한국소음진동공학회지 제 9 권 제 1 호, pp. 49~59, 1999.

〈논 문〉

스튜엇트 플랫폼형 공작기계의 동특성해석

Dynamic Analysis of a Stewart Platform Type of Machine Tool

장 영 배* · 장 경 진* · 백 윤 수** · 박 영 필***
Young-Bae Chang, Kyoung-Jin Chang, Yoon-Su Baek and Young-Pil Park

(1998년 8월 1일 접수 : 1998년 12월 28일 심사완료)

Key Words : Stewart Platform Type of Machine Tool(스튜엇트 플랫폼형 공작기계), Experimental Modal Analysis(실험모드해석), Finite Element Analysis(유한요소해석), Finite Element Model(유한요소모델)

ABSTRACT

The mechanism of Stewart platform has many advantages for kinematic analysis and control. Thus there have been many research about employing this mechanism in the new type of machine tool. Since the vibration caused during the manufacturing process has a severely adverse effect on the machining precision, it is very important to enhance the vibrational characteristics. However, it is not easy to use finite element model for the vibration analysis. That is because the vibration behaviors of the structure vary in a complicated manner according as the length of links varies. In this paper, a Stewart platform type of machine tool is modeled in finite element method and then updated by using the experimental modal data. Finally, the static and dynamic characteristics of the finite element model are predicted and then discussed.

1. 서 론

1965년 스튜엇트(Stewart)[1]가 스튜엇트플랫폼(Stewart platform)을 제안한 이래 스튜엇트 플랫폼에 대해 많은 기구학적 해석이 수행되어 왔으며, 이를 수정한 메카니즘들이 개발되어 왔다. 그리고 제어이론의 발달에 힘입어 스튜엇트 플랫폼을 이용한 공작기계를 개발하는 연구에 관심이 모아지게 되었다. 국내에서는 스튜엇트플랫폼형 공작기계에 대한 연구가 진행되고 있지만 국외의 수준에 비해 아직 초보적인 수준이다. 국외에서는 수년전부터 스튜엇트 플랫폼형 공작기계에 대한 연구가 구체적으로 진행되어 왔으며, 최근에 와서는 몇몇의 회사에서 제품이 발표되었다. 기존의 NC 또는 CNC 공작기계는 단지 2 또는 3자유도만을 가지는 것에 비해 6자유도를 가지므로 임의의 위치에서 임의의 자세로 가공이 가능하다. 또한, 기존의 거대한 구동부를 축소할 수 있고, NC 나 CNC 공작기계의 동작시 발생하는 누적오차를 갖지 않으므로 고정밀도를 유지할 수 있다. 스튜엇트 플랫폼을 공작기계에 적용하기 위해서는 기구학 및 제어이론이외에도 동적구조해석이 병행되어야 한다. 동적구조해석을 통해서 구조물의 진동문제를 해결하여 가공시의 생산성 및 정밀도를

* 연세대학교 대학원 기계공학과
** 정회원, 연세대학교 공과대학 기계설계학과
*** 정회원, 연세대학교 공과대학 기계공학과

향상시킬수 있다. 동적구조해석은 크게 실험모드해석(experimental modal analysis, EMA)[2]과 유한요소해석(finite element analysis, FEA)의 두가지 방법으로 나뉘며, 두 가지 방법의 혼합도 가능하다.[3] 실험모드해석은 진동실험에 의해 얻은 진동파형이나 전달함수를 기초로 하여, 이 안에 혼합되어 있는 측정중의 잡음이나 데이터 처리과정 중의 오차 등, 목적이외의 정보를 배제하고 물리적으로 의미있는 정보만을 추출하여, 여기서 계의 모드특성을 결정하는 방법이다. 반면에, 유한요소해석은 구조물을 다수의 요소로 나누어 해석하는 방법으로서, 1970년대 이후 계산기의 급격한 발달에 힘입어 강력한 동적구조해석 도구가 되었다. 이를 이용하여 구조물의 모드특성을 비롯한 동적 특성들을 구할 수 있다.

그런데 아직까지 스튜엇트 플랫폼의 유한요소해석은 모델링 및 모델개선에 따른 어려움으로 인해 이를 활용하는 연구가 그리 많이 진전되지 않은 상태이다. 특히, 스튜엇트 플랫폼을 공작기계에 적용한 경우에는 유한요소모델의 개발 및 그 활용예가 더더욱 미미한 실정이다. 따라서, 본 연구에서는 스튜엇트 플랫폼형 공작기계를 제작하여, 유한요소모델링을 수행한 후, 실험모드해석을 통해 그 유한요소모델의 타당성을 검증하고, 보다 실제에 가까운 유한요소모델을 확보하기 위하여 실험모델의 모드특성을 이용하여 모델개선(model updating)을 하는 연구를 수행하고자 하였다. 또한, 이와 같이 얻어진 유한요소모델을 활용하여 정적 및 동적특성을 각기 계산하여 이를 고찰하여 보고자 하였다.

2. 부분구조물의 모델링 및 해석

스튜엇트 플랫폼형 공작기계의 모델링에 있어서, 선형구동기와 주축부는 그 내부형상이 복잡하여서 정확한 형상을 유한요소모델로 구현하는 것이 쉽지 않다. 따라서 보다 실제에 가까운 진동특성을 나타내는 모델을 얻기 위해 따로 실험하여, 이에 가까운 유한요소모델을 먼저 확보한 후, 전체 구조물에 대한 유한요소모델링을 수행하였다.

선형구동기에는 모터, 기어박스, 리니어가이드등 다수의 기계부품들이 내장되어 있으며, 이들 기계부품들 하나 하나는, 본 연구에서 주요모드로 고려하는 링크의 굽힘모드에 비하여 상당히 높은 고유진동수를 갖기 때문에 본 연구에서는 이들 기계부품들의 실제 중량을 측정한 후, 각기 균일한 질량분포를 갖는 구조물로서 유한요소 모델링하였다. 이러한 근사 모델링의 결과는 전체 주요모드특성에 대하여 실험결과와 큰 차이를 보이지 않는 것으로 나타났다.

Table 1 Natural frequency of a spindle (Hz.

Mode	Natural frequency
7	2134.7
8	2136.5
9	2648.6
10	2814.0
11	2819.8
12	2885.7
13	2887.8
14	3962.6

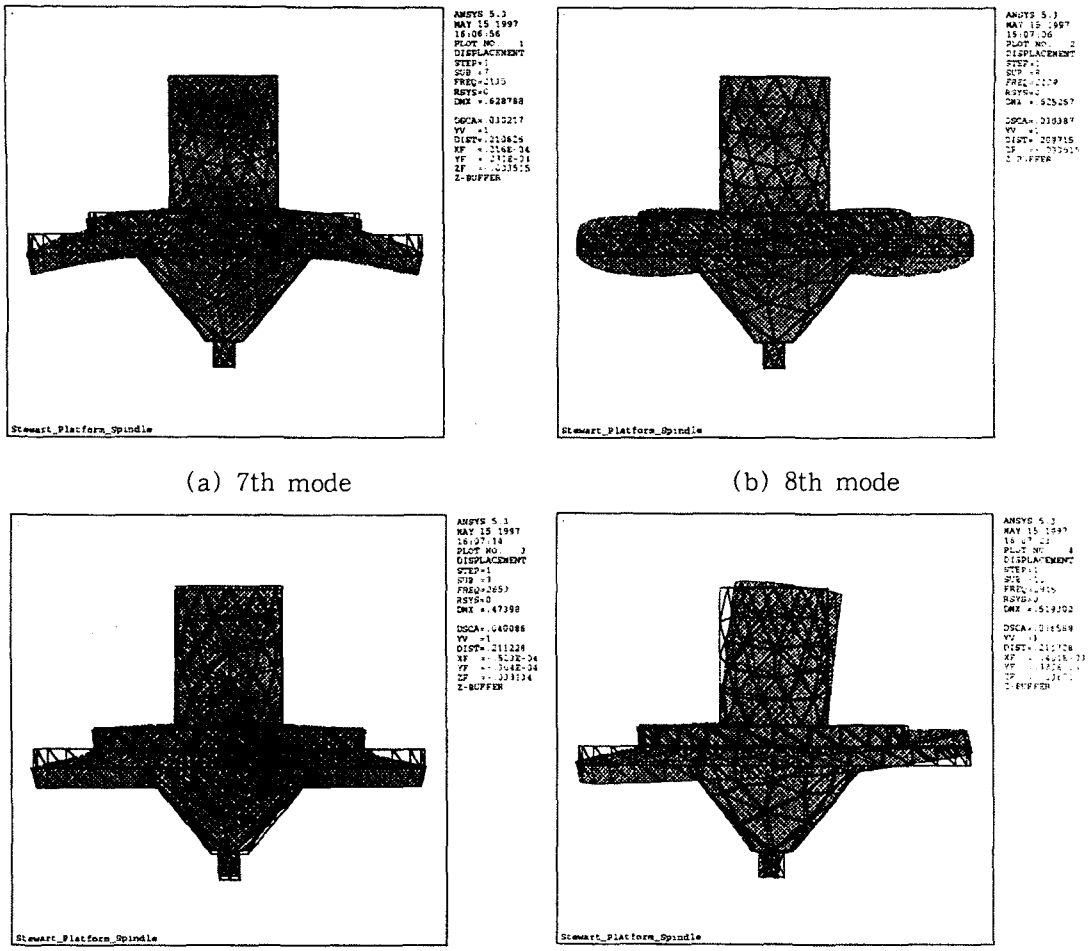
2.1 주축부의 유한요소해석 결과

6차까지의 강체모드를 제외하고, 주축부의 유한요소모델을 모드해석하여, Table 1에서 고유진동수 결과를, Fig. 1에서는 모드형상을 나타내었다.

2.2 선형구동기의 실험모드해석과 유한요소해석

선형구동기의 링크는 공작물의 가공중에 임의로 그 길이가 변하며, 따라서 가공중에 모드특성이 계속 변하므로 유한요소모델이 실제 실험모델의 특성에 일치하는 지를 검증하기 위해서는 길이별 결과뿐만 아니라 각 각도별 특성을 비교하여야만 정확한 검증이 이루어졌는지를 알 수 있다. 그러나, 이러한 비교는 방대한 데이터베이스의 확보를 요하는 일로써 개략적인 특성을 보고자 하는 본 연구의 범위를 벗어나는 일이라고 할 수 있다. 여기서는 구동링크의 길이가 최소인 경우와 최대인 경우의 2가지 모델에 대하여, 각기 실험모델과 유한요소모델의 모드특성을 비교하여 보았다. 먼저, 구동링크의 길이가 최소일 때, 모드실험은 x축방향을 따라서 2번째 점(끝단에서 3 cm)에 단축 가속도계를 부착하고, 11개의 지점을 임팩트해머로 가진하여 실험하였다. 이때, 굽힘모드는 y방향과 z방향에 대하여 나타나므로, y방향과 z방향에서 각기 가진하고, 양방향에서 모두 응답을 받았다. 6차까지의 강체모드를 제외하고, Table 2는 고유진동수 결과를 보여주고 있다.

아울러, 구동링크의 길이가 48 cm일 때, 1차 및 2차 굽힘 고유진동수에 대하여 유한요소해석결과와 실험결과를 Table 3에서 비교하였고, 모드형상을 Fig. 2에서 비교하였다. 굽힘은 y, z방향에 대하여



(a) 7th mode (b) 8th mode

(c) 9th mode (d) 10th mode

Fig. 1 Mode shape of a spindle (FEM)

Table 2 Natural frequency of a linear actuator (stroke = 0 cm)

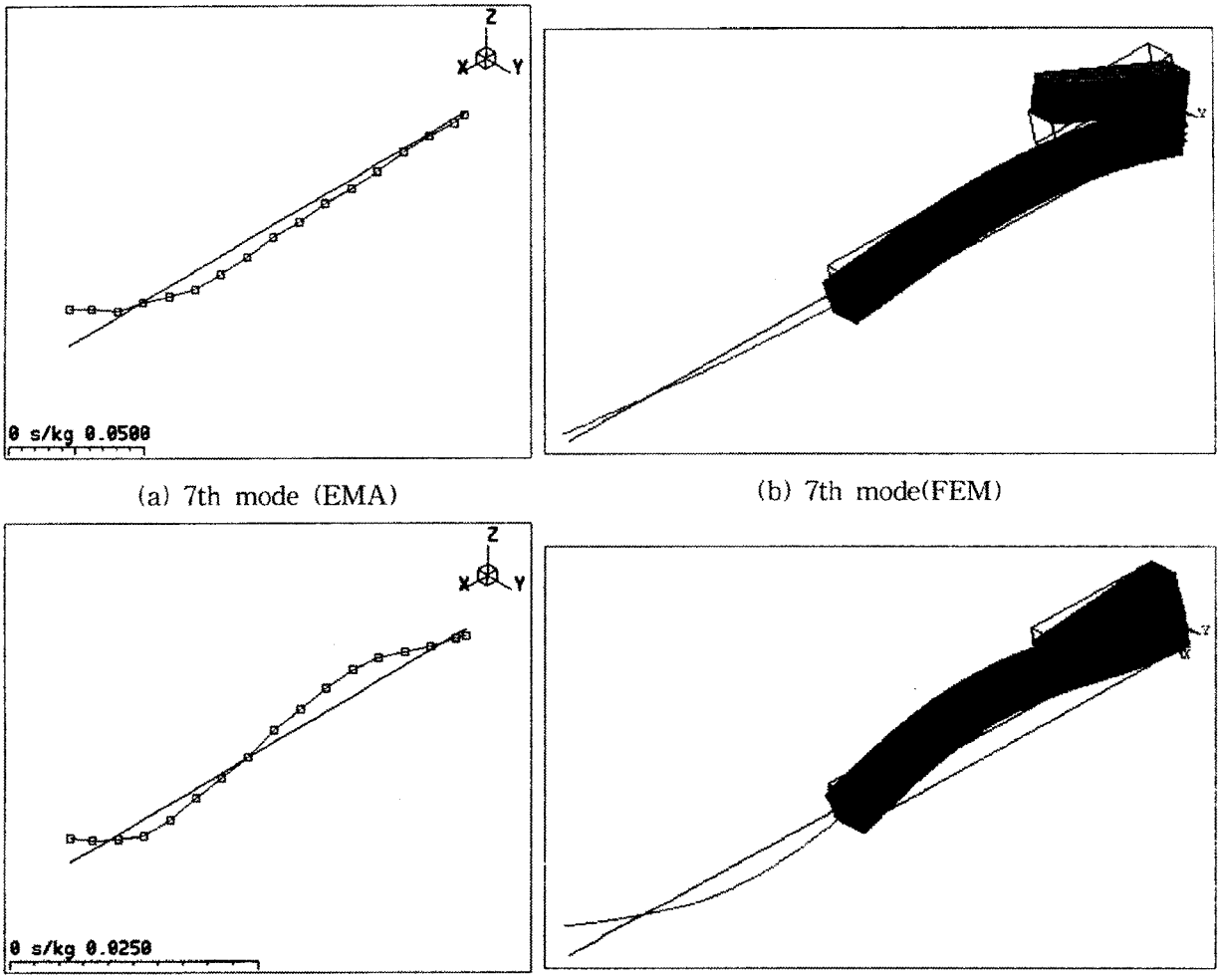
Mode	EMA (Hz)	FEA (Hz)	Remarks
7	631.0	658.5	1st bending (z-direction)
8	809.0	807.2	1st bending (y-direction)
9	1177.0	1198.7	2nd bending (z-direction)
10	1211.0	1390.7	2nd bending (y-direction)

대칭으로 나타나므로, z방향에 대한 실험만을 수행하여 결과를 비교하였다. 유한요소모델은 노드당 6

Table 3 Natural frequency of a linear actuator (stroke = 48 cm)

Mode	EMA (Hz)	FEA (Hz)	Remarks
7	195.0	206.2	1st bending (z-direction)
9	374.0	363.4	2nd bending (z-direction)

자유도로 모델링하였기 때문에 y방향의 모드인 8차와 10차 모드도 나타났다. 하지만, 실험에서는 링크의 축에 대한 대칭성을 고려하여 z방향에 대해서만 모드실험을 수행하고 z방향과 모드가 대칭으로 나타날 y방향의 측정을 생략하였기 때문에 Table 3에 y방향의 모드인 8차와 10차 모드가 누락되었다.



(a) 7th mode (EMA)

(b) 7th mode(FEM)

(c) 9th mode (EMA)

(d) 9th mode(FEM)

Fig. 2 Mode shape of a linear actuator (stroke=48 cm)

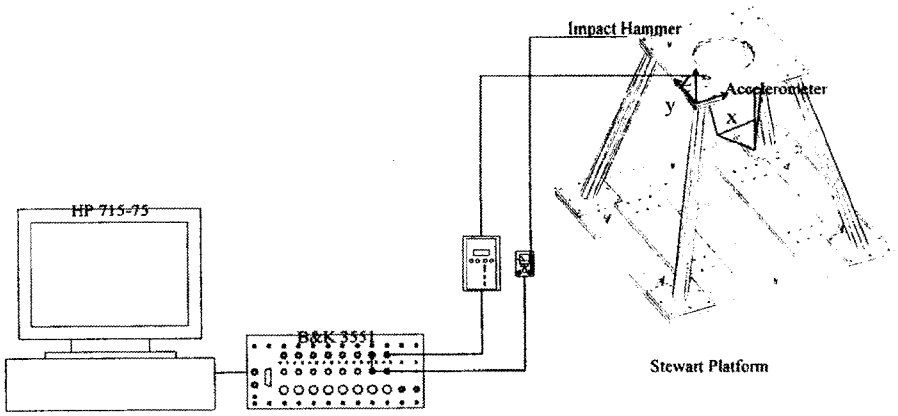


Fig. 3 Experimental setup

3. 전체구조물의 해석

3.1 실험모드해석

먼저 스튜엇트플랫폼형 공작기계에 대한 모드실험을 수행하였는데, 이는 이후에 수행할 유한요소모델링의 결과가 타당한 지를 검증하고, 보다 실제에 가까운 유한요소모델을 확보하기 위한 모델개선(model updating)과정에 이를 이용하기 위해서였다.

(1) 실험장치

모드실험(modal testing)은 Fig. 3과 같이 구조물의 41개 지점을 임팩트해머(impact hammer)로 가진하면서 변위가 크다고 예상되는 상판의 한쪽 모서리의 x방향 40 cm, y방향 24 cm에 해당하는 지점에서 가속도계(accelerometer)로 응답을 받았다. 가진 방향은 3축 방향중 가진이 가능한 모든 방향을 가진하였고, 응답은 3축에서 받았다. 이 때 매 가진당 시간영역의 신호를 3회씩 평균하고 푸리에 변환하여 주파수대역 0 Hz에서 256 Hz까지 0.5 Hz 간격으로 201개의 주파수응답함수(frequency response function, FRF)를 얻은 후 이를 주파수영역에서 LMS사의 CADA-X[4] 소프트웨어를 이용하여 곡선적합(curve fitting)하여 모드물성치(modal parameter)를 추정(estimation)하였다.

Table 4 EMA results of a stewart platform type of machine tool

Mode	Natural frequency (Hz)	Remarks
1	32.6	1st bending of column
2	45.3	Axis-symmetric bending of upper plate
3	51.8	1st torsion of upper plate
4	82.5	1st bending of upper plate +bending of column
5	122.3	2nd bending of upper plate(y-axis)
6	129.2	Axis-symmetric bending of upper plate +2nd bending of column
7	132.5	2nd bending of upper plate(x-axis)
8	144.4	Torsion of column

(2) 모드해석결과

실험모드해석 결과 대상 주파수대역내에 많은 극점(pole)들이 나타났으며, 이들 중 모드지시함수(mode indicator function)를 살피며 모드추정을 한 결과 150 Hz이내의 주파수대역에서 Table 4와 같은 8개의 모드들을 얻을 수 있었다. 결과를 보면 0 Hz 근처에서 강체모드로 보이는 모드들이 나타났고, 32.6 Hz에서 다리의 1차굽힘모드로 추정되는 첫 번째 탄성모드가 나타났다. 5차 이후의 모드들은 형상이 중복되기도 하고 국부적인 형상들이 나타나기도 하여 모드의 규명이 쉽지가 않았으나 대략적인 모드형상의 설명은 Table 4에 나타낸 것과 같다. 각 모드형상은 유한요소모델과 함께 다음 절에서 비교하였다.

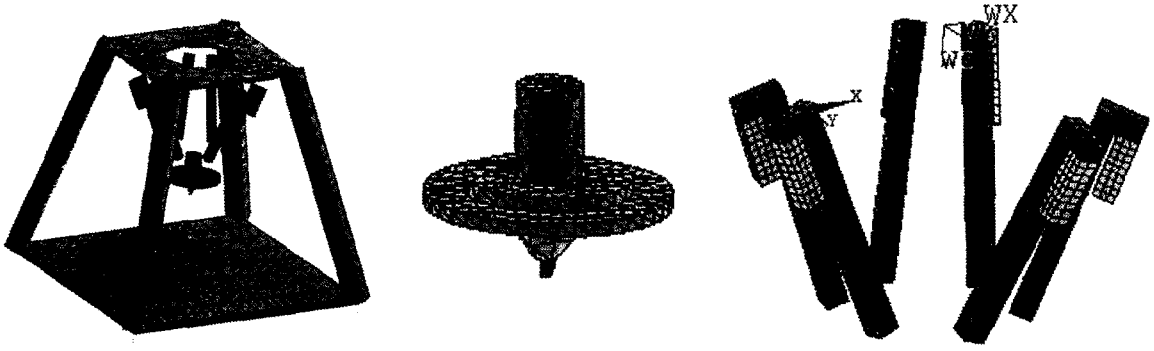
3.2 유한요소모델링

(1) 모델링 과정

스튜엇트 플랫폼의 유한요소해석을 수행하기 위해서 유한요소해석 상용소프트웨어인 ANSYS R5.3[5]

(a) Joint between spindle and actuator (b) Joint between upper plate and actuator

Fig. 4 The joint of stewart platform



(a) Whole structure (b) Spindle (c) Linear actuator

Fig. 5 FE model of a stewart platform

Table 5 The number of nodes and elements of a FE model

Node		2466
Element	Shell 63	273
	Beam 4	64
	Combin 14	4
	Solid 45	760
	Solid 95	1510
Software		ANSYS 5.3
Total DOFs		7806

Table 6 The masses of each part (kg)

Part	Real structure	FE model
Upper plate	126.0	129.0
Base	912.0	911.7
Column	380.0	376.7
Linear guide(6 pc)	42.0	42.3
Spindle	38.0	38.9
Total	1498.0	1498.6

을 이용하여 유한요소모델을 만들었다. 유한요소모델의 부분형상 및 전체형상을 Fig. 5에 나타내었고, 사용한 요소(element)와 노드(node)는 Table 5에 나타내었으며, Table 6에는 스튜엇트 플랫폼의 실제 중량과 유한요소모델의 중량을 비교하였다. Table 6을 보면 중량이 거의 일치하고 있음을 알 수 있는

Table 7 Comparison of natural frequency between EMA and FEA

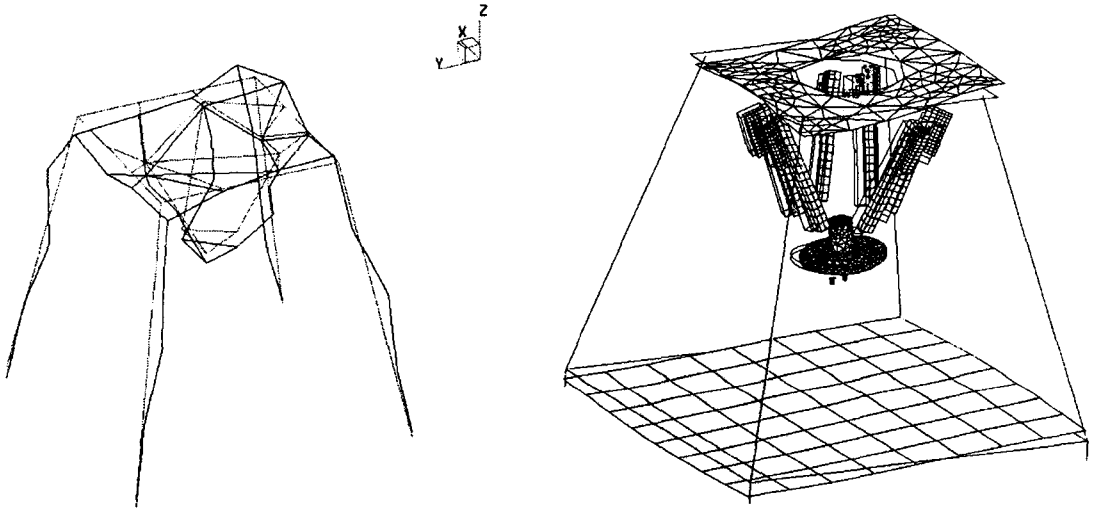
Mode	EMA (Hz)	FEA (Hz)	Remarks
1	-	24.6	1st bending of column (x-direction)
2	32.6	29.5	1st bending of column (y-direction)
3	45.3	47.1	Axis symmetric bending of upper plate
4	51.8	50.7	1st torsion of upper plate
5	-	70.5	Bending of base
6	-	85.9	1st bending of upper plate (x-direction) +bending of column
7	82.5	89.8	1st bending of upper plate (y-direction) +bending of column

데 이로부터 본 연구의 유한요소모델의 질량분포가 매우 타당하다는 것을 확인할 수 있었다. 실제의 경계조건을 모델링하는 과정에서 생기는 오차를 줄이기 위해 실험결과와 비교하면서 실제에 보다 가까운 경계조건을 나타내도록 하였다. 이를 위해 스튜엇트 플랫폼 하판의 4개의 모서리에 부착된 방진 패드를 ANSYS의 COMBIN14 요소를 이용하여 강성계수가 1000 N/m인 스프링의 형태로 모델링하였다. 결합부의 모델링에 있어서 원래는 각 결합부들을 그 특성에 따라, 노드당 같은 자유도를 갖는 병진 및 회전스프링으로 모델링한 후, 각 결합부를 포함하는 부분구조물들을 대상으로 실험결과와 그 모드특성을 비교함으로써 결합부 모델링에 필요한 등가의 스프

링 강성값을 추정할 수 있다.[6,7] 그러나, 본 논문에서는 선형구동기가 상판 및 주축부와 연결되는 결합부에 대하여 양 노드의 자유도를 공유시키는 방법으로 모델링을 수행하였다. 이러한, 모델링 방법은 실제 조인트의 강성을 다소 높게 모델링한 것이지만, 실제 관심을 갖는 전체 구조물의 탄성모드가 링크의 조인트에 의한 강체모드에 비해 상당히 높은 주파수에서 나타나므로, 조인트의 근사적 모델링에 따른 오차는 본 논문에서 무시할 수 있을 것으로 판단이 되었다. 아울러, 상판과의 결합부는 훅조인트(hook joint)이므로 선형구동기의 축방향 회전및 그 수직방향 회전자유도를 제외한 나머지 4개의 자유도를 공유시켰고, 주축부와의 결합부는 3 개의 리볼류트조인트(revolute joint)로 이루어져 있으므로 3방향 회전자유도를 제외한 3개의 병진자유도를 공유시켰다.

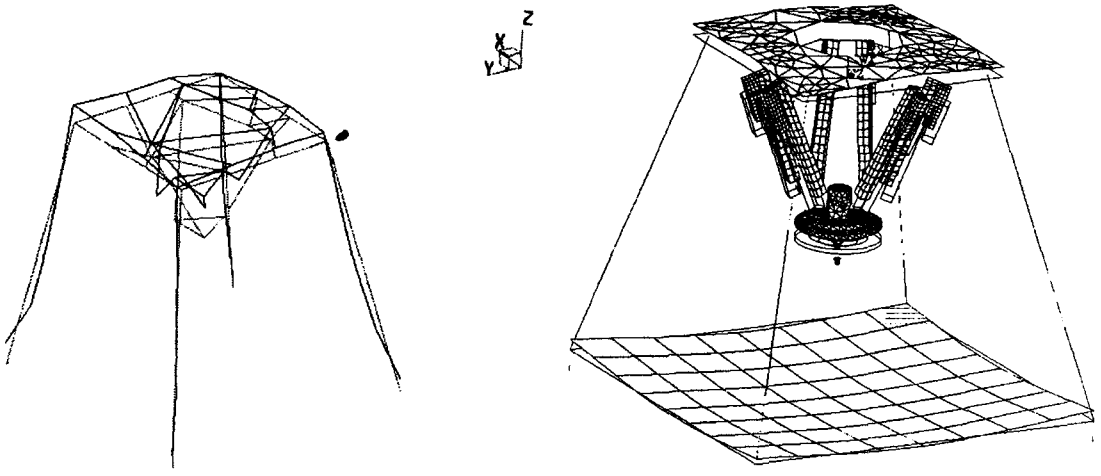
(2) 모드해석결과

유한요소모델에 대한 모드해석시 6개의 강체모드가 나타났는데, 이들 모드를 제외한 탄성모드에 대하여 Table 7에 유한요소해석의 고유진동수를 실험결과와 함께 비교하였고, Figs. 6~9 에는 실험 및



(a) EMA (32.6 Hz) (b) FEM (29.5 Hz)

Fig. 6 Comparison of the 2nd elastic mode shape



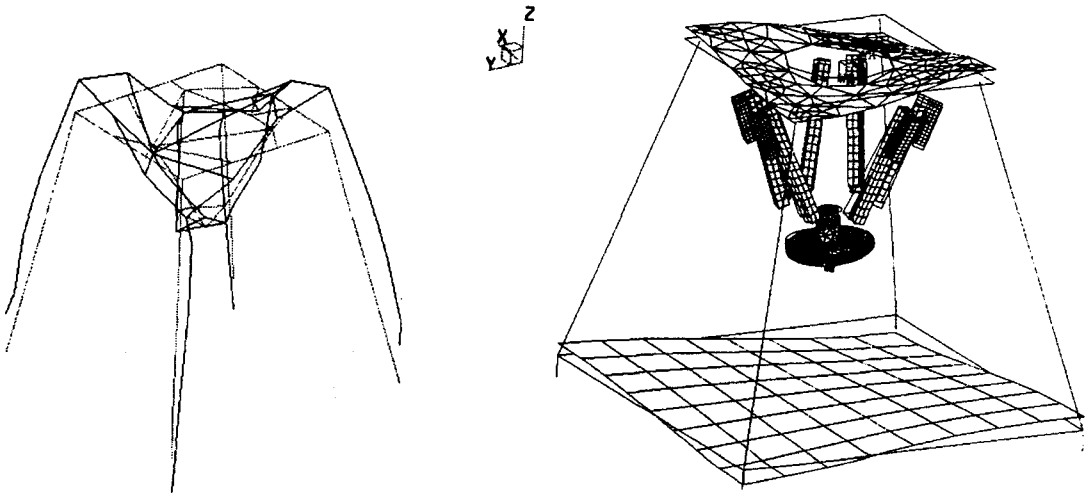
(a) EMA (45.3 Hz) (b) FEM (47.1 Hz)

Fig. 7 Comparison of the 3rd elastic mode shape

유한요소해석결과의 형상이 유사한 모드들에 대하여 양 모드형상을 함께 비교하였다. Table 7에서 제시된 유한요소 해석결과는 초기 유한요소모델에 대하여 경계조건 및 기하학적형상을 수정하며, 실험에서 구한 구조물의 동적특성에 보다 가깝도록 모델개선(model updating)과정을 수행하여 나온 결과이다. 결과를 보면, 실험에서는 나타나지 않은 일부 모드들이 유한요소해석에서 발견된 것을 알 수 있는데, 첫번째 및 여섯번째의 모드의 경우는 두 번째 및 일곱 번째 모드와 각기 방향만 달리하여 나타나는 대칭모드였고, 다섯번째 모드의 경우는 실험에서 측정하지 않은 지지부 하판의 굽힘모드였기 때문에 유한요소모델에만 나타난 것으로 사료된다. Figs. 6~9을 보면 이들을 제외한 4개 모드에 대해서는 그 형상 및 고유진동수가 상당히 유사하게 나타난 것을 알 수 있고, 이로부터 본 연구에서 구현한 유한요소모델이 실제 구조물의 동특성에 가깝게 만들어졌다는 사실을 확인할 수 있었다.

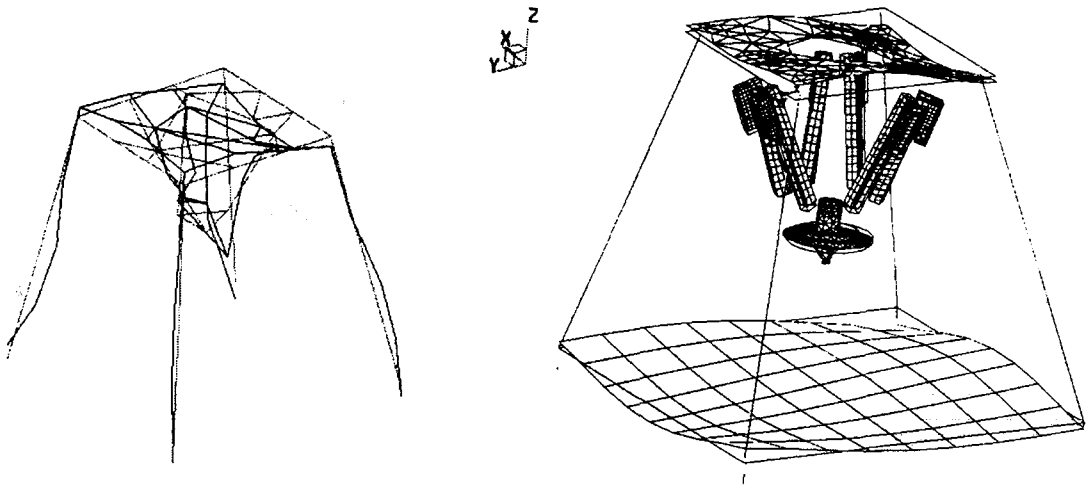
3.3 정적해석

절삭가공시에 나타나는 절삭저항력에 의한 정적변위 및 하중에 의한 정적처짐을 예측하고 유한요소모



(a) EMA (51.8 Hz) (b) FEM (50.7 Hz)

Fig. 8 Comparison of the 4th elastic mode shape



(a) EMA (82.5 Hz) (b) FEM (89.8 Hz)

Fig. 9 Comparison of the 7th elastic mode shape

Table 8 The static displacement by a gravity force

Node	Displace -ment (μm)	Position of nodes
A	52.6	End point of a spindle
B	53.7	Connecting point of the 1st linear guide and upper plate
C	49.7	Connecting point of the 3rd linear guide and upper plate
D	49.2	Connecting point of the 5th linear guide and upper plate
E	78.0	Point on circumference of an upper plate

Table 9 The static displacement by a gravity force and cutting forces

Node	Displace -ment (μm)	Position of nodes
A	73.2	End point of a spindle
B	69.6	Connecting point of the 1st linear guide and upper plate
C	53.0	Connecting point of the 3rd linear guide and upper plate
D	60.2	Connecting point of the 5th linear guide and upper plate
E	87.2	Point on circumference of an upper plate

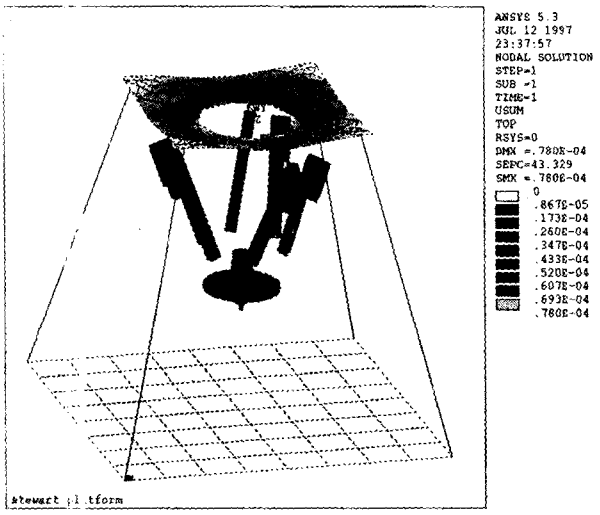


Fig. 10 The static displacement plotting by a gravity force

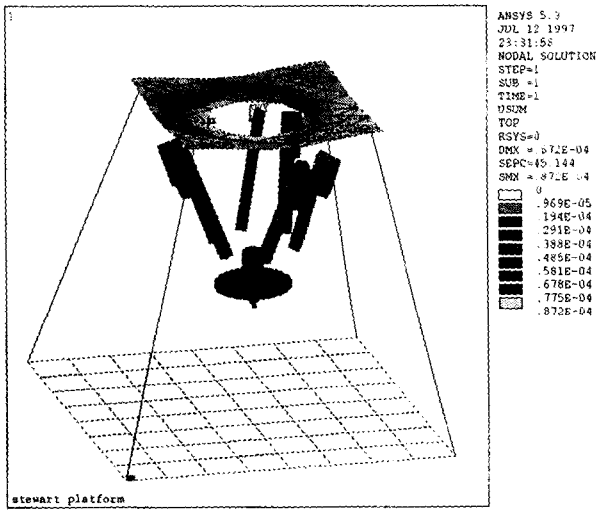


Fig. 11 The static displacement plotting by a gravity force and cutting forces

델의 타당성을 검증하기위해 정적해석을 수행하여 보았다.

(1) 하중에 의한 정적 처짐

1498.6 kg의 전체 질량에 대한 하중만이 존재하고 기타의 외력이 존재하지 않는 경우의 정적처짐을 계산하여 보았다. Table 8에는 임의의 몇 지점에서의 변위를 나타내었으며, 가장 큰 처짐량을 보인 지점은 상판에 뚫린 구멍의 원주부분으로 그 크기는 78 μm로 나타났다.

(2) 하중 및 병진방향 절삭저항력에 의한 변위

하중외에 가상의 절삭저항력으로서 300N의 힘이 지면에 평행하게 x방향으로 공구 끝단에 작용하는 경우에 대한 정적변위를 계산하여 Table 9에 나타내었다. 결과를 보면 가장 큰 변위를 나타낸 곳은 상판에 뚫린 구멍의 원주부분으로 그 때의 진폭은 87.22 μm로 나타났다.

3.4 동적해석

절삭가공시에 나타나는 절삭저항력 및 모터의 회전에 의한 진동이 제어계에 영향을 미쳐 가공정밀도를 떨어뜨릴 수 있기 때문에 이로 인한 진동의 크기를 유한요소방법 및 실험으로 예측해 보고자 하였다.

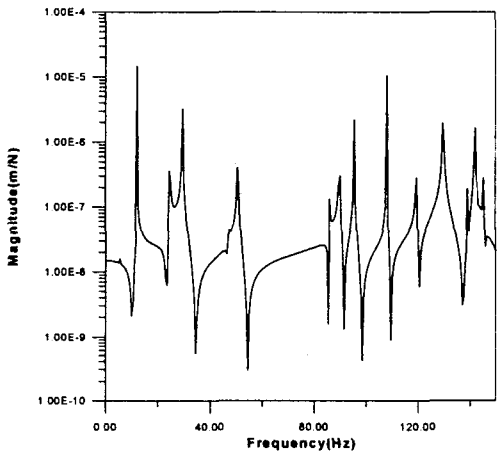
(1) 유한요소법에 의한 주파수별 특성

본 절에서는 구조물에서 일어나는 진동을 예측하기 위한 전 단계로 먼저 유한요소방법을 사용하여 구조물의 주파수별 특성을 살펴보고자 하였다.

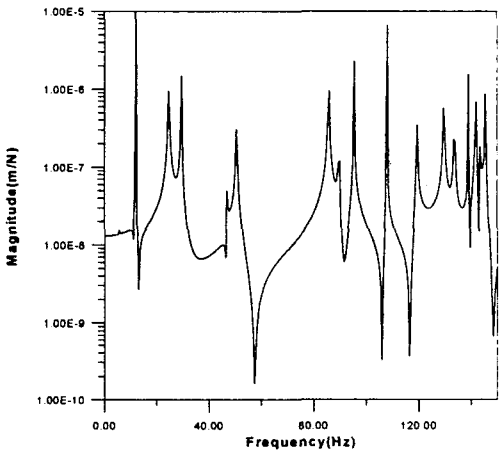
실제 가공중에 공작기계에 발생하는 진동응답을 구하기 위해서는 공작기계 자체의 컴플라이언스뿐만 아니라 공작물의 특성 및 구동모터에 의한 가진력등이 모두 측정 혹은 계산되어야만 한다. 그러나, 본

연구에서는 공작기계 자체의 특성을 연구하는 것에 관심을 두었기 때문에, 공작물의 특성이나, 실제 가해지는 가진력의 크기등은 본 연구에서 논의하지 않았다. 이는 본 연구결과로부터 구조물 자체의 절대적 컴플라이언스가 얻어지면, 차후에 공작물의 컴플라이언스와 가진력등을 계산하고 이를 함께 고려함으로써 실제 발생하는 정확한 진동응답을 예측할 수 있기 때문이다.

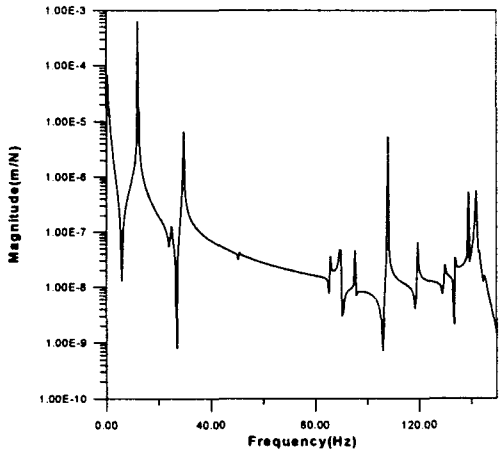
먼저 앞서 구현한 유한요소모델을 이용하여 0 Hz에서 150 Hz까지 0.5 Hz 간격으로 조화가진력을 작용하고 이 때 임의의 몇 지점에서 변위응답을 계산하였다. 이때 가진은 공작물과 접촉하는 지점의 수직병진방향 및 수평병진방향의 각 2방향을 가진하였고, 응답점은 선형구동기의 피드백 제어를 위해 설치한 센서의 위치중 임의로 두 군데를 선정하여 가진방향과 일치하는 방향의 신호를 받았다. Fig. 12에는 각기 2자유도를 가진한 상태에서 두 지점에서 응답을 받은 4개의 컴플라이언스를 보여주고 있다. Fig. 12의 컴플라이언스들을 보면, Table 7에 제시된 모드들외에 20 Hz미만에서도 공진봉들을 관찰할 수 있는 데, 이들은 모두 강체모드들로서 본 연구의 주된 관심사는 아니다. Table 7에 제시한 탄성모드만을 고려하면서, Fig. 12의 결과를 보면, 수직병진방향으로 가진한 (a) 및 (b)의 경우가 수평병진 방향으로 가진한 (c) 및 (d)의 경우보다 전체적으로 큰 진폭의 피크들을 갖는 것을 알 수 있다. 먼저 수직방향으로 가진하는 경우에 특히 첫 번째 탄성모드(24.6 Hz), 세 번째 탄성모드(47.1 Hz), 여섯 번째



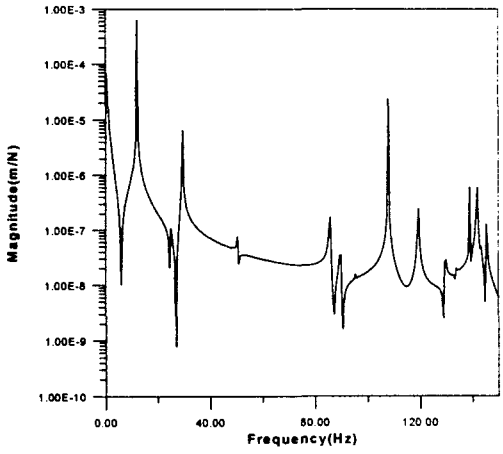
(a) DOF : vertical translation response point : sensor #1



(b) DOF : vertical translation response point : sensor #2



(c) DOF : horizontal translation response point : sensor #1



(d) DOF : horizontal translation response point : sensor #2

Fig. 12 Compliances obtained from FEM

탄성모드(85.9 Hz)들이 비교적 큰 진폭을 갖는 것으로 나타났고, 100 Hz이상의 고주파수 대역에서도 큰 진폭의 피크들이 많이 관찰되는 것을 볼 수 있었다 반면 수평방향으로 가진하는 경우는 수직방향의 가진에 비해 그다지 큰 진폭을 보이지 않았으나 두번째 탄성모드(29.5 Hz)가 비교적 큰 진폭을 나타내었다. 이들 결과는 구조물의 진동을 감소시키기 위해 가진하는 힘의 주파수가 어느 대역을 피하도록 하는 것이 합리적인 지를 설명해 주며, 만약 가진주파수를 변경시키기 어려운 상황이라면 어느 모드의 고유진동수를 이동시켜야 구조물의 진동을 감소시키는데 효과적인 지를 설명해 주고 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 지금까지 연구가 많이 진전되지 않은 스튜엇트 플랫폼의 유한요소모델을 개발하고, 그 모드특성을 실험모드해석 데이터와 비교해 본 결과 본 연구에서 구현한 유한요소모델이 타당하고 정확하다는 것을 확인 할 수 있었고, 이를 이용하여 가상의 절삭저항력에 대한 정적변위를 계산함으로써 변위가 가장 클 것으로 예상되는 지점을 확인할 수 있었다. 아울러 유한요소모델을 이용하여 주파수영역에서의 구조물의 동특성을 살펴본 결과, 선형구동기의 제어를 위한 센서부착점들 중에서 진동이 클 것으로 예측되는 위치 및 그때의 가진주파수를 예측해 볼 수 있었다.

후 기

본 연구는 96년도 한국과학재단 특정기초연구지원과제(과제명: 스튜엇트 플랫폼형 차세대 6축 공작기계의 설계연구, 과제번호: 96-0200-11-01-3)연구비 지원에 의한 연구 결과이며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) D. Stewart, 1965, "A Platform with Six Degrees-of Freedom", Proc. of Inst. Mech. Engineering, Vol.180, pp. 371~386.
(2) D. J. Ewins, 1986, Modal Testing: Theory and Practice, Research Studies Press Ltd.
(3) 장경진, 지태한, 박영필, 1995, "회전자유도 보간에 의한 모드합성법", 한국소음진동공학회지, 제 5 권 제 4 호, pp. 503~514.
(4) LMS CADA-X, 1995, User's Manual, Rev. 5.0.
(5) ANSYS Manual, 1992, User's Manual, Rev. 5.3.
(6) 서상훈, 지태한, 박영필, 1997, "주파수응답함수를 이용한 유한요소모델의 개선 및 결합부 동정", 한국소음진동공학회지, 제 7 권, 제 1 호, pp. 61~69.
(7) J. H. Wang, C. M. Liou, 1991, "Experimental Identification of Mechanical Joint Parameters", ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 113, pp. 28~36.