⊙ 研究論文

# 感度解析技法에 의한 最適 構造變更法

朴錫柱* · 王之錫* · 金用哲** · 朴成鉉** · 李丙薰**

# Optimum Structural Modification by Sensitive Analysis

S. Ch. Park, J. S. Wang, Y. Ch. Kim, S. H. Park, B. H. Lee

**Abstract**

This paper is discussing the Optimum Structural Modification by the Sensitive Analysis Method. The mokificxation for the first Mouth Open Mode of the C type structure was done by using coordinate sensitivities and thickness sensitivities.

The results obtained are as follows;

1. the vibration could be minimized by reducing multiples of mode components of impact point and response point.

2. the tooling precision of the Press machine could be minimized by reducing relative vibration amplititutes between the tool and the object to be tooled.

3.the mode componets of 2 points could be identified by using the coordinate sensitivities for the C type structure.

4. the mode components of 2 points could be iodentified by using the thickness sensitivities for the C type structure.

## I. 서 론

최근 전자계산기를 이용한 구조해석 방법이 눈부시게 발달하여, 일반 구조물이나 기계구조물 등의 정적·동적인 특성을 설계단계에서 상당히 정도 높게 예측하는 것이 가능하여 지게 되었다. 유한요소법이 그 대표적인 해결 수단으로 등장하게 된 것이다. 그러나 이러한 해석적 방법에 의한 예측값은 실제 구조물의 경우는 이 예측값이 빗나가는 경우도 허다하다. 유한요소법에서의 가정과 실제구조물을 단순화시키는 과정에서의 형상의 차이나, 선형 미분방정식으로 가정함으로써 실제 구조물에 존재하는 여러가지 형태의 감쇠나 결합부의 특성을 고려할 수 없는 점등으로 인하여 예측이 맞아 떨어지기는 어려운 것이다. 이러한 실제 일어나는 문제를 보완하는 것이 실험에 의한 검증 작업이다. 이 검증 작업에 의하여 모델화에 잘못이 있으면 수정하여 실제 구조물을 더욱 정확히 표현할 수 있는 모델을 찾아낼 수 있을 것이다.

구조해석은 이렇게 모델화를 정확히 하여 정도 높은 해석을 하는 것만으로는 만족스러운 해석방법이 될 수 없다. 보다 좋은 구조물을 만들 수 있

* 정회원, 공학박사, 한국해양대학교 선박공학과
** 한국해양대학교 대학원

는 개선법을 제시할 수 있을 때만이 그 가치가 있는 것이다. 여기에서 최적 구조 설계법이 등장하게 된다. 일반적으로 확대하면 최적화 수법인 것이다. 구조물의 최적화란 소프트적으로 말하면 가장 외관이 좋은 형태나 사용하기 좋은 형태로 설계하는 것이 될 것이고, 하아드적으로 말하면 강도 개선이나 재료 절감을 통한 원가절감 및 중량 최소화 문제, 동적인 특성의 개선 차원에서는 가장 진동이 적고 조용한 특성을 가지는 구조물을 설계하는 문제등으로 나누어 생각할 수 있을 것이다. 여기에서는 진동특성의 정확한 파악과 진동특성을 개선하기 위한 구조 변경 문제에 초점을 맞추어 논하기로 한다.

먼저 진동특성의 정확한 파악을 위하여서는 앞에서 언급한 구조물의 정확한 모델화가 선행되어야 한다. 이는 해석결과와 실험결과가 서로 일치하는 그러한 모델화를 일컫는다. 여기에서 시행착오를 거치는 횟수를 줄이고 정확한 모델화를 하는데 최적화 수법을 동원하게 되는 것이다.

다음으로는 특성의 개선문제이다. 이에는 조용하고 진동이 적은 기계를 만드는 문제와 중량을 최소화함으로써 기계를 가볍게 하고, 또 원가를 절감시키는 문제등이 해당한다.

이러한 문제를 보다 간단히 해결하는 데는 역시 감도해석 기법이 가장 강력할 것이다. 중량 최소화 문제라면 다른 강도나 진동 특성을 건드리지 않는 부분이 어디인가를 찾아내는 문제, 바꾸어 말하면 감도가 가장 적은 부분을 찾아내어 그부분에서 중량을 덜어 내면 될 것이다. 고유진동수와 고유진동모우드의 변경 문제 같으면 목적하는 고유진동수나 고유진동모우드를 가장 크게 변경시킬 수 있는 장소를 찾아내는 문제, 바꾸어 말하면 감도가 가장 큰 부분을 찾아내어 그 부분의 치수를 바꾸면 될 것이다.

또 다른 문제는 거의 모든 구조물이 결합부를 가지고 있는데 이 결합부의 강성이나 감쇠 특성에 대하여는 거의 알려져 있지 않다는 것이다. 이러한 결합부 특성을 현재로서는 정확히 파악할 수 없기 때문에 리벳트나 보울트나 어떤 특수한 형태의 결합부가 구조물의 특성에 주는 영향을 예측하기 어렵다는 것이다. 이러한 결합부의 특성을 알아내는데도 감도 해석법이 아주 유효하게 쓰일 것이다.

여기에서는 이러한 감도 해석법의 일반적인 이론을 설명하고, 이 감도를 이용한 최적화 수법에 대하여 논한 다음, C형 구조물의 주둥이 벌어짐 1차 고유진동 모우드의 변경법에 대하여 유한요소법을 이용한 감도해석방법을 예시하고자 한다.

## 2. 감도 해석

고유진동수와 고유진동모우드의 감도를 구하는 수 많은 방법들이 제안되어 왔으나, 여기에서는 Fox[1]의 방법을 이용하기로 한다. 다음과 같은 운동방정식을 생각하기로 한다.

$$(-\omega^2[M]+[K])\{X\}=(-\lambda[M]+[K])\{X\}=\{0\} \tag{1}$$

여기에서 [M]은 질량행렬, [K]는 강성행렬, $\omega$는 고유진동수, $\lambda$는 고유치, {X}는 변위벡터를 나타내고 있다. 이 고유치 문제의 r차의 고유치 $\lambda_r$에 대한 고유벡터를 고유진동모우드 벡터 $\{\phi_r\}$이라 하기로 한다.

여기에서 설계 변수 $\gamma$가 $\gamma_o$에서 미소량 $\varepsilon$변화해서

$$\gamma=\gamma_o+\varepsilon \tag{2}$$

이 되면 [K], [M], $\lambda_r$, $\omega_r$, $\{\phi_r\}$들도 따라서 변화하게 되는데, 이것들을 1차 미분항만을 고려하여 표시하면 다음과 같이 근사시킬 수 있다.

$$\begin{aligned}
&[K]=[K_o]+\frac{\partial[K]}{\partial\gamma}\varepsilon=[K_o]+[K']\varepsilon\\
&[M]=[M_o]+[M']\varepsilon\\
&\omega_r=\omega_{or}+\omega_r'\varepsilon\\
&\lambda_r=\lambda_{or}+\lambda'\varepsilon\\
&\{\phi_r\}=\{\phi_{or}\}+\{\phi_r'\}\varepsilon
\end{aligned} \tag{3}$$

또 $\lambda_r=\omega_r^2$ 이므로

$$\begin{aligned}
&\lambda_r'=2\omega_r\omega_r'\\
&\omega_r'=\lambda_r'/2\omega_r
\end{aligned} \tag{4}$$

이 되고, 따라서 고유진동수의 감도는 고유치의 감도에 의하여 구할 수 있게 된다. 초기 r차 고유치 $\lambda_{or}$은 $\gamma=\gamma_o$ 일때의 고유치이므로

$$(-\lambda_{or}[M_o]+[K_o])\{\phi_{or}\}=\{0\} \tag{5}$$

이 되고, 변경후에도

$$(-\lambda_r[M]+[K])\{\phi_r\}=\{0\} \tag{6}$$

인 관계를 만족시켜야 한다. (6)식에 (3)식의 관계를 대입하여 $\varepsilon^2$ 이상의 항을 무시하여 $\varepsilon$의 계수를 비교하여 정리하면,

$$(-\lambda_{or}[M_o]+[K_o])\{\phi_{or}'\}$$
$$=(\lambda_{or}[M']+\lambda_r'[M_o]-[K'])\{\phi_{or}\} \tag{7}$$

이 되고 (7)식의 앞에 $\{\phi_{or}\}^T$를 곱하면, 좌변은 고유치의 문제이므로 결국 0이 되고, 따라서

$$\{\phi_{or}\}^T(\lambda_{or}[M']+\lambda_r'[M_o]-[K'])\{\phi_{or}\}=0 \tag{8}$$

여기에서 고유진동모우드 벡터를 다음과 같이 정규화하기로 한다.

$$\{\phi_{or}\}^T[M_o]\{\phi_{or}\}=1$$
$$\{\phi_{or}\}^T[K_o]\{\phi_{or}\}=\lambda_{or}=\omega_{ro}^2 \tag{9}$$

식(8)에 식(9)의 관계를 이용하여 정리하면

$$\lambda_r'=\{\phi_{or}\}^T([K']-\lambda_{or}[M'])\{\phi_{or}\} \tag{10}$$

이 되어 고유치의 감도가 강성행렬의 감도 [K'], 질량행렬의 감도 [M']와 r차의 고유진동모우드 $\{\phi_{or}\}$에 의하여 표시됨을 알 수 있다.

다음에는 고유진동모우드의 감도를 구한다. 식(7)의 좌변의 행렬식은 0이 되어 역행렬이 존재하지 않기 때문에 이 식에서 고유진동모우드의 감도 $\{\phi_{or}'\}$를 구할 수가 없다. 여기에서 이 고유진동모우드 감도 벡터를 고유진동모우드 행렬을 이용하여 다음과 같이 모우드 행렬의 선형 결합으로 표시하기로 한다.

$$\{\phi_r'\}=[\phi_o]\{\xi\} \tag{11}$$

이 식을 (7)식에 대입하고, 앞에 $[\phi_o]^T$를 곱하여 정리하면

$$\xi_s=\{\phi_{os}\}^T(\lambda_{or}[M']-[K'])\{\phi_{or}\}/(\lambda_{os}-\lambda_{or})\quad s\neq r \tag{12}$$

s=r의 경우에는 식(9)를 설계 변수 $\gamma$로 미분하여 식(11)의 관계를 도입하면

$$2\{\phi_{os}\}^T[M_o][\phi_o]\{\xi\}+\{\phi_{os}\}^T[M']\{\phi_{or}\}=0 \tag{13}$$

이 되고, 고유진동모우드의 직교성으로부터

$$\xi_{s=r}=-\{\phi_{or}\}^T[M']\{\phi_{or}\}/2 \tag{14}$$

이 된다. 식 (12), (14)를 식(11)에 대입하면 고유진동모우드의 감도를 구할 수 있게 된다. 이 고유진동모우드의 감도도 [K'], [M'], $\lambda_{or}$, $[\phi_o]$에 의하여 표시됨 을 알 수 있다. 여기에서 주의할 점은 (11)식의 등식이 성립하는 경우는 $[\phi]$가 정칙행렬이어야 한다는 점이다. 즉 전 자유도의 서로 독립인 고유진동모우드가 구하여졌을 때에만 한한다는 것이다. 그러나 실제의 경우 대 자유도의 전 고유치와 고유벡터를 구하는 일은 거의 없고, 따라서 (11)식의 등식이 성립하지 않게 된다. 그럼에도 불구하고 (12)식을 잘 관찰하여 보면 $\lambda_{os}$가 $\lambda_{or}$에 비하여 훨씬 크다면 $\xi_s$가 작게 되어 무시할 수 있게 되고, s차 이상의 고유진동모우드는 구하지 않아도 된다.

$$\lambda_{os}>>\lambda_{or}$$
$$\xi_s\fallingdotseq 0 \tag{15}$$

즉, 전 자유도의 고유진동모우드를 구하지 아니하고, 주목하는 고유진동수보다 상당히 높은 고유진동수까지에 대한 고유진동모우드만을 구하여 쓰면 실용상 문제가 없을 것이다. 어짜피 식(3)의 출발에서부터 1차 미분만을 고려하였으므로 식(3)에서 얻어진 값들은 근사값이 될 수 밖에 없다. 따라서 어떠한 목표값을 얻기 위하여서는 얻어진 변경량을 가지고 고유치 해석을 다시하여 목표값에 도달했는지 확인하고, 다시 반복하는 되풀이 과정을 거쳐서 최종의 설계량을 결정해야 할 것이다.

## 3. 최적구조 변경법

설명을 간단히 하기 위하여 감도행렬을 [A], 설계 변경하고자 하는 장소의 변경량을 $\{x\}$, 변경하고자하는 목표값과 현재값과의 차를 $\{y\}$라 하면, 이의 최적화 문제는

$$[A]\{x\}=\{y\} \tag{16}$$

로 나타낼 수 있다. 이 식은 1차 방정식을 나타내고 있지만, 행렬 [A]가 일반적으로 정방행렬이 아니므로 최소자승해를 구하는 문제이다.

먼저 구하는 미지수 즉 변경하고자 하는 변경량의 수가 방정식의 갯수보다 적은 경우는 통상 말하

는 다음과 같은 S를 최소로 하는 최소자승해를 구하면 된다.

$$S = |[A]\{x\} - \{y\}| \tag{17}$$

그러나 일반적으로 구조변경의 문제는 위와는 반대로 구하고자 하는 변경량의 갯수가 방정식의 갯수보다 많은 것이 특징이다. 예를 들면 몇개의 고유진동수를 특정 고유진동수로 옮기는데, 변경할 수 있는 요소의 수는 수십내지 수백개가 되는 경우 등이다. 이 경우에는 무수히 많은 해를 가지게 되나 다음과 같은 S를 최소로 하는 제약을 가하면 해가 일의적으로 결정된다.

$$S = \{x\}^T\{x\} \tag{18}$$

이러한 경우를 의사 최소자승법의 문제라 부른다. 여기에서 행렬 [A]가 독립성을 가지고 있으면 이의 해는 다음과 같이 간단히 구해질 수 있다.

$$\{x\} = [A]^T([A][A]^T)^{-1}\{y\} \tag{19}$$

그러나 원판 등과 같이 대칭구조물은 감도 행렬의 행이 같은 경우가 생길 수도 있다. 바꾸어 말하면 감도의 대칭성이 존재하게 되고, 행렬 ([A][A]$^T$)의 역행렬이 존재하지 않게 되어 이 문제를 푸는 것은 간단하지 않다.[2),3)]

## 4. 고유진동모우드를 변경시키는 최적 구조 변경법

여기에서는 앞 2·3절에서 설명한 이론을 바탕으로 특정 진동모우드를 변경시키는 방법을 예시한다. 기계 구조물등의 진동이 심하여 그 진동을 줄이고자 하는 경우에는 각 모우드 성분의 진폭을 줄이는 문제가 될 것이다.

일반적으로 일점 i에 단위 충격력이 작용했을 경우 점 j의 응답은 다음과 같이 나타낼 수 있다[4)].

$$h_{ij}(t) = \sum_{r=1}^{n} \frac{\phi_{ir}\,\phi_{jr}}{\omega_r} e^{-\sigma_r t} \sin \omega_r t \tag{20}$$

여기에서 $\omega_r$, $\{\phi_r\}$, $\sigma_r$은 각각 r차의 감쇠 고유진동수, 고유진동모우드, 모우드감쇠율을 나타낸다. 이 식은 $\frac{\phi_{ir}\,\phi_{jr}}{\omega_r}$이 r차 고유진동수에 대한 단위충격 응답의 진폭에 해당됨을 말해주고 있다. 따라서 이 진폭을 줄여 주면 기계 구조물의 진동을 줄일 수 있음을 의미한다.

다른 한편 공작물의 가공에 있어서의 가공정밀도는 가공기와 피가공물의 상대적인 진동에 의하여 결정되어진다. 식(20)에서 i점에 단위충격이 가해졌을 때 임의의 두점 p, q사이의 상대 진동 진폭을 구할수 있다.

$$h_{rel}(t) = h_{ip} - h_{iq} \tag{21}$$
$$= \sum_{r=1}^{n} \frac{\phi_{ir}\phi_{pr} - \phi_{ir}\phi_{qr}}{\omega_r} e^{-\sigma_r t} \sin \omega_r t$$

이 식에서 진폭은 $\frac{\phi_{ir}(\phi_{pr} - \phi_{qr})}{\omega_r}$이 됨을 알 수 있고, p점의 진동모우드 r성분의 크기 $\phi_{pr}$와 q점의 진동 모우드의 성분 $\phi_{qr}$이 같으면 r차의 고유진동수에 대한 진폭이 0이 됨을 알 수 있다.

### 4.1 두점의 진동 모우드 성분을 일치시키는 방법

여기에서는 특정 두점의 모우드 성분을 일치시키는 방법을 설명한다.

주목하고 있는 두점의 진동모우드 성분을 $\phi_1$, $\phi_2$라 하면,

$$\phi_1 = \phi_2 \tag{22}$$

가 되도록 진동모우드를 일치시키면 될 것이다. 여기에서 $\phi_{01}$, $\phi_{02}$를 구조변경전의 모우드 성분이라 하고, $\phi_1'$, $\phi_2'$를 모우드감도라하면 다음과 같이 설계변경량이 구해진다.

$$\sum_{k=1}^{n} (\phi_{1k}' - \phi_{2k}')\,\varepsilon_k = \phi_{20} - \phi_{10} \tag{23}$$

이 식은 변경장소를 n개소라 했을 경우의 설계변경량을 구하는 문제이다. 식(16)의 다른 표현인 것이다.

### 4.2 C형 구조물의 해석 예

그림 1과 같은 C형 구조물의 주둥이 벌어짐 1차 고유진동 모우드에 대하여 $p_1$점과 $p_2$점의 성분을 일치시키는 구조변경법에 대하여 설명한다. 그림 2는 이 구조물의 주둥이 벌어짐 1차 고유진동모우드를 보여준다. 목표를 달성하기 위하여서는 식(23)의 감도를 구하여야 되는데, 구조물의 감도는 평판의 경우 공간적인 위치를 이동시키는 좌표 감도와 두께를 변화시키는 두께 감도로 나누어서 생

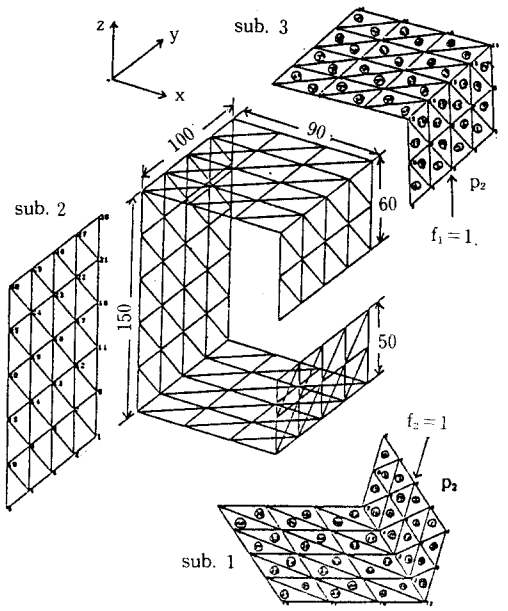


**Fig. 1** FEM model of the C type structure.

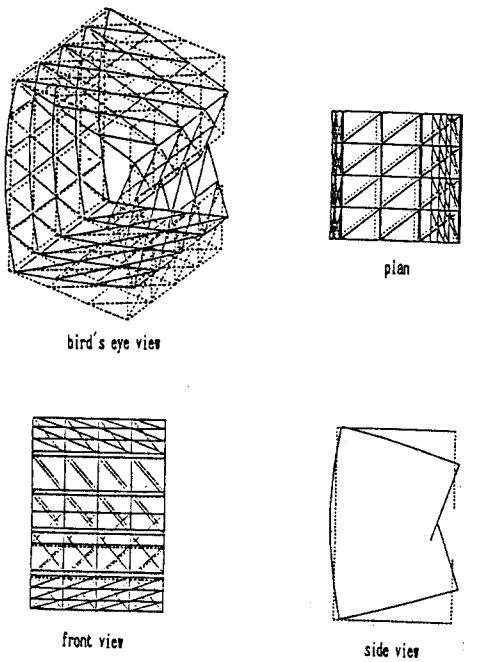


**Fig. 2** The first natural mode of the C type structure.

각할 수 있다.

a. 좌표감도에 의한 예

그림 1에 보이는 구조물을 3개의 부분구조로 나누어 부분구조합성법에 의한 진동해석을 하기로 한다. 이 구조물은 분계1과 분계3의 Z축 방향의 치수만이 다르기 때문에 비대칭구조물이 되어 있다. 따라서 분계1과 분계3의 Z축방향의 치수가 같게 되면 점$p_1$과 점$p_2$의 X방향 모우드가 일치하게 될 것이다. 여기에서는 분계3의 절점 ①—⑤의 Z축 방향의 치수를 변경패러메터로 하여 해석하기로 한다. 분계3의 Z축방향의 치수가 분계1의 Z축 방향의 치수와 같게 되면 점$p_1$과 점$p_2$의 X방향 모우드가 일치하게 될 것이므로 분계3의 Z축방향의 길이가 50.0mm가 되면 될 것이다.

표 1은 이의 결과를 나타낸다. 첫번의 계산에서 49.67mm가 되었고, 한번의 반복계산에 의하여 49.79mm가 되었음을 알 수 있다.

**Table 1. Modifications of the Z coordinates of Node No. 1 to No. 5 of Substructure No. 3 to identify the X directional mode of $P_1$ and $P_2$.**

| expect val. | 1st calculation | | 1st iteration | |
|---|---|---|---|---|
| 50.00mm | sens. | results | sens. | results |
| | −0.09228 | 49.67mm | −0.05362 | 49.79mm |

이상과 같이 단순한 모델에 대하여서는 1-2회의 계산으로 목표값에 맞출 수 있음을 알 수 있다. 그러나 실제의 구조물에 대하여서는 두점의 고유모우드 성분을 일치시키는 것은 그리 용이하지 않을 것이다. 예를 들면 감도가 아주 작은 경우나 모우드의 위상이 서로 반대인 경우, 공간적 제약등의 이유로 실현시킬 수 없는 경우등이 이에 해당한다.

b. 철판의 두께 감도에 의한 해석 예

이번에는 같은 모델에 대하여 철판의 두께 감도를 이용한 해석예를 보인다. 먼저 분계3의 전 요소의 철판의 두께를 변경 패러메터로 하여 점$p_1$과 점$p_2$의 주둥이 벌어짐 1차 진동모우드성분을 일치시키는 구조변경을 하여 본다. 표 2가 철판의 두께의 변화를 보이고, 표 3이 고유진동수와 고유모우드성분의 변화를 보이고 있다. 표에서 같이 2회의 계산으로 수렴함을 알 수 있다.

다음에는 분계1과 분계3의 전 요소의 철판 두께를 변경패러메터로 하여 구조변경한 결과이다. 표 4에 철판두께의 변화가 나타나 있고, 표 5에 고유모우드의 변화가 나타나 있다. 여

**Table 2. Modifications of the thickness of Substructure No. 3 to identify the X directional mode of $P_1$ and $P_2$.**

| element | before modification | 1st calculation | 1st iteration |
|---|---|---|---|
| 1 | 5.00 | 4.70 | 4.47 |
| 2 | 5.00 | 4.70 | 4.47 |
| 3 | 5.00 | 4.70 | 4.47 |
| 4 | 5.00 | 4.71 | 4.48 |
| 5 | 5.00 | 4.77 | 4.58 |
| 6 | 5.00 | 4.77 | 4.58 |
| 7 | 5.00 | 4.77 | 4.58 |
| 8 | 5.00 | 4.77 | 4.58 |
| 9 | 5.00 | 4.89 | 4.79 |
| 10 | 5.00 | 4.91 | 4.81 |
| 11 | 5.00 | 4.89 | 4.49 |
| 12 | 5.00 | 4.88 | 4.76 |
| 13 | 5.00 | 4.88 | 4.76 |
| 14 | 5.00 | 4.91 | 4.82 |
| 15 | 5.00 | 4.92 | 4.83 |
| 16 | 5.00 | 4.90 | 4.80 |
| 17 | 5.00 | 5.17 | 5.23 |
| 18 | 5.00 | 5.19 | 5.26 |
| 19 | 5.00 | 5.19 | 5.27 |
| 20 | 5.00 | 5.17 | 5.25 |
| 21 | 5.00 | 5.28 | 5.43 |
| 22 | 5.00 | 5.25 | 5.37 |
| 23 | 5.00 | 5.24 | 5.35 |
| 24 | 5.00 | 5.21 | 5.33 |
| 25 | 5.00 | 5.60 | 5.87 |
| 26 | 5.00 | 5.59 | 5.87 |
| 27 | 5.00 | 5.64 | 5.94 |
| 28 | 5.00 | 5.76 | 6.10 |
| 29 | 5.00 | 5.84 | 6.23 |
| 30 | 5.00 | 5.68 | 6.00 |
| 31 | 5.00 | 5.63 | 5.94 |
| 32 | 5.00 | 5.64 | 5.94 |
| 33 | 5.00 | 6.11 | 6.51 |
| 34 | 5.00 | 6.24 | 6.70 |
| 35 | 5.00 | 6.20 | 6.65 |
| 36 | 5.00 | 6.07 | 6.46 |
| 37 | 5.00 | 6.05 | 6.44 |
| 38 | 5.00 | 6.23 | 6.70 |
| 39 | 5.00 | 6.24 | 6.70 |
| 40 | 5.00 | 6.09 | 6.49 |

**Table 3. Changes of the Natural Frequency and the Natural Mode by the modification of table 2.**

| | | Origin | lst cal. | lst itr. |
|---|---|---|---|---|
| Nat. Freq. | | 134.0 | 139.0 | 140.0 |
| Mode | $P_1$ | −24.66 | −21.19 | −20.35 |
| | $P_2$ | −16.70 | −19.33 | −20.10 |

**Talbe 4. Modifications of the thickness of Substructure No. 1 and No. 3 to identify the X directional mode of $P_1$ and $P_2$.**

| element | Sub. 1 | | Sub. 3 | |
|---|---|---|---|---|
| | before modification | after modification | before modification | after modification |
| 1 | 5.00 | 5.17 | 5.00 | 4.84 |
| 2 | 5.00 | 5.17 | 5.00 | 4.84 |
| 3 | 5.00 | 5.17 | 5.00 | 4.84 |
| 4 | 5.00 | 5.17 | 5.00 | 4.84 |
| 5 | 5.00 | 5.15 | 5.00 | 4.87 |
| 6 | 5.00 | 5.15 | 5.00 | 4.87 |
| 7 | 5.00 | 5.15 | 5.00 | 4.87 |
| 8 | 5.00 | 5.15 | 5.00 | 4.87 |
| 9 | 5.00 | 5.12 | 5.00 | 4.94 |
| 10 | 5.00 | 5.11 | 5.00 | 4.95 |
| 11 | 5.00 | 5.12 | 5.00 | 4.94 |
| 12 | 5.00 | 5.12 | 5.00 | 4.93 |
| 13 | 5.00 | 5.12 | 5.00 | 4.93 |
| 14 | 5.00 | 5.11 | 5.00 | 4.95 |
| 15 | 5.00 | 5.11 | 5.00 | 4.95 |
| 16 | 5.00 | 5.11 | 5.00 | 4.95 |
| 17 | 5.00 | 5.02 | 5.00 | 5.09 |
| 18 | 5.00 | 5.01 | 5.00 | 5.10 |
| 19 | 5.00 | 5.01 | 5.00 | 5.10 |
| 20 | 5.00 | 5.01 | 5.00 | 5.09 |
| 21 | 5.00 | 4.95 | 5.00 | 5.15 |
| 22 | 5.00 | 4.97 | 5.00 | 5.14 |
| 23 | 5.00 | 4.97 | 5.00 | 5.13 |
| 24 | 5.00 | 4.98 | 5.00 | 5.12 |
| 25 | 5.00 | 4.75 | 5.00 | 5.33 |
| 26 | 5.00 | 4.76 | 5.00 | 5.33 |
| 27 | 5.00 | 4.73 | 5.00 | 5.35 |
| 28 | 5.00 | 4.69 | 5.00 | 5.42 |
| 29 | 5.00 | 4.64 | 5.00 | 5.46 |
| 30 | 5.00 | 4.71 | 5.00 | 5.37 |
| 31 | 5.00 | 4.73 | 5.00 | 5.35 |
| 32 | 5.00 | 4.72 | 5.00 | 5.35 |
| 33 | 5.00 | 4.43 | 5.00 | 5.61 |
| 34 | 5.00 | 4.36 | 5.00 | 5.68 |
| 35 | 5.00 | 4.39 | 5.00 | 5.66 |
| 36 | 5.00 | 4.46 | 5.00 | 5.59 |
| 37 | 5.00 | 4.47 | 5.00 | 5.58 |
| 38 | 5.00 | 4.36 | 5.00 | 5.68 |
| 39 | 5.00 | 4.36 | 5.00 | 5.68 |
| 40 | 5.00 | 4.44 | 5.00 | 5.60 |

**Table 5. Changes of the Natural Frequency and the Natural Mode by the modification of table 4.**

| | | Origin | lst cal. |
|---|---|---|---|
| Nat. Freq. | | 134.0 | 133.5 |
| Mode | $P_1$ | −24.66 | −20.36 |
| | $P_2$ | −16.70 | −20.66 |

기에서는 한번의 계산으로 만족할 만한 결과가 얻어졌다.

## 5. 결 론

본 논문에서는 감도해석 기법을 이용하여 진동모우드를 변경시키는 방법에 대하여 논하였다. 좌표감도와 두께 감도를 이용하여 C형 구조물의 주둥이 벌어짐 1차 모우드의 변경에 대하여 유한요소법을 이용한 해석을 하여서 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 단위 충격 응답이 고유모우드의 합으로 표시될 수 있는 성질을 이용하여, 충격점과 응답점의 고유모우드 성분의 곱을 작게 함으로써 주목하는 장소의 진동을 최소화할 수 있음을 보였다.

2. 공작기계등과 같이 가공기와 피가공물의 상대적인 진동에 의하여 가공의 정밀도가 결정되는 기계구조물에 대하여서는 상대진동 진폭을 최소화함으로써 가공 정밀도를 높일 수 있음을 보였다.

3. C형 구조물에 대하여 좌표감도를 이용하여 특정 2점의 모우드 성분을 일치시킬 수 있음을 보였다.

4. C형 구조물에 대하여 철판의 두께 감도를 이용하여 특정 2점의 모우드 성분을 일치시킬 수 있음을 보였다.

여기에서는 유한요소법을 이용한 해석예만을 보였다. 유한요소법은 모델화만 제대로 이루어지면 거의 완벽한 해석방법으로 인정되어 있기 때문에 해석적인 방법에 의하여 그 유용성이 확인되면 실제 구조물에 대하여서도 실용성이 있을 것으로 사료된다. 다음 계속된 보고에서는 전번 보고[5]에서 해석한 바 있는 C형 프레스기계의 진동특성을 개선하는 방안에 대하여 고찰할 예정이다.

## 6. 참고문헌


1) Fox,R.L., "Rates of Change of Eigen Values and Eigenvectors," AIAA J., Vol. 6, No. 12, 1968.

2) 柳井, 竹內, "射影行列, 一般行列, 特異値分解," 東京大學出版會, 1983, p. 65.

3) 戶川, "マトリクスの數値解析," オム社, 1971, p. 46.

4) 長松, "モード解析," 培風館, 1985, p. 71.

5) 朴錫柱, 長松, "프레스 機械의 振動解析과 動特性의 最適化," 韓國舶用機關學會誌 14-3, 1990, p. 34.