 진동모우드 상태가 V 430 주축보다 더 양호하다.

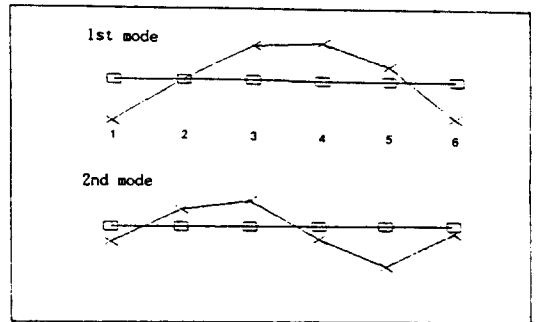


Fig.6 Bending vibration mode shapes for the spindle V 430

2) 동적 모드해석 결과 및 고찰

베어링에 지지되어 회전하는 상태로 가정된 두 주축을 질량이 서로 다른 분할된 요소의 치수, 사용 베어링 위치 및 직경방향 정강성값, 주축재료에 관한 정보를 입력시켜 SPILAD 전산해석 프로그램으로 해석 처리한 결과의 차수별 고유진동수와 진동모우드는 Fig. 7과 8에서 알 수 있다.

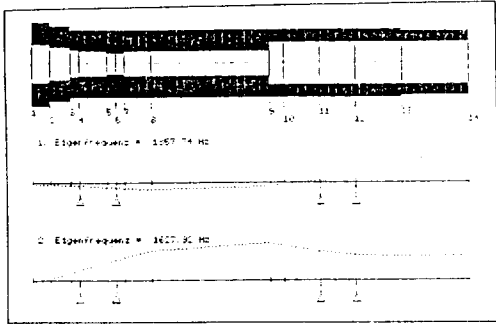


Fig. 7 Bending vibration mode shapes for the spindle HS 430 supported by 4 bearings

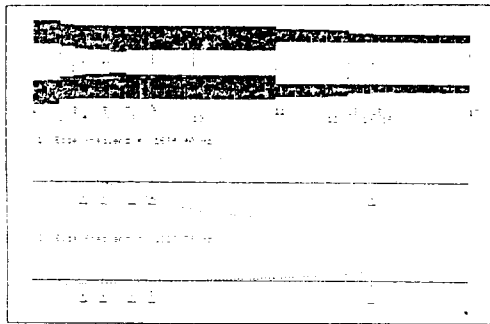


Fig. 8 Bending vibration mode shapes for the spindle V 430 supported by 5 bearings

여기서 두 주축의 주어진 형상에 지지되는 베어링의 직경방향 정강성 값(예로, HS 430 주축은 각각 400N/ μm , V 430 주축은 440-880N/ μm)을 입력시켜 계산된 1차 고유진동수는 HS 430 주축에서는 1.35kHz, V 430 주축 1.64kHz로, 충격가진법에 의한 비 회전상태의 실험결과(HS 430 : 1.46kHz, V 430 : 1.25kHz)와 차이를 보인다. 이것은 두 주축의 내부구조는 동일하나 외경과 베어링 갯수, 배치 위치의 변경으로 앞·뒤베어링 강성차를 1:1로 배치한 HS 430 주축에서는 공진진동수에 의한 고유진동수가 약 8% 낮아졌지만, 2:1 강성차로 배치된 V 430 주축에서는 약 30% 높아지는

결과를 보이므로, 고유진동수는 베어링 강성차 배치와 위치에 크게 좌우됨을 알 수 있다.

Fig. 7에서와 같이 HS 430 주축 1차 진동모우드는 V 430 주축에 비해 모드 변화가 적어서 그 진동특성도 양호할 것으로 판단되며, 특히 Fig. 8의 V 430 주축은 베어링 사이에서 최대 모우드가 생기는 비 회전상태와 유사한 진동모우드를 나타내고 있다.

발생되는 최대 진동모우드 크기를 100%를 표시하고, 주축 진동발생의 원인이 되는 주축단과 베어링 지점에서 생기는 진동모우드 평균치를 백분율로 환산하면 HS 430 주축에서는 11.6%, V 430 주축에서는 30.6%로, 역시 HS 430 주축의 진동특성이 양호함을 알 수 있다.

이것들을 Fig. 5와 6의 비 회전상태에서의 진동모우드와 비교해 보면 거의 거의 유사한 진동모우드를 갖던 주축들이 베어링 강성차와 배치방법에 따라 크게 변화됨을 확인할 수 있고, 따라서 주축 분할요소의 질량변화와 베어링 강성, 배치간격 변경을 통해서 양호한 주축 진동모우드를 갖는 주축 조건을 찾을 수 있다.

3) 주축 회전수별 진동진폭 측정결과 및 고찰

허용 실험환경 조건에서 HS 430 주축은 DN 75만(10000rpm), V 430 주축은 DN 48만(60000rpm)까지 가동실험을 실시하여 회전수별 기본주파수(Fundamental frequency)에서 진동 스펙트럼 측정결과를 Fig. 9와 10에 3D diagram(회전수, 주파수, 굽힘변위 진폭)으로 나타냈고, 상기 진동 스펙트럼에 의해 측정된 두 주축의 회전수별 진동변위 진폭의 평균값 변화상태 비교를 Fig. 11에 나타내었다.

Fig. 9에서 HS 430 주축은 최고 회전수(회전주파수 167Hz) 이전에서 1, 2차의 고조파 성분이 발생되고, 기본 주파수보다 적은 진동 스펙트럼 형상을 보인다. Fig. 10에서는 V 430 주축이 최고 회전수(회전주파수 100Hz) 이전에서는 고조파 성분이 최고 65 Hz 부근에서 한개가 발생되지만, 3차 이후 고조파는 3000rpm부터 발생되고 기본 주파수보다 큰 불규칙한 고조파 성분이 발생되며, 이는 주축이 치차열 구동방식으로 여러개의 조립된 치차의 회전에 의해 발생하는 진동영향으로 추정되며, 60 Hz에서는 전기잡음에 의한 스펙트럼을 나타내고 있다.

Fig. 11은 Fig. 9와 10의 진동 스펙트럼에 의해 측정된 주축 회전수별 진동진폭의 크기를 나타낸 것으로, 회전상태에서 HS 430 주축에 발생하는 진동진폭이 V

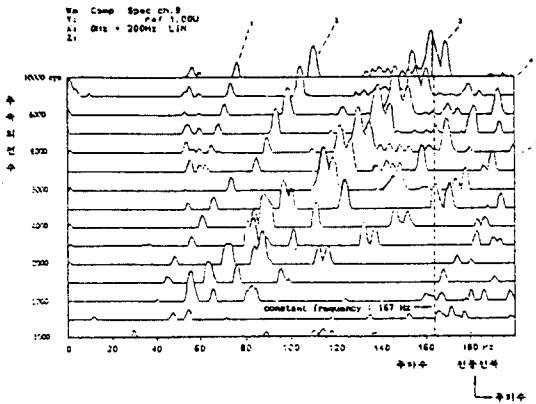


Fig.9 Spectrum map with spindle speed (HS 430 spindle)

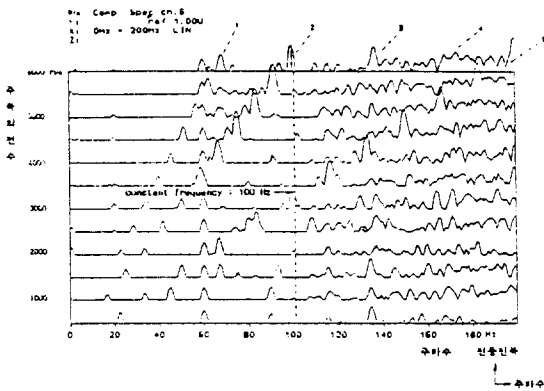


Fig.10 Spectrum map with spindle speed (V 430 spindle)

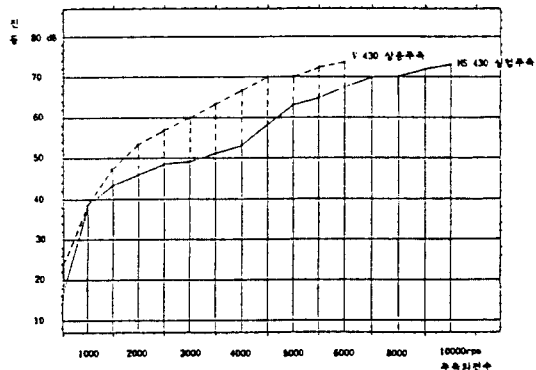


Fig.11 Bending vibration amplitude due to variation of spindle speed (HS 430 spindle vs. V 430 spindle)

430 주축 결과와 비교해서, DN 15만 (2000rpm) 이하의 저속역과 DN 37.5만(5000rpm) 이상의 비교적 고속역에서는 약 10% 정도 낮고, 중간 범위에서는 15% 이상 낮은 결과를 나타내며, 자체 개발한 HS 430 주축의 DN 75만 (10000rpm) 회전에서 진동진폭이 V 430 주축의 DN 48만 (6000rpm) 회전의 경우와 같이 약 74dB로서, HS 430 주축의 진동특성이 양호한 결과를 나타내고 있는바, NT 40-10000rpm 급의 고속 저부하의 상용 주축으로 채용할 수 있을 것으로 판단된다.

5. 결론

주축계 진동특성으로 정·동강성의 해석과 굽힘 고유진동 모드해석을 통해서, 고속·저부하의 정밀가공 위주로 자체 설계 제작한 HS 430 실험 주축과 범용 머시닝 센터에 채용되고 있는 V 430 상용주축을 대상으로, 비 회전상태에서는 충격가진법으로 굽힘 진동모드 해석을 실시하여, 질량분포가 더 균일한 구조의 자체설계 제작한 HS 430 주축의 진동모드가 V 430 주축보다 양호함을 확인하였다.

회전상태에서는 베어링이 지지된 주축계를 한편으로는 해석적 방법으로 SPILAD 전산해석 프로그램을 사용한 굽힘진동 모드해석을 통해서, 앞·뒤 베어링 강성차를 1:1로 배치한 HS 430 주축의 진동모드가 더 양호함을 확인하였다. 비 회전상태에서는 거의 유사한 굽힘진동모드를 갖던 두 주축들이 베어링 종류와 강성차 및 배치방법에 따라 크게 변화됨을 확인하였다.

실험적 방법으로 두 주축을 최고 회전수까지 변화시켜 회전수별 진동 특성으로 각각의 회전주파수에서 측정된 진동 스펙트럼의 굽힘진동 진폭크기를 비교하였다. 그 결과 HS 430 주축의 최고 회전수인 DN 75 (10000rpm) 약 74dB로 같게 나타났으며, 온도상승 문제도 에어오일 윤활법으로 DN 75만 회전시 실온보다 10°C 이내 상승의 양호한 결과를 얻었다. 따라서 자체 설계 제작한 HS 430 주축을 NT40-10000rpm 급의 정밀가공 위주 상용 주축으로 채용 가능성을 확인하였다. 따라서 해석적 및 실험적방법에 의한 굽힘진동 모드해석 기법을 주축 설계단계에 도입함으로써 고속 저부하 조건의 정밀·고속주축의 개발이 가능하겠다.

그러나 본 논문에서 광범위하게 취급되지 않은 주축계 굽힘 고유진동 모드에 영향을 미치는 각종조건, 예로서 주축형상과 직경, 베어링 반경방향 강성값, 베

어링 배치간격, 앞·뒤 베어링의 강성차 배치등의 실제 응용범위에서의 변화에 따른 진동특성이 고려된 고속·정밀주축 설계가 추가 연구내용으로 고려될 수 있겠다.

후 기

본 논문 진행에 관련된 주축 제작과, 주축회전 제어 장치 등의 실험에 많은 협조를 주신 화천기계(주) 기술연구소의 권영두 소장님과 관계 연구원에게 감사를 표합니다.

참고문헌

- 1) 정인성, "선반주축계 동적성능에 관한 연구", 전북대학교, pp. 117~125, 1983.
- 2) 이태세, "공작기계 진동소음저감 연구", 한국기연 uce271-846c, pp. 44~57, 1986.
- 3) 本田巨範, "工作機械 動剛性研究", 日本機械試驗所報, Vol. 17, No. 1, pp. 1~6, 1963.
- 4) Hebel, R., "Auslegung von Hauptspindeln in Werkzeugmaschinen", Werkstatt und Betrieb 108-5, pp. 305~314, 1975.
- 5) Pittroff, H., Rimrott, U. A., "Stiffness of Machine Tool Spindle", ASME, 77-WA/Prod-42, pp. 1~12, 1977.
- 6) Shuzi, Y., "A Study of the Static Stiffness of Machine Tool Spindles", Int. J. Mach. Tool Des. Res, Vol. 21, No. 1, pp. 23~40, 1988.
- 7) Weck, M., "SPILAD program manual", WZL TH Aachen, 1988.
- 8) Spur, G., et al., Berechnung von Spindel-Lager-Systemen", Zwf 85 (1990) 1, pp. 55~59, 1990.
- 9) 김종관, 박보용, "진동특성을 고려한 공작기계 초고속 주축설계", '91 한국 소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 99~103, 1991.
- 10) 長松昭男, "モト "解析", 培風館, pp. 53~98, 1985.
- 11) Weck, M., Teipel, K., "Dynamisches Verhalten spanender Werkzeugmaschinen", Springer-Verlag, 1977.
- 12) FAG Co, "FAG high-speed spindle bearing of the series HS 70 for machine tools", FAG rolling bearing division, pp. 6~30, 1991.
- 13) NSK Co, "工作機械用 精密 轉か"り軸受", NSK Pr. No. 124, pp. 13~16, 1988.