

## 유한요소법을 이용한 공작기계구조물의 정적 및 동적 설계 개선 사례

최영휴\*, 박선균\*\*, 정택수\*\*\*, 조병호\*\*\*, 김주한\*\*\*, 최영준\*\*\*

### A Case Study on the Static and Dynamic Design Improvement of a Machine Tool Structure by Using F.E.M.

Young-Hyu Choi\*, Seon-Kyun Park\*\*, Taek-Soo Jung\*\*\*, Byung-Ho Cho\*\*\*, Ju-Han Kim\*\*\*, Young-Jun Choi\*\*\*

#### Abstract

In this article, we introduce a practical case study of the structural design improvement for a vertical machining center. During test operations, it have experienced excessive deflections and vibrations due to the fluctuating forces generated by the ball-screw thrust motor. At first we did investigate where and how much deflections and vibrations had been brought about on it. Next we made some possible structural design alternatives. It is a matter of course to compare finite element static and dynamic analysis results of both the original design and alternatives. Fortunately we have been able to find out a good one among those alternatives.

되어 있다. 스펀들은 헤드에 설치된 가이드 레일을 따라 X(좌우)방향과 Z축(상하)방향 이송과 회전운동이 가능하다. 헤드 어셈블리는 사이드 패널(그림에서 빗금 친 부분) 상단에 설치된 LM 가이드(Linear Motion Guide)를 따라 Y(前後)방향의 이송운동이 가능하다.

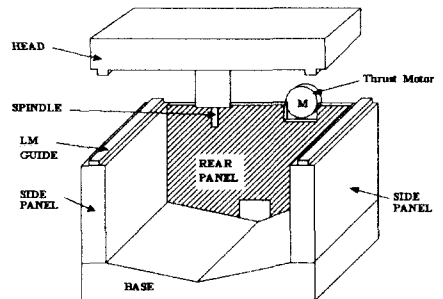


Fig. 1 Schematic of the Vertical Milling M/C Structure

#### 1. 서론

아래의 Fig. 1은 수직형 머시닝센터(Machining Center) 구조체의 개략도이다. 그림의 머시닝센터 구조체를 보면 베이스(Base), 사이드 패널(Side Panel), 리어 패널(Rear Panel), 헤드 어셈블리(Head Assembly)로 구성되어 있다. 헤드 어셈블리를 제외한 나머지 구조체는 일체 구조로

헤드 어셈블리의 전후방향 이송운동은 리어 패널 상단에 설치되어 있는 쓰러스트 모터(Thrust Motor)가 헤드 어셈블리에 장착된 볼스크류(Ball Screw)를 추진시킴으로써 이루어진다. 이와 같이 헤드 어셈블리를 감가속 이송시킬 때 모터의 쓰러스트 힘이 볼스크류를 통하여 헤드 어셈블리와 리어

패널에 동하중으로 전달된다. 이로 인하여 리어 패널은 과도진동을 일으키게 되고 이는 다시 헤드 어셈블리의 사행동이나 전체 구조체의 진동을 야기시켜 결국 스프링들과 베이스의 상대 진동변위가 커지므로 공작물의 加工精度를 크게 저하시킨다. 여기서는 수평형 머시닝센터의 설계·개발 과정에서 리어 패널의 구조강성이 지나치게 취약하여 헤드 어셈블리 이송운동 중에 과도한 변형과 진동이 발생한 머시닝센터의 최초설계(Original Design) 모델의 설계를 개선한 사례를 소개하고자 한다. 실제로 리어 패널의 과도진동을 줄이기 위한 설계 개선 과정에서는 여러 가지 대안들이 검토되었지만 여기서는 그 중에서 가장 좋은 대안으로 선택된 대안 위주로 과도진동 변위와 동응력(Dynamic Stress), 구조 안전율 등을 해석하고 최초 설계와 비교하여 개선된 결과를 검토하여 보기로 한다.

## 2. 최초 구조설계와 대안

최초 설계대로 제작된 머시닝센터를 작동시험하는 과정에서 리어 패널에서 유난히 심한 진동현상이 관찰되었으며 약간의 헤드 蛇行動이 관찰되었다. 나머지 구조체의 작동시험중 진동진폭은 매우 작았으므로 강성이 충분한 것으로 보인다. 그러므로 리어 패널의 구조강성을 강화시키기 위한 몇 가지 설계 대안을 검토하였다.

우선 리어 패널의 진동과 헤드어셈블리의 사행동을 정성적으로 분석하기 전에 경험과 직관에 의거하여 정성적인 원인분석을 시도하였다. 리어 패널에 작용되는 가진력이 리어 패널의 상단부의 오른쪽에 치우친 위치에 장착된 쓰러스트 모터를 통하여 작용되므로 이로 말미암아 헤드 어셈블리의 작용력과 모멘트 불평형이 발생할 수 있고 이는 사행동을 유발시키거나 더욱 악화시킬 수 있다. 그러므로 쓰러스트 모터의 장착위치는 가능하면 중앙으로 하여 헤드에 작용하는 힘들의 모멘트 평형이 이루어

지도록 하는 것이 바람직하다. 그러나 헤드 어셈블리의 주축 이송기구의 X(좌우)방향行程과 볼 스크류 설치 공간 등의 제약으로 쓰러스트 모터 장착 위치를 리어 패널의 중앙까지 옮길 수는 없다.

구조체의 리어 패널은 근본적으로 최초 설계에서 지나치게 얇은 평판 모양으로 설계되었고 중앙부분에 좌우로 I형 보강 리브(Rib)가 하나밖에 없어 구조 강성이 매우 취약하다. 이를 보강하기 위하여 최소의 재료중량으로 최대의 단면계수값이 되게 구조설계를 변경해야 한다. 그런데 제한된 설치 공간과 머시닝센터 구조체의 내부 작업 공간, 전기 배선과 윤활 및 냉각수 배관 등을 위한 공간의 제약 때문에 리어 패널의 두께는 최초 설계모델의 패널두께와 보강 리브 두께를 합한 두께를 초과할 수 없다. 뿐만아니라 리어 패널의 左側部의 2/3정도는 보강 리브를 부착할 여유 공간조차 없는 실정이다.

그러므로 검토한 설계개선 대안중에서 대표적인 2 가지는; 대안1) 쓰러스트 모터의 장착 위치를 최대한 패널의 상단부 중앙쪽으로 옮기고, 그 장착 체결부 주위에만 보강 리브를 부착하는 방안, 대안2) 첫째 대안에 추가하여 리어 패널의 우측(전체 패널 면적의 약 1/3)부분에 좌우, 상하 방향으로 각각 2개씩의 보강 리브를 적절한 간격으로 분산하여 부착하는 방안이다. 이들 두 가지 대안의 리어 패널 구조형상은 3절의 F.E.M. 모델에서 소개하였다.

## 2. 정·동적 구조해석

### 2.1 유한요소모델링

연구에서는 전체 구조체 보다는 단지 리어패널의 정·동적 강성이 주요 관심사이고, 리어 패널에 비하여 베이스와 사이드 패널은 충분히 강하므로 강체로 간주한다. 그러므로 베이스 및 사이드 패널과 붙어있는 경계면을 모두 고정되어 있다고 가정하였다. 그리고 설계 변경전·후의 모든 재

료 물성치와 하중조건은 동일한 것으로 보고 단지 기하학적 형상 설계만 변경된다고 가정하였다. 다음에 보인 Fig. 2는 최초설계의 F.E.M. 모델링이고, Fig. 3은 대안1)의 F.E.M. 모델링, Fig. 4는 대안2)의 F.E.M. 모델링이다. Fig.2에 나타낸 것처럼 최초설계 모델은 쓰러스트 모터가 체결되는 위치가 우측상단 가장자리에 있다. 그리고 대안2) 모델은 Fig. 2.3에 나타낸 것처럼 쓰러스트 모터의 체결위치를 최초설계보다 중앙쪽으로 이동시켰다. 마지막으로 대안3)은 Fig. 2.4처럼 대안2)에 보강 리브를 상하 좌우로 2개씩 부착하였다.

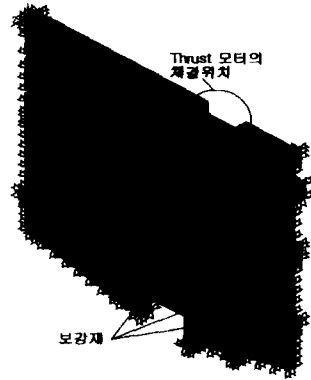


Fig. 4 F.E.M. Modelling of the 3rd Alternative of Design.

각각의 모델에서 구속조건으로 베이스와 사이드 패널에 붙어있는 리어패널의 경계선에 있는 모든 절점들은 자유도를 구속하였다. 그리고 하중은 쓰러스트 모터가 체결되는 위치의 볼트 체결부에 해당하는 절점에 정하중 및 동하중에 작용시킨다. Table 1은 각각의 설계 모델에 대한 모델링 데이터와 구속조건을 나타낸다.

Table 1 F.E.M. Modelling Data

Model Item	Original Design	1st Alternative	2nd Alternative
No. of Nodes	1750	1400	2116
No. of Elements	1023	818	1083
Boundary Conditions	Fix all nodes at border lines between rear panel and base or side panels( $U_x, U_y, U_z = 0$ )		
Young's modulus	207GPa		
Poission's ratio	0.3		

## 2.2 작용하중 조건

### 2.2.1 이송 마찰력과 관성력

리어 패널에 적용되는 하중조건은 정하중과 동하중 두 가지이다. 우선 리어 패

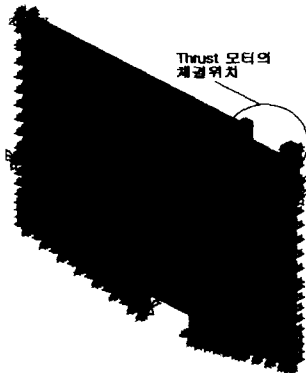


Fig. 2 F.E.M. Modelling of the Original Design

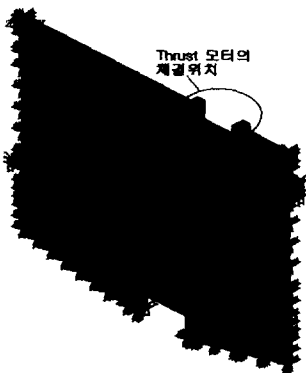


Fig. 3 F.E.M. Modelling of the 1st Alternative of Design

널에 하중이 작용하는 과정을 살펴보면, 이송모터와 연결되어있는 LM 가이드상에 부하중량(헤드와 스프링 어셈블리의 무게)이 등속 이송할 때 발생하는 마찰력이 볼 스크류를 통하여 리어 패널에 작용과 반작용의 관계로 전달된다. 그리고 변속 기송할 때는 모터의 減加速으로 인한 부하중량의 관성력이 추가적으로 작용된다.

우선, 헤드 어셈블리의 등속이송시의 마찰력  $F_f$ 은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$F_f = \mu N = \mu mg \quad (1)$$

여기서,  $N$ 은 수직항력,  $\mu$ 는 마찰계수,  $mg$ 는 헤드 어셈블리의 중량이다.

본 설계의 경우  $m = 3500\text{kg}$ ,  $\mu = 0.01$ 이다. 마찰력은 다음과 같이 계산된다.

$$F_f = \left\{ \frac{1}{100} \right\} \times 3500(\text{kg}) \times 10(\text{m/s}^2) = 350(\text{N}) \quad (2)$$

다음으로 헤드 어셈블리의 감가속에 따른 관성력  $F_i$ 는 다음과 같다.

$$F_i = m \frac{dv}{dt} \quad (3)$$

여기서,  $v$ 는 이송속도로서 Fig. 5와 같다.

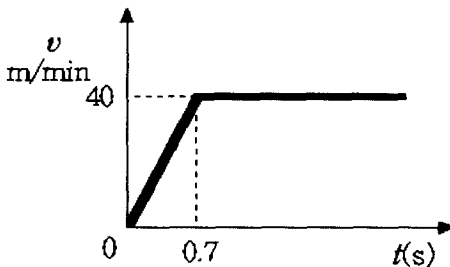


Fig. 5 Velocity Diagram of the Head Assembly Moving along LM Guide

만약 LM 가이드상에서 헤드 어셈블리의 이송속도 선도가 Fig. 5와 같이 주어진다 면, 이 이송속도 선도로부터 변속이 일어나는 최초 0.7초 동안의 관성력  $F_i$ 는 다음과 같이 계산된다.

$$F_i = 3500(\text{kg}) \times \frac{\{0.67-0\}(\text{m/s})}{0.7(\text{s})} = 3350(\text{N}) \quad (4)$$

## 2.2.2 靜荷重 조건

리어 패널에 작용하는 정하중,  $F_{static}$ 은 위에서 설명한 마찰력과 관성력이 동시에 일정하게 작용하는 상태를 가정하여 이들 두 가지 하중을 모두 합한 힘이라고 가정하여 다음과 같이 산정하였다.

$$F_{static} = F_f + F_d = 3.7(\text{kN}) \quad (5)$$

## 2.2.3 動荷重 조건

동하중은 Fig.5의 속도선도로부터 가속이송이 일어나는 0.7초 동안은 최대하중(= 마찰력과 관성력의 합력)이 작용하고, 그 이후 등속 이송구간에서는 마찰력만 작용한다고 가정하였다. 다만 해석의 편의를 위해 등속 이송 시간은 1.4초까지의 응답만 해석하였다. Fig. 6은 동하중 선도를 나타낸다.

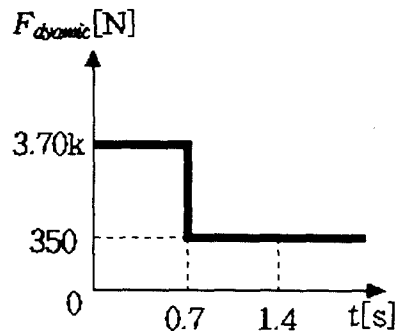


Fig. 6 Dynamic Force Acting on the Rear Panel

### 3. 해석결과

#### 3.1 정적 해석결과

각각의 설계모델에 대한 최대변위와 최대응력 해석결과를 살펴보기로 한다. 우선 최초설계는 Fig. 7에서 보듯이 최대변위가 쓰러스터 모터가 체결되는 부위 근처에서 발생하였으며, 그 크기는 0.0613mm로 나타났다. 그리고 최대응력은 Fig. 8처럼 14.5MPa로 나타났으며 상부 리브와 리어 패널의 교차부위에서 나타났다.

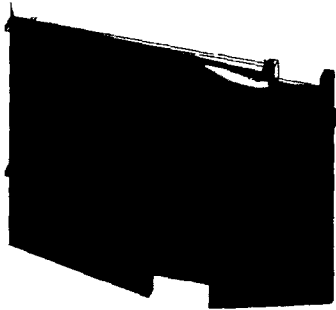


Fig. 7. Analyzed Static Deflection Contour of the Original Design by F.E.M.

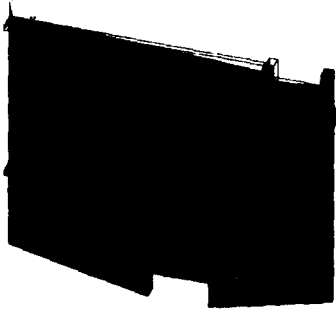


Fig. 8. Static Stress Contour of the Original Design by F.E.M.

대안1)의 설계모델의 경우 최대변위는 Fig. 9에서 보듯이 0.122mm로 나타났으며, 쓰러스터 모터가 체결되는 볼트 체결부 근처에서 발생하였다. 그리고 최대응력은 Fig.10처럼 상부 리브 근처에서 발생하였고 그 크기는 22.7MPa이었다.

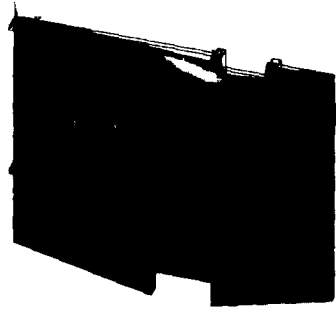


Fig. 9 Static Deflection Contour of the First Alternative Design by F.E.M.

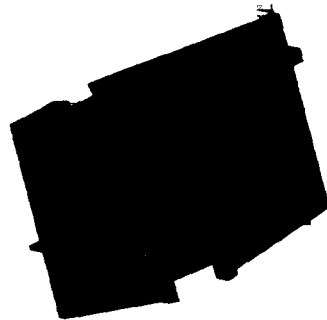


Fig. 10 Static Stress Contour of the First Alternative Design by F.E.M.

대안2)의 설계모델의 경우, 최대변위는 Fig. 11과 같이 모터가 체결되는 볼트 체결부 근처에서 0.044mm만큼 발생하였다.

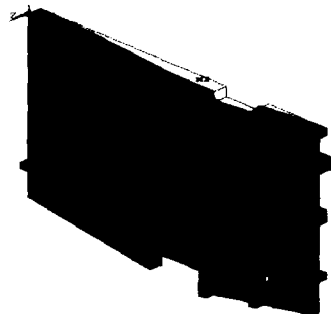


Fig. 11 Static Deflection Contour of the Second Alternative Design by F.E.M.

그리고 최대응력은 Fig. 12에서 보는 것처럼 상부 보강재와 사이드 패널의 교차부위에서 7.62MPa만큼 발생하였다.

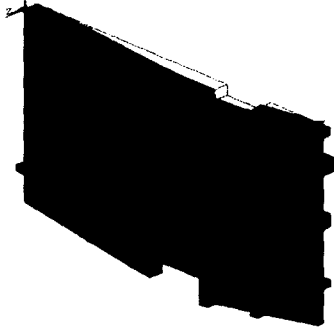


Fig. 12 Static Stress Contour of the second Alternative Design by F.E.M.

Table 2에는 설계모델에 대한 정적 해석결과를 정리하였다.

Table 2 Static Structural Analysis Results

Model \ Results	Maximum Deflection [mm]	Maximum Stress [MPa]
Original Design	0.0613	14.5
1st Alternative	0.122	22.7
2nd Alternative	0.044	7.62

우선, 쓰러스트 모터의 위치에 따른 리어 패널의 변위와 응력 변화를 알아보기 위하여 모터의 체결부가 리어 패널의 우측 가장자리에 위치하도록 설계한 최초설계 모델과 모터 체결부를 리어 패널의 중간지점으로 이동시킨 대안1) 설계모델의 해석결과를 살펴보면 최초설계 모델에 비해 대안1) 설계모델은 최대변위가 50%정도 크게 발생하였고, 최대응력은 63%정도 높게 발생하였다. 즉, 쓰러스트 모터의 체결부가 리어 패널의 중간위치로 이동함에 따라 정적 최대변위와 최대응력은 증가하였다.

그리고 보강재의 부착여부에 따른 리

어 패널의 변위와 응력변화를 살펴보기 위하여 보강 리브를 부착하지 않은 대안1) 모델과 보강 리브를 부착한 대안2) 설계모델의 해석결과를 살펴보면, 대안2) 설계모델은 대안1) 설계모델에 비해 최대변위가 63.94%감소하였고, 최대응력은 66.43% 감소하였다. 따라서 보강 리브를 부착하면 리어 패널의 변위와 응력이 현저히 감소하는 것을 알 수 있다.

### 3.2 동적 해석결과

최초설계 모델에 Fig 6의 가진력이 작용할 때의 과도진동 해석결과를 살펴보면 다음과 같다. 우선 리어 패널의 하중 작용점 위치에서 나타나는 과도진동 변위 해석결과는 Fig. 13과 같고 동적응력 해석결과는 Fig. 14와 같다.

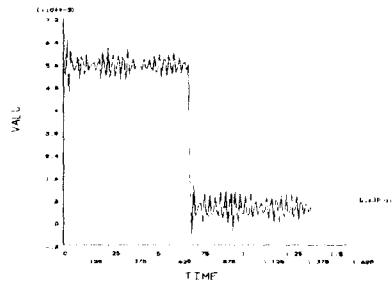


Fig. 13 Computed Transient Vibration Response(Displacement) of the Original Design due to Dynamic Force

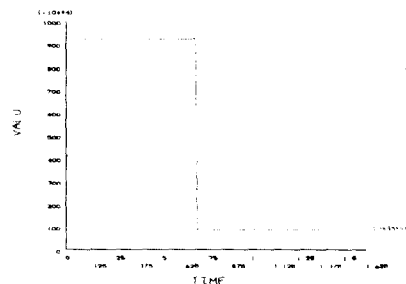


Fig. 13 Computed Dynamic Stress of the Original Design due to Dynamic Force

최초설계 모델의 과도진동해석 결과 최대 진동변위는 0.0619mm로 모터 체결부에서 발생하였고, 최대 동응력은 14.7MPa로 상부 리브 근처에서 발생하였다.

대안1) 설계모델의 과도진동해석 결과를 살펴보면, 하중 작용점에서의 진동변위 해석결과는 Fig. 14와 같고 동적 응력 해석결과는 Fig. 15와 같다. 대안1) 설계모델의 과도진동 최대변위는 0.228mm로 모터 체결부에 나타났고, 최대 동적 응력은 역시 이송모터 체결부에서 22.9MPa로 나타났다.

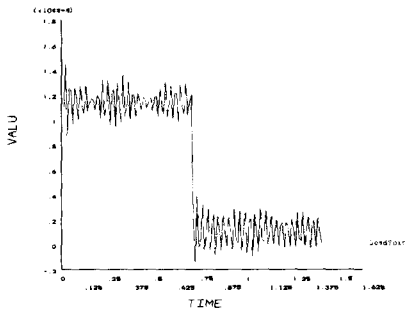


Fig. 14 Computed Transient Vibration Response(Displacement) of the 1st Alternative Design due to Dynamic Force

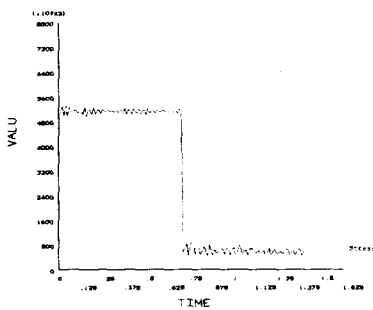


Fig. 15 Computed Dynamic Stress of the 1st Alternative Design due to Dynamic Force

대안2) 설계모델의 과도진동변위 해석결과는 Fig. 15와 같고, 동적 응력 해석결과는 Fig. 16과 같다. 대안2) 설계모델의 과도진동 최대변위는 0.0457mm로 모터 체결부에서 발생하였고, 최대 동적 응력은 역시 이송모터 체결부 주위에서 7.8MPa로 나타났다.

결부에서 발생하였고, 최대 동적응력은 역시 이송모터 체결부 주위에서 7.8MPa로 나타났다.

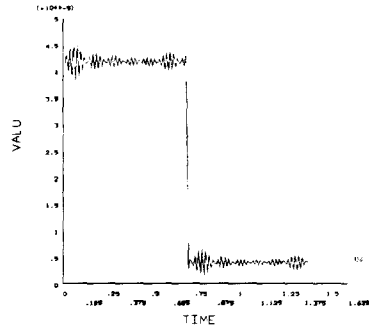


Fig. 15 Computed Transient Vibration Response(Displacement) of the 2nd Alternative Design due to Dynamic Force

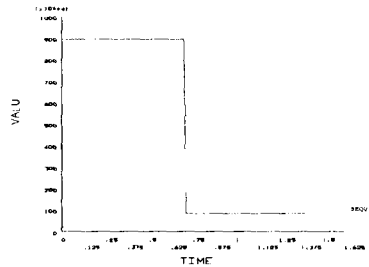


Fig.16 Computed Dynamic Stress of the 2nd Alternative Design due to Dynamic Force

동하중에 따른 구조해석 결과를 정리하면 Table 3.과 같다.

Table 3. Transient Vibration Analysis Results

Response Model	Maximum Transient Vibration [mm]	Maximum Dynamic Stress [MPa]
Original Design	0.0619	14.7
1st Alternative	0.128	22.9
2nd Alternative	0.0457	7.80

Table 3에서 보는 것처럼 쓰러스트 모터의 위치가 리어 패널의 상단 중앙지점으로 이동된 대안1) 모델의 진동변위와 동적응답이 최초설계보다 오히려 증가되는 것을 알 수 있다. 그러나 좌우 상하 방향으로 각각 2개씩의 보강 리브를 부착시킨 대안2) 설계모델은 최초설계에 비하여 최대 진동변위와 동적응력이 각각 26%, 47%정도 감소되었고, 대안1)에 비하면 최대 진동변위와 동적응력이 각각 64%, 66%나 작게 나타났다. 따라서 보강재를 부착한 설계모델은 동하중이 증가하여도 보강재를 부착하지 않고 동하중 작용 위치만 이동시킨 설계개선 모델보다 진동변위 및 동적응력이 감소되었을 알 수 있다.

F.E.M을 이용한 정적 및 동적 구조해석 결과 대안2)는 우리가 검토한 수 개의 설계 개선 대안 중에서 진동응답과 동적응력, 정적 변형량과 응력이 가장 낮은 것으로 분석되었다. 또한 진동응답 수준과 구조 안전율 등이 개발하고자 하는 수직형 머시닝센터의 가공정도 요구조건을 충족시키기 에 충분하므로 대안2)를 최종적인 설계개선 모델로 선택하여 시제품을 제작하고 작동시험과 가공시험을 수행한 결과 최초설계의 시제품에서 나타났던 진동과 변형 및 헤드 사행동이 만족스러운 수준으로 감소되었다.

#### 4. 맺는말

본 연구에서는 유한요소법 해석을 이용하여 수직형 머시닝센터 구조체의 몇 가지 설계 대안에 대하여 쓰러스트 모터에서 전달되는 정하중과 동하중 조건에서 정적 및 동적 구조해석을 수행하고, 그 응답해석 결과를 비교함으로써 만족스런 설계개선 대안을 찾을 수 있었다. 이러한 방법으로 설계개선된 시제품에서는 최초설계 제품에서 나타났던 구조체의 과도한 진동과 헤드의 사행동 등이 만족스런 수준으로 감소되었으며, 결과적으로 우수한 가공능률과 가

공정밀도를 달성할 수 있었다.

#### 후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 창원대학교 공작기계기술연구센터와 (주)두산 기계BU 공작기계BG의 지원에 의한 것입니다. 이에 관계자에게 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

- (1) P. Kohnke, "ANSYS Theory Reference," Swanson Analysis Systems, Inc., 1977
- (2) P. Kohnke, "ANSYS Structural Analysis Guide," Swanson Analysis Systems, Inc., 1977
- (3) Bathe, "Finite Element Procedures," Prentice-Hall, 1996.
- (4) D. G. Fertis, "Mechanical and Structural Vibrations," Wiley Inter Science, 1995
- (5) M. Yoshimura, "Concurrent Optimization of Product Design and Manufacture," Chapter 9 of "Concurrent Engineering," edited by H. R. Parsaei and W. G. Sullivan, 1993, Chapman & Hall, pp.159-183, 1993.
- (6) 吉村允孝, "工作機械の 靜剛性 およびの 解析と設計への 應用," 機械の研究 제 42권 제 1호 pp. 152-162, 1990.