

고속 주축계에서 드로우바와 내장형 모터가 주축계의 동적 특성에 미치는 영향 분석

임정숙*(한국기계연구원), 이춘만, 정원지(창원대학교)

Analysis of Dynamic Characteristics of A High-speed Milling Spindle with a Drawbar and a Built-in Motor

J. S. Lim(Material Processing Research Center, KIMM),
C. M. Lee, (Dept. of Mech. Design & Manufacturing, CNU), W. J. Chung(Dept. of Mechatronics, CNU)

ABSTRACT

This paper presents analysis of dynamic characteristics of a high-speed milling spindle with a drawbar and a built-in motor. The spindle system with a built-in motor can be used to simplify the structure of machine tools, to improve the machining flexibility of machine tools, and to perform the high speed machining. In this system the shaft is usually assumed as a rigid rotor. In this paper, the modal characteristics of drawbar in high-speed milling spindle system due to supporting stiffness between drawbar and shaft and considering the mass and stiffness effects of the built-in motor's rotor are analyzed by numerical method. The result shows enough stiff supports must be provided between shaft and drawbar to prevent occurring drawbar vibration lower than the natural frequency of 1st bending mode of spindle. And considering the mass and stiffness of built-in motor's rotor is important thing to derive more accurate results.

Key Words : 고속 스피들(high-speed spindle), 고유 진동수(natural frequency), 진동 모드(modal mode), 유한요소 모델(finite element model)

1. 서론

생산성 및 가공 정밀도의 향상, 경합금 및 난삭재의 고능률 가공 등을 수행하기 위해서는 고속절삭이 필연적인데, 이를 위해 머시닝센터를 중심으로 한 공작기계 주축계의 고속화 연구가 국내외적으로 활발히 진행되고 있다. 고속가공은 소재 제거율을 향상시켜 생산 비용 및 시간을 절약하고 고정밀도 가공이 가능하다는 장점을 보유하고 있다. 이러한 고속 주축계의 대표적인 형태로는 내장형 모터, 세라믹 볼 베어링, 오일-에어 윤활 또는 오일-제트 윤활, 냉각 자켓 등을 토대로 구성되는 모터 내장형 주축계를 들 수 있다. 모터와 주축이 일체로 조립되는 모터 내장형 주축계는 구조가 단순하고, 주축계의 운동 구현이 용이하기 때문에 공작기계의 가공 유연성을 크게 향상시킬 수 있다.

이러한 고속 공작기계의 주축계에 있어서 자동 공구교환(ATC) 장치는 가속도와 생산성향상을 위하여 필수적인 장치이며 고속 회전에서의 파악력(gripping force)의 유지를 위하여 HSK 등의 이면구속 방식의 툴 클램핑 메커니즘이 적용되고 있다. 특히 공구자동교환을 위한 툴 클램핑 장치는 축선단의 테이퍼부 내부에 툴홀더를 파악하는 jaw 들이 위치하여 툴홀더의 고정을 위하여 스프링이나 유압을 이용하는 드로우바가 스피들 내부에 위치하게 되며, 필연적으로 스피들과 분리되어 작동되게 된다. 따라서 강성축의 타당성 검토를 위해서는 이러한 스피들에 대한 동특성을 설계단계에서 고려하여야 하며 드로우바에 의한 진동을 드로우바 자체보다도 드로우바를 주축내에서 지지하는 부분의 특성이 영향을 미치므로 이에 대한 해석이 필요하다. 또한 모터 내장형 고속 주축계의 경우 주축 중앙부

에 설치되는 모터 회전자에 의해서 주축계의 고유 진동수가 낮아진다는 점은 고속화를 저해하는 요인의 하나가 되기 때문에 고속 주축계를 개발하는 단계에서 검토해야 할 중요한 사항이다.

따라서 본 논문에서는 D사의 20,000rpm 급 고속 머시닝센터용 주축계에 대하여 드로우바를 포함하는 스피ndl의 유한요소모델(finite element model)을 구축하고 드로우바를 주축 내에서 지지하는 부분의 특성이 주축계에 미치는 영향의 정도를 파악하여 드로우바의 진동 모드가 주축계의 동특성에 미치는 영향을 예측하고 주축계의 고속화를 위하여 개선방향을 도출하고자 한다. 또한 내장형 모터의 영향을 고려하여 고속 주축계의 고유 진동수(natural frequency), 진동 모드(modal mode) 특성을 토대로 검토하여 내장형 모터의 회전자가 주축의 동적 특성에 미치는 영향을 분석하였다.

2. 고속 주축계 모델

2.1 고속 밀링 주축계

20,000rpm급 고속 머시닝센터용 주축계의 시스템은 Fig. 1과 같다. 회전중의 파악력을 위하여 스프링이 사용되는 형태이며 뒷 부분의 유압 실린더에서 톨 탈착시 드로우바를 밀어주어 조우를 벌리는 역할을 한다. 드로우바의 고정점은 조우를 밀어주고 있는 부분과 스프링의 복원력이 작용하는 부분이다. 그러나 앞부분을 제외하고는 반경방향으로 고정되는 부분이 없으므로 앞부분에 가이드를 두어 반경방향 고정을 하고 있으며 스프링의 힘이 가해지는 부분에도 각각 가이드와 링을 삽입하여 반경방향으로의 지지점을 형성한다. 또한 스프링의 중간부분에 같은 재질의 지지포인트를 추가한다. 이러한 지지점들은 반경방향으로 지지는 하지만 공구 탈착시 드로우바의 움직임을 위해서 완전한 고정은 불가능한 상태이다. 또한 제작시 조립 공차에 따라 지지특성이 설계치보다 낮을 수 있으며 이러한 상태를 직접적으로 검증하기는 어려운 점이 많다. 본 연구에서는 이러한 드로우바의 지지조건에 따른 전체 스피ndl의 진동 모드 해석을 통하여 고속 머시닝센터용 주축계의 동적 특성을 예측한다.

또한 주축이 고속회전할 주축 기울림 구동방법에서는 주축과 모터의 미스알리먼트(misalignment)에 의한 진동과 소음이 커지고, 또한 구동방법에서는 원심력에 의한 변형, 장력의 증가 및 변위의 비선형성, 변위와 톨의 간섭 미끄러짐을 등이 발생하며, 기타 구동방법에서는 기어 간의 급속유속에 의한 진동과 소음이 증대하게 된다.

따라서 고속주축계를 개발하기 위하여 외관상,

변형, 기어 등의 많은 물리 유한요소가 개재된 구동 방법, 즉 내장형 모터(built-in motor)에 의한 구동 방법의 많은 수작을 받게 되었다. 모터내장형 주축계는 그 구조가 간단하고, 주축계가 흔들리는 구동에 적합하기 때문에, 공작기계의 가공유연성을 대폭적으로 향상시킬 수 있다.

본 연구에서는 머시닝센터용 모터내장형 주축계의 동적 특성을 체계적으로 해석하기 위하여, 유한요소 모델을 도입하였다. 내장형 모터와 회전부(motor)는 이미 설계 완료 전설을 광원에도 적용되어 있어 광원법 및 전단변형에 대해서 정형 수준의 강성표준을 나타내기 때문에 필요효과 외에도 그 강성표준을 고려하여야 한다²⁾.

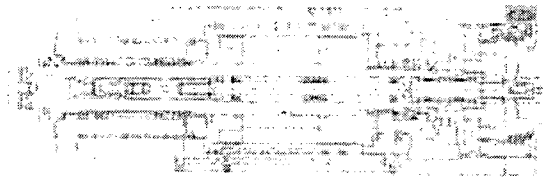


Fig. 1 The schematic of 20,000rpm spindle system

2.2 주축 유한요소 모델

Fig. 2는 주축계의 유한요소 모델을 나타내고 있다. 해석 툴은 상용 구조해석용 프로그램인 ANSYS를 사용하고 요소는 SOLID95를 사용하여 해석결과 정확도를 높이고자 하였다. 해석에 사용된 재료의 물성치는 Table 1과 같다. 스피ndl과 드로우바는 탄소강의 물성치를 적용하였으며, 모터의 회전자는 최대부²⁾ 등의 실험결과에 의해 주축의 탄성계수의 10%에 해당하는 탄성계수를 입력하였다. 또한 실제 스피ndl과 드로우바는 공구의 tool shank부에 의해 고정되게 된다. 회전시 탈부착하게 되는 공구의 tool shank부는 공구가 부착되었을 때의 무게(15kg)를 고려하여 밀도값을 입력하여 해석하였다.

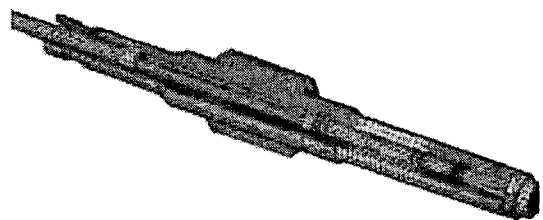


Fig. 2 3D mesh of spindle with drawbar and rotor for FEM analysis

2.3 해석 조건

해석 조건은 크게 3가지로 구분하여 특성을 알아보았다. 먼저 주축 고유의 진동모드 해석을 통해서

고속 주축의 각 모드별 고유진동수를 파악하고, 공구부착시의 효과를 가지는 드로우바를 포함하는 주축계의 진동모드 해석을 하였다. 마지막으로 여기에 내장형모터의 회전자가 포함된 고속 주축계의 스피ndl의 진동모드를 해석하여 드로우바와 모터 회전자가 스피ndl의 동적 특성에 미치는 영향을 분석하였다.

Table 1 Material Properties of each part

Part name	E(GPa)	Density (g/cm ³)	Poisson's ratio
spindle	205	7.817	0.3
drawbar	205	7.817	
tool shank	205	10.311	
motor	21.3	7.817	

3. 주축계의 동적 특성 해석

3.1 주축 고유의 진동 모드 해석

Fig. 3은 드로우바를 포함하지 않는 주축의 고유진동 모드를 해석한 결과이다. 3차원으로 해석한 후 형상을 길이방향으로 잘라 내부를 볼 수 있도록 나타내었다. 결과의 추출은 Black-Lancos 방법으로 5000Hz까지 20개의 모드를 추출하였다. 1차 모드는 956Hz(57,000rpm에 해당)로 20,000rpm을 목표로 하는 주축임을 감안할 때 충분히 높은 값을 가진다고 판단되어진다. 2차 모드는 2000Hz, 3차 모드는 3560Hz로 각각 해석되어졌다.



Fig. 3(a) 1st mode shape of the spindle without drawbar [956Hz]

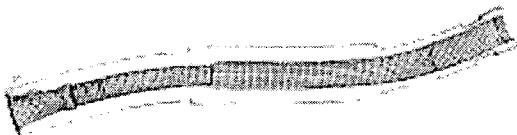


Fig. 3(b) 2nd mode shape of the spindle without drawbar [2000Hz]



Fig. 3(c) 3rd mode shape of the spindle without drawbar [3560Hz]

3.2 드로우바가 포함된 주축의 동특성 해석

Fig. 4는 드로우바를 포함하는 경우의 주축의 진동 모드 해석결과이다. 드로우바는 공구를 부착하였을 때 주축과 결합하게 되므로 이를 고려하여 tool shank의 무게를 공구의 무게와 같게 설정하여 질량 효과를 고려하고 드로우바와 스피ndl의 접촉면은 공구에 의해 함께 움직이므로 일체형으로 가정하여 해석하였다. 드로우바의 지지강성은 전반부 1mm, 후반부 10mm로 설정하였다. 해석결과 Fig. 4(a)와 같이 592Hz에서 드로우바의 1차 진동모드가 나타났다. 또한 주축 전체의 1차 모드는 Fig. 4(d)와 같이 898.5Hz로 드로우바가 없는 경우보다 약 6%정도 낮아졌음을 알 수 있다. 이는 주축 내부의 질량이 증가하였기 때문으로 볼 수 있다.

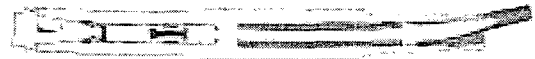


Fig. 4(a) Mode shape with drawbar [1st drawbar mode, 592Hz]



Fig. 4(b) Mode shape with drawbar [2nd drawbar mode, 1323Hz]



Fig. 4(c) Mode shape with drawbar [3rd drawbar mode, 2285Hz]



Fig. 4(d) Mode shape with drawbar [1st spindle+drawbar, 898.5Hz]



Fig. 4(e) Mode shape with drawbar [2nd spindle+drawbar, 1799Hz]



Fig. 4(f) Mode shape with drawbar [3rd spindle+drawbar, 3002Hz]

즉 드로우바의 진동 모드를 축의 1차 모드 이하에 있지 않게 하기 위해서는 드로우바의 지지 강성을

크게 하는 것이 중요하다 할 수 있으며, 지지 강성을 확보하기 위하여 제작상의 공차관리가 철저히 요구된다.

3.3 모터내장형 주축의 동특성 해석

Fig. 5는 모터내장형 주축의 진동 모드들을 보여 주고 있다. 해석한 결과 191Hz에서 드로우바의 1차 진동모드가 나타나고, 293Hz에서 주축의 1차 진동모드가 나타났으며, 563Hz, 971Hz에서 각각 2차 및 3차 모드가 나타났다.

모터내장형 주축의 진동모드는 주축 자체의 진동 모드보다 내장형 모터 부분에서 기울기가 작다는 사실을 Fig. 3과 Fig. 5로부터 알 수 있다.

이러한 사실은 모터 회전자가 주축의 중심부에 집중적으로 위치하며, 모터 회전자의 질량효과 및 탄성효과가 주축의 고유진동수에 영향을 미치는 것으로 판단된다.

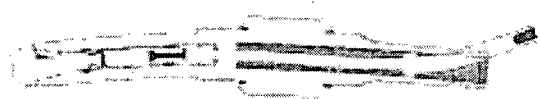


Fig. 5(a) Mode shape of the spindle with drawbar and motor[1st spindle, 293Hz]



Fig. 5(b) Mode shape of the spindle with drawbar and motor[2nd spindle, 563.3Hz]



Fig. 5(c) Mode shape of the spindle with drawbar and motor[3rd spindle, 971Hz]

Table 2 Results of mode analysis of the spindle

Part name	spindle	with drawbar	with motor
1st mode	956 Hz	898.5 Hz	293 Hz
2nd mode	2000 Hz	1799 Hz	563.3 Hz
3rd mode	3560 Hz	3002 Hz	971 Hz

4. 결론

본 연구에서는 20,000rpm급 고속주축의 고유 진동모드 해석을 통하여 고속주축계의 설계에 있어서 중요한 진동 모드를 해석하고 주축계의 고유진동수를 예측하고 이를 개선하고자 유한 요소해석을 통한

진동 모드 해석을 하였다. Table 2에 고속 주축계의 모드 해석 결과를 모두 나타내었다.

드로우바가 없는 주축계의 진동모드는 1차 모드가 약 956Hz에 위치하는 것으로 나타났다.

드로우바를 포함한 경우의 영향을 보기 위하여 드로우바 중앙부의 지지강성과 하단부의 지지강성을 나누어서 조건을 부여하였으며 해석결과, 드로우바의 1차 진동 모드는 592Hz로 고속 주축의 1차 진동 모드인 956Hz에 비하여 현저히 감소하였다.

모터회전부는 질량효과 외에도 상당한 수준의 강성 효과를 가지고 있으며 모터회전부의 탄성계수가 주축의 탄성계수의 약 10% 정도이다.

모터회전부가 있는 경우의 주축의 고유진동수 또한 회전부의 질량효과로 인하여 주축자체의 고유진동수보다 현저히 낮아져 293Hz로 나타났다.

이상의 연구에서 드로우바의 지지강성이 낮을 경우 주축계 전체의 밴딩모드 이하에서 진동을 발생시킬 수 있으므로 드로우바 지지부의 공차관리를 통하여 적정 강성을 유지할 수 있는 설계 및 제작이 필요하며, 모터의 질량 및 탄성을 고려한 설계가 필요함을 알 수 있었다.

후기

본 연구는 산업자원부 지방기술혁신사업 [RTI04-01-03] 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. 노승국, 박종권 경진호, 고속주축의 드로우바 지지조건에 따른 동특성 해석? 한국공작기계학회 2003 춘계학술대회 논문집, pp.484-487, 2003.
2. 최대봉, 조정준, 김석일, 모터내장형 주축의 동특성 해석? 한국정밀공학회지, 제11권, 제3호, pp.184-190, Jun, 1994.
3. H.K.Tonshoff, H.G.Wobker and C.Blawit, "High speed cutting of grey cast iron", Fourth International Symposium on Magnetic Bearings, August, ETH Zurich, 1994