

드로우바와 로터가 고속주축계의 동적 특성에 미치는 영향

임정숙[#], 정원지^{*}, 이춘만^{*}, 이정환^{**}

Effects of a drawbar and a rotor in dynamic characteristics of a high-speed spindle

Jeong-Suk Lim[#], Won-Jee Chung^{*}, Choon-Man Lee^{*} and Jung-Hwan Lee^{**}

ABSTRACT

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. For more quantitative analysis of a built-in motor's dynamic characteristics, that of the mass and stiffness effects are considered. And the drawbar in the spindle can be in various condition according to supporting stiffness between drawbar and shaft. Therefore, in this paper following items are performed and analyzed : 1. Modal characteristics of the spindle. 2. Analysis of rotor's mass and stiffness effects. 3. Modal characteristics of the spindle including drawbar, rotor and tool. The results show 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 the spindle, and considering the mass and stiffness of built-in motor's rotor is important thing to derive more accurate results.

Key Words : high-speed spindle(고속 스핀들), natural frequency(고유 진동수), modal analysis(모드 해석), finite element model(유한요소모델)

1. 서론

생산성 및 가공 정밀도의 향상을 기하고, 경합금 및 난삭재의 고능률 가공 등을 수행하기 위해서는 고속절삭이 이루어져야 하고, 이를 위해 머시닝 센터를 중심으로 한 공작기계 주축계의 고속화에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다¹⁻⁶. 또한 고속가공은 소재 제거율을 향상시켜 생산 비용 및 시간을 절약하고 고정밀도 가공이 가능하다는 장점을 가지

고 있다. 이러한 고속·고정밀 가공을 위해 주축계는 구조가 단순하고, 주축계의 운동 구현이 용이한 모터 내장형 주축계가 주를 이루고 있으며, 모터 내장형 주축계는 내장형 모터, 세라믹 볼 베어링, 오일-에어 윤활 또는 오일-제트 윤활, 냉각 자켓 등을 토대로 모터와 주축이 일체로 조립되는 구조를 가지고 있다.

이러한 고속 공작기계의 주축에 있어서 자동공구교환(ATC) 장치는 가속도와 생산성향상을 위하

접수일: 2005년 7월 22일; 게재승인일: 2006년 1월 13일
한국기계연구원 소재성형연구센터
E-mail cluster4@changwon.ac.kr Tel. (055) 279-8192
* 창원대학교 메카트로닉스공학부
** 한국기계연구원 소재성형연구센터

여 필수적인 장치이며 고속 회전에서의 파악력(gripping force)의 유지를 위하여 HSK 등의 이면 고속 방식의 툴 클램핑 메커니즘이 적용되고 있다. 특히 공구자동교환을 위한 툴 클램핑 장치는 축선단의 테이퍼 부 내부에 툴 홀더를 파악하는 jaw 들이 위치하게 되고, 툴 홀더의 고정을 위하여 스프링이나 유압을 이용하는 드로우바(drawbar)가 스핀들 내부에 위치하게 된다. 그러므로 이 드로우바는 필연적으로 주축과 분리되어 작동되게 된다. 따라서 강성축의 타당성 검토를 위해서는 이러한 주축에 대한 동특성을 설계단계에서 고려하여야 하며 드로우바에 의한 진동은 드로우바 자체보다도 주축 내에서 드로우바를 지지하는 부분의 특성이 영향을 미치므로 이에 대한 해석이 필요하다는 것을 기존 문헌¹⁾을 통해 알 수 있다.

또한 모터 내장형 고속 주축계는 그 구조가 간단하고, 주축계가 운동하는 구조에 적합하기 때문에, 공작기계의 가공유연성을 대폭적으로 향상시킬 수 있다는 장점을 가지고 있지만, 주축 중앙부에 설치되는 모터 회전자에 의해서 주축계의 고유 진동수가 낮아진다는 점은 고속화를 저해하는 요인의 하나가 되기 때문에 고속 주축계를 개발하는 단계에서 검토해야 할 중요한 사항이다.

이에 본 논문에서는 20,000rpm급 고속 머시닝센터용 주축계에 대하여 스핀들의 유한요소모델(finite element model)을 구축하고 드로우바를 주축 내에서 지지하는 부분의 특성이 주축계에 미치는 영향의 정도를 파악하여 드로우바의 진동 모드가 주축계의 동특성에 미치는 영향을 예측하고자 하였다. 또한, 내장형 모터에 의한 주축계의 고유 진동수(natural frequency), 모드 해석(modal analysis)을 토대로 설계된 주축계의 동특성을 분석하였다.

2. 고속 주축계 모델

2.1 고속 머시닝센터용 주축계

20,000rpm급 고속 머시닝센터용 주축계의 시스템을 Fig. 1에 나타내었다. 회전중의 파악력을 위하여 스프링이 사용되는 형태이며, 이 스프링이 주축 뒷부분의 유압 실린더에서 툴 탈착 시 드로우바를 밀어주어 조우를 벌리는 역할을 한다. 드로우바의 고정점은 조우를 밀어주고 있는 부분과 스프링의 복원력이 작용하는 부분이다. 그러나 앞부분을 제외하고는 반경 방향으로 고정되는 부분이 없으므로

앞부분에 가이드를 두어 반경방향으로 고정을 하고, 스프링의 힘이 가해지는 부분에도 각각 가이드와 링을 삽입하여 반경 방향으로의 지지점을 형성한다. 또한 스프링의 중간 부분에 같은 재질의 지지 포인트를 추가한다. 이러한 지지점들은 반경방향으로 지지는 하지만 공구 탈착 시 드로우바의 움직임을 q위해서 완전한 고정은 불가능한 상태이다. 또한 제작 시 조립 공차에 따라 지지특성이 설계치보다 낮을 수 있으며 이러한 상태를 직접적으로 검증하기는 어려운 점이 많고 주축계의 진동 모드에도 영향을 미치게 된다.

또한 주축이 고속회전 할수록 커플링 구동방법에서는 주축과 모터의 미스얼라인먼트(misalignment)에 의한 진동과 소음이 커지고, 벨트 구동방법에서는 원심력에 의한 벨트 장력의 증가 및 벨트의 파손 현상, 벨트와 풀리 간의 미끄러짐현상 등이 발생하며, 기어 구동방법에서는 기어 간의 금속접촉에 의한 진동과 소음이 증대하게 된다. 따라서 고속 주축계를 개발하기 위해서 커플링, 벨트, 기어 등과 같은 동력 전달요소가 배제된 구동방법, 즉 내장형 모터(built-in motor)에 의한 구동방법이 많은 주목을 받게 되었으며 지금까지 꾸준히 연구되어 오고 있다. 이러한 모터 내장형 주축계는 구조를 간단히 하기 위해 고정부와 회전부로 나뉘게 되는데, 내장형 모터의 회전부(rotor)는 여러 장의 얇은 철심용 강판들로 적층되어 있어 굽힘변형 및 전단변형에 대해서 상당 수준의 강성효과를 나타내기 때문에 질량효과 외에도 그 강성효과를 고려하여 설계하여야 한다²⁾.

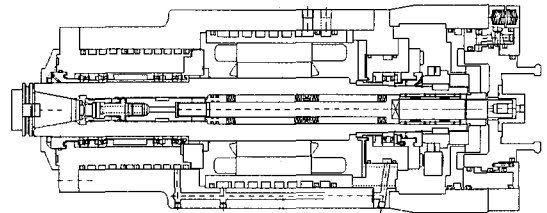


Fig. 1 The schematic of 20,000rpm spindle system

2.2 주축의 유한요소 모델

Fig. 2는 주축계의 유한요소 모델을 나타내고 있다. 해석 툴은 상용 구조 해석용 프로그램인 ANSYS를 사용하고, 요소(element type)은 노드가 20개인 SOLID95를 사용하여 해석 결과의 신뢰도를

높이고자 하였다.

해석에 사용된 재료의 물성치는 Table 1과 같다. 스피들과 드로우바는 탄소강의 물성치를 사용하였다. 모터의 회전자는 얇은 철심용 강판들이 적층되어 있어 1차 진동 모드인 굽힘 변형에서 상당 수준의 강성효과를 가진다는 것을 최대붕² 등의 연구에 의해 알 수 있었으며, 가장 보수적인 강성값인 주축 탄성계수의 10%에 해당하는 값을 입력하였다. 스피들을 지지하는 전반부와 후반부의 베어링의 강성은 설계 데이터로 전반부는 510 N/μm, 후반부는 600 N/μm의 값을 각각 입력하였다. 스피들과 드로우바는 공구가 부착되었을 때 tool shank 부에 의해 고정되게 된다. 회전 시 탈부착하게 되는 공구의 tool shank 부는 공구가 부착되었을 때의 무게(약 15Kg)를 고려하여 밀도 값을 산출하여 입력한 후 해석하였다. 드로우바의 지지강성은 조립공차에 따라 변하게 된다. 따라서 이에 따른 지지특성을 비교하기 위하여 지지점의 지지강성이 1 N/μm 인 경우와 10 N/μm 인 두 가지 경우로 나누어 해석하고 비교·분석 하였다.

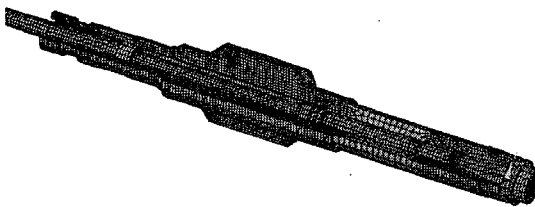


Fig. 2 3D mesh of spindle with drawbar and rotor for FEM analysis

Table 1 Material properties of each part

| Properties 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 | |

2.3 주축 해석에서 고려해야할 조건

해석 조건은 크게 네 가지로 구분지어 주축의

동특성을 살펴보았다.

첫 번째, 주축만의 모드 해석을 통해서 각 모드별 고유진동수를 파악하고 그 특성을 분석하였다.

두 번째, 드로우바를 포함하는 주축계의 모드 해석을 하였다. 드로우바는 앞서 언급 하였듯이 공구가 부착 되었을 때 스피들과 완전하게 결합이 되므로 이를 고려한 해석이 요구된다. 그러나 기존 문헌에서는 공구의 질량에 의한 주축계의 동특성에 관한 영향을 고려하지 않았으므로 이 두 가지의 경우 모두를 해석하여 비교하였다.

세 번째, 드로우바의 지지점은 제작 시 가공 공차나 조립 공차에 따라 지지특성이 설계치와 다른 값을 가질 수 있다. 그러므로 드로우바의 지지점의 지지특성에 따른 모드 해석을 통해 주축계의 동특성을 분석하였다.

마지막으로, 내장형 모터의 회전자인 로터를 포함하는 고속 주축계의 주축의 모드 해석을 통하여 모터 회전자가 주축의 동적 특성에 미치는 영향을 분석하였다.

3. 주축계의 동적 특성 해석

3.1 주축 고유의 진동 모드 해석

아래의 Fig. 3은 상용 회전속도가 20,000rpm인 주축계에서 주축만의 고유진동수를 해석한 결과이다. 주축을 3차원으로 모델링하여 해석한 후 종방향으로 모델을 잘라 진동에 의한 주축의 벤딩형상과 주축의 내부를 잘 볼 수 있도록 나타내었다.

베어링의 지지효과는 스프링 댐퍼를 사용하여 베어링과 같은 효과를 가지도록 해석하였다. 결과의 추출은 Black-Lancosz 방법으로 0 ~ 5000 Hz까지 20개의 모드를 추출하였다.

해석결과는 Fig. 3과 같다. Fig. 3(a)는 주축의 1차 진동모드를 나타낸 결과로써 고유진동수 958Hz (57,500rpm에 해당)로 나타났다. 20,000rpm을 목표로 하는 주축임을 감안할 때 충분히 높은 값을 가진다고 판단되어 진다. 2차 진동모드는 Fig. 3(b)와 같이 고유진동수가 2005Hz 이고, 3차 진동모드는 Fig. 3(c)와 같이 고유진동수가 3568Hz로 각각 해석되어 졌다.

3.2 드로우바가 포함된 주축의 동특성 해석

드로우바는 공구를 부착하였을 때 주축과 결합하게 된다. 이러한 점을 고려하여 tool shank 부의

무게를 공구를 부착하였을 때의 무게와 같아지도록 Table 1과 같은 등가 물성치를 입력하여 이에 대한 질량효과를 고려하였다. 드로우바와 스피들의 접촉면은 공구가 부착됨에 따라 함께 움직이므로 일체형이라고 가정하여 해석하였다.

드로우바의 각 지지점이 드로우바의 고유진동수에 미치는 영향의 정도는 예비실험을 통하여 아래의 Fig. 4의 A 점이 가장 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있었다. 그러므로 이 A 부분의 지지강성이 충분히 주어지지 않는 경우와 충분한 강성이 주어지는 경우로 나누어 각각 $1\text{ N}/\mu\text{m}$ 와 $10\text{ N}/\mu\text{m}$ 를 입력하여 해석하였다. 이러한 해석을 통하여 드로우바의 지지강성에 따른 드로우바의 동특성을 분석하고, 또한 주축의 동특성에 어떠한 영향을 미치는지 이들을 각각 비교·분석 하였다.

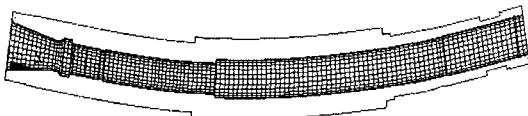


Fig. 3(a) 1st mode shape of the spindle[958Hz]

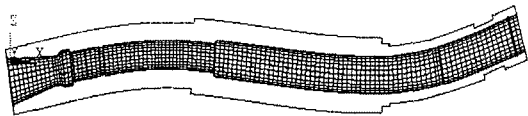


Fig. 3(b) 2nd mode shape of the spindle[2005Hz]

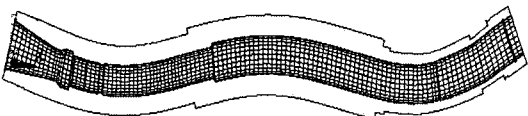


Fig. 3(c) 3rd mode shape of the spindle[3568Hz]

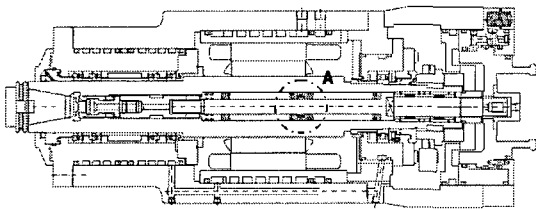


Fig. 4 Drawbar's supporting point in the spindle system

3.2.1 Tool shank부가 없는 경우

고속으로 회전하는 주축에 공구가 부착 되었을

때의 영향을 분석하기 위하여 tool shank에 대한 질량효과를 고려하지 않은 경우와 tool shank에 대한 질량효과를 고려한 해석을 수행하였다.



Fig. 6(a) 1st mode shape of the drawbar[616Hz]

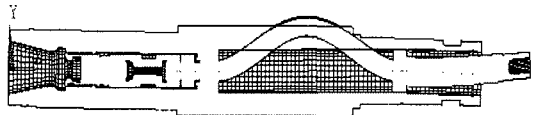


Fig. 6(b) 2nd mode shape of the drawbar[1369Hz]



Fig. 6(c) 3rd mode shape of the drawbar[2285Hz]



Fig. 6(d) 1st mode shape of the spindle and drawbar [1000Hz]

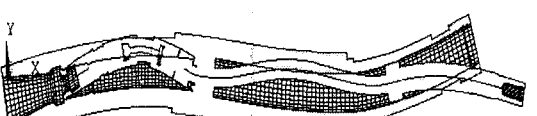


Fig. 6(e) 2nd mode shape of the spindle and drawbar [1968Hz]

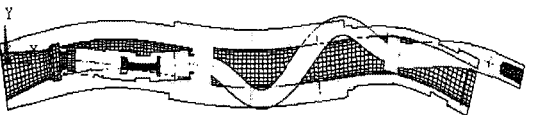


Fig. 6(f) 3rd mode shape of the spindle and drawbar [3292Hz]

Tool shank에 대한 질량효과를 고려하지 않은 경우에 대한 해석결과를 Fig. 6에 나타내었다. 드로우바의 1차 진동모드의 고유진동수가 Fig. 6(a)와

같이 616Hz, 2차 진동모드의 고유진동수는 Fig. 6(b)와 같이 1369Hz, 3차 진동모드의 고유진동수는 Fig. 6(c)와 같이 2285Hz로 해석되었다. 또한 주축의 1차 진동모드의 고유진동수는 Fig. 6(d)에서와 같이 1000Hz, 2차 진동모드의 고유진동수는 Fig. 6(e)와 같이 1968Hz, 3차 진동모드의 고유진동수는 Fig. 6(f)와 같이 3292Hz로 해석되었다.

3.2.2 Tool shank부가 있는 경우

Fig. 7은 tool shank를 포함하는 경우의 주축의 모드 해석 결과를 보여주고 있다. 드로우바의 지지강성은 $1 \text{ N}/\mu\text{m}$ 로 설정하였다. 해석 결과 Fig. 7(a)에서 보는 바와 같이 516Hz에서 드로우바의 1차 진동모드의 고유진동수가 나타났다. 또한 주축 전체의 1차 진동모드의 고유진동수는 Fig. 7(d)와 같이 783Hz로 Fig. 3(a)의 주축 자체의 1차 모드의 고유진동수보다 약 18% 정도 낮게 나타나는 결과를 보여주었다. 이는 주축 내부의 질량 증가로 인한 것이라 판단되어진다.

Table 2에 고속 주축계의 모드 해석에서 tool shank 부의 무게 고려 여부에 따른 모드 해석 결과를 나타내었다. Table 2에서 보는 바와 같이 tool shank 부의 무게를 고려하여 해석한 결과 질량효과에 의하여 드로우바의 1차 진동모드의 고유진동수는 tool shank 부가 없는 주축보다 약 16% 정도 낮게 나타나고, 주축의 고유진동수는 약 21% 정도 낮은 값을 나타내고 있음을 알 수 있다.

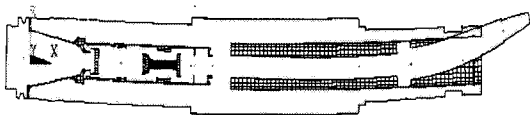


Fig. 7(a) 1st mode shape of the drawbar[516Hz]

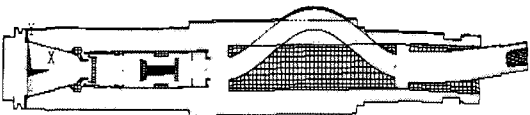


Fig. 7(b) 2nd mode shape of the drawbar[1187Hz]

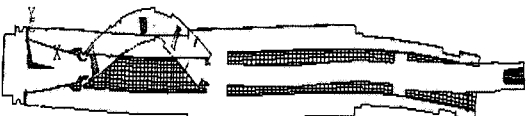


Fig. 7(c) 3rd mode shape of the drawbar[2005Hz]

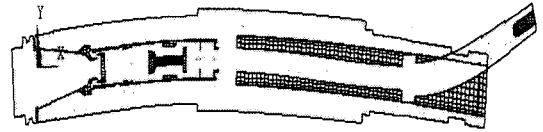


Fig. 7(d) 1st mode shape of the spindle and drawbar [783Hz]

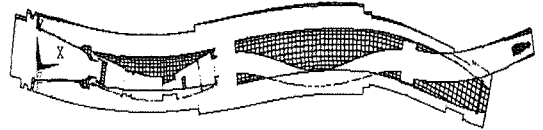


Fig. 7(e) 2nd mode shape of the spindle and drawbar [1572Hz]

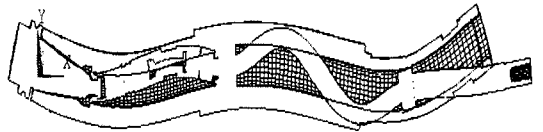


Fig. 7(f) 3rd mode shape of the spindle and drawbar [2632Hz]

Table 2 Comparison of Natural frequency of spindle which has a tool shank or not

| Mode | Part | | Tool | |
|----------|---------|---------|---------|---------|
| | Drawbar | Spindle | Drawbar | Spindle |
| 1st mode | 616 | 1000 | 516 | 783 |
| 2nd mode | 1369 | 1968 | 1187 | 1572 |
| 3rd mode | 2285 | 3292 | 2005 | 2632 |

3.2.3 지지강성의 증가에 따른 동적 특성

주축 내부에 드로우바가 위치하는 경우, 드로우바의 지지점 강성에 따른 고유진동수를 비교하기 위해 앞의 Fig. 4의 A점이 충분한 지지강성을 가진다고 가정하고 A점의 지지강성을 $10 \text{ N}/\mu\text{m}$ 로 입력하여 해석하였다.

해석 결과 Fig. 8(a)에서 보는 바와 같이 1차 진동모드의 고유진동수가 593Hz로 지지강성이 $1 \text{ N}/\mu\text{m}$ 인 경우의 516Hz보다 13% 정도 높게 나타났다. 또한 주축의 1차 진동모드의 고유진동수의 경우 Fig. 8(d)와 같이 899Hz로 Fig. 7(d)의 783Hz보다

13% 높게 나타났음을 알 수 있다.

Table 3에 지지강성에 따른 드로우바와 주축의 고유진동수를 나타내었다.

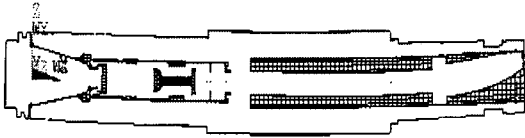


Fig. 8(a) 1st mode shape of the drawbar[593Hz]

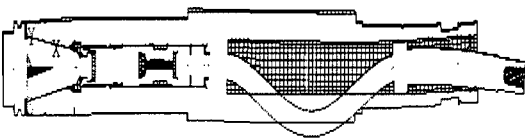


Fig. 8(b) 2nd mode shape of the drawbar[1364Hz]

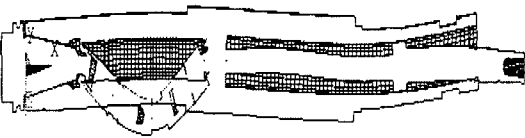


Fig. 8(c) 3rd mode shape of the drawbar[2302Hz]

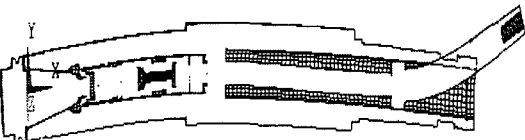


Fig. 8(d) 1st mode shape of the spindle and drawbar [899Hz]

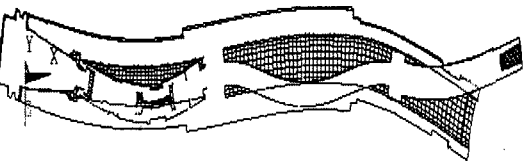


Fig. 8(e) 2nd mode shape of the spindle and drawbar [1806Hz]

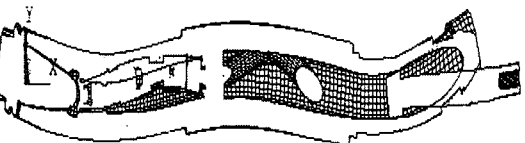


Fig. 8(f) 3rd mode shape of the spindle and drawbar [3023Hz]

Table 3 Natural Frequency according to supporting stiffness of drawbar

| Mode | Tool shank Stiffness | | Drawbar Stiffness | |
|----------|----------------------|-------------|-------------------|--------------|
| | 1N/ μ m | 1N/ μ m | 10N/ μ m | 10N/ μ m |
| 1st mode | 516 | 783 | 593 | 899 |
| 2nd mode | 1187 | 1572 | 1364 | 1806 |
| 3rd mode | 2005 | 2632 | 2302 | 3023 |

이상의 해석 결과로부터 드로우바의 지지강성의 증가로 질량효과가 더 커진 것으로 이해할 수 있다. 지지강성이 증가되면 드로우바의 고유진동수가 증가하게 된다. 이로써, 주축의 1차 고유진동수 이하에 드로우바의 1차 모드가 나타나지 않기 위해서는 Fig. 4의 A 지점의 지지강성이 충분히 커야함을 알 수 있다.

3.3 로터가 포함된 주축의 동특성 해석

고속 주축계에서 모터 내장형 주축계는 구조를 간단하게 하기 위해 고정부와 회전부로 나뉘게 되는데, 이 회전부가 주축의 중심에 위치하게 된다. 이 내장형 모터의 회전부는 여러 장의 철심용 강판들로 적층되어 있어 이에 대한 질량효과와 강성효과를 고려해 주어야만 한다.

Fig. 9는 모터 내장형 주축의 모드 해석 결과를 보여주고 있다. 해석한 결과 Fig. 9(a)와 같이 192Hz로 드로우바의 1차 진동모드의 고유진동수가 해석되었고, Fig. 9(b), (c)에서 2차 및 3차 진동모드의 고유진동수가 각각 438Hz와 735Hz로 해석되었다. Fig. 9(d)는 주축의 1차 진동모드로서 294Hz로 고유진동수가 해석되었으며, 2차 및 3차 진동모드의 고유진동수가 Fig. 9(e)와 Fig. 9(f)에서 보는 바와 같이 566Hz, 977Hz로 각각 해석되었다.

Fig. 8의 모드해석 결과에 비해 Fig. 9의 모드해석 결과로 나타난 고유진동수가 상당히 감소되었음을 알 수 있다.

이러한 사실은 모터 회전자가 주축의 중심부에 집중적으로 위치하여, 모터 회전자의 질량효과 및 탄성효과가 주축의 고유진동수에 영향을 미쳐 주축의 고유진동수가 현저히 감소되는 것으로 판단된다.

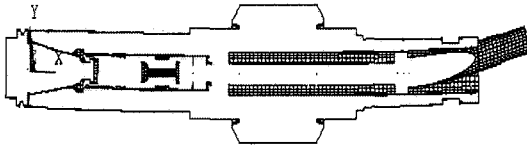


Fig. 9(a) 1st mode shape of the drawbar[192Hz]

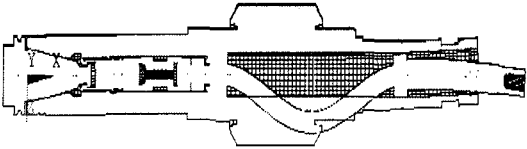


Fig. 9(b) 2nd mode shape of the drawbar[438Hz]

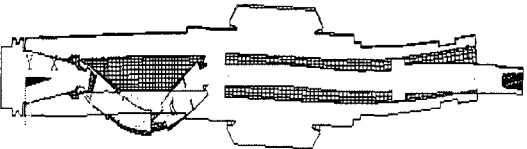


Fig. 9(c) 3rd mode shape of the drawbar[735Hz]

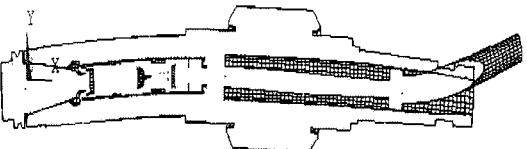


Fig. 9(d) 1st mode shape of the spindle and drawbar [294Hz]

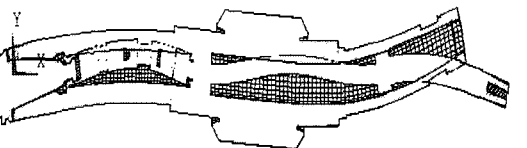


Fig. 9(e) 2nd mode shape of the spindle and drawbar [566Hz]



Fig. 9(f) 3rd mode shape of the spindle and drawbar [977Hz]

Table 4에 주축만의 고유진동수, 드로우바의 질

량 효과를 고려한 경우의 고유진동수, 드로우바와 로터가 조립된 상태에서의 주축의 고유진동수를 나타내었다. Table 4에서 보는 바와 같이 드로우바의 지지점의 강성이 주축의 고유진동수에 미치는 영향에 비하여 모터의 회전부, 즉 로터가 주축의 중심부에 집중적으로 위치함으로써 주축 전체의 고유진동수를 현저히 감소시킴을 확인할 수 있다.

Table 4 Natural frequency of the spindle for each condition

| Condition Mode | spindle | with drawbar | with drawbar & rotor |
|-------------------|---------|-----------------|-------------------------|
| 1st mode | 956 | 899 | 294 |
| 2nd mode | 2000 | 1806 | 566 |
| 3rd mode | 3560 | 3023 | 977 |

4. 결론

본 연구에서는 20,000rpm급 고속 주축의 모드 해석을 통하여 고속 주축계의 설계에 있어서 중요한 각 진동모드별 고유진동수를 얻고 이를 통하여 주축계의 동특성을 예측하고 이를 개선하고자 하였다.

먼저 주축만의 모드 해석을 하고, 드로우바를 포함하는 주축계의 지지강성 및 tool shank 유무에 따른 해석을 하였고, 마지막으로 내장형 모터의 회전자인 로터를 포함하는 고속 주축계의 스피들의 모드 해석을 통하여 모터 회전자가 스피들의 동적 특성에 미치는 영향을 분석하였다.

드로우바를 포함한 경우 드로우바가 주축계의 동특성에 미치는 영향을 보기 위하여 드로우바 중앙부의 지지강성에 변화를 주어 해석하였다. 그 결과, 드로우바의 지지강성이 증가함에 따라 질량효과가 더 커져 드로우바의 고유진동수가 증가하였다. 주축의 1차 진동모드 이하에서 드로우바의 1차 진동모드가 나타나지 않기 위해서는 Fig. 4의 A 지점의 지지강성이 충분히 커야함을 알 수 있다.

또한, 모터 회전부가 있는 고속 주축계는 구조를 간단하게 하기 위해 고정부와 회전부로 나뉘게 되며, 이 회전부가 주축의 중심에 위치하게 되어

주축에 질량효과와 강성효과를 미치게 됨을 해석을 통하여 알 수 있었다.

이상의 연구에서 드로우바의 지지강성이 낮을 경우 주축계 전체의 벤딩 모드 이하에서 진동을 발생시킬 수 있다. 그러므로 드로우바 지지부의 공차 관리를 통하여 적정 강성을 유지할 수 있는 설계 및 제작이 필요하다. 또한, 모터의 질량 및 탄성이 고속 주축계에 미치는 영향이 상당히 크기 때문에 이를 고려한 주축계의 설계가 필요함을 알 수 있다.

후 기

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

참고문헌

1. Ro, S. K., Park, J. K. and Kyung, J. G., "Analysis of Dynamic Characteristics of A High-speed Milling Spindle Due to Support Stiffness of Drawbar," KSMTE, Spring Conference, pp. 484-487, 2003.
2. Choi, D. B., Jo, J. J. and Kim, S. I., "Dynamic Characteristics of Spindle with a Built-in Motor," J. KSPE, Vol. 11, No. 3, pp. 184-190, Jun., 1994.
3. Jo, J. J., Kim, S. I. and Choi, D. B., "Dynamic Analysis of a High Speed Spindle system for Lathes," J. KSPE, Vol. 11, No. 4, pp. 5-12, August, 1994.
4. Park, B. Y. and Kim, J. G., "Development of High Speed Machine Tool Spindle Regarding Vibration Characteristics," J. KSPE, Vol. 9, No. 3, pp. 149-156, Sep., 1992.
5. Kim, S. I., Jo, J. W., Lee, W. J. and Lee, Y. H., "Static/Dynamic/Thermal Characteristics Analysis of a High-Speed Spindle System with 50,000rpm," KSMTE, Spring Conference, pp. 494-499, 2003.
6. Ha, J. Y., Song, S. H. and Kwon, O. C., "Dynamic Analysis of the High-Speed Spindle Structure for Machining Center," KSMTE, Autumn Conference, pp. 40-45, 1996.