

오일제트윤활방식의 25,000rpm급 모터내장형 고속주축계의 진동특성에 관한 연구

A Study on the Dynamic Characteristics of a Motor-Integrated High-Speed Spindle System with $\phi 65\text{mm} \times 25,000\text{rpm}$

이용희, 김석일 (한국항공대학교 기계설계학과), 김태형, 하재용 (대우중공업 공작기계연구소)

Yong-Hee Lee, Seok-II Kim (Mechanical Design & Engineering Dept., Hankuk Aviation Univ.),
Tae-Hyung Kim, and Jae-Yong Ha (Machine Tool Lab., Daewoo Heavy Industries)

Abstract

A motor-integrated high-speed spindle system with $\phi 65 \times 25,000\text{rpm}$ is modeled for analytical and experimental studies related to the dynamic characteristics. And the systematic and rational identification processes for evaluating the material properties of spindle and built-in motor is introduced. The impulse excitation method is applied for the experimental modal testing, and the dynamic characteristics of test model is theoretically analysed by using the finite element method based on Timoshenko theory. Especially, the experimental and theoretical results reveal that the test model under the required operational conditions has no critical problem for dynamic characteristics.

Keyword : 공작기계(Machine Tool), 모터내장형(Motor-Integrated), 고속주축계(High-Speed Spindle System), 진동특성(Dynamic Characteristics), 오일제트윤활(Oil-Jet Lubrication), 세라믹 앵귤러콘택트 볼베어링(Ceramic Angular Contact Ball Bearing)

1. 서론

FMS, CIM 등과 같은 첨단생산시스템의 도입이 본격화되면서 생산시간에서 차지하는 비절삭시간의 비율이 급격히 단축되었다. 따라서 최근에는 절삭시간의 단축을 통한 생산성 향상을 도모하기 위하여 공작기계 주축계의 고속화 연구가 활발히 진행되고 있다.⁽¹⁾

주축계의 고속화를 통해서 구현되는 고속절삭은 기본적으로 공구날당의 절삭깊이를 감소시켜서 절삭저항을 작게 만들고, 그 결과로 가공정밀도를 향상시키는 장점을 가지고 있다. 그리고 난삭재의 고능률가공을 가능하게 하며, 칩(chip)의 비산을 통해서 대부분의 절삭열을 방출하기 때문에 공작기계의 열변형을 억제하는 효과를 주게 된다. 특히 고속절삭에 의한 절삭시간의 단축은 생산비용과 생산시간을 감소시켜서 생산성 향상을 도모하는 데 크게 기여할 수 있다.

1980년대 후반부터 이러한 주축계의 고속화를 위해서 커플링, 벨트, 기어 등과 같은 동력전달요소가 배제된 모터내장형 고속주축계가 많은 주목을 받고 있다.⁽²⁾ 모터내장형 고속주축계는 그 구조가 간단하

고, 주축계가 운동하는 구조에 적합하기 때문에 주축계의 운동유연성을 대폭적으로 향상시킬 수 있다는 장점을 가지고 있다. 또한 모터기술의 발달로 권선절환방식의 내장형 모터가 개발됨에 따라서 별도의 변속장치 없이도 저속영역부터 고속영역까지의 다양한 사용용도에 능동적으로 대처할 수 있게 되었다.

모터내장형 고속주축계를 개발하는 과정에서 가장 핵심적인 문제로는 윤활문제와 진동문제를 들 수 있다. 특히 모터내장형 고속주축계의 구조와 밀접한 관련이 있는 진동문제는 공작기계의 고능률화와 고정밀화에 지배적인 영향을 주기 때문에 모터내장형 고속주축계에 대한 진동특성을 파악하는 것은 매우 중요한 사항으로 대두되고 있다.

본 연구에서는 오일제트윤활방법, 세라믹 앵귤러콘택트 볼베어링, 내장형 모터 등을 적용해서 개발한 $\phi 65\text{mm} \times 25,000\text{rpm}$ 의 모터내장형 고속주축계에 대한 진동특성을 평가하기 위하여 일련의 해석과 실험을 수행하였다. 모터내장형 고속주축계의 진동특성 해석수단으로는 Timoshenko 보이론⁽³⁾과 유한요소법에 기반을 두고 개발한 고속주축계의 정특성/동특성 해석시스템⁽⁴⁾을 이용하였다. 또한 모터내장형

고속주축계를 구성하는 주축과 내장형 모터의 회전부에 대한 물성값들은 주축 단품, 그리고 주축과 모터 회전부의 조립품에 대한 실험결과와 해석결과를 토대로 규명하였다. 특히 연구대상인 모터내장형 고속주축계에서는 설계목표인 주축회전수 25,000rpm을 구현하는 데 있어서 구조적인 진동문제가 발생하지 않는다는 점을 확인하였으며, 본 연구에서 적용한 모터내장형 고속주축계의 진동특성 해석방법의 타당성을 검증하였다.

2. 실험장치

본 연구에서는 Table 1과 같은 제원을 갖는 $\phi 65$ mm \times 25,000rpm의 모터내장형 고속주축계^(5,6)에 대한 진동특성을 실험적으로 평가하기 위해서 충격가진실험⁽⁷⁾을 수행하였다. 그리고 Fig.1은 모터내장형 고속주축계의 진동특성을 파악하기 위해서 구성한 실험장치의 계통도를 보여주고 있다. 이 실험장치에서의 주요 구성요소들은 모터내장형 고속주축계와 진동실험장치이다.

실험대상인 모터내장형 고속주축계는 Fig.1에서 볼 수 있는 바와 같이 주축 전반부에 내경 $\phi 65$ mm인 세라믹 앵귤러콘택트 볼베어링(65BN) 4개가 병렬배면조합된 형태를 가지고 있고, 주축 후반부에 내경 $\phi 55$ mm인 세라믹 앵귤러콘택트 볼베어링(55BN) 2개가 배면조합된 형태를 가지고 있다. 주축계의 고속화 측면에서는 주축 전반부에 2개의 베어링만을 배치하는 것이 바람직하지만, 이러한 주축계의 구조는 강성 저하를 초래함으로써 저속영역에서의 고능률가공을 어렵게 한다. 따라서 본 연구에서는 이러한 문제점을 극복하기 위해서 주축 전반부에 4개의 베어링을 사용하는 고강성화 구조를 적용하였다. 또한 베어링은 스텝슬리브(steped sleeve)에 의한 정위치 예압방법을 사용해서 주축에 고정하였고, 최대 회전수와 최대 출력이 각각 25,000rpm과 22kW인 권선절환방식의 내장형 모터를 주축 중앙부에 위치시켰다.

또한 진동실험장치는 Fig.1에 제시한 계통도에서 볼 수 있는 바와 같이 충격해머(impulse hammer), 가속도계(accelerometer)/갭센서(gap sensor), 증폭기(amplifier), 그리고 FFT 분석기, 컴퓨터 등으로 구성되어 있으며, 그 형태는 Fig.2에 나타내었다. 진동실험은 주축 단품, 주축과 내장형 모터의 조립품, 그리고 모터내장형 고속주축계에 대해서 순차적으로 수행되었으며, 주축 단품이나 주축과 내장형 모터의 조립품에 대한 진동응답은 가속도계를 이용해서 측정하였고, 모터내장형 고속주축계에 대한 진동응답은 갭센서를 이용해서 측정하였다.

Table 1 Specification of spindle system

Item	Specification	
Spindle Speed	3,500~25,000rpm	
D _m N Value	Max. 2,062,500	
Tool	HSK63 (DIN69893)	
Built-In Motor	18.5/22kW	
Bearing	Front	Ceramic Angular Contact Ball Bearing ($\phi 65$, 4EA)
	Rear	Ceramic Angular Contact Ball Bearing ($\phi 55$, 2EA)
Lubrication Method	Oil-Jet Lubrication	
Bearing Preload	Constant Position	
Cooling Method	Oil Cooling Jacket for Motor Housing	
Clamping Force	2,000kgf	
Runout	$\pm 3 \mu\text{m}$ Below	
Position Sensor	Position Coder	

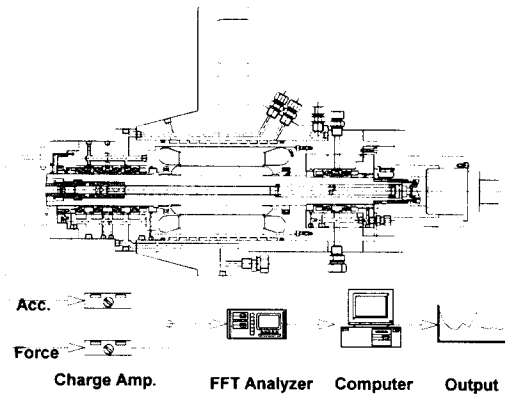


Fig.1 Schematic diagram for modal testing

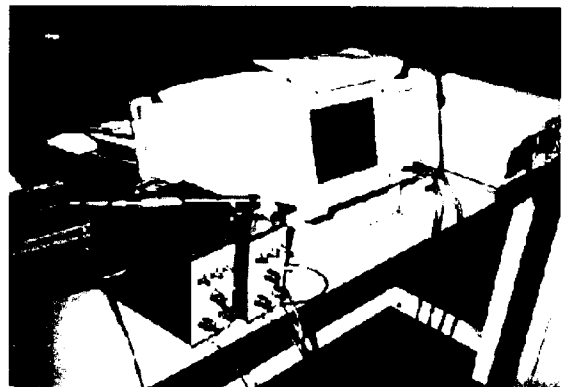


Fig.2 Experimental apparatus for modal testing

3. 실험/해석결과 및 고찰

본 연구에서는 수평형 머시닝센터용으로 개발된 $\phi 65 \times 25,000\text{rpm}$ 의 모터내장형 고속주축계에 대한 일련의 진동특성 실험과 이론해석을 수행하였다. 특히 고속주축계의 진동특성에 대한 이론해석은 본 연구팀이 개발한 모터내장형 고속주축계의 정특성/동특성 해석시스템을 토대로 수행하였다.

이론해석과정에서는 모터내장형 고속주축계의 수학적 모델의 신뢰도를 높이기 위해서 자유지지상태의 주축 단품에 대한 진동특성 측정결과를 이용하여 주축의 수학적 모델을 구축하였으며, 자유지지상태의 주축과 내장형 모터의 조립품에 대한 진동특성 측정결과를 이용하여 내장형 모터의 수학적 모델을 구축하였다. 또한 세라믹 앵글리콘택트 볼베어링의 강성은 알려져 있지 않기 때문에 베어링 형식과 크기가 동일한 강구 베어링의 강성값을 적용하였다.

Fig.3은 가진점과 응답측정점이 모두 주축 선단부일 때 자유지지상태의 주축 단품에 대한 충격가진실험으로부터 측정된 컴플라이언스(compliance)와 이론적 해석을 통해서 예측한 컴플라이언스를 비교한 결과를 보여주고 있다. 측정결과와 해석결과는 매우 잘 일치하고 있기 때문에 본 연구에서 설정한 주축의 수학적 모델은 실제 주축의 특성을 잘 반영한다

Table 2 Comparison of natural frequencies for spindle only (Free-free support)

	Natural Frequency (Hz)	
	Measured	Predicted
First Mode	736	739
Second Mode	1,888	1,869
Third Mode	3,344	3,339

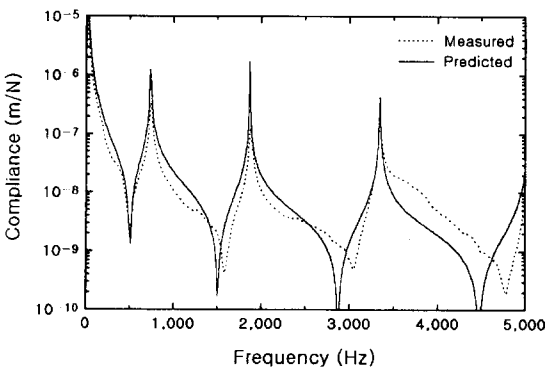


Fig.3 Comparison of compliances for spindle only (Free-free support)

고 판단된다. 특히 정보의 분석과정에서 주축의 탄성계수는 일반적인 구조용 강철의 탄성계수인 206.8 GPa보다 다소 높은 225.0GPa인 것으로 추정되었다.

그리고 Table 2는 실험적으로 측정된 고유진동수와 이론적으로 예측한 고유진동수를 비교해서 보여

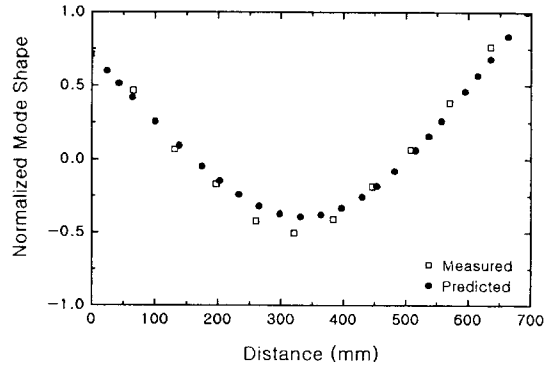


Fig.4 Comparison of first mode shapes for spindle only (Free-free support)

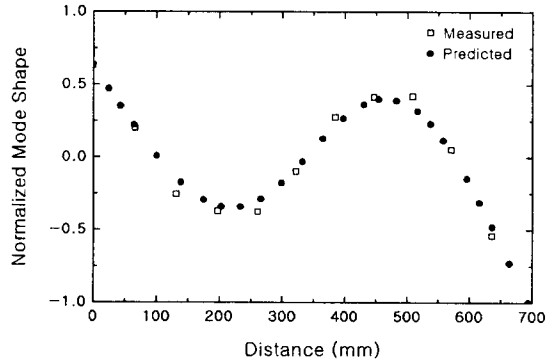


Fig.5 Comparison of second mode shapes for spindle only (Free-free support)

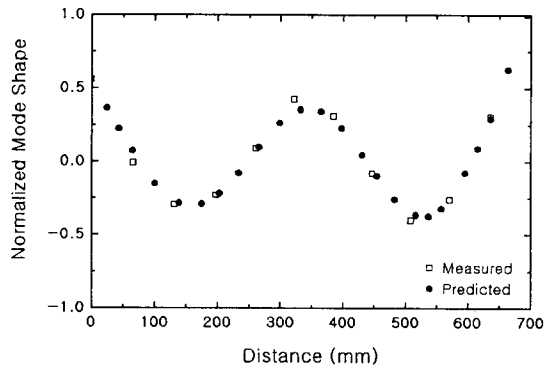


Fig.6 Comparison of third mode shapes for spindle only (Free-free support)

주고 있는데, 1차 고유진동수는 3Hz(오차 0.4%), 2차 고유진동수는 19Hz(오차 1.0%), 3차 고유진동수는 5Hz(오차 0.1%) 정도의 미소한 차이를 갖는 것을 알 수 있다. 진동실험에서의 주파수 측정간격이 16Hz이었다는 사실과 일반적으로 고주파수 영역에서의 해석결과가 부정확하다는 사실을 감안하면, 이러한 비교결과로부터 본 연구에서 설정한 주축의 수학적 모델의 신뢰성을 확인할 수 있다.

Fig.4, 5, 6에서는 주축 단품에 대한 1차 진동모드, 2차 진동모드, 3차 진동모드의 측정결과와 해석결과를 비교하였다. 앞서의 컴플라이언스나 고유진동수에서와 같이 측정결과와 해석결과는 서로 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

주축과 역지끼워맞춤으로 결합되는 내장형 모터의 회전부는 적층 강판으로 구성되어 있기 때문에 밀도는 알 수 있지만, 탄성계수는 알려져 있지 않다. 따라서 본 연구에서는 실험결과와 해석결과를 통해서 얻어지는 1차 고유진동수를 서로 일치시키는 방법을 토대로 모터 회전부의 탄성계수를 규명하였다. 이러한 개념에 토대를 두고 얻은 모터 회전부의 탄성계수는 28.0GPa이었다.

Fig.7은 가진점과 응답측정점이 모두 주축 선단부

Table 3 Comparison of natural frequencies for motor-integrated spindle (Free-free support)

	Natural Frequency (Hz)	
	Measured	Predicted
First Mode	816	816
Second Mode	1,712	1,844
Third Mode	3,456	3,142

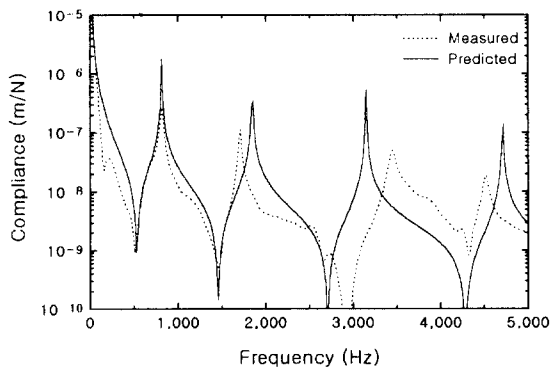


Fig.7 Comparison of compliances for motor-integrated spindle (Free-free support)

일 때 자유지지상태의 주축과 내장형 모터의 조립품에 대한 충격가진실험으로부터 측정된 컴플라이언스와 이론적 해석을 통해서 예측한 컴플라이언스를 비

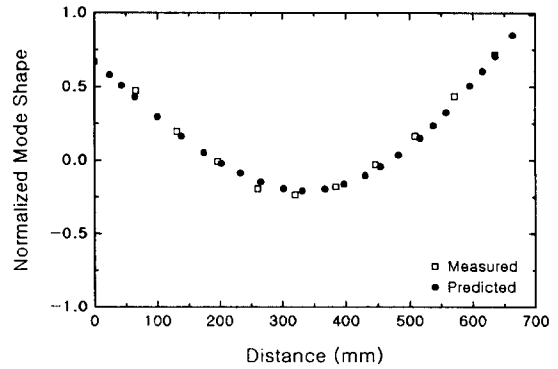


Fig.8 Comparison of first mode shapes for motor-integrated spindle (Free-free support)

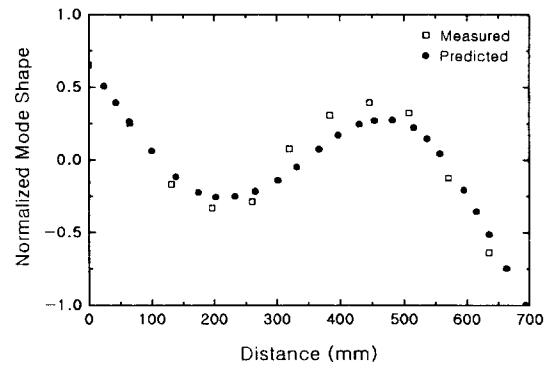


Fig.9 Comparison of second mode shapes for motor-integrated spindle (Free-free support)

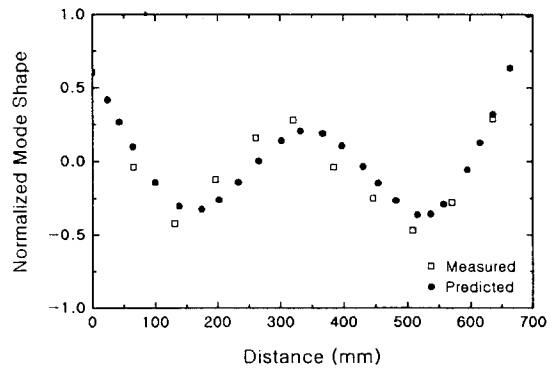


Fig.10 Comparison of third mode shapes for motor-integrated spindle (Free-free support)

교한 결과를 보여주고 있다. 1차 고유진동수 부분을 제외한 영역에서는 측정결과와 해석결과가 약간 어긋나고 있는 것으로 나타났는데, 그 이유는 모터 회전부의 비선형적 특성에 기인한 것으로 판단된다.

그리고 Table 3은 실험적으로 측정된 고유진동수와 이론적으로 예측한 고유진동수를 비교해서 보여주고 있는데, 2차 고유진동수는 132Hz(오차 7.7%), 3차 고유진동수는 314Hz(오차 9.1%) 정도의 차이가 있음을 알 수 있다. 특히 주축과 내장형 모터의 조립품의 1차 고유진동수 816Hz는 주축 단품의 1차 고유진동수 736Hz보다 80Hz 정도 더 높은 것으로 나타났다. 이러한 사실은 내장형 모터의 회전부가 1차 고유진동수 영역에서는 질량 증가보다 강성 증가에 더 크게 기여한다는 것을 의미한다.

Fig.8, 9, 10에서는 주축과 내장형 모터의 조립품에 대한 1차 진동모드, 2차 진동모드, 3차 진동모드의 측정결과와 해석결과를 비교하였다. 내장형 모터가 위치한 부분에서 약간의 차이를 볼 수 있지만, 전반적으로 측정결과와 해석결과는 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

세라믹 앵글러콘택트 볼베어링의 강성값은 알려져 있지 않기 때문에 모터내장형 고속주축계의 진동특성을 해석하는 과정에서는 동일한 형식과 크기의 강구 베어링인 HS7013C(전반부 베어링)와 HS7011C(후반부 베어링)의 강성값을 사용하였다. HS7013C와 HS7011C의 반경방향 강성은 각각 177MN/m와 157MN/m이다.⁽⁸⁾

Fig.11은 가진점과 응답측정점이 모두 주축 선단부일 때 모터내장형 고속주축계에 대한 충격가진실험으로부터 측정된 컴플라이언스와 이론적 해석을 통해서 예측한 컴플라이언스를 비교한 결과를 보여주고 있다. 특히 이론적으로 해석한 컴플라이언스에서는 2차 고유진동수 부분이 거의 나타나지 않고 있는데, 그 이유는 주축계의 2차 진동모드 형태가 주축 선단부에서, 절점화되었기 때문이며, 이러한 사실은 Fig.12에 제시된 모터내장형 고속주축계의 진동모드에 대한 해석결과로부터 확인할 수 있다.

그리고 모터내장형 고속주축계에 대해서 실험적으로 측정된 고유진동수와 이론적으로 예측한 고유진동수는 Table 4에 나타내었다. 1차 고유진동수는 1Hz(오차 0.2%), 2차 고유진동수는 61Hz(오차 5.2%), 3차 고유진동수는 0Hz(오차 0.0%), 4차 고유진동수는 101Hz(오차 5.1%) 정도의 미소한 차이를 가지고 있다는 사실로부터 본 연구에서 사용한 모터내장형 고속주축계의 수학적 모델과 진동특성 해석방법에 대한 신뢰성을 확인할 수 있다. 그리고 모터내장형 고속주축계의 1차 고유진동수가 설계목표인 주축회전수 25,000rpm(417Hz)보다 매우 높기 때문에 주축

Table 4 Comparison of natural frequencies for motor-integrated spindle system

	Natural Frequency (Hz)	
	Measured	Predicted
First Mode	544	543
Second Mode	1,168	1,229
Third Mode	1,584	1,584
Fourth Mode	2,000	1,899

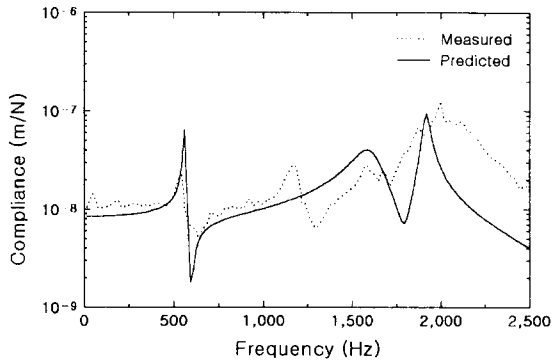


Fig.11 Comparison of compliances for motor-integrated spindle system

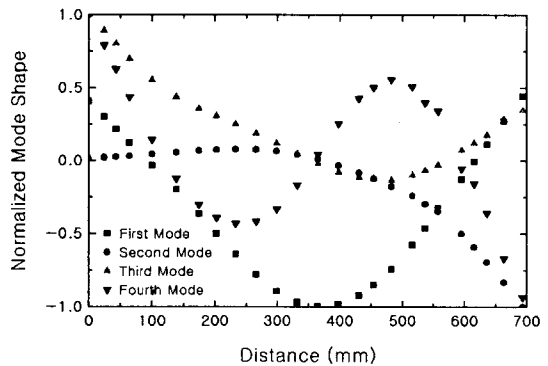


Fig.12 Predicted mode shapes for motor-integrated spindle system

회전에 따른 모터내장형 고속주축계 자체의 구조진동문제는 발생하지 않을 것으로 판단된다. 특히 이러한 사실은 모터내장형 고속주축계에 대한 오일제트유휴실험에서도 입증되었다.⁽⁵⁾

4. 결론

본 연구에서는 오일제트유휴방법, 세라믹 앵글러

콘택트 볼베어링, 내장형 모터 등을 적용해서 개발한 $\phi 65\text{mm} \times 25,000\text{rpm}$ 의 모터내장형 고속주축계에 대한 진동특성을 실험과 해석을 통해서 평가하였다. 모터내장형 고속주축계의 진동특성 해석수단으로는 Timoshenko 보이론과 유한요소법에 기반을 둔 고속주축계의 정특성/동특성 해석시스템을 이용하였으며, 진동실험에서는 충격가진법을 사용하였다. 그리고 본 연구를 통해서 얻은 결과들을 정리하면 다음과 같다.

- ① 모터내장형 고속주축계의 수학적 모델의 신뢰도를 높이기 위해서는 주축 단품, 주축과 내장형 모터의 조립품에 대한 진동특성 측정결과를 이용하여 주축과 모터 회전부의 물성값을 규명할 필요가 있다.
- ② 1차 고유진동수 영역에서는 내장형 모터의 회전부가 질량 증가보다 강성 증가에 더 큰 기여를 한다.
- ③ 모터내장형 고속주축계의 진동특성을 정량적으로 해석하기 위해서는 Timoshenko 보이론을 적용해야 한다.
- ④ 실험결과와 해석결과의 비교분석을 통해서 본 연구에서 사용한 모터내장형 고속주축계의 수학적 모델과 진동특성 해석방법에 대한 신뢰도를 입증하였다.
- ⑤ 연구대상인 모터내장형 고속주축계에서는 설계목표인 주축회전수 25,000rpm을 구현하는 데 있어서 구조적인 진동문제가 발생하지 않는다.

참고문헌

1. 김석일 외, "최신 공작기계 설계기술", 반도출판사, 1995
2. 김석일, 조정준, 최대봉, "모터내장형 주축의 동특성 해석", 한국정밀공학회 논문집, 제11권 3호, 1994, pp.184~190
3. H.D. Nelson, "A Finite Rotation Shaft Element using Timoshenko Beam Theory", Trans, ASME, J. of Mech. Design, Vol.102, 1980, pp.793~803
4. 이용희, 김석일, 김태형, 이재운, "윈도우즈 GUI환경을 이용한 모터내장형 고속주축계의 정특성/동특성 해석시스템 개발", 한국정밀공학회 추계학술대회 논문집, 1997
5. 이용희, 김석일, 김태형, 박보선, "오일제트유회환방식의 25,000rpm급 모터내장형 고속주축계의 유회환특성에 관한 연구", 한국정밀공학회 추계학술대회 논문집, 1997
6. 이재운, 김태형, 김석일 외, "머시닝센터용 고속주

축 개발에 관한 연구(I)", 통상산업부 연구보고서, 1996

7. 工作機械技術振興財團, "インパルス應答法による工作機械動剛性の測定方法と評價に關する研究", 1982
8. FAG, "FAG high-speed spindle bearings of the series HS719 and HS70", Publ. No. WL41127EA