

틸팅터릿 이송시스템의 유한요소 모델링 및 동특성 해석 Finite element modeling and dynamic characteristic analysis of the tilting turret slide system

정상화/조선대, 김상석*/조선대 대학원

Sanghwa Jeong/Chosun Univ., Sangsuck Kim*/Graduate School, Chosun Univ

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 is modeled by considering the element dividing, material properties, and boundary conditions using MSC/PATRAN. Mode and frequency analysis of each structures such as saddle, careg, and turret are simulated by MSC/NASTRAN, for the purpose of developing the effective design.

The results of mode analysis and frequency analysis are visualized with PATRAN, and the method which can solve the resonance problem by eigenvalues and eigenvectors of each axe is developed as well.

1. 서론

현재 고도화된 산업사회에서는 가전제품이나, 자동차 부품, 특히 정밀기계 등의 부품들은 성능향상과 조립공정을 줄이기 위하여 복잡한 형상 가공이 요구되고 있다.⁽¹⁾ 이러한 요구에 부응하기 위하여 개발되고 있는 새로운 개념의 공작기계 중의 하나가 다기능 복합가공기이다. 기존의 공작기계에서는 터닝, 드릴링, 보링 등의 단위가공만을 수행하였지만 다기능 복합가공기는 이러한 여러 가공공정을 한 공작기계에서 동시에 실행하여

복합가공 및 가공시간 단축을 실현할 수 있는 공작기계이다. 또한 다기능 복합가공기는 공구축의 회전전달장치, 자동 공구 교환장치와 초정밀 이송장치, 공작물의 자동 이송장치 및 동시 4축 제어장치를 도입하여 고가의 복잡한 형상의 제품가공이 가능한 다기능화된 공작기계이다. 특히, 다기능 복합가공기의 틸팅터릿 유닛은 절삭기능이 서로 다른 두 개의 공구를 부착하여 선삭, 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 정밀도에 영향을 주므로 이 시스템에 관한 연구가 활발하게 진행되고 있다.⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾ 본 연구에서 최적설계를 위해서 각 축에 대한 모드 및 주파수 분석을 수행함으로써 틸팅터릿 시스템을 연구하고자 한다. 본 연구에서는 널리 사용되어지고 있는 유한요소법을 이용하여 구조해석을 시행하였다. 기존의 논문에서는 유한요소의 모델이 요소의 수에 따라 방대한 자유도를 가지므로 해석시 컴퓨터의 능력이 넘어서거나 많은 계산시간이 소요되는 문제점을 있었다. 이를 해결하기 위해 본 연구에서는 구조해석 프로그램중 국제적으로 널리 인정되는 MSC사에서 자체 개발한 상용구조해석 프로그램인 MSC/NASTRAN을 이용하여 구조해석을 하였다. 먼저 그 첫단계는 정적해석으로 1축, 2축과 3축을 각각 구분하여 각 축의 정규모드 해석(Normal Modes Analysis)을 수행하였다. 두 번째 단계는 동적해석으로 각 축에 대한 주파수 해석(Frequency Analysis)을 수행하였다. NASTRAN으로 해석되어진 데이터를 PATRAN 상에서 디스플레이 함으로써 각각의 노드점 및 요소에 대한 변형을 가시화할 수 있으며, 각 축에서 구해지는 고유치와 고유벡터의 값으

로부터 각각의 축에 대해서 가장 문제가 되는 공진 문제를 해결할 수 있는 방안을 시뮬레이션을 통해 검증하였다.

2. MSC/PATRAN을 이용한 이송시스템 모델링

2.1 틸팅터릿 이송시스템의 모델링

다기능 복합가공기의 모델링은 첨단 생산시스템 사업에서 개발중인 통일중공업의 다기능 복합가공기 설계도면 및 주요 사양(Table 1)⁽¹⁾을 참조하여 필요로 하는 데이터를 수집한 후 MSC/PATRAN을 이용하여 모델링하였다. 본 연구에서는 1축(saddle), 2축(careg)과 3축(turret)을 각각 모델링하여 모우드해석과 주파수분석을 하였다. Fig. 1은 Solid Edge를 이용하여 모델링된 이송시스템이다.

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
Travel Speed	1st	30 m/sec
	2nd	10 m/sec
	3rd	24 m/sec

Table 1. Modeling Specification

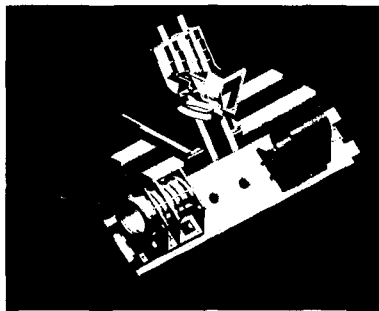
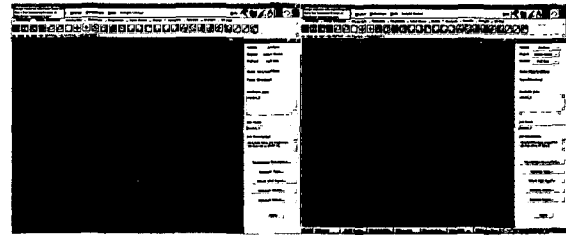


Fig. 1 Solid Edge Drawing of Tilting Turret Unit

2.2 틸팅터릿 이송시스템 1축 모델링

본 연구에서는 앞 절에서 제시했듯이 각 축에 대한 모델링을 수행한 후 MSC/NASTRAN을 이용하여 구조해석을 수행하였다. Fig. 2는 PATRAN을 이용하여 1축에 대한 모델링을 수행한 것이다. Fig. 2(a)는 정규모드해석을 수행하기 위해 모델링과 동시에 요소분할과 물성치 그리고 베드 부분의 LM-Guide 방향으로 구속조

건을 고려한 것이다. Fig. 2(b)는 주파수 해석을 수행하기 위해 모델링한 것으로 요소분할은 Fig. 2(a)와 동일하게 모델링하였고, 모드해석 결과 가장 큰 변형이 일어난 절점을 설정하여 2, 3축 하중을 (1500kg) 기준으로 20Hz-1000Hz까지 20Hz 간격으로 임의로 가진시키도록 설정된 그림이다.



(a) Mode analysis (b) Frequency analysis

Fig. 2 Modeling of 1 Axis Slide System for Mode & Frequency Analysis

1축 이송시스템의 요소분할, 각 구속조건 및 물성치는 다음에 나타난 표 2와 같다.

·Finite Element
Node ID : 2041
Element ID : 7787
·Load/BCs
Displacement Fixed (Fig. 4)
1000 kg : 2축 접합부에 하중조건설정
20~1000Hz 20Hz 간격 가진 @137
Damping Ratio : 3%
·Material Property
Elastic Modulus : 88200 N/mm ²
Poisson Ratio : 0.2857
Density : 7.3e-6 kg/mm ³
·Solution Type
Normal Modes Analysis
- Number of Disired Roots : 5
Frequency Response Analysis

Table 2 Input Conditions of 1-axis

2.3 틸팅터릿 이송시스템 2축 모델링

본 연구에서는 1축 모델링시 주어진 조건과 같은 조건으로 이송시스템 2축을 모델링 하였다. Fig. 3(a)는 정규모드해석을 하기 위해 MSC/PATRAN을 이용하여 모델링하였고, 새들(saddle)과 접하는 LM-가이드 부위에 변위 구속조건을 주었다. Fig. 3(b)는 주파수 해석을 수행하기 위해 모델링한 것으로 요소분할은 Fig. 3(a)와 동시에 모델링 되었고, 모드해석 결과 가장 큰 변형이

일어난 절점 @967을 설정하여 3축 하중을 (400kg) 기준
으로 20Hz-1000Hz까지 20Hz 간격으로 임의로 가진시키
도록 설정되었다.

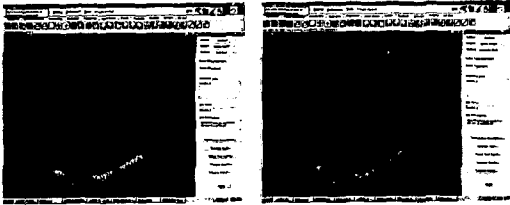
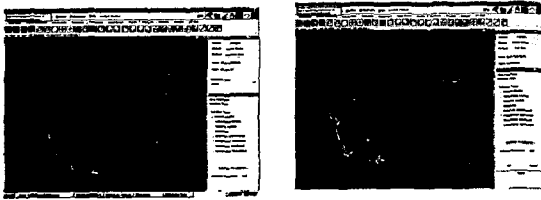


Fig. 3 Modeling of 2 Axis Slide System for Mode Analysis & Frequency Analysis

2.4 텀팅터릿 이송시스템 3축 모델링

본 연구에서는 1,2축 모델링시 주어진 조건과 같은 조
건으로 이송시스템 3축을 모델링 하였다. Fig. 4(a)는
정규모드해석을 하기 위해 MSC/PATRAN을 이용하여
모델링한 그림이다



(a) mode analysis (b) requeryency analysis

Fig. 4 Modeling of 3 Axis Slide System for Mode Analysis

Fig.4(b)는 주파수 해석을 수행하기 위해 모델링한 것
이다. 요소분할은 Fig. 4(a)와 동일하게 모델링 되었고,
모드해석 결과 가장 큰 변형이 일어난 절점을 설정하여
임의의 하중을 가하여 20Hz-1000Hz까지 20Hz 간격으로
임의로 가진시키도록 설정되었다.

3. 시뮬레이션 결과 분석

3.1 1축 시뮬레이션 결과

2.1절에서 모델링된 새들(saddle)을 MSC/NASTRAN
을 이용하여 시뮬레이션한 결과 다음과 같은 결과치를
구해냈다. 결과에서 보는 바와 같이 1차 모드 주파수가
786Hz 로 외부 입력주파수에 안정함을 보여주었다

REAL EIGENVALUES

MODE NO.	EXTRACTION ORDER	EIGENVALUE	RADIANS	CYCLES	GENERALIZED MASS	GENERALIZED STIFFNESS
1	1	2.440392E-07	4.940540E+03	7.852728E-02	1.000000E+00	2.440392E-07
2	2	6.089476E-07	7.801312E+03	1.241617E-03	1.000000E+00	6.089476E-07
3	3	6.447339E-07	8.029533E+03	1.277940E-03	1.000000E+00	6.447339E-07
4	4	7.443972E-07	8.626744E+03	1.372998E-03	1.000000E+00	7.443972E-07
5	5	9.346890E-07	9.674036E+03	1.538616E-03	1.000000E+00	9.346890E-07

본 연구에서는 MSC/NASTRAN에서 해석한 결과를 MSC/
PATRAN을 이용하여 디스플레이 하였다. 다음에 보여지는
Fig. 5는 1, 2차 모드에서의 변형량을 디스플레이한 그림이다.
그림에서 보는 바와 같이 1차 모우드에서는 노드점 137에서
가장 큰 변형이 일어났으며, 본 연구에서는 이 노드점에서 임
의의 하중을 주어 20Hz 간격으로 1000Hz까지 가진하도록 하
여 주파수 해석을 수행하였다. 주파수 해석한 결과는 Fig. 6에
나타내었다.

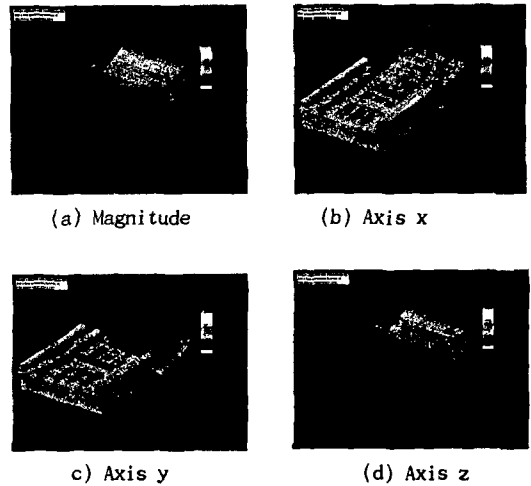


Fig. 5 Simulation Result of 1th Mode

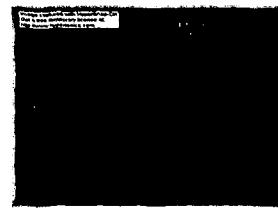


Fig. 6 Disp_z vs Frequency at @ 137

Fig. 6은 노드점 137에서 1000kg의 하중을 1000Hz까지
20Hz 간격으로 가진시켰을 때 결과를 디스플레이한 결
과이다. 위 그림으로부터 780Hz 주변에서 1차 모우드의
영향으로 큰 진폭이 일어남을 알 수 있다. 1축의 모
터회전 속도는 Table. 1의 최고속도에 준하여 2500RPM
으로 하였다. 따라서 새들부인 1축은 41.7Hz 에서 가장

큰 진동이 일어날 것이다. 그러나 위의 결과치에서 나타난 바와 같이 1차 모드에서 780Hz이다. 따라서 본 시스템은 진동에 별 영향을 받지않는 안정된 시스템임을 알 수 있다.

3.2 2축 시뮬레이션 결과

1축과 동일하게 MSC/NASTRAN을 이용하여 모드 및 주파수 분석을 하였으며, 그 결과치는 다음과 같다. 시뮬레이션 결과는 1차 모드에서 193 Hz로 이 시스템 역시 안정함을 보여주었다.

REAL EIGENVALUES						
MODE NO.	EXTRACTION ORDER	EIGENVALUE	RADIANS	CYCLES	GENERALIZED MASS	GENERALIZED STIFFNESS
1	1	1.474111E-06	1.214130E+03	1.932346E+02	1.000000E+00	1.474111E-06
2	2	2.335768E-06	1.528312E+03	2.432284E+02	1.000000E+00	2.335768E-06
3	3	1.558616E-07	3.947931E+03	6.283326E+02	1.000000E+00	1.558616E-07
4	4	1.683012E-07	4.114822E+03	6.548824E+02	1.000000E+00	1.683012E-07
5	5	2.495646E-07	4.995646E+03	7.959815E+02	1.000000E+00	2.495646E-07

본 절에서도 앞절에서 행했던 방법으로 해석한 결과를 MSC/PATRAN을 이용하여 디스플레이 하였다. Fig. 7은 1차 모드에서의 변형량을 PATRAN 상에서 디스플레이 한 그림이다. 그림에서 보는 바와 같이 1차 모드에서는 노드점 967에서 Z축 방향으로 가장 큰 변형이 일어났으며, 2축 해석에서도 이 노드점에서 하중을 주어 주파수 해석을 수행하였다. 주파수 해석한 결과는 Fig. 8와 같다.

Fig 7(a)는 1차 모드에서 일어난 변형의 진폭값을 나타낸 것이고 (b)는 x축에 대한 변형량을 나타낸 그림이다. (c)는 y축, (d)는 z축에 대한 변형량을 각각 나타낸 그림이다.

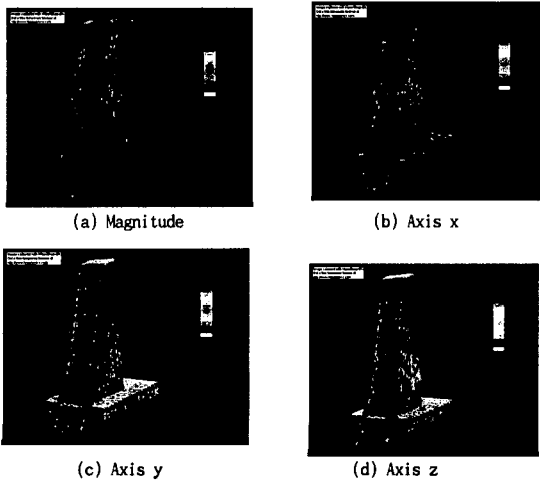


Fig. 7 Simulation Result of 1th Mode

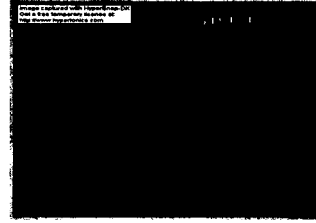


Fig. 8 Disp_z vs Frequency at @ 967

Fig. 8은 노드점 967에서 400kg의 하중을 1000Hz까지 20Hz 간격으로 가진시켰을 때 결과를 디스플레이 한 결과이다. 위 그림으로 부터 2차 모드의 영향으로 250Hz 주변에서 가장 큰 진폭이 일어남을 알 수 있다.

2축의 모터회전 속도는 Table. 1의 최고속도에 준하여 1000RPM으로 하였다. 따라서 카렉부인 2축은 16.7Hz에서 가장 큰 진동이 일어날 것이다. 그러나 위의 결과치에서 나타난 바와 같이 1차 모드에서 190Hz이다. 따라서 본 시스템은 진동에 별 영향을 받지않는 안정된 시스템임을 알 수 있다.

3.3 3축 시뮬레이션 결과

앞 절에서와 동일하게 MSC/NASTRAN을 이용하여 시뮬레이션을 하였으며, 그 결과치는 다음과 같다. 시뮬레이션 결과는 1차 모드 주파수에서 278 Hz로 안정된 시스템임을 알 수 있었다.

REAL EIGENVALUES						
MODE NO.	EXTRACTION ORDER	EIGENVALUE	RADIANS	CYCLES	GENERALIZED MASS	GENERALIZED STIFFNESS
1	1	3.05483E-06	1.75007E+03	2.78272E+02	1.00000E+00	3.05483E-06
2	2	5.38223E-06	2.31984E+03	3.68239E+02	1.00000E+00	5.38223E-06
3	3	8.04700E-06	2.83674E+03	4.51478E+02	1.00000E+00	8.04700E-06
4	4	1.24323E-07	3.52869E+03	5.61173E+02	1.00000E+00	1.24323E-07
5	5	1.52405E-07	3.90389E+03	6.21329E+02	1.00000E+00	1.52405E-07

본 연구에서는 앞 절에서 행했던 방법으로 해석한 결과를 MSC/PATRAN을 이용하여 디스플레이 하였다. Fig. 9는 1차 모드에서의 변형량을 PATRAN 상에서 디스플레이 한 그림이다. 그림에서 보는 바와 같이 1차 모드에서는 노드점 774에서 Z축 방향으로 가장 큰 변형이 일어났으며, 2축 해석에서도 이 노드점에서 하중을 주어 주파수 해석을 수행하였다. 주파수 해석한 결과는 Fig. 10과 같다.

Fig. 9(a)는 1차 모드에서 일어난 변형의 진폭값을 나타낸 것이고 (b)는 x축에 대한 변형량을, (c)는 y축,

(d)는 z축에 대한 변형량을 각각 나타낸 그림이다.

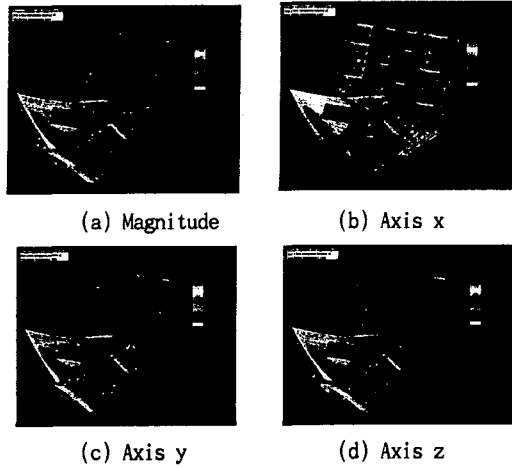


Fig. 9 Simulation Result of 1st Mode

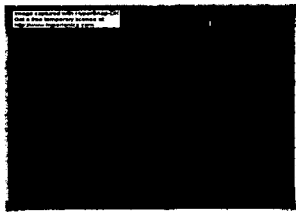


Fig. 10 Disp_z vs Frequency at @774

Fig. 10은 노드점 774에서 1000kg의 하중을 1000Hz까지 20Hz 간격으로 가진시켰을 때 결과를 디스플레이한 결과이다. 위 그림으로 부터 210Hz 주변에서 1차 모드 영향으로 큰 진폭이 일어남을 알 수 있다.

3축의 모터회전 속도는 Table. 1의 최고속도에 준하여 2000RPM으로 하였다. 따라서 터릿부인 3축은 33.3 Hz에서 가장 큰 진동이 일어날 것이다. 그러나 위의 결과치에서 나타난 바와같이 1차 모드에서 210Hz이다. 따라서 본 시스템은 진동에 별 영향을 받지않는 안정된 시스템임을 알 수 있다.

4. 결 과

▶ Normal Mode Analysis

	Mode	Frequency (Hz)	Max. node
1축	1st Mode	4.116616E+02	@node 1378
	2st Mode	7.777802E+02	@node 1362
2축	1st Mode	1.932348E+02	@node 967
	2st Mode	2.432384E+02	@node 26
3축	1st Mode	2.786273E+02	@node 774
	2st Mode	3.692338E+02	@node 705

▶ Frequency Analysis

시뮬레이션 방법: 20-1000Hz를 20Hz 간격으로 노드점 부위에 가진

	Dominant Freq. (Hz)	
	Z축	회전속도 (RPM)
1축	412 Hz	2500
2축	193 Hz	1000
3축	279 Hz	2000

5. 결 론

다기능 복합가공기의 이송 시스템은 선반과 밀링을 동시에 수행할 수 있는 킬링터릿을 이송하는데 적용되는 3축 이송 시스템이다. 본 논문에서는 킬링터릿이 장착되어 있는 3축 이송시스템을 MSC/PATRAN을 이용하여 모델링하였고, 효율적인 설계를 가능하게 하는 가상시제품 개발의 진행 단계로서 구조해석 상용 프로그램인 MSC/NASTRAN을 이용하여 구조해석을 시행하였다. 해석된 시뮬레이션 결과는 PATRAN을 통해 각각의 노드점 및 요소에 대한 변형과 응력분포를 가시화하였으며, 각 축에서 구해지는 고유치와 고유벡터 값으로부터 공진문제를 해결할 수 있는 방안을 검증함으로써 시스템의 신뢰성을 평가할 수 있는 설계 모듈을 개발하였다.

후 기

본 논문에 사용된 MSC/PATRAN, MSC/NASTRAN 프로그램은 산업자원부 지정 (사)부품산업 테크노센터에서 제공한 것임.

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 국제학술회의 논문집, pp. 50-64., 1999.