

# 유한요소 모델링을 이용한 틸팅터릿 시스템의 진동특성해석

정상화\*, 김재열\*, 김상석\*\*, 나윤철\*\*

## Dynamic Charateristic Analysis of Tilting Turret Systems Using Finite Element Modeling

Sanghwa Jeong\*, Jeayeol Kim\*, Sangsuck Kim\*\*, Yooncheol Na\*\*

### Abstract

In multi-purpose lathe, the design of tilting turret slide system has an important and critical role to enhance accuracy of the machining process. Tilting turret unit is traveled by 3-axis slide systems. There is a need to design this part very carefully. In this research, 3-axis sliding system with tilting turret unit is modeled by considering the element dividing, material properties, and boundary conditions with PATRAN. Normal mode and frequency analysis of each structures such as saddle, careg, and turret are simulated by NASTRAN, for the purpose of developing the effective design.

The results of mode analysis and frequency analysis are visualized with PATRAN, and the design mothod which can solve the resornance problem by eigenvalues and eigenvectors of each axis is developed as well.

**Key Words :** Multi-purpose lathe(다기능 복합가공기), PATRAN, NASTRAN, Tilting turret unit(틸팅터릿유닛), Saddle(새들부), Careg(카렉부), Turret(터릿부)

### 1. 서 론

고도화된 산업사회에서의 가전제품, 자동차 부품, 특히 정밀기계 등의 부품들은 성능향상과 조립공정을 최소화하기 위하여 복잡한 형상 가공이 요구되고 있다.<sup>(1)</sup> 이러한 요구에 부응하기 위하여 개발되고 있는 새로운 개념의 공작기계 중의 하나가 다기능 복합가공기이다. 기존의 공작기계에서는 터닝, 드릴링, 보링 등의 단위가공만을 수행

하였지만 다기능 복합가공기는 이러한 여러 가공공정을 한 공작기계에서 동시에 실행하여 복합 가공 및 가공시간 단축을 실현할 수 있는 공작기계이다. 또한 다기능 복합가공기는 공구축의 회전전달장치, 자동 공구 교환장치와 초정밀 이송장치, 공작물의 자동 이송장치 및 동시 4축 제어 장치를 도입하여 고가의 복잡한 형상을 가진 제품의 가공이 가능한 다기능화된 공작기계이다. 특히, 틸팅터릿 유닛은 절삭기능이 서로 다른 두 개의 공구를 부착하여 선삭,

\* 조선대학교 기계공학부(정상화:shjeong@mail.chosun.ac.kr)  
\*\* 조선대학교 대학원

밀링 및 보링 등의 복합공정을 동시에 수행할 수 있게 하는 가장 중요한 구성요소이다.

이러한 틸팅터릿 유닛은 3축이 동시에 구동되는 이송시스템으로 이것의 적절한 설계가 다기능 복합가공 공정의 가공 정밀도에 영향을 주게되므로 이 시스템에 관한 연구가 활발하게 진행되고 있다.<sup>(2,3,4,5)</sup> 또한 최근에는 다기능 복합가공기와 같은 복잡한 기계적인 시스템을 실제 제작하기에 앞서 ADAMS나 NASTRAN을 이용하여 시뮬레이션을 함으로써 동적인 거동을 컴퓨터 화면에서 가시화하는 가상 시제품(virtual prototype) 연구가 활발히 진행되고 있다.

본 연구에서는 틸팅터릿 시스템의 각 축에 대한 모드 및 공진 주파수를 분석하기 위해 유한요소법을 이용하여 구조해석을 수행하였으며,<sup>(6,7,8)</sup> 이를 위해 NASTRAN 구조해석 프로그램을 이용하였다. 또한, NASTRAN을 이용한 구조해석을 수행하기 앞서 CAE 영역에서 널리 사용되고 있는 전·후처리 공정 프로그램인 PATRAN을 이용하여 각 축에 대한 모델링을 수행하였으며, 이를 바탕으로 물성치 및 하중/경계조건과 해석방법을 설정하였다.<sup>(9)</sup> NASTRAN을 통해 얻어진 해석 결과는 PATRAN을 이용하여 각각의 절점 및 요소에 대한 변형을 가시화 하였으며, 각 축에서 구해지는 고유치와 고유벡터의 값으로부터 각각의 축에 대해서 공진 문제를 해결할 수 있는 방안을 제시하였다.

## 2. PATRAN을 이용한 이송시스템 모델링

틸팅터릿 이송시스템을 PATRAN을 이용하여 모델링하기 위해 첨단 생산시스템 사업에서 개발된 다기능 복합가공기 설계도면 및 주요 사양(Table 1)<sup>(1)</sup>을 참조하였다. Fig. 1은 Solid Edge S/W를 이용하여 모델링 된 틸팅터릿 이송시스템을 나타낸 것이다. 여기에서 틸팅터릿 유닛부는 베드부 상단에 위치한 3축 이송시스템을 나타내며, 다기능 복합가공기의 핵심이 되는 요소이다. 틸팅터릿 유닛부의 각 축에 대한 구조해석 과정을 Fig. 2에 나타내었다.

Fig. 2에 나타낸 바와 같이 틸팅터릿 이송시스템의 각 축에 대한 모델링 수행 작업은 PATRAN을 이용하였으며, 요소분할(Meshing), 물성치(Material property), 하중/경계조건(Load/BCs), 및 해석조건(Solution type)에 따른 입력값은 Table 2에 나타내었다. 틸팅터릿 이송시스템의 2축, 3축에 대한 물성치와 해석조건은 1축 모델링 조건과 동일하다.

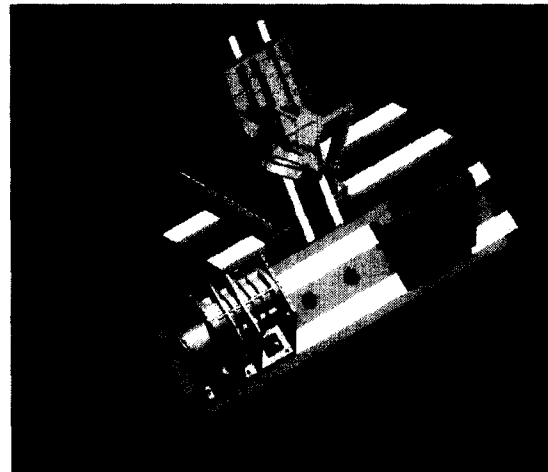


Fig. 1 Solid edge drawing of tilting turret unit

Table 1 Modeling specification

Contents	Axis	Spec.
Length of Slide System	1st	4100 mm
	2nd	1050 mm
	3rd	1815 mm
Travel Length	1st	1100 mm
	2nd	270 mm
	3rd	510 mm
Motor Speed	1st	2500 rpm
	2nd	1000 rpm
	3rd	2000 rpm

Table 2에 나타낸 바와 같이 틸팅터릿 이송시스템의 모드 해석을 위한 경계조건은 틸팅터릿 시스템 구동시 접하는 선형가이드 부위에 변위 구속을 주었으며, 원하는 고유치 값을 5개로 정하여 1차모드에서 5차 모드까지 결과를 얻을 수 있도록 모델링하였다. 그리고 주파수 응답해석을 위한 물성치 및 경계조건은 모드해석과 동일한 조건으로 하였으며, 하중조건은 모드해석 결과를 바탕으로 가장 큰 변형이 일어난 절점에 20Hz에서 1000Hz까지 20Hz 간격으로 가진하도록 하중조건을 주었다.

Fig. 3과 Fig. 4는 틸팅터릿 이송시스템에 대한 모드해석과 주파수 해석을 수행하기 위해 Table 2에 나타낸 조건을 이용하여 모델링한 것이다.

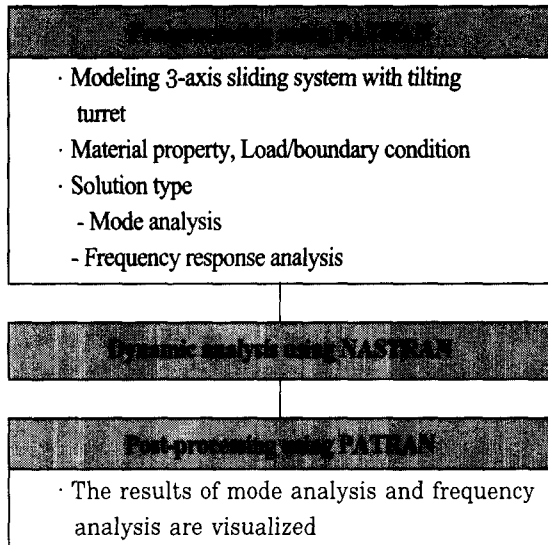


Fig. 2 Structure analysis procedure using PATRAN and NASTRAN

### 3. 시뮬레이션 결과

앞 절에서 모델링된 킬팅터릿 이송시스템에 대해 NASTRAN을 이용하여 모드해석과 주파수 응답해석을 수행하였으며 그 결과는 다음과 같다.

#### 3.1 1축 시뮬레이션 결과

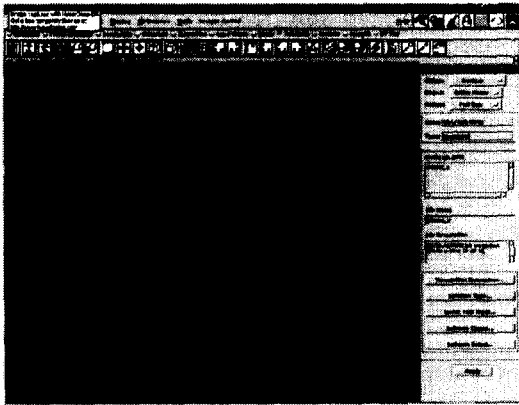
모델링된 1축 이송시스템 새들부를 모드 1에서 모드 5까지 모드 해석한 결과를 Table 3에 나타내었다.

Table 3에 제시한 사이클은 공진주파수를 나타내며, 주파수 범위는 443Hz에서 862Hz까지 있음을 보여주고 있다.

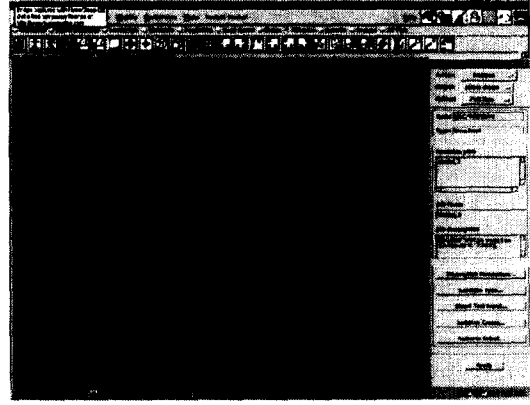
Fig. 5는 1축 이송시스템 새들부의 1차 모드해석에 대한 결과를 PATRAN을 이용하여 나타낸 것으로서 1차 모드 변형량의 최대값은 절점 1378에서 가장 큰 변형이 Z-축을 중심으로 일어남을 알 수 있다. Fig. 5(a)는 1차 모드에서 일어난 변형량을 나타낸 것이고 (b)는 X축에 대한 변형량, (c)는 Y축에 대한 변형량, (d)는 Z축에 대한 변형량을

Table 2 Input conditions for tilting turret system modeling

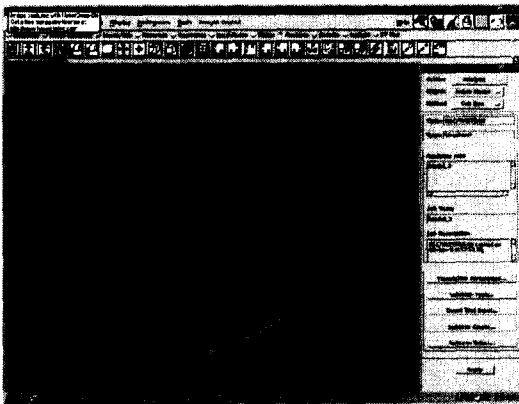
Input Conditions of 1st-axis	Input Conditions of 2nd-axis
· Finite Element	· Finite Element
Node ID : 2041	Node ID : 1083
Element ID : 7787	Element ID : 4224
· Load/BCs	· Load/BCs
Displacement Fixed	Displacement Fixed
14700 N : Load on slide of 1st-axis	3920 N : Load on tilting turret slide of 2nd-axis
20~1000Hz @1378 at interval 20Hz	20~1000Hz @967 at interval 20Hz
Damping Ratio : 3%	Damping Ratio : 3%
	Input Conditions of 3rd-axis
· Material Property	· Finite Element
Elastic Modulus : 88200 N/mm <sup>2</sup>	Node ID : 2698
Poisson's Ratio : 0.2857	Element ID : 9319
Density : 7.3e-6 kg/mm <sup>3</sup>	· Load/BCs
· Solution Type	Displacement Fixed
Normal Modes Analysis	9800 N : Load on tool holder unit of 3rd-axis
- Number of Desired Roots : 5 EA	20~1000Hz @ 774 at interval 20Hz
Frequency Response Analysis	Damping Ratio : 3%



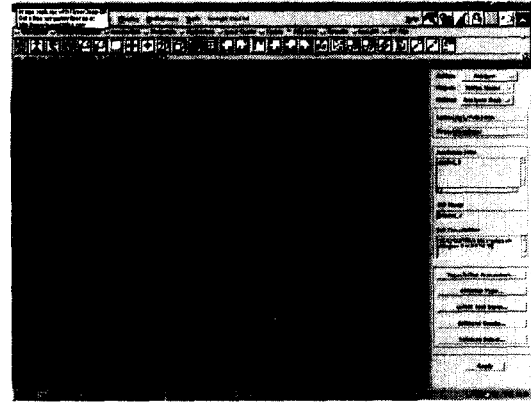
(a) 1st axis slide system



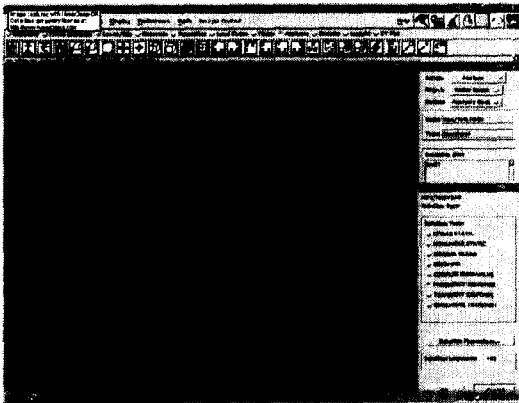
(a) 1st axis slide system



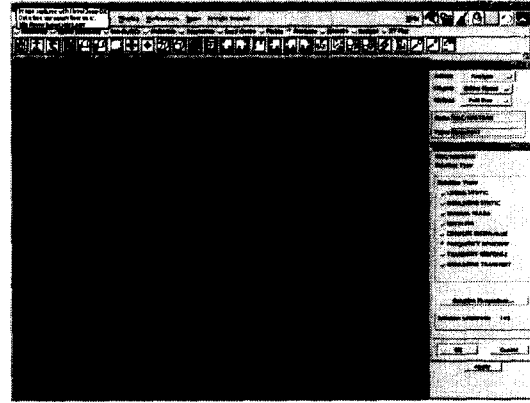
(b) 2nd axis slide system



(b) 2nd axis slide system



(c) 3rd axis slide system



(c) 3rd axis slide system

Fig. 3 Modeling of tilting turret system for mode analysis

Fig. 4 Modeling of tilting turret system for frequency analysis

**Table 3 Mode analysis result of 1-axis**

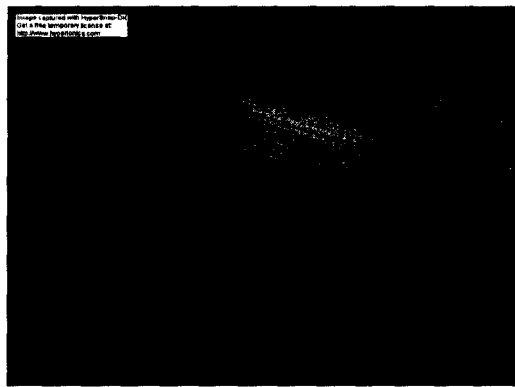
MODE NO.	EIGENVALUE	CYCLES(Hz)	GENERALIZED MASS	GENERALIZED STIFFNESS
1	7.740729E+06	4.428035E+02	1.000000E+00	7.740729E+06
2	1.927646E+07	6.987692E+02	1.000000E+00	1.927646E+07
3	2.030927E+07	7.172446E+02	1.000000E+00	2.030927E+07
4	2.349204E+07	7.714014E+02	1.000000E+00	2.349204E+07
5	2.934884E+07	8.622150E+02	1.000000E+00	2.934884E+07

각각 나타낸 그림이다.

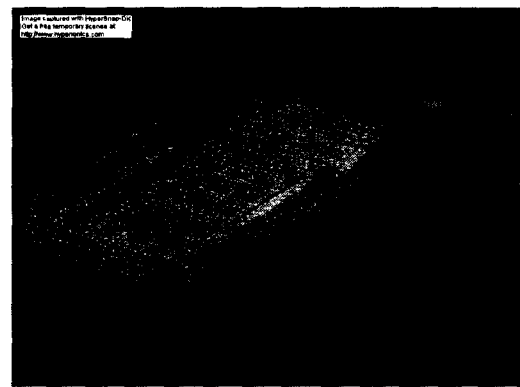
Fig. 6은 2차 모드 시뮬레이션 결과로서 1축 새들부에서는 Y-축을 중심으로 비틀림이 일어났으며 Z-축에 대해 지배적으로 변형이 일어남을 알 수 있다.

주파수 응답해석은 앞 절에서 제시한 바와 같이 모드해석 결과 가장 큰 변형이 일어난 절점(@1378)에 2축과 3축으로부터 받는 하중 14700N의 동적하중을 수직방향으로 가진한 상태에서 얻었다. 주파수 응답해석한 결과는 Fig. 7과 같다.

Fig. 7로부터 443Hz 부근에서 모드해석 결과 나타났던 1차 모드의 영향으로 큰 진폭이 일어남을 알 수 있다. 1축 새들부의 모터회전 속도는 Table 1에서 최고속도가 2500RPM으로 설정하였으므로 41.7Hz에서 가장 큰 외부 진동이 발생한다. 위의 결과에서 나타난 바와 같이 공진주파수가 1차 모드에서 443Hz이므로 킬팅터릿 이송 시스템 1축 새들부에서는 최대 회전 속도에 의한 외부 진동의 영향을 받지 않는 안정된 시스템을 알 수 있다.



(a) magnitude



(b) x-axis

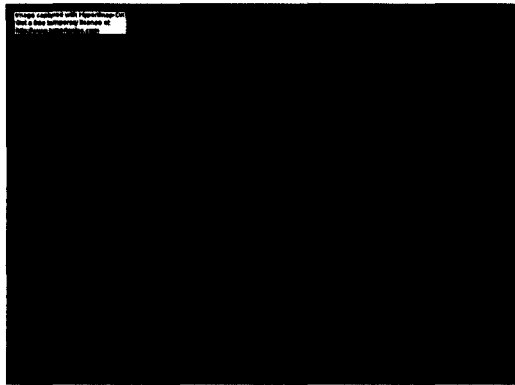


(c) y-axis

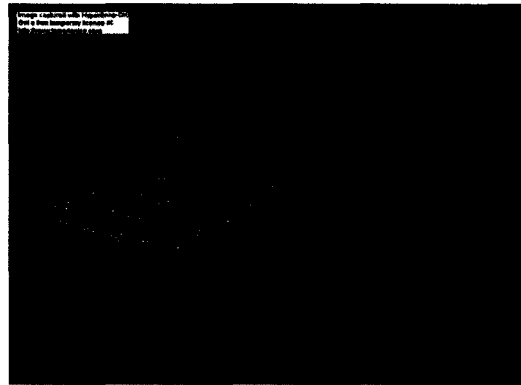


(d) z-axis

**Fig. 5 Simulation Result of 1st Mode for saddle**



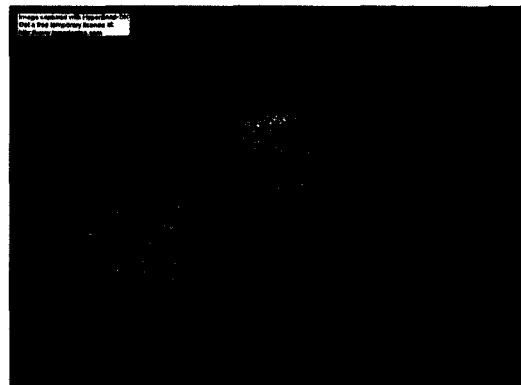
(a) magnitude



(b) x-axis



(c) y-axis



(d) z-axis

Fig. 6 Simulation Result of 2nd Mode for saddle

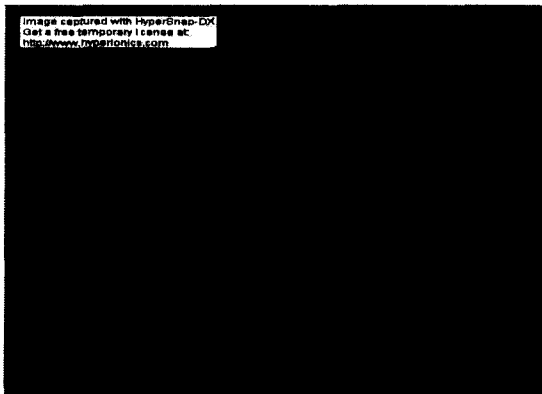


Fig. 7 Displacement of z-axis versus Frequency at node @ 1378 of saddle

### 3.2 2축 시뮬레이션 결과

틸팅터릿 이송시스템의 2축 카렉부를 모드해석한 결과, 1차 모드 고유진동수가 약 193Hz 임을 알 수 있다. 시뮬레이션 결과는 Table 4와 같다.

2축 카렉부의 1차 모드에 대한 결과는 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8에 나타난 바와 같이 최대 변형은 절점 967에서 일어났으며, 이는 Z-축을 중심으로 일어남을 알 수 있다.

Fig. 9는 2차 모드해석 결과이다. Fig. 9에 나타난 바와 같이 2차 모드변형은 Y-축을 중심으로 비틀림이 일어났으며 Y-축에 대해 지배적으로 변형이 일어났다.

2축 카렉부의 주파수 해석은 모드해석 결과 가장 큰 변형이 일어난 절점(@967)에 터릿부의 하중 3920N을 수직 방향으로 가진 상태에서 얻었다. 주파수 응답해석한 결과는 Fig. 10과 같다.

Table 4 Mode analysis result of 2-axis

MODE NO.	EIGENVALUE	CYCLES	GENERALIZED MASS	GENERALIZED STIFFNESS
1	1.474111E+06	1.932348E+02	1.000000E+00	1.474111E+06
2	2.335739E+06	2.432384E+02	1.000000E+00	2.335739E+06
3	1.558616E+07	6.283326E+02	1.000000E+00	1.558616E+07
4	1.693012E+07	6.548624E+02	1.000000E+00	1.693012E+07
5	2.495646E+07	7.950815E+02	1.000000E+00	2.495646E+07

Fig. 10에 나타난 바와 같이 최대진폭은 2축 카렉부의 1차 모드인 193Hz 주변에서 발생함을 알 수 있다. 2축 모터회전 속도는 Table 1에서 최고속도가 1000RPM으로 설정하였으므로 16.7Hz에서 가장 큰 외부 진동이 발생한다.

상기 결과를 바탕으로 본 시스템은 1차 모드에서 공진주파수가 193Hz이므로 최대 회전 속도에 의한 외부 진동의 영향을 받지 않는 안정된 시스템임을 알 수 있다.

### 3.3 3축 시뮬레이션 결과

Table 5는 3축 이송시스템 터릿부에 대한 모드 해석 결과로서, 1차 모드에서 5차 모드까지의 공진주파수 범위가 279Hz에서 621Hz임을 보여주고 있다.

Fig. 11은 터릿부의 1차 모드해석 결과를 PATRAN을 이용하여 나타낸 것이다. Fig. 11에서 나타난 바와 같이 최대 변형은 절점 774에서 발생하였으며, 변형은 공구결합부에서 Z-축을 중심으로 일어남을 알 수 있다.

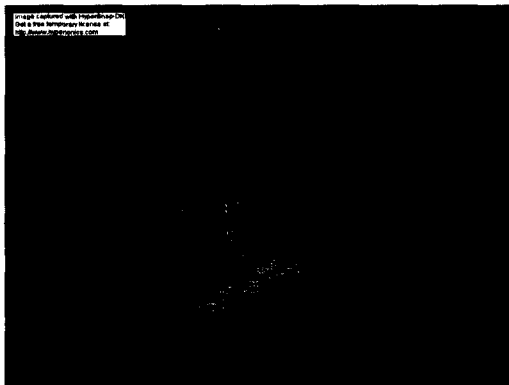
Fig. 12는 2차 모드해석 결과로서 변형은 Y-축에 대해 지배적으로 일어났다.



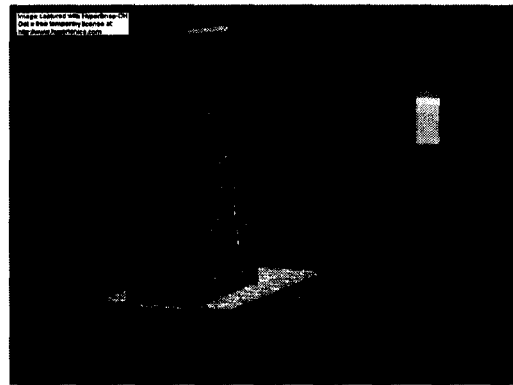
(a) magnitude



(b) x-axis

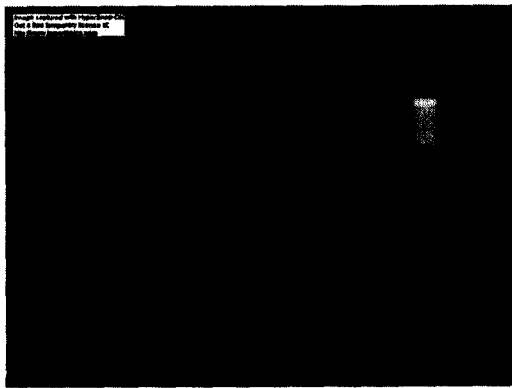


(c) y-axis



(d) z-axis

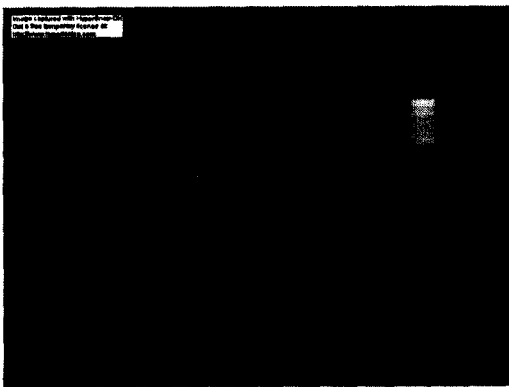
Fig. 8 Simulation Result of 1st Mode for careg



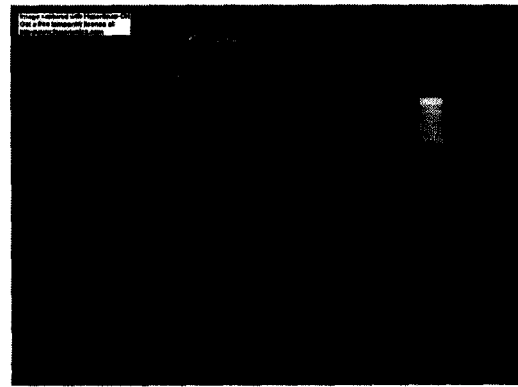
(a) magnitude



(b) x-axis



(c) y-axis



(d) z-axis

Fig. 9 Simulation Result of 2nd Mode for careg

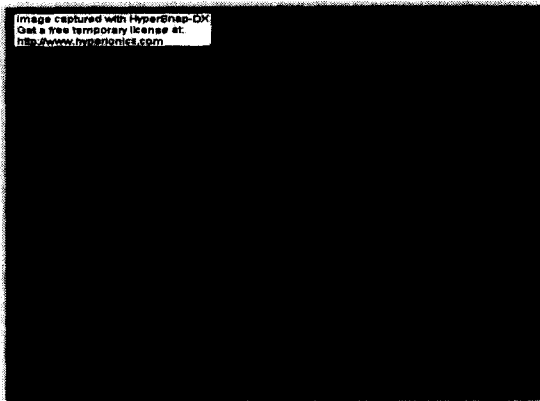


Fig. 10 Displacement of z-axis versus Frequency at node @ 967 of careg

Table 5 Mode analysis result of 3-axis

MODE NO.	EIGENVALUE	CYCLES(Hz)	GENERALIZED MASS	GENERALIZED STIFFNESS
1	3.064835E+06	2.786273E+02	1.000000E+00	3.064835E+06
2	5.382234E+06	3.692338E+02	1.000000E+00	5.382234E+06
3	8.047002E+06	4.514786E+02	1.000000E+00	8.047002E+06
4	1.243239E+07	5.611739E+02	1.000000E+00	1.243239E+07
5	1.524064E+07	6.213290E+02	1.000000E+00	1.524064E+07

3축 터릿부의 주파수 해석은 모드해석 결과 가장 큰 변형이 일어난 절점(@774)에 동적하중 9800N을 z축 방향으로 가진 상태에서 얻었다. 주파수 응답해석한 결과는 Fig. 13과 같다



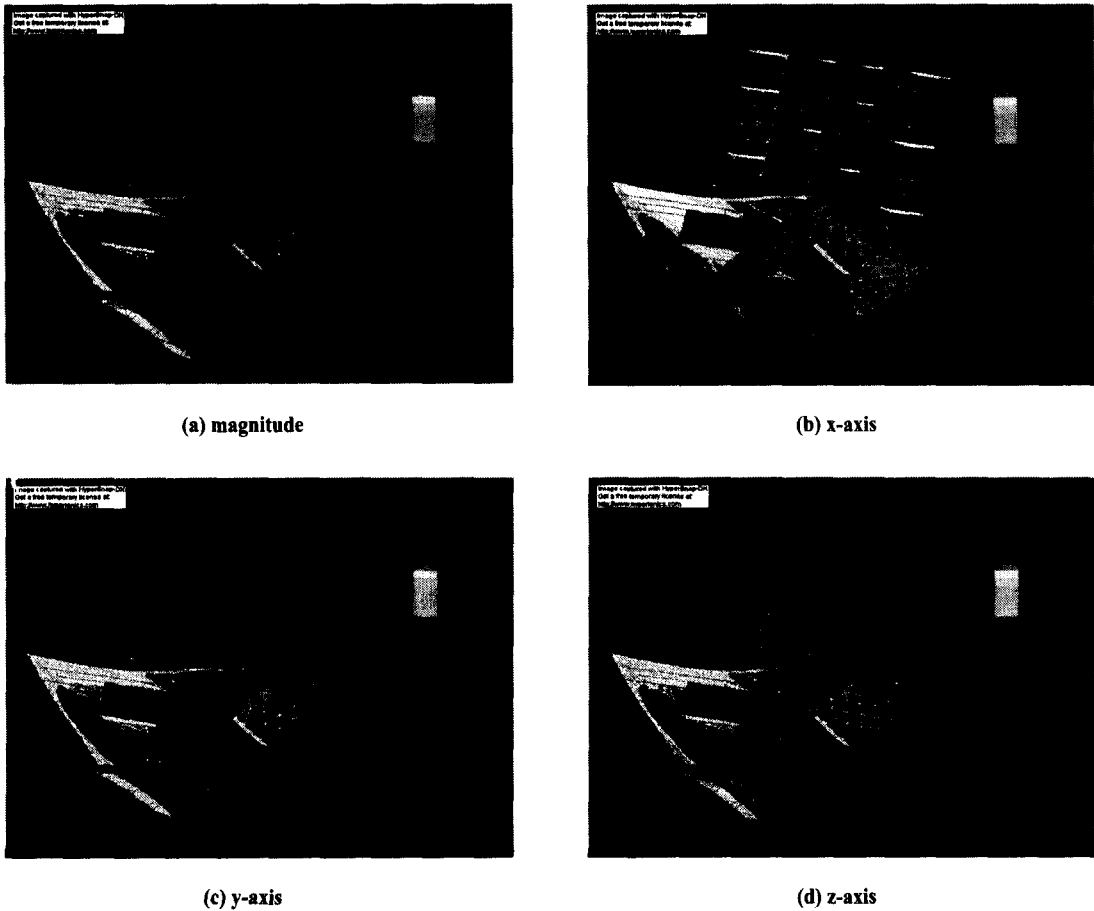


Fig. 11 Simulation Result of 1st Mode for turret

3축 모터회전 속도는 Table 1에서 최고속도를 2000RPM으로 설정하였으므로 33.3Hz에서 가장 큰 외부 진동이 발생한다. 위의 결과로부터 1차 모드에서 공진 주파수는 279Hz이므로 터릿부역시 최대 회전 속도에 대해서도 외부 진동에 영향을 받지 않는 안정된 시스템을 알 수 있다.

#### 4. 구조해석 결과 및 고찰

이상에서 구한 틸팅터릿 3축 이송시스템의 각 축에 대한 모드해석 결과와 주파수 해석 결과를 정리하여 Table 6과 Table 7에 나타내었다.

각 축에 대한 모드해석 결과 1축, 2축과 3축의 공진주파수는 각각 442 Hz, 193 Hz, 279 Hz로 나타났으며, 모드해

석 결과 Table 6에 제시된 가장 큰 변형이 일어난 절점에 가진을 주어 주파수 분석을 한 결과 동일한 주파수 영역에서 큰 변형이 일어남을 알 수 있었다.

Table 6 Results of normal mode analysis

	Mode	Frequency (Hz)	Max. node
1st-axis	1st Mode	4.428035E+02	@node 1378
	2nd Mode	6.987692E+02	@node 1362
2nd-axis	1st Mode	1.932348E+02	@node 967
	2nd Mode	2.432384E+02	@node 26
3rd-axis	1st Mode	2.786273E+02	@node 774
	2nd Mode	3.692338E+02	@node 705

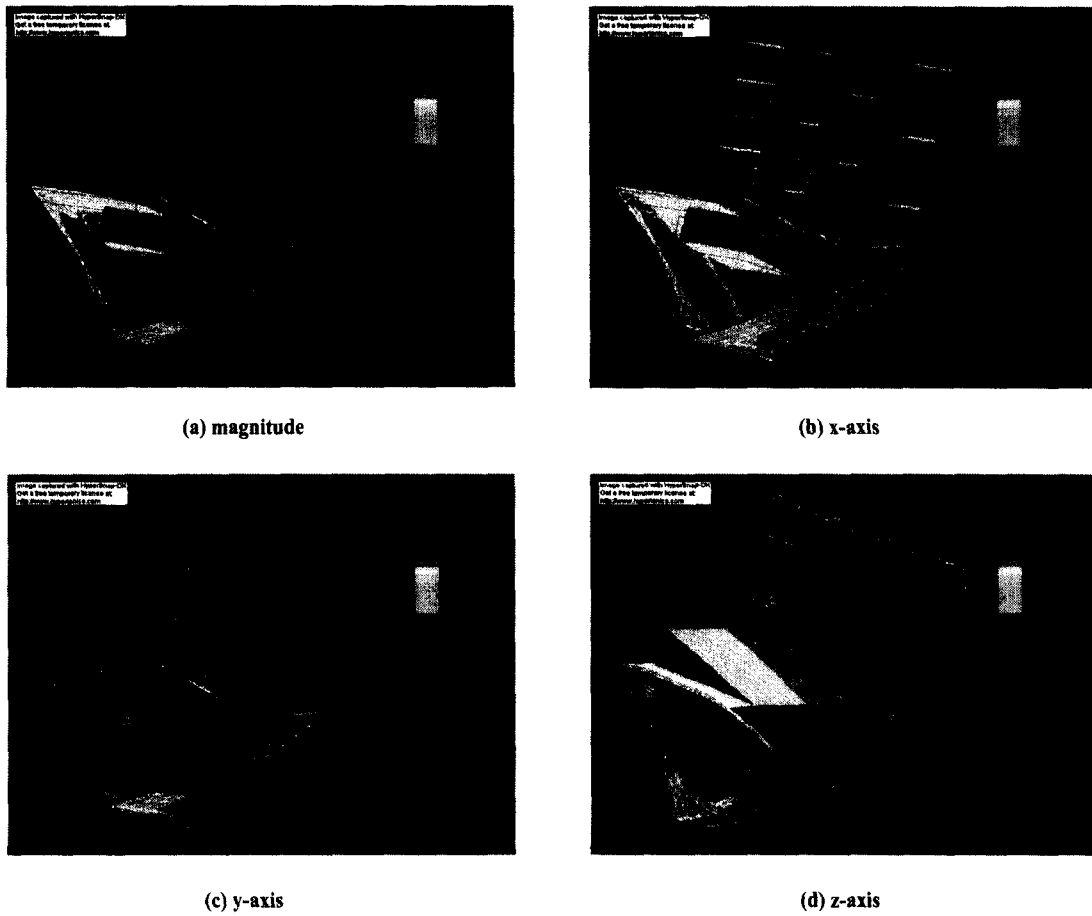


Fig. 12 Simulation Result of 2nd Mode for turret

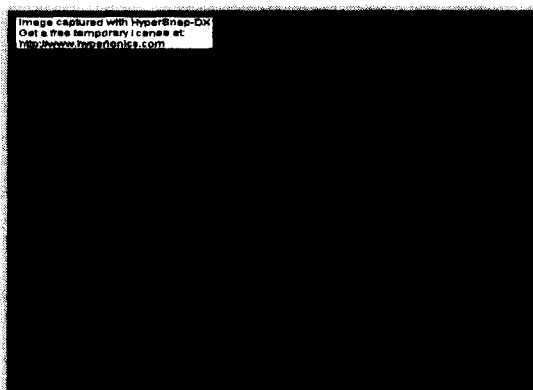


Fig. 13 Displacement of z-axis versus Frequency at node @774 of turret

Table 7 Comparison of natural frequency and motor speed

	Resonance frequency (Z Axis)	Max. Motor speed (RPM)	Revolution frequency
1st-axis	442 Hz	2500	41.7Hz
2nd-axis	193 Hz	1000	16.7Hz
3rd-axis	279 Hz	2000	33.3Hz

위 결과로부터 텨팅터릿 이송시스템 각 축은 최대 회전 속도에 의한 외부 진동에 영향을 받지 않는 안정된 시스템을 알 수 있었다.

## 5. 결 론

다기능 복합가공기의 이송 시스템은 선반과 밀링을 동시에 수행할 수 있는 틸팅터릿을 이송하는데 적용되는 3축 이송 시스템이다.

본 논문에서는 틸팅터릿이 장착되어 있는 3축 이송시스템을 PATRAN을 이용하여 모델링하였고, 효율적인 설계를 가능하게 하는 가상시제품 개발의 진행 단계로서 구조 해석 상용 프로그램인 NASTRAN을 이용하여 구조해석을 시행하였다. 본 연구의 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 틸팅터릿 이송시스템에 대한 동적해석 결과 각 축에 대한 설계결과는 구동 모터의 최대 회전 속도에 의한 외부진동에 영향을 받지 않는 안정된 시스템을 알 수 있었고, 또한 공진 문제를 해결할 수 있는 방안을 검증함으로써 시스템의 신뢰성을 평가할 수 있는 설계 모듈을 개발하였다.
- (2) 본 연구결과는 CAD 및 기구학적 해석 상용 소프트웨어와 연결하여 컴퓨터를 이용한 가상 시제품을 제작하고 컴퓨터 상에서 동적거동 및 진동모드 등을 가시화하여 가상 실험을 수행함으로써 설계 타당성을 검토하는데 이용될 수 있을것으로 기대된다.

## 후 기

본 논문은 2000년도 조선대학교 학술연구비의 지원을 받아 연구되었음.

## 참 고 문 헌

- (1) 통일중공업, "다기능 복합 가공기 기술개발에 관한 연구 1차년도 연차보고서", 1997.
- (2) 정상화, "압전액츄에이터를 이용한 초정밀 볼스크류시스템의 능동감쇠", 조선대학교 수송기계부품 연구센터 국제공동연구 연차보고서, 1997.
- (3) 정상화, "다기능 복합가공기의 최적설계를 위한 이송시스템의 동특성 연구", 선도기술개발(G7)사업 Workshop Proc., pp. 310~320, 1998.
- (4) 정상화, 차경래, 김중환, "다기능 복합가공기 이송시스템 동특성 해석", 한국정밀공학회 추계학술대회 논문집, pp. 1269~1273, 1998.
- (5) 정상화, 차경래, 김중환, 김호용, "정밀공작기계 이송시스템 동특성 해석", 조선대학교 수송기계부품 공장자동화 연구센터 국내학술회의 논문집, pp. 50~64, 1999.
- (6) 이동명, "유한요소-전달행렬의 혼합법을 이용한 3차원 구조물의 진동해석", 한국공작기계학회논문집, 제10권, 제1호, pp. 16~22, 2001.
- (7) 이종구, 오환섭, "유한요소법을 이용한 정밀전단변형부의 응력해석", 한국공작기계학회논문집, 제8권, 제6호, pp. 84~91, 1999.
- (8) 이상범, "단순유한요소모델을 이용한 차체필라 형상 최적설계" 한국공작기계학회논문집, 제9권, 제6호, pp. 84~91, 2000.
- (9) 정상화, 김상석, "틸팅터릿 이송시스템의 유한요소 모델링 및 동특성 해석" 한국공작기계학회 추계학술대회 논문집, pp. 188~192, 2000.