

유전자 알고리즘을 이용한 판넬구조물의 구조음향 최적화에 관한 연구

전진영*

(원고접수일 : 2008년 8월 28일, 원고수정일 : 2008년 11월 14일, 심사완료일 : 2008년 11월 14일)

A Study on Acoustic Radiation Optimization of Vibrating Panel Using Genetic Algorithm

Jin-Young Jeon*

Abstract : Globally, customer appreciation and demand for quieter products has driven noise control engineers to develop efficient and quieter products in a relatively short time. In the vehicles and ship industry, noise has become an important attribute because of the competitive market and increasing customer awareness. Noise reduction is often achieved through structural modifications by typical approaches. In the present paper, author describes a fundamental study on optimum design of curvature, Bezier curve, and rib attachment to reduce noise from simple panel using a genetic algorithm(GA). The acoustic optimization procedure employed p-FEM for structural analysis, the Rayleigh integral method for acoustic analysis and the GA for searching optimum design. In the optimization procedure, the objective function to be minimized is the average sound power radiated from an objective structure over a given frequency range 0~300 Hz.

Key words : Noise Reduction(소음 저감), Finite Element Method(유한요소법), Rayleigh Integral Method(레이리 적분법), Sound Power Level(음향파워레벨), Genetic Algorithm(유전자 알고리즘)

1. 서 론

최근 선박, 자동차, 비행기와 같은 기계장치의 경량화와 에너지 고효율화 함께 진동 및 소음저감에 대한 요구가 날로 증가하고 있다. 기계제품에 있어서 진동 및 소음의 저감은 정숙성이란 관점으로 부터 상품의 가치를 결정하는 요소이상으로 상당히 중요한 영향을 주고 있다.

구조물에서 방사되는 소음을 저감하기 위한 최적

화 기술은 여러 분야에서 주요한 관심사항이 되고 있다. 특히, 얇은 판넬구조물과 같은 선박, 자동차, 비행기등은 고출력화 및 에너지절약차원에서 차량 경량화는 구조적으로 차체의 진동 및 실내소음을 증가시키는 원인이 되었으며, 또한 환경에 대한 인식 그리고 생활수준의 향상과 더불어 진동소음에 대한 사용자들의 요구수준은 날로 증가하고 있다.

하지만, 제품개발에서 진동소음에 대한 중요도의 인식과는 달리 제품설계단계에서 진동소음을 예측

* 교신저자(삼성전자 DM총괄 프린팅연구소 선행연구팀, E-mail:jinyoungls.jeon@samsung.com, Tel:031)893-6830)

분석하여 저감하기 위한 노력보다는 시행착오 등에 의한 경험적인 진동소음 저감활동이 주로 진행되고 있는 현실이다. 따라서, 설계초기단계에서부터 시물레이션을 통한 진동소음수준 평가가 필요하며, 제품개발단계에서 진동소음저감을 목적으로 한 설계방법이 중요한 기술이 된다.

기계장치와 같은 구조물로부터 방사되는 음향방사파워를 최소화하기 위한 연구는 지금까지 많이 진행되어 왔다.

예를 들면, Lang and Dym⁽¹⁾은 Pattern탐색법을 이용하여 겹판구조물의 음향방사 최적형상에 관한 연구를 하였고, Constans et al.⁽²⁾은 SA(Simulated annealing)법을 이용하여 실린더 Shell 구조물에서 방사되는 음향방사파워를 최소화하기 위해 Shell 구조물에 점질량을 추가하고, 점질량의 최적배치 및 크기에 관한 연구를 수행하였다. 이외에도 평판구조물의 두께변경, Rib, Stiffener, Damping 재료 추가 및 질량 부가 등에 관한 연구도 있다. 이와 같은 방법은 선박 선체, 기어박스, 자동차 보디 등에서 발생하는 진동소음을 저감하는 데에는 매우 효과적이지만, 추가적인 비용과 질량증가의 원인이라는 단점이 있다.

따라서, 본 논문에서는 추가적인 비용 및 중량증가를 최소화할 수 있는 Curvature, Bezier curve 및 Rib 형상을 이용한 판넬구조물에서 방사되는 음향방사파워를 최소화하기 위한 최적화문제를 수행하였다. 최적화방법으로는 유전자알고리즘(Genetic algorithm)을 이용하였고, 판넬구조물의 동적특성 및 가진조건에 의한 구조응답을 해석하기 위해 4절점 Shell요소를 이용한 p-FEM 유한요소모델을 개발하였다.

구조해석으로부터 얻어진 판넬구조물 표면에서의 경계조건을 적용하여, Rayleigh적분법에 의한 음향방사해석을 하였다. 또한, 판넬구조물에서 주요 음향방사소음에 대한 기여도가 높은 음향방사 모우드(Well-radiating mode)를 분석하고, 유전자알고리즘을 기반으로 한 구조해석, 음향해석, 최적화방법 등 3단계의 최적화 알고리즘을 이용한 판넬형상의 구조음향 최적화방법을 제시하였다.

2. 판넬구조물의 구조음향 모델화

2.1 저차원 모델화에 의한 구조해석

평판구조물에 대한 동적거동을 해석하기 위해 일반적으로 유한요소모델⁽³⁾이 주로 사용된다.

본 절에서는 판넬구조물의 진동해석을 위해 p법을 이용한 4절점 Shell요소의 유한요소모델(p-FEM)이 개발되고, 모델식은 다음과 같이 나타낸다.

$$M_s \ddot{x} + K_s x = F_s \quad (1)$$

여기서, $M_s, K_s \in \mathbb{R}^{n \times n}$ 은 각각 질량, 강성행렬이며, $x \in \mathbb{R}^{n \times 1}$ 은 변위벡터, $F_s \in \mathbb{R}^{n \times 1}$ 은 하중벡터를 나타낸다.

p-FEM에 의해 얻어진 특성행렬 M_s, K_s 는 동적특성을 해석하기 위해서는 n개의 자유도를 가지고 있기 때문에 실용적이지 못하다.

따라서, 식(2)와 같이 변위벡터 x 는 모우드좌표 $\xi_p \in \mathbb{R}^p$ 및 고유모우드행렬과의 관계를 이용하여 식(3)과 같이 변환할 수 있다.

$$\{x\} = \Phi_p \xi_p \quad (2)$$

$$M_s \Phi_p \ddot{\xi}_p + K_s \Phi_p \xi_p = F_s \quad (3)$$

식(3)의 좌변에 Φ_p 을 곱하여 모우드 좌표계로 정리하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_p \ddot{\xi}_p + k_p \xi_p = f_p \quad (4)$$

여기서, m_p 는 모우드질량, k_p 는 모우드강성, f_p 는 모우드 좌표계에서의 하중벡터를 의미한다.

이와 같이 n 자유도 시스템을 p 자유도를 갖는 저차원 시스템으로 변환할 수 있다. 식(4)의 조화가진력을 갖는 시스템에 비례점성계를 가정하여 정리하면 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$(-\omega^2 m_p + j\omega c_p + k_p) \xi_p = f_p \quad (5)$$

식(5)에 의해 얻어진 모우드변위 ξ_p 을 이용하여 음향방사해석의 경계조건이 되는 구조표면의 절점에서의 법선변위를 구할 수 있다.

2.2 Rayleigh 적분법을 이용한 음향방사해석

판넬구조물에서 방사되는 음향방사파위는 Rayleigh 적분법⁽⁴⁾(Rayleigh integral method: RIM)을 이용하여 간단히 얻어질 수 있다.

RIM은 판넬구조물과 공기사이의 상호작용이 무시되고 구조물 바닥부분에서 완전반사되는 대칭경계조건이 성립한다고 가정한다. 즉, Fig.1과 같이 반구의 무한영역을 Rigid baffle로 가정하는 것과 같은 조건이다.

유한요소모델의 각 요소는 4절점 Shell 요소를 가지며, 요소 q가 어떤 진동수로 진동을 하여 수음점 P에서 방사하는 음압 P_q 는 다음 식과 같이 Rayleigh 적분식으로 나타낼 수 있다.

$$p_q = \int_S \frac{j\rho c k \omega u_q(x,y) e^{j(\omega t - kR)}}{2\pi R} dA \tag{6}$$

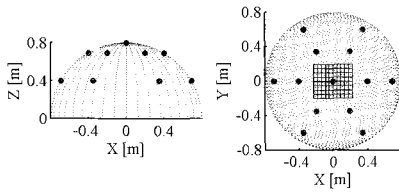


Fig. 1 Acoustic model with observation points

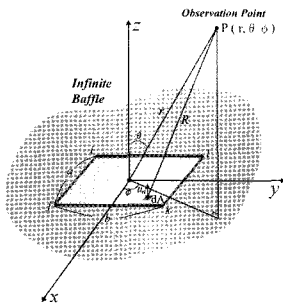


Fig. 2 Coordinate system of a vibrating rectangular element in an infinite baffle

여기서, p_q 는 수음점 $P(r, \theta, \phi)$ 에서의 음압이며, $u_q(x, y)$ 는 유한요소모델의 절점에서 수직으로 작용하는 법선변위, R 은 수음점과 정중앙의 요소미소표면 dA 와의 거리, ρ 는 공기밀도, $k = \omega/c$ 는 음향파수, c 는 공기매질 속에서의 음속, ω 는 각진동수를 의미한다.

거리 R 은 Fig. 2에서 (x, y) 좌표면에 있는 요소표면의 길이 a, b 보다도 훨씬 크다고 가정하면, 식 (7)과 같이 나타낼 수 있으며, r 은 요소표면의 좌표중심에서 수음점까지의 거리를 의미한다.

$$R \cong r - x \sin \theta \cos \phi - y \sin \theta \sin \phi \tag{7}$$

식(7)를 식(6)에 대입하여 정리하면 다음 식과 같이 근사화하여 나타낼 수 있다.

$$p_q = \frac{j\rho c k \omega e^{j(\omega t - kr)}}{2\pi r} \int_{-b/2}^{b/2} \int_{-a/2}^{a/2} (\delta_1 + \delta_2 x + \delta_3 y + \dots + \delta_{12} xy^3) \cdot e^{j\{(\alpha/a)x + (\beta/b)y\}} dx dy \tag{8}$$

여기서, 변위 $u_q(x, y)$ 는 4절점에서의 절점변위로부터 형상함수(Shape function)을 이용하여 $\delta_i (i=1 \sim 12)$ 정수로 나타내고, $\alpha = k a \sin \theta \cos \phi$ 이며 $\beta = k b \sin \theta \sin \phi$ 를 의미한다.

음향방사파위는 대상구조물 표면에서 일정하게 떨어진 거리에서 반구표면상의 수음점을 정의하고, 그 수음점에서 관측된 음압을 이용하여 다음과 같이 수치적으로 계산할 수 있다.

$$W = \frac{2\pi^2}{\rho c} \sum_{l=1}^m \frac{p_q^2(l)}{m} \tag{9}$$

여기서, $p_q(l)$ 는 l 번째 수음점에서의 음압, $2\pi^2$ 은 반경 r 를 갖는 반구표면적, m 은 총수를 의미한다.

3. GA를 이용한 구조음향 최적설계

본 절에서는 최적화방법으로서 생물의 진화를 모형한 유전자 알고리즘⁽⁵⁾을 이용하여 판넬구조물의 구조음향 최적화 방법을 제시하였다.

유전자 알고리즘은 몇 만년 몇 억년에 걸쳐 생물이 진화해 온 것과 같이 유전적인 법칙을 공학적으로 모델화하여 최적해를 찾아가는 최적화방법이다. GA를 이용하여 판넬구조물에서 발생하는 음향방사파워를 최소화하기 위한 최적화문제의 알고리즘에 대해서 설명한다.

1. [Initial step]: 랜덤하게 염색체를 갖도록 개체를 N개 생성하고, 초기세대의 개체군을 설정한다.
2. [Reproduction step]: 각 개체의 적합도를 계산하고, 적합도에 의해 일정한 규칙으로 개체를 재생한다. 여기서, 적합도가 낮은 몇 개의 개체는 도태되고 그 갯수만큼 적합도가 높은 개체가 증식한다.
3. [Crossover step]: 설정된 교배확률 및 교배방법에 의해 교배하며, 새로운 개체를 생성한다.
4. [Mutation step]: 설정된 돌연변이 확률 및 다양한 돌연변이 방법에 의해 돌연변이를 시키며, 새로운 개체를 생성한다. 이 결과 새로운 세대의 개체군이 생성된다.
5. [Final step]: 종료조건을 만족하면 그 때 얻어진 가장 우량의 개체를 최적화 문제의 준-최적해로 정의한다. 만약, 조건을 만족하지 않으면 단계2로 돌아가 만족할 때까지 반복계산을 수행한다.

GA을 이용하는 최적화 문제에서는 각 세대마다 우량의 개체를 생성하기 위해서 적합도를 평가하여야 하는데, 2.2절에서 언급한 바와 같이 관심주파수영역 내에서 방사되는 음향방사파워의 총합의 평균값을 식(10)과 같이 목적함수로 설정하여 그 값을 최소로 하는 설계변수를 찾아간다^[7].

$$H = \frac{1}{N_f} \sum_{i=1}^{N_f} W(\omega_i) \tag{10-a}$$

$$\text{Minimize } H \tag{10-b}$$

여기서, ω_i 는 각 진동수이며, H는 관심주파수영역내에서 방사되는 음향방사파워의 총합의 평균을 의미한다.

최적화문제의 설계변수에 대한 제약조건은 다음과 같이 나타내며:

$$z(j) \leq z(j) \leq \bar{z}(j) \quad (j=1 \sim n) \tag{11}$$

여기서, $z(j)$ 는 하위경계조건 $z(j)$ 와 상위경계조건 $\bar{z}(j)$ 를 나타내는 설계변수이며, j는 설계변수의 갯수를 의미한다.

본 논문에서 다루는 최적화문제의 설계변수는 Curvature 형상의 z 방향의 높이, Bezier곡선에서의 제어점의 높이 및 Rib의 높이와 두께 등이 있다.

4. 수치해석 결과

4.1 해석대상 및 초기조건

본 절에서는 p-FEM, RIM, GA 등 3단계로 구성된 구조 음향 최적화 모델의 신뢰성 및 효율성을 평가하기 위해서 완전고정의 판넬 구조물을 대상으로 형상 최적화 문제를 수행하였다.

Fig. 3과 같이 판넬구조물은 0.45×0.40m의 크기에 두께 0.001m를 갖는 완전고정되어 있는 단순 판넬 구조물이다. 판넬 구조물은 공기와의 상호작용이 무시될 정도로 주위의 매질밀도가 낮기 때문에 유한요소모델에 의해 구한 판넬 구조물의 진동성분만이 음향해석을 위한 음향모델의 경계조건으로 가정한다. 가진조건은 판넬 구조물의 정중앙에 1N의 힘이 가해지고 물성치는 Table 1과 같다.

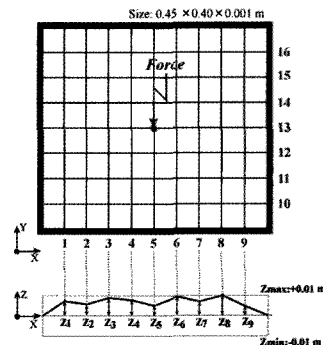


Fig. 3 FE model and positioning of design variables

Fig. 3과 같이 p-FEM 모델화를 위해 x 방향으로 10분할, y 방향으로 8분할하여 Element: 80, Node: 90으로 분할한다. 음향방사해석에서는 저차 30개의 모우드를 채용하며, 수음점은 판넬에서 0.8m 떨어진 반구면표면의 13점을 이용한다.

구조음향 최적화 문제의 관심 주파수 영역은 저주파수대역인 0~300Hz로 정하며, 관심 주파수 영역내에서 발생하는 고유진동수는 Table 2와 같다.

이들 모우드 중에서 주로 음향방사의 원인이 되는 모우드는 Fig. 4에서 보이는 것과 같이 1차, 5차, 6차, 10차의 총 4개 모우드뿐이다.

Table 1 Component values for the panel

Properties	Values
Young's modulus,	73 Gpa
Poisson ratio	0.34
Density of AL	2690kg/m ³
Density of Air	1.2kg/m ³
Wave velocity	343m/s

Table 2 Natural frequencies of the original panel

No.	Freq. [Hz]
1	50.7
2	95.2
3	110.2
4	147.9
5	166.7
6	202.6
7	212.1
8	234.1
9	263.3
10	289.3

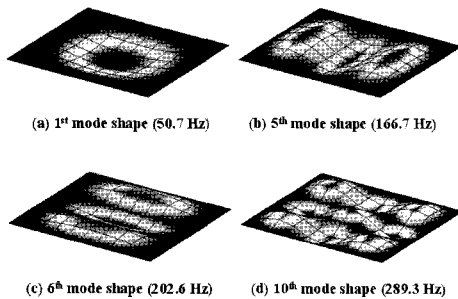


Fig. 4 Well-radiating mode shapes of the original panel

이와 같은 주요 음향방사 모우드를 저감 또는 회피시키기 위해서, 다음 절에서는 유전자 알고리즘을 기반으로 한 Curvature, Bezier curve, Rib attachment 등의 형상 구조음향 최적화 결과에 대해서 논한다.

4.2 Curvature형상을 이용한 구조음향 최적설계

본 절에서는 판넬 구조물에 Curvature형상을 이용하여 관심 주파수 영역내에서 발생하는 음향방사소음을 최소화하는 구조음향 최적설계를 수행하였다.

Curvature형상을 이용한 구조음향 최적화는 유전자 알고리즘을 사용하였으며, Fig.3과 같이 설계변수는 x방향으로 9분할하여 각각의 분할점에서 높이($Z_1, Z_2, Z_3, \dots, Z_9$)를 설계변수로 할당하여 최적화 계산을 수행하였다.

GA에서 사용되는 탐색체는 하나의 설계변수 Z_i 에 대해 3Bit을 할당하고, 1개체에 대해서는 총 27Bit ($3 \times 9 = 27$)을 할당하였다. Curvature형상에 대한 제약조건으로는 최소의 곡률변경으로 최대의 강성보강 효과를 얻기 위한 목적으로 판넬폭 (0.4m)의 5%범위를 갖는 최대 $\bar{z} = +1cm$, 최소 $\underline{z} = -1cm$ 로 설정하였다.

GA에 적용된 개체수는 $N = 100$ 개, 교배확률 $P_c = 60\%$, 돌연변이율 $P_m = 7.7\%$ 로 하였다. 최적화 계산 과정에서 얻어진 준-최적해가 제거되는 것을 방지하기 위해 Elitism Mechanism이 적용되며 Elite를 보존하여 두었다.

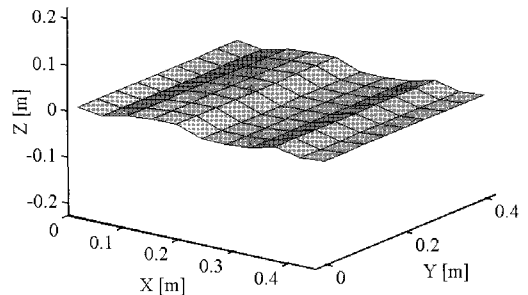


Fig. 5 Optimized geometry of curvature design

개체의 선택방법은 Roulette wheel선택을 적용하였으며, Elite해가 30회 이상 변화가 없을 경우에는 그 세대에 대해서 Elite이외의 모든 개체를 삭제하여 새로운 세대를 선택하고 최적화문제를 재수행하며, Elite가 300회 이상 변화가 없을 경우에는 수렴하는 것으로 간주하여 계산을 종료하였다.

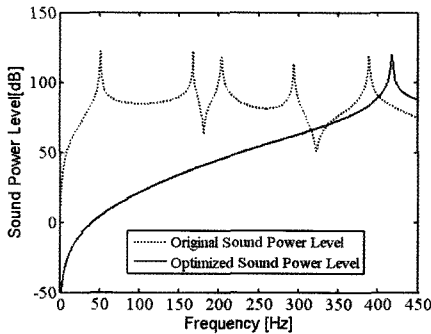


Fig. 6 Original and optimized sound power level for the bent aluminum panel

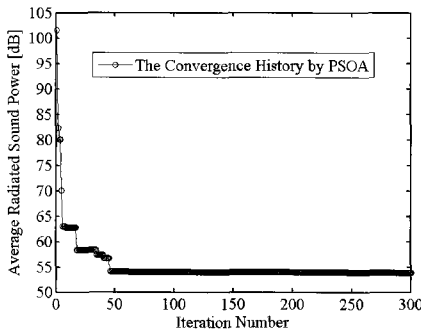


Fig. 7 The convergence history of aluminum panel

Fig. 5는 GA를 이용하여 얻어진 최적형상의 Curvature를 갖는 판넬 구조물을 보이고 있으며, 그 때의 음향방사파위를 계산하여 기존판넬의 음향방사파위 레벨과 비교한 결과를 Fig. 6에서 나타내고 있다.

최적화 계산 전후의 음향방사파위 레벨을 비교 검토한 결과, 최적화계산 전의 1차 고유진동수 (50.7Hz)는 최적설계완료 후에 408Hz로 이동하였다. 또한 관심 주파수 영역 전반에 걸쳐 음향방사파위 레벨의 총합이 크게 저감된 것을 확인할 수

있었다.

Fig. 7은 유전자 알고리즘을 적용하여 수행된 구조음향 최적화 계산에서 50회 이상부터는 빠른 수렴속도로 최적해에 근사하며 안정적인 해를 구해 가는 것을 확인할 수 있다.

4.3 Bezier Curve를 이용한 구조음향 최적설계

본 절에서는 Curvature형상에 비해 보다 완만하고 부드러운 형상을 갖는 Bezier curve⁽⁶⁾을 이용하여 판넬구조물의 구조음향 최적설계를 수행하였다.

Fig. 8에서는 x축 방향에 대해서 부드러운 Bezier곡선을 보이고 있다. n차의 Bezier 곡선 R(t)는 n+1개의 제어점 P_i를 갖는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$R(t) = \sum_{i=0}^n B_i^n(t) P_i \quad (0 \leq t \leq 1) \quad (11)$$

여기서, B_iⁿ(t)는 Bernstein 함수이며,

$$B_i^n(t) = \frac{n!}{(n-i)! i!} t^i (1-t)^{n-i} \quad (12)$$

와 같이 정의한다.

본 절에서는 6차의 Bezier곡선을 이용하였다. Fig. 8과 같이 양 끝점을 고정하고, 나머지 5개 제어점의 x-z좌표의 값을 설계변수로 설정하였다. 제어점 한 개에 대해 x-z좌표 각각 3bit의 값이 할당되며, 1개체는 30bit가 된다. 제어점의 제약조건으로는 x좌표에 대해 전체 길이의 1/3 이내에서 변동 가능하도록 설정하고, z좌표에 관해서는 Curvature 형상의 제약조건과 동일하게 최대 $\bar{z} = +1\text{cm}$, 최소 $\underline{z} = -1\text{cm}$ 로 설정하였다. GA에 관한 파라미터는 4.2절과 동일하다.

Bezier 곡선을 이용하여 얻어진 최적형상을 보면 Fig. 9와 같으며, 판넬 정중앙을 기준으로 대칭 구조의 부드러운 Bezier curve 형상을 하고 있다. 최적 Bezier 곡선 형상의 1차 Mode shape은 기존판넬에 비해 음향방사음을 적게 일으키는 구조이며, Fig. 10에서 보이는 것과 같이 1차 고유진동

수는 50.7Hz에서 181.4Hz로 약 3.5배정도 증가한 것을 확인할 수 있었다.

하지만, Curvature을 이용한 최적결과에 비해서, Bezier곡선을 이용한 최적결과는 최적계산 후에도 여전히 관심 주파수 영역에서 1, 2차 고유진동수의 주요 방사음이 크게 발생하였다. 이는 Bezier곡선에 비해 Curvature형상의 경우, x축 방향으로 보다 다양한 굴곡형상의 자유도를 갖게 되어, 상대적으로 강건한 구조가 얻어진 것으로 추측된다.

4.4 Rib을 이용한 구조음향 최적설계

본 절에서는 Rib형상을 이용하여 판넬구조물에서 방사되는 구조음향 방사음을 최소로 하는 최적설계를 수행하였다.

Rib 형상 배치에 관한 최적화문제는 앞절과 마찬가지로 GA을 이용하여 Rib의 최적형상의 설계변수를 찾아내는 문제이다.

GA에서 Rib 형상 배치에 관한 최적화문제의 설정은 Fig. 3에서 보이는 것과 같이 x-y 방향의 분할Line에 대하여 각각 번호를 부여하며, 1개의 라인당 1bit의 값을 할당하였다. 분할라인에 Rib가 존재하면 1, 존재하지 않으면 0을 할당한다. Rib의 높이 및 두께도 설계변수에 포함하여 각각 3bit, 2bit의 염색체를 할당하였다. 즉, 1개체의 염색체수는 Rib를 배치하기 위한 라인수 16개와 Rib의 높이 및 두께의 Bit를 포함하여 총 21bit가 된다.

제약조건에 관해서는 Rib의 총 중량이 판넬 중량의 20%이내가 되도록 설정하였다. 최대 Rib높이에 대해서는 판넬 길이(0.45m)의 5%이내가 되도록 설정하였다. 또한, 최대 Rib의 두께는 판넬 구

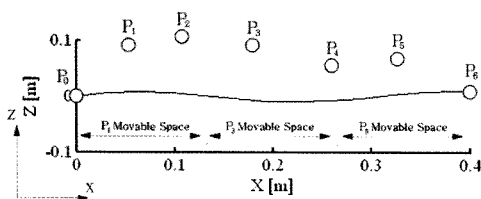


Fig. 8 Bezier curve with 7 control points

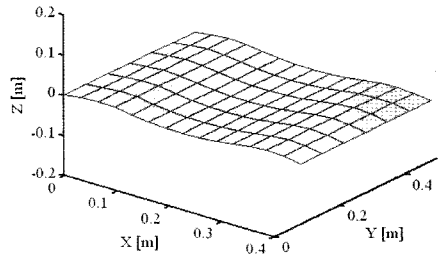


Fig. 9 Optimized geometry of Bezier curve design

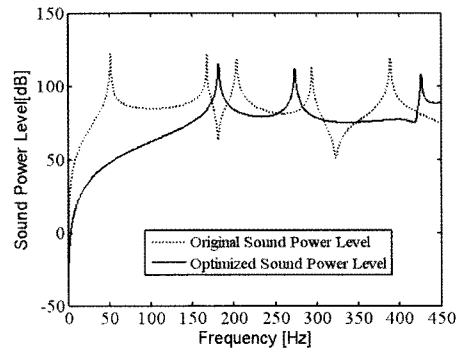


Fig. 10 Original and optimized sound power level for the aluminum panel with Bezier curve design

조물의 두께(1mm)로 하고, 최소값을 그 두께의 40% 이내가 되도록 범위를 설정하였다.

Rib형상을 이용하여 얻어진 최적형상을 보면 Fig.11과 같으며, 최적Rib의 설계변수에 관해서는 높이·두께 모두 제약조건 of 최대치인 22.5mm, 두께는 1.0mm의 형상을 확인할 수 있었다.

Rib배치에 관해서는 4번, 5번, 6번, 8번 Line에 배치되어 있으며, 이는 판넬구조물에서 방사되는 1차 방사음 모우드를 우선적으로 억제하기 위한

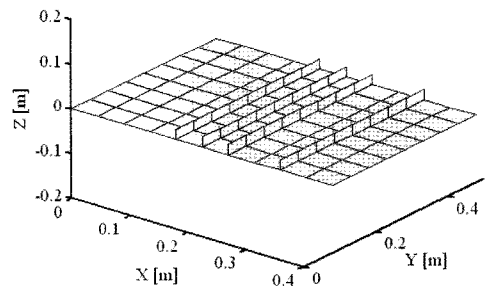


Fig. 11 Optimized geometry of rib attachment

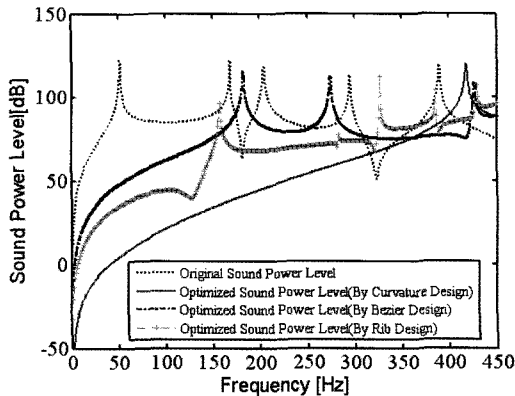


Fig. 12 Comparison of the sound power level for original and optimized panel by using the optimum designs of curvature, Bezier curve and rib attachment

목적으로 주로 중앙부분에 집중되는 형상으로 최적 결과가 얻어진 것으로 보인다.

Fig. 12는 4.2절, 4.3절에서 얻어진 최적형상의 음향 방사 파워 레벨과 본 절에서 얻어진 음향방사 파워 레벨을 비교하기 위해서 나타낸 그림이다.

Rib 형상 배치 문제에서 얻어진 결과를 보면, 최적화 계산후의 1차 고유진동수는 156.6Hz로 변경되었으며, 관심주파수 전 영역에 걸쳐 음향파워레벨이 크게 저감된 것을 확인할 수 있었다. 하지만, 고유진동수의 관점에서 보면 Rib형상배치에 관한 최적결과가 다른 최적형상에 비해 가장 낮은 1차 고유진동수의 특성을 보이고 있다.

음향 파워 레벨의 관점에서 보면 Bezier 곡선을 이용한 최적화결과가 가장 높은 음향파워레벨의 결과를 나타내며, 관심 주파수 영역 내의 고유진동수도 여전히 크게 발생하고 있는 것을 확인할 수 있다.

반면, Curvature 형상을 이용하여 얻어진 최적 결과를 보면 최적화 계산 후, 1차 고유진동수도 관심주파수 영역밖으로 크게 이동되었으며, 음향 방사 파워 레벨도 관심 주파수 전 영역에 걸쳐 크게 저감되었다.

결국, 상기 3가지의 최적형상을 비교·검토한 결과, Curvature 형상을 이용한 구조음향 최적화 방법이 가장 효과적으로 음향방사음을 최소화할 수 있는 최적형상으로 확인되었다.

5. 결 론

본 논문에서는 판넬 구조물에서 음향방사되는 방사음을 최소화하기 위한 목적으로 유전자 알고리즘을 기반으로 한 구조음향 최적설계를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 판넬 구조물에서 발생하는 음향방사음을 최소화하기 위한 목적으로 p-FEM, RIM, GA 등 3 단계로 구성된 구조음향 최적화 모델을 개발하였으며, 관심 주파수 영역 내에서 음향방사에 주로 기여하는 모우드는 1차, 5차, 6차, 10차의 총 4개의 모우드임을 확인할 수 있었다.

(2) Curvature 형상을 이용한 구조음향 최적설계 전후의 음향 방사 파워 레벨을 비교한 결과, 기존판넬에서 발생했던 방사음 주파수는 최적설계 후에 관심주파수 영역(0~300Hz) 밖으로 모두 이동되었으며, 음향방사파워 레벨도 크게 감소하였다. 유전자 알고리즘에 의한 최적해 탐색 수렴속도는 탐색초기 50회 이내에서 빠른 수렴속도로 준최적해를 찾아가는 것을 확인할 수 있다.

(3) Bezier curve를 이용한 구조음향 최적설계 결과, 1차 고유진동수는 50.7Hz에서 최적설계 후에 181.4Hz로 약 3.5배 정도 증가한 것을 확인하였다. 하지만, Curvature 형상을 이용한 구조음향 최적설계에 비해서, 여전히 관심주파수 영역 내에서 음향 방사 파워 레벨도 크며, 1, 2차 음향방사 주파수 성분도 크게 발생하였다.

(4) Rib형상을 이용한 구조음향 최적설계 결과를 보면, 최적설계 후에 음향방사 주파수는 156.6Hz로 이동되었으며, 음향파워레벨도 크게 감소하였다. Rib 최적 배치 형상은 판넬 중앙 부분에 Rib배치가 집중되어 있으며, 이는 방사 에너지를 최소화하기 위한 목적으로 최적결과가 얻어진 것으로 추측된다.

(5) 상기 3가지(Curvature, Bezier curve, Rib)방법에 대해서 유전자 알고리즘을 기반으로 한 구조음향 최적설계 결과, Curvature 형상을 이용한 구조음향 최적설계 방법이 가장 효과적으로 음향방사음을 최소화할 수 있는 형상으로 확인되었다.

참고문헌

- [1] Mark A. Lang and Clive L. Dym, "Optimal Acoustic Design of Sandwich Panels", J. Acoust. Soc. Am., Vol.57, No.6, Part II, pp. 1481-1487, 1975.
- [2] E. W. Constans, A. D. Belegundu, and G. H. Koopmann, "Design Approach for Minimizing Sound Power from Vibrating Shell Structures", AIAA Journal Vol.36, No.2, pp. 134~139, 1998.
- [3] K. J. Bathe, "Finite Element Procedures", Prentice Hall International, 1996.
- [4] Frank Fahy, "Sound and Structural Vibration (Radiation, Transmission and Response)", Academic Press, pp. 62, 1985.
- [5] M. Mitchell, "An Introduction to Genetic Algorithms", MIT London, 1998.
- [6] 鳥谷 浩志、千代倉 弘明, "3次元 CADの基礎と応用" 共立出版社, 1991.
- [7] J. Y. Jeon, and M. Okuma, "An Optimum Embossment of Rectangular Section in Panel to Minimize Noise Power", Trans. ASME, J. Vib. Acoust., 130(2), pp. 021012(1-7), 2008.

저 자 소 개



전진영 (全珍詠)

1970년 5월생. 1993년 한국해양대학교 기관공학과 졸업(학사). 1998년 한국해양대학교 대학원 기관공학과 졸업(공학석사). 2005년 일본동경공업대학 대학원 이공학연구과 기계우주시스템전공 졸업(공학박사). 현재 삼성전자 DM총괄 책임연구원. 관심분야: 구조음향 최적설계, Sound Quality, Motion Quality, 진동제어.