

연속법에 의한 판구조 고유진동수의 민감도 해석

이 재 환* · 장 강 석** · 신 민 용***
(96년 5월 23일 접수)

Eigenvalue Design Sensitivity Analysis of Structure Using Continuum Method

Jae-Hwan Lee* · Kang-Suck Jang** · Min-Yong Shin***

Key Word : Design Sensitivity Analysis(설계 민감도 해석), Eigenvalue Analysis(고유치 해석), FEM(유한요소법), Eigenvalue Reanalysis(고유치 재해석)

Abstract

In this paper, design sensitivity of plate natural frequency is computed for thickness design variables. Once the variational equation is derived from Lagrange equation using the virtual displacement, governing energy bilinear form is obtained and sensitivity equation is formulated through the first variation. Natural frequency is obtained using the commercial FEM code and the accuracy of sensitivity is verified by finite difference. The accuracy of natural frequency and sensitivity improves for the fine mesh model.

1. 서 언

구조진동해석에 유한요소법이 사용됨에 따라 강성, 질량 행렬의 미분을 통하여 고유치의 민감도가 계산되는 방법들이(해석법, 반해석법) 발표돼 왔다. 본 연구는 강성, 질량 행렬의 미분을 수행하지 않고 연속체역학에 기초하여 변분원리와 고유벡터를 이용해 민감도를 계산하는 연속법이어서 임의의 범용 유한요소 코드와 연결되어 사용될 수 있다. 즉 진동해석 결과인 고유벡터와 고유치를 개발된 프로그램에 입력하여 민감도를 구할수 있다.

근래 유한요소법의 활용으로 진동해석 자체는 용이해졌으나 선체구조는 대부분 복잡하여 해석결과만으로는 설계변경을 시도하기가 어렵다고 할 수 있다. 물론 유한요소모델에서 두께나, 면적, 경계조건 등을 자주 변경하여 고유치변화를 유도할 수 있으나 역시 설계자의 경험에 의존해야 한다. 따라서 진동특성과 설계변수 상관치가 도출될 경우 설계자에게 참조가 될 수 있겠다.

실제 구조물 설계는 경계조건, 구조부품특성, 제작여건 때문에 제한점이 많아 민감도해석 만으로는 만족스런 설계변경을 시도할 수 없다. 하지만

* 충남대학교 교수
** 대우중공업 연구원
*** 충남대학교 대학원

민감성이 수치적으로 가시화 될 수 있는 점이나, 유한요소 재해석 없이 민감도만으로 재해석 결과, 즉 새로운 고유진동수를 예측할 수 있다는 점때문에 민감도해석이 활용될 수 있다.

국외에서 선형 자유진동 문제의 민감도해석 분야에는 많은 연구가 수행되어 왔다^{1),2)}. 연속민감도 해석기법도 유한요소법과 연계되어 구조문제에 응용되어 왔다²⁾. 고유진동의 민감도해석 분야에는 이산화계를 다루는 반해석법이 대부분이어서 행렬화된 식 $AX = \lambda BX$ 를 미분하는 방법이 일반적이다. 반해석법은 semi-analytical method 라하며 통상 유한요소법을 적용하여 질량, 강성 행렬의 미분을 취한다. A행렬이 대칭이고 B행렬이 단위행렬일 때 고유진동수 미분치를 유도하는 내용이 Jacobi³⁾에 의해 시도된 후, A와 B가 대칭인 경우, 비대칭인 경우 외에도 여러방법들이 발표되었다⁴⁾⁻⁶⁾. 이러한 방법들은 고유진동수와 고유벡터를 모두 사용하므로 비효율적이어서 개선된 방안, 즉 해당고유치 및 고유벡터를 이용하는 방법이 제시되었다⁷⁾.

일반적 구조설계에 적용되던 진동특성에 관한 감도해석이 선체설계에 적용되기 시작하여 선체의 보모델 감도가 해석적 방법으로, 해석가능한 구조계에 대해서는 전달매트릭스법과 유한요소-전달매트릭스 방법에 의한 동특성 감도해석이 발표되었다⁸⁾. 초기설계시 보모델이나 해석가능한 구조물 진동에 대해서는 이와 같이 해석적 방법이 유효하나 복합선체진동이나 상부구조진동 경우 2~3차원 모델의 유한요소법이 사용됨에 따라 직접 미분법, 보조변수법, 유한차분법 등이 적용될 수 있게 되었다⁹⁾.

기타 구조물에 대한 민감도해석으로 프레스에 적용한 연구에서¹⁰⁾, 판 유한요소를 사용하여 강성, 질량 행렬을 구한 후 Taylor 급수의 1차 미분항으로 고유진동수, 고유모우드, 강제진동응답에 대한 민감도가 계산되어 기계의 최적화가 수행되었다.

근래 본 연구원등에 의해 연속법을 사용한, 조화진동문제에 관한 민감도 해석이 발표되었다¹¹⁾. 여기에선 shock absorber로 지지된 거대 수송체 구조물의 진동에 관한 민감도 값이 산출되어 정확성

이 입증되었다.

2. 고유치 민감도 해석

연속법에서의 민감도 해석은 다음과 같다. 탄성 구조물에서 감쇠가 없는 경우 Lagrange 운동 방정식은 다음과 같다.

$$L = \frac{1}{2} \dot{z}^T M \dot{z} - \frac{1}{2} z^T K z + z^T F \quad (2.1)$$

가상변위 \bar{z} 가 사용되어 Lagrange 방정식의 변분식은 다음 형태로 쓰여질 수 있으며 식(2.3)이 된다.

$$\sum_{i=1}^n \left[\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{z}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial z_i} \right] \bar{z}_i(t) = 0 \quad (2.2)$$

$$\bar{z}^T(t) [M\dot{z}(t) + Kz(t) - F(t)] = 0 \quad (2.3)$$

자유진동의 경우 $F = 0$ 이고, 식(2.4)와 같은 해를 가정하여 식(2.3)에 대입하면 자유진동 기본식(2.5)가 유도된다.

$$z(t) = y \sin(\omega t + \alpha) \quad (2.4)$$

$$[-\omega^2 \bar{y}^T M y + \bar{y}^T K y] \sin(\omega t + \alpha) = 0 \quad (2.5)$$

식(2.5)는 강성을 나타내는 에너지 쌍일차 항 $a(\cdot, \cdot)$ 와 질량 쌍일차 항 $d(\cdot, \cdot)$ 으로 분리되며 다음 식과 같이 표현되고,

$$a(y, \bar{y}) = \zeta d(y, \bar{y}) \quad (2.6)$$

고유치 $\zeta = \omega^2 = (2\pi f)^2$ 이며, f 는 고유진동수이다.

식(2.6)은 강성과 질량, 두께, 탄성계수, 밀도 등 설계 변수 u 의 함수이다.

$$a_u(y, \bar{y}) \equiv \bar{y}^T K y \quad (2.7)$$

$$d_u(y, \bar{y}) \equiv \bar{y}^T M y \quad (2.8)$$

따라서 자유진동의 기본 식은 다음과 같은 변분방정식이 된다.

$$a(y, \bar{y}) = \zeta d(y, \bar{y}) \quad (2.9)$$

쌍일차 항에는 다음의 정규화 조건이 포함된다.

$$d(y, \bar{y}) = 1 \quad (2.10)$$

고유치 특성 방정식에서 중복되지 않는 단순 고유치 경우, 고유치와 고유벡터가 미분 가능하므로 다음과 같은 변분이 성립된다.

$$\begin{aligned} \zeta'(u, \delta u) &\equiv -\frac{d}{d\tau} [\zeta(u + \tau \delta u)] \Big|_{\tau=0} \\ y'(x; u, \delta u) &\equiv -\frac{d}{d\tau} [y(x; u + \tau \delta u)] \Big|_{\tau=0} \end{aligned} \quad (2.11)$$

식(2.11)에서 ζ 와 y 는 설계변수 u 의 함수이며, δu 는 u 의 변분, x 는 고유벡터의 공간좌표를 의미한다. 또한 '는 현재상태에서 δu 의 방향으로 일차 변분을 의미하는데 $\tau = 0$ 은 이러한 Frechet derivative에 사용되는 기호이다.

이러한 미분의 결과로 식(2.9)에 변분을 취하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} a(y', \bar{y}) + a'_{\delta u}(y, \bar{y}) &= \zeta' d(y, \bar{y}) \\ &+ \zeta d(y', \bar{y}) + \zeta d'_{\delta u}(y, \bar{y}) \end{aligned} \quad (2.12)$$

식(2.12)에서 $a_u(y', \bar{y})$ 와 $a_{\delta u}(y', \bar{y})$ 는 각각 고유벡터와 에너지 쌍일차 항의 설계변수에 대한 1차 변분을 나타내는데 하첨자 δu 는 특히 강성에 대한 변분을 표시하며 질량항에도 동일한 표식이 성립된다.

쌍일차 형태의 $a(\cdot, \cdot)$ 와 $d(\cdot, \cdot)$ 의 대칭성과, 가상변위 \bar{y} 는 임의의 변위가 될 수 있으므로 (4) 고유벡터로 치환되어 $\bar{y} = y$ 가 되므로 식(2.13)을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \zeta' d_u(y, y) &= a'_{\delta u}(y, y) - \zeta d'_{\delta u}(y, y) \\ &- [a_u(y, y') - \zeta d_u(y, y')] \end{aligned} \quad (2.13)$$

식(2.9)와 (2.10)이 적용되고 식(2.13)에서 $a_u(y, y')$ = $\zeta d_u(y, y')$ 가 되므로 고유치의 민감도식 (2.14)가 성립된다.

$$\zeta' = a'_{\delta u}(y, y) - \zeta d'_{\delta u}(y, y) \quad (2.14)$$

고유진동수의 민감도 식(2.14)으로부터 $f'_n = \zeta' / (4\pi^2 f_n)$ 가 된다.

3. 각 구조부재의 고유치 민감도

3.1 보 요소

임의 형상의 보의 단면적을 $h(x)$ 라 하면 이차모멘트 I 는 형상에 따른 양의 상수 a 와 함께 ah^2 가 될 수 있다. 설계변수로 단면적, 모멘트, 탄성계수, 밀도를 고려하면 변수 벡터 $u = [h, I, E, \rho]^T$ 가 된다. 이 때 에너지 쌍일차와 질량 항은 다음과 같은데 y_{11} 는 $\frac{\partial y^2}{\partial x^2} = y_{xx}$ 와 동일하다.

$$\begin{aligned} a_u(y, \bar{y}) &= \int_0^l Eah^2 y_{11} \bar{y}_{11} dx \\ d_u(y, \bar{y}) &= \int_0^l \rho h y \bar{y} dx \end{aligned} \quad (3.1)$$

식(3.1)에 각 변수별로 변분을 취하면 다음 식이 된다.

$$\begin{aligned} a'_{\delta u}(y, \bar{y}) &= \int_0^l I y_{11} \bar{y}_{11} dx \delta E \\ &+ \int_0^l 2Eah y_{11} \bar{y}_{11} \delta h dx \\ &+ \int_0^l E y_{11} \bar{y}_{11} \delta I dx \\ d'_{\delta u}(y, \bar{y}) &= \int_0^l A y \bar{y} dx \delta \rho + \int_0^l \rho y \bar{y} \delta A dx \end{aligned} \quad (3.2)$$

2절에서와 같이 $\bar{y} = y$ 를 사용하여 식(2.14)에 식(3.1)을 적용하면 보에 대한 고유치 민감도 식은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \zeta &= \left[\int_0^l ah^2 (y_{xx})^2 dx \right] \delta E - \left[\zeta \int_0^l 2hy^2 dx \right] \delta \rho \\ &+ \int_0^l [2Eah (y_{xx})^2 - \zeta \rho y^2] \delta h dx \\ &+ \int_0^l E (y_{xx})^2 \delta I dx \end{aligned} \quad (3.3)$$

3.2 판 요소

Fig. 1의 판 요소에서는, 두께 h , 탄성계수 E , 밀도 ρ 등을 설계변수로 이용할 수 있고, 고유치 문제에 관한 식은 식(3.4)와 같이 된다.

$$\begin{aligned} \bar{A}_{u,y} &\equiv [\widehat{D}(u)(y_{11} + \nu y_{22})]_{11} + [\widehat{D}(u)(y_{22} + \nu y_{11})]_{22} \\ &+ 2(1-\nu)[\widehat{D}(u)y_{12}]_{12} \equiv \zeta \rho h y \equiv \zeta \bar{B}_{u,y} \end{aligned} \quad (3.4)$$

여기서 $y_{ij} \equiv \partial^2 y / \partial x_i \partial y_j$, $\widehat{D}(u) = Eh^3/12(1-\nu^2)$ 이고, $u = [h, E, \rho]^T$ 는 설계변수벡터이며 에너지 쌍일차 방정식은 다음 식과 같다.

$$\begin{aligned} (\bar{A}_{u,y}, \bar{y}) &= a_u(y, \bar{y}) = \\ &\int \int_{\Omega} \widehat{D}(u)[y_{11} \bar{y}_{11} + \nu(y_{22} \bar{y}_{11} + y_{11} \bar{y}_{22}) \\ &+ y_{22} \bar{y}_{22} + 2(1-\nu)y_{12} \bar{y}_{12}] d\Omega \\ (\bar{B}_{u,y}, \bar{y}) &= d_u(y, \bar{y}) = \zeta \int \int_{\Omega} \rho h y \bar{y} d\Omega \end{aligned} \quad (3.5)$$

식 (3.5)에 변분을 취해서 다음 식(3.6)을 유도할 수 있으며, 이를 식(2.14)에 대입하여, 고유치 민감도를 식 (3.7)과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} a_{\delta u}(y, y) &= \frac{\delta E}{12(1-\nu^2)} \int \int_{\Omega} h^3 [y_{11}^2 + 2\nu y_{11} y_{22} \\ &+ y_{22}^2 + 2(1-\nu)y_{12}^2] d\Omega \\ &+ \frac{E}{4(1-\nu^2)} \int \int_{\Omega} h^2 [y_{11}^2 \\ &+ 2\nu y_{11} y_{22} + y_{22}^2 + 2(1-\nu)y_{12}^2] \delta h d\Omega \end{aligned} \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} \delta'_{\delta u}(y, y) &= \int \int_{\Omega} h y^2 d\Omega \delta \rho + \rho \int \int_{\Omega} y^2 \delta h d\Omega \\ \zeta' &= \left[\frac{1}{12(1-\nu^2)} \int \int_{\Omega} h^3 [y_{11}^2 + 2\nu y_{11} y_{22} \right. \\ &+ y_{22}^2 + 2(1-\nu)y_{12}^2] d\Omega \delta E \\ &- \left[\rho \int \int_{\Omega} y^2 d\Omega \right] \delta \rho \\ &+ \left[\frac{E}{4(1-\nu^2)} \int \int_{\Omega} [h^2 (y_{11}^2 + 2\nu y_{11} y_{22} \right. \\ &+ y_{22}^2 + 2(1-\nu)y_{12}^2) - \zeta \rho y^2] \delta h d\Omega \end{aligned} \quad (3.7)$$

4. 진동 및 고유진동수 민감도 해석

본 문에서는 단순한 판구조를 이용하여 고유진동수 민감도를 해석하였다. 자유진동해석은 ANSYS를 이용하였고, 민감도의 정확성은 유한차분 결과와 비교되어 입증되었다.

4.1 진동 해석

Fig. 1의 판구조는 한단 고정이고 탄성계수 $E = 3 \times 10^7$ psi, 밀도 $\rho = 0.000728 \text{ lb s}^2 / \text{in}^4$, Poisson's ratio $\nu = 0.3$, 길이 16 in. 폭 4 in. 이며 4개의 부재로 나뉘어 초기 두께 h 는 각 1.0 in. 이다. ANSYS에 의한 진동해석에서 전체 요소 수를 8개 (Fig. 1), 128개 (Fig. 2)로 했을 경우의 고유진동수와 이론적인 고유진동수가 Table 1에 있다. 요소수가 적은 경우의 해석에서도 이론치에 근접한 해가 구해진다.

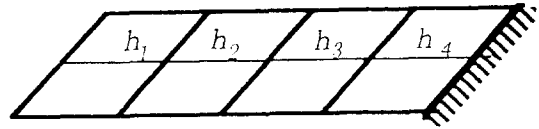


Fig. 1 Plate with four design components

Table 1 Fundamental natural frequency of plate

Free Vibration analysis	First natural frequency
coarse mesh	128.41 Hz
Fine mesh	128.12 Hz
Analytical solution	128.09 Hz

128개 요소 모델의 고유진동모드는 굽힘1차, 평면1차, 굽힘2차, 비틀림2차, 굽힘3차 별로 Fig. 2~6에 있다.

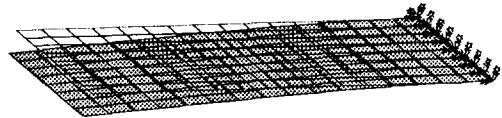


Fig. 2 The first mode shape of plate

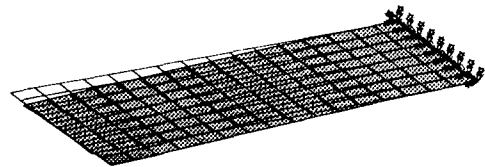


Fig. 3 The second mode shape of plate

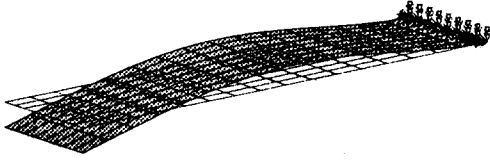


Fig. 4 The third mode shape of plate

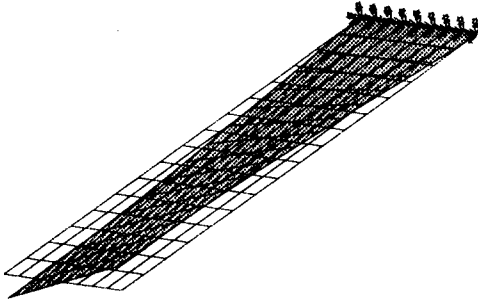


Fig. 5 The fourth mode shape of plate

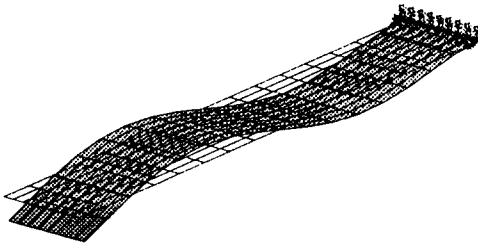


Fig. 6 The fifth mode shape of plate

4.2 민감도 해석

자유진동해석 후 각 고유진동수에 대해서 식 (3.7)에 의해 각 요소의 민감도 f'_{ni} 가 계산되었으며 설계변수는 각 요소의 두께이다. 요소별 계산된 민감도는 각각 크기와 음·양방향을 갖고 있으나 정확도의 검증을 위해서는 다음과 같은 민감도 응용식이 사용된다. 식(4.1)에서 f'_{ni} 는 요소별 민감도를 나타내며 각 요소두께 t_i 를 일정량 (δ_i)만큼 변화시키면 고유진동수의 변화량이 민감도에 의해 예측된다.

$$\delta f_n = \sum_{i=1}^{NEL} \delta_i t_i \times f'_{ni} \quad (4.1)$$

예를 들어 요소 8개 모델에서 각 요소두께를 1% 증가시킬 경우의 새로운 고유진동수의 변화량 δf_n 은 1.28이 된다.

$$\begin{aligned} \delta f_n &= \sum_{i=1}^8 0.01 \times 1.0 \times f'_{ni} \\ &= 0.01 \times (-22.2 - 22.2 - 3.5 - 3.5 + 22.8 \\ &\quad + 22.8 + 66.7 + 66.7) = 1.28 \end{aligned} \quad (4.2)$$

이 경우 새로운 고유진동수 ($f_n + \delta f_n$)는 129.6 Hz가 된다.

$$f_n + \delta f_n = 128.41 + 1.28 = 129.6 \quad (4.3)$$

계산된 민감도의 정확성을 검증하기 위하여 유한차분에 의한 고유진동수 변화량과 비교하였다.

각 Table에서 현재 두께 h 에 대한 고유진동수는 $f_n(h)$, 두께 Δh 만큼 증분된 경우 고유진동수는 $f_n(h + \Delta h)$ 이며 고유진동수 유한차분치는 $\Delta f_n = f_n(h + \Delta h) - f_n(h)$ 가 된다. 각 Table에서 Δf_n 과 δf_n 이 비교되었다.

Table 2 Accuracy check of sensitivity of coarse model(8 elements with 1% thickness perturbation)

Mode	$f_n(h)$	$f_n(h + \Delta h)$	Δf_n	δf_n	$\frac{\delta f_n}{\Delta f_n}$ (%)
1	128.41	129.69	1.28	1.28	100
2	498.33	498.33	.0	.0	.0
3	815.71	823.87	8.16	8.12	99.5
4	1187.14	1199.01	11.87	10.73	90.4
5	2327.37	2350.64	22.27	23.59	101.4
6	2945.94	2945.94	.0	.0	.0
7	3192.29	3192.29	.0	.0	.0
8	3593.14	3629.07	35.93	35.32	98.3
9	4622.35	4668.57	46.22	45.02	97.4
10	6115.75	6176.91	61.16	64.79	105.9

Table 3 Accuracy check of sensitivity of fine model(128 elements with 1% thickness perturbation)

Mode	$f_n(h)$	$f_n(h + \Delta h)$	Δf_n	δf_n	$\frac{\delta f_n}{\Delta f_n} (\%)$
1	128.12	129.40	1.28	1.28	100
2	493.24	493.24	.0	.0	.0
3	803.63	811.67	8.04	8.08	100.6
4	1183.59	1195.42	11.84	11.81	99.8
5	2253.54	2276.07	22.54	22.80	101.2
6	2593.99	2593.99	.0	.0	.0
7	3173.14	3173.14	.0	.0	.0
8	3609.77	3645.86	36.10	36.17	100.2
9	4425.66	4469.92	44.26	45.30	102.4
10	6116.90	6116.90	.0	.0	.0

Table 4 Accuracy check of sensitivity of fine model(128 elements with 10% thickness perturbation)

Mode	$f_n(h)$	$f_n(h + \Delta h)$	Δf_n	δf_n	$\frac{\delta f_n}{\Delta f_n} (\%)$
1	128.12	140.93	12.81	12.85	100.3
2	493.24	493.24	.0	.0	.0
3	803.63	884.0	80.36	80.81	100.6
4	1183.59	1301.95	118.36	118.15	99.8
5	2253.54	2478.89	225.35	227.96	101.2
6	2593.99	2593.99	.0	.0	.0
7	3173.14	3173.14	.0	.0	.0
8	3609.77	3970.74	360.98	361.70	100.2
9	4425.66	4868.23	442.57	453.04	102.4
10	6116.90	6116.90	.0	.0	.0

Table 2에서 유한요소수가 적은 모델인 경우 진동해석 결과 정도가 다소 떨어지므로 결과적으로 일부 차수에서 Δf_n 과 δf_n 차이가 커짐이 보인다. 유한차분이나 고유벡터로 계산되는 민감도 모두 정도가 낮아짐을 (4차에서 90.4%) 알 수 있다. Table 3에서 요소 수가 증대할 경우, 진동해석의 유한차분과 민감도 모두 정확도가 증가함을 알 수

있다. 두께 10% 변화를 예상할 경우에도 유한차분과 민감도가 일치함을 Table 4에서 알 수 있다.

각 Table 에서 2, 6, 7, 10차 모드는 평면 (membrane) 진동모드인데, Δf_n 나 δf_n 모두 값이 영임을 알 수 있다. 즉 membrane 경우에는 두께를 변경시켜도 고유진동수의 차이가 없는 사실을 민감도가 입증하고 있다.

4.3 민감도에 의한 고유진동수 예측

요소별로 계산된 민감도를 모델에 색깔로 표시할 경우 설계에 도움을 줄 수 있으나 요소별 민감도 보다는 요소들이 속한 부재의 전체 민감도, 즉 요소별 민감도를 합한 값이 구조 재해석에 실제 사용될 수 있다. 본 예제도 같은 두께를 갖는 평판이지만 4개의 소부재로 분류하여 각 부재에 속한 요소들의 민감도를 합산하여 Table 5에 나타내었다. 일 예로 1차 굽힘에서 부재 1과 2의 민감도는 음수이고 부재 3과 4의 민감도는 양수이며 부재 4의 민감도 값이 제일 큰 것을 알 수 있다.

평판 예제의 1차 고유진동수를 올려야 할 경우 부재 1, 2의 두께를 감소하고 부재 3 과 4, 특히 4의 두께를 증가시켜야 한다.

민감도에 의한 1차 고유진동수 재해석

1차 고유진동수 : 128.12 Hz

소부재별 두께 : $h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = 1.0$ in.

소부재별 두께변화 예상치 :

$$\delta h_1 = -0.1, \delta h_2 = -0.1$$

$$\delta h_3 = +0.1, \delta h_4 = +0.1$$

예상되는 1차 고유진동수 :

$$\begin{aligned} f_n + \delta f_n &= f_n + \sum_{i=1}^4 \delta_i t_i \times f'_n \\ &= 128.12 + (-0.1)(-44.2) + (-0.1)(-6.8) \\ &\quad + (0.1)(45.6) + (0.1)(133.9) \\ &= 128.12 + 23.05 \\ &= 157.17 \text{ (Hz)} \end{aligned}$$

새로운 두께 : $h_1 = 0.9, h_2 = 0.9,$
 $h_3 = 1.1, h_4 = 1.1 \text{ in.}$

감사드립니다.

참고문헌

Table 5 Sensitivity of design components of plate

Component number	Design sensitivity	
	Value	[%]
1	-44.2	19.17
2	-6.8	2.98
3	+45.6	19.78
4	+133.9	58.07

5. 결 론

민감도 수행에서 얻은 결과는 다음과 같다.

- (1) 범용화된 유한요소코드로 자유진동 해석이 수행된 후 연속법에 의해 고유치 민감도가 계산되었다. 즉 유한요소법으로 진동해석이 됨으로 임의의 구조물에 대해서 고유진동수 민감도 해석이 가능해졌다.
- (2) 1차 변분으로 계산된 정확한 민감도의 크기와 방향을 이용, 적절한 범위(20~30%)내에서 설계변수를 증감하여 새로운 고유치를 예측하게 됨으로써 재해석이 가능하다. 물론 50%이상 설계변경도 가능하나 본 연구가 유한요소법 결과를 사용하고 정확도도 그 결과와 비교하는 것이므로, 선형구조해석 특성상 무리한 변수 증감을 지양한다.
- (3) Membrane 진동모드에 대해 유한차분은 변화가 없고, 민감도 역시 값이 없다.
- (4) 고유진동수 변화량을 미리 설정하고 설계변수 변화량을 결정하는 방법이 필요할 것 같다. 또한 판재의 선형 임계하중이 민감도해석의 기초로 사용될 수가 있겠다.

후 기

본 연구는 94' 자유공모 과제지원으로 수행되었습니다. 연구를 지원해 주신 한국학술진흥재단에

- 1) Haftka, R. T., and Kamat, M. P., "Elements of Structural Optimization", Martinus Nijhoff Publishers, Chap. 6., 1985
- 2) Haug, E. J., Choi, K. K., and Komkov, V., "Design Sensitivity Analysis of Structural Systems", Academic press, New York, 1986
- 3) Jacobi, C.G.J., "Über ein leichtes Verfahren die in der Theorie der Saecularstoeurungen Vorkommenden Gleichungen numerisch aufzuloesen", Zeitschrift für Reine und Angewandte Mathematik, Vol. 30, 1846
- 4) Fox, R.L., and Kapoor, M.P., "Rate of Change of Eigenvalues and Eigenvectors", AIAA Journal, Vol. 6, Dec. 1968
- 5) Rogers, L.C., "Derivatives of Eigenvalues and Eigenvectors", AIAA Journal, Vol. 8, May 1970
- 6) Doughty, S., "Eigenvalue Derivatives of Damped Torsional Vibration", ASME, journal of Mechanical Design, Vol. 104, April 1982
- 7) Nelson, R.B., "Simplified Calculations of Eigenvector Derivatives", AIAA Journal, Vol. 14, Sept. 1976
- 8) 조대승, 김극천, "전단 매트릭스법 및 유한요소-전달 매트릭스 결합방법에 의한 구조계의 동특성 감도해석", 대한조선학회 논문집, 제29권 제1호, 1992.3
- 9) 이재환, "설계민감도해석", 대한조선학회지, 제28권 제3호, 1991.9
- 10) 박석주, 오재응, Nagamatsa Akio, "감도해석 기법에 의한 구조물의 진동특성의 최적화에 관한 연구", 한국소음진동공학회, '91추계학술대회논문집, 1991.11
- 11) 이재환, "수송체 구조물의 진동특성에 대한 설계민감도해석", 한국전산구조공학회 논문집, 7권 1호, 1994