

구조물 동특성 변경을 통한 설계 개선 - 공조기 실외기 소음 저감 적용

Design Improvement via Structural Dynamics Modification - Application to Noise Reduction in Outdoor Unit of Air Conditioner

최 상 현* · 박 남 규* · 박 윤 식**

Sang-Hyeon Choi, Nam-gyu Park, and Youn-Sik Park

(2002년 1월 23일 접수 : 2002년 3월 20일 심사완료)

Key Words : SDM(Structural Dynamics Modification : 구조물 동특성 변경), Structural Optimization(구조 최적화), Sensitivity(민감도), FRF(Frequency Response Function : 주파수 응답함수), Air Conditioner(공조기)

ABSTRACT

The goal of this research is to reduce noise level of an outdoor unit of air conditioner by changing its dynamic characteristics using SDM(structural dynamics modification) technique. At first, the emitting noise was measured and analyzed. The measurement records show the most critical frequency components which influences on the noise level. Then it was tried to move the natural frequencies outside the critical frequency region by SDM. Since it is very difficult to get a reliable FE model of air conditioner, experimentally measured frequency response functions were used to derive sensitivities that are very important to obtain design changes. The positions of modification and the thickness of modifying structures were determined to improve the dynamic characteristics of air conditioner. The recommended design guideline to move its natural frequencies outside the targeting frequency range was obtained. Then in order to prove its effectiveness, the changed design was experimentally tested and found that the SDM result is very effective to reduce not only its vibration but also its emitting noise.

1. 서 론

기계 제품의 시장 경쟁력을 높이기 위하여 최근에는 정숙함과 안락함을 추구하는 저진동 저소음 기술이 제품 설계에 있어서 매우 중요하다. 저진동 저소음 설계를 위해서는 설계변수의 최적화 작업이 필요하며 이 과정에서 고유진동수를 변화시켜야 되는 경

우가 많이 있다. 저주파 영역의 진동 문제는 주로 가진 주파수가 첫번째 고유진동수와 공진을 일으키는 경우가 대부분이므로 공진을 피하기 위한 방안으로 고유진동수를 변화시키는 노력이 보편적이다.

고유진동수 변경 방법은 특정 설계변수에 대한 고유진동수 민감도를 구하고 이를 사용하여 최적화하는 방법이 보통이다. 즉 고유치 최적화 과정에서 꼭 필요한 부분이 민감도를 구하는 것이며 이것은 보통 해석적 방법과 실험적 방법으로 구한다.

첫째로 해석적 방법을 통한 민감도는 유한요소 모델법을 사용하는 것이 보통인데 복잡한 구조물의 경우에는 충분한 신뢰성을 갖는 유한요소 모델을 수립하는 것이 선행되어야 하므로 실제 문제에 적용하는

† 책임저자, 정회원, 한국과학기술원 기계공학과
E-mail : csh@kaist.ac.kr

Tel : (042) 869-3060, Fax : (042) 869-8220

* 한국과학기술원 기계공학과

** 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

것이 쉽지는 않다.

둘째로 실험적 방법은 주파수 응답함수를 직접 측정하여 민감도를 구하는 방법이다. 실험의 번거로움이 있지만 정확한 유한요소 모델 없이도 민감도를 구할 수 있다는 장점이 있으므로 이 방법도 현재 많이 사용되고 있다.

고유진동수의 민감도 분석에 대한 선행 연구를 살펴보면 Fox와 Kapoor,⁽¹⁾ Rogers,⁽²⁾ 등은 고유치 문제의 직접 미분 관점에서 민감도 분석을 하였고, Farshad⁽³⁾는 연속체에 대한 고유치와 고유벡터의 민감도 분석에 대한 연구를 하였다. 고유진동수는 설계 변수에 대하여 비선형적인 거동을 보이므로 변경량이 클 경우에는 오차를 줄이기 위하여 2차 이상의 민감도 분석이 필요하게 된다. Belle⁽⁴⁾, Jankovic⁽⁵⁾, Brandon⁽⁶⁾ 등은 고차의 민감도 분석을 제시하였고, Yoon⁽⁷⁾은 반복 계산을 통해서 민감도를 구하는 방법을 제시하였다.

구조물이 대칭형태의 고유 벡터를 갖는 경우에는 중근의 고유치(repeated eigenvalue)를 갖게 되고, 이 경우에는 민감도 정식화를 위해서 특별한 유도 과정이 필요하다. Juang,⁽⁸⁾ Chen,⁽⁹⁾ Bernard⁽¹⁰⁾ 등은 중근 고유치 문제의 민감도를 효과적으로 계산하는 방법을 연구하였다

박용화⁽¹¹⁾는 고유치 민감도 해석을 수치 모델이 필요 없이 구조 변경 이전에 측정된 주파수 응답함수만을 사용하여 수행하였고, 박남규⁽¹²⁾는 박용화의 방법을 이용하여 자동차 핸들의 진동 저감 설계에 적용하였다.

기존의 연구는 수학적인 모델이나 유한요소 모델을 이용하여 고유진동수의 민감도를 구하는 것이 대부분이지만, 참고문헌 (11), (12)는 구조 변경 이전에 측정된 주파수 응답함수를 사용하여 고유치 민감도 해석을 수행하였는데, 이때 부가 구조물의 설계 변수로는 비례요소만을 사용해야 하는 제한이 있었다.

본 연구는 구조 변경 이전 모델의 주파수 응답함수를 이용하여 민감도 해석을 한다는 점은 참고문헌 (11), (12)와 같으나 관심 주파수 영역이 대상 구조물의 음압 레벨이 가장 높은 1kHz 근방의 비교적 높은 주파수 영역이다. 참고문헌 (11), (12)에서는 부가 구조물의 강성과 질량이 설계변수에 비례한다고 가정하고 식 (1)을 이용하였다.

$$\begin{aligned}
 [D^m(\omega, d)] &= [K^m(d)] - \omega^2 [M^m(d)] \\
 &= K^T [kd] - \omega^2 M^T [kd] \\
 &= k D_0^T [d] \quad] \\
 \therefore [H^m(\omega, d)] &= [D^m(\omega, d)]^{-1} \\
 &= (k D_0^T \omega)^{-1} \\
 &= \frac{1}{k} [H_0^T \omega] \quad (1)
 \end{aligned}$$

식 (1)을 보면 저주파 영역에서는 비례요소 가정이 잘 성립하므로 저주파 영역의 SDM에는 잘 적용되지만 고주파 영역에서는 비례요소 가정이 잘 맞지 않게 되고 따라서 식 (1)을 고주파 영역에 적용하는 것은 곤란하다. 본 연구에서 다루는 주파수 영역은 비교적 높은 1kHz 영역이므로 비례요소를 사용하지 않고 주파수 응답함수를 이용한 민감도 해석을 하는 방법을 시도하였다.

본 논문은 특정 주파수 대역 내에 고유진동수가 위치하지 않도록 구조 변경하여 관심 주파수 대역에서의 구조물의 동특성을 개선시키는 것을 목적으로 하였다. 본 연구에서는 공조기 실외기의 주파수 응답함수를 측정하고 이를 이용하여 부가 구조물의 부착 위치와 두께를 설계변수로 하여 민감도를 구하였고 특정 주파수 대역에 위치한 고유진동수를 대역 밖으로 옮길 수 있는 설계 변경 안을 도출하였다. 제안된 설계 변경 안을 실험을 통하여 검증하였다.

2. 민감도 해석

구조변경을 효율적으로 하기 위해서는 설계변수의 최적화 과정이 필요하고 이를 위해서는 민감도 해석이 필수적이다. 민감도는 유한요소 모델을 이용하는 해석적인 방법을 통해서 구하거나 주파수 응답함수를 이용하는 실험적인 방법을 통해서 구할 수 있다. 본 논문에서는 실험적인 방법만을 사용하였다.

변경 전 구조물이 비 감쇠계인 경우 고유치 방정식은 식 (2)와 같다.

$$[K_b] \{\phi_b\}_r = \lambda_{br} [M_b] \{\phi_b\}_r \quad (2)$$

여기서 λ_{br} 과 $\{\phi_b\}_r$ 은 각각 변경 전 구조물의 r 번째 고유치와 고유벡터를 나타내고, $[M_b]$ 와 $[K_b]$ 는 각각 변경 전 구조물의 질량행렬과 강성행렬을 의미한다.

부가 구조물을 붙여서 구조 변경을 하는 경우, 자

유도 증가가 없다면 변경 후 구조물의 고유치 방정식은 식 (3)과 같다.

$$(([K_b]+[K_m])-\lambda_r([M_b]+[M_m]))\{X\}_r = \{0\} \quad (3)$$

여기서 λ_r 과 $\{X\}_r$ 은 각각 변경 후 구조물의 r 번째 고유치와 고유벡터를 나타내고, $[M_m]$ 과 $[K_m]$ 은 각각 부가 구조물의 질량행렬과 강성행렬을 의미한다.

위의 식 (3)을 변경 전 구조물의 주파수 응답함수 $[H_b(\lambda_r)] = [[K_b] - \lambda_r[M_b]]^{-1}$ 와 부가 구조물의 동강성 행렬 $[D_m(\lambda_r)] = [[K_m] - \lambda_r[M_m]]$ 을 이용해서 정리하면 식 (4)와 같다.

$$([I] + [H_b(\lambda_r)][D_m(\lambda_r)])\{X\}_r = \{0\} \quad (4)$$

위의 식 (4)의 행렬식을 이용하면 변경 후 구조물의 고유진동수 λ_r 을 구할 수 있다.^(13,14)

$$\det([I] + [H_b(\lambda_r)][D_m(\lambda_r)]) = 0 \quad (5)$$

식 (5)를 만족하는 시스템의 r 번째 왼쪽 고유벡터가 $\{Y\}_r$ 이라면, 식 (4)와 다른 형태의 고유치 방정식을 구할 수 있다.

$$\{Y\}_r^T ([I] + [H_b(\lambda_r)][D_m(\lambda_r)]) = \{0\}^T \quad (6)$$

식 (4)의 양변을 i 번째 설계변수 p_i 로 미분하면 다음과 같다.

$$\left(\frac{\partial [H_b(\lambda_r)]}{\partial p_i} [D_m(\lambda_r)] + [H_b(\lambda_r)] \frac{\partial [D_m(\lambda_r)]}{\partial p_i} \right) \{X\}_r = -([I] + [H_b(\lambda_r)][D_m(\lambda_r)]) \frac{d\{X\}_r}{dp_i} \quad (7)$$

위의 식 (7)의 좌변의 첫째 항은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{\partial [H_b(\lambda_r)]}{\partial p_i} [D_m(\lambda_r)] = \frac{\partial [H_b(\lambda_r)]}{\partial \lambda_r} \frac{d\lambda_r}{dp_i} [D_m(\lambda_r)] \quad (8)$$

식 (7)의 양변의 왼쪽에 $\{Y\}_r^T$ 를 곱하고 식 (6)과 식 (8)을 사용하면 최종적으로 식 (9)와 같은 민감도 식을 구할 수 있다.⁽¹⁵⁾

$$\frac{d\lambda_r}{dp_i} = - \frac{\{Y\}_r^T [H_b(\lambda_r)] \frac{\partial [D_m(\lambda_r)]}{\partial p_i} \{X\}_r}{\{Y\}_r^T \frac{\partial [H_b(\lambda_r)]}{\partial \lambda_r} [D_m(\lambda_r)] \{X\}_r} \quad (9)$$

식 (3)에서의 $[K_m]$ 과 $[M_m]$ 은 각각 부가 구조물의 강성행렬과 질량행렬을 의미하는데, 이는 부가 구조물을 붙임으로써 전체 시스템의 강성과 질량이 증가한 정도를 의미한다. 본 연구에서는 이 식을 부가 구조물을 붙이는 경우에 적용했으나, 그 부분의 두께를 증가시켜 질량과 강성을 증가시키는 경우에도 같은 식을 적용할 수 있다.

또한 두께를 감소시키는 경우에는 식 (3)의 $[K_m]$ 과 $[M_m]$ 이 음수가 될 것이고, 이것은 가상의 부가 구조물의 동강성 행렬인을 구한 후 부호를 음수로 하여 같은 식을 적용하면 될 것이다.

예를 들어 두께를 특정 부분의 두께를 1mm 감소시키는 경우에는 두께가 1mm인 가상의 부가 구조물의 유한요소모델을 만든 후 이것의 동강성 행렬을 구하고 부호를 음수로 하여 식 (5)의 에 대입하면 전체 구조물의 고유진동수를 구할 수 있고, 마찬가지로

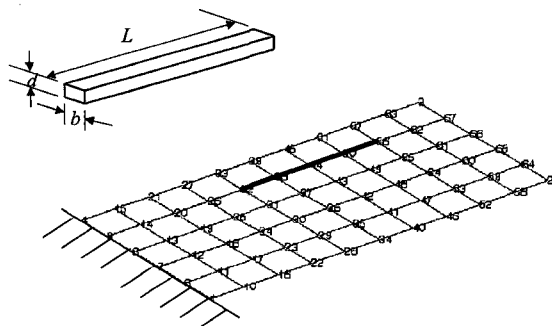


Plate: 1 m × 0.5 m × 0.001 m, clamped - free, steel
($E=200$ GPa, Poisson's ratio = 0.3,
density = 7860 kg/m³)

Beam: 0.4 m × 0.03 m × d m

Fig. 1 Example Structure for eigenvalue sensitivity analysis

Table 1 Comparison of eigenvalue sensitivities

n	Using FE model	Using FRF	Error (%)
1	-0.6469	-0.6493	0.3773
2	-1.7368	-1.7468	0.5752
3	-2.5897	-2.6346	1.7331
4	-5.3045	-5.2294	1.4152
5	-0.6213	-0.6187	0.4184

식 (9)를 이용하면 전체 구조물에서 고유진동수의 설계변수에 대한 민감도를 구할 수 있다.

또한 구조물을 제작할 때 표면에 굴곡을 주는 경우에는 그 부분의 강성이 증가하므로 질량이 없고 강성만 가지는 가상의 빔을 붙이는 것으로 위의 식을 적용할 수 있다.

3. 모의 실험

본 논문에서 사용된 변경 전 구조물의 주파수 응답함수를 이용한 민감도 식 (9)를 검증하기 위하여 모의 실험을 수행하였다.

먼저 Fig. 1과 같이 한 쪽은 고정되어 있고 다른 쪽은 자유단인 평판에 대하여 유한요소 모델을 이용한 민감도와 주파수 응답함수를 이용한 민감도를 구하여 상호 비교하여 보았다.

처음 5개의 고유진동수의 설계변수에 대한 민감도를 구하여 Table 1에 정리하였다. 유한요소 모델을 이용한 민감도와 주파수 응답함수를 이용한 민감도가 2% 이내의 차이를 보이는 것을 알 수 있다. 본 예제에서 사용한 주파수 응답함수는 유한요소 모델로부터 구하였으므로 두 가지 방법으로 구한 민감도가 매우 근사한 값을 갖는 것은 당연하다고 생각한다. 그러나 공조기 실외기와 같이 실제 대상물인 경우 유한요소 모델을 구하는 것이 매우 어려우므로 식 (9)와 같이 주파수 응답함수를 기반으로 한 민감도는 그 유용성이 매우 크다고 생각된다.

4. 공조기 실외기 적용

본 장의 목적은 고유진동수 제약식을 갖는 구조 최적화를 통하여 특정 주파수 대역에서 공조기 실외기의 동특성을 개선하는 데에 있다. Fig. 2는 본 연구의 대상 구조물인 공조기 실외기의 사진이다.

4.1 관심 주파수 영역 설정

먼저 에어컨 실외기 전방 1m에서의 음압 레벨을 측정하여 관심 주파수 대역을 파악하였다. 이때 정상상태(steady state)의 신호를 측정하기 위하여 1시간 이상 시스템을 가동한 후에 측정하였다.

소음이 가장 심한 주파수 대역을 관심 주파수 영역으로 설정하여 그 영역에서의 동특성을 개선 하고자 한다. 음압 측정 결과를 1/3 옥타브 분석한 결과는

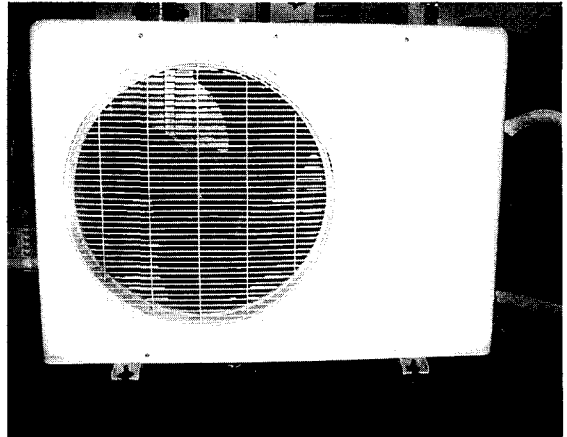


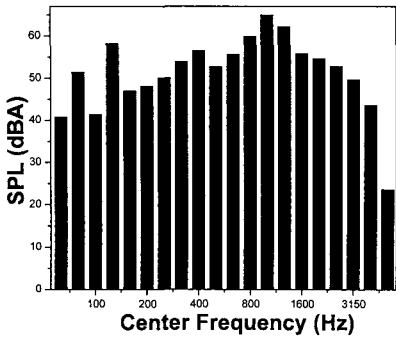
Fig. 2 Outdoor unit of air conditioner

Fig. 3 (a)와 같다. Fig. 3 (a)를 보면, 중심 주파수가 1000 Hz인 부분의 소음이 가장 심한 것을 알 수 있다. 따라서 중심주파수가 1000 Hz인 대역인 895 ~ 1118 Hz를 관심 주파수 영역으로 정하였다.

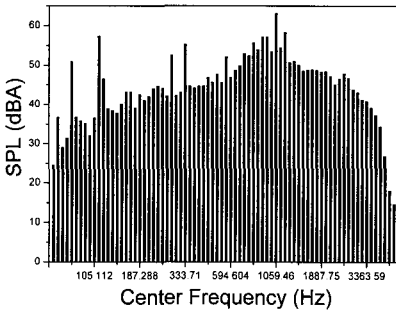
그러나 895 ~ 1118 Hz 이내의 모든 고유진동수를 최적화를 통해서 대역 밖으로 옮기는 것은 매우 어려우므로 관심 주파수 대역을 더 좁힐 필요가 있다. 1/12 옥타브 분석 결과는 Fig. 3 (b)와 같다. Fig. 3 (b)를 보면, 중심 주파수가 1059.46 Hz에서 소음이 제일 큰 것을 알 수 있다. 따라서 관심 주파수 영역을 중심 주파수가 1059.46 Hz인 대역인 1029.3 ~ 1090.5 Hz로 재설정하고 설계 개선을 시도하였다.

4.2 보강 위치 선정

보강 위치의 선정과 부가 구조물의 최적화(4.3절)를 위하여 먼저 주파수 응답함수를 측정하였다. 가진점은 고정하고 가속도계의 위치를 옮겨가면서 총 118개의 노드에서 주파수 응답함수를 측정하였다. 측정된 주파수 응답함수는 잡음이 많아 행렬식 탐색에 적용될 경우 정확한 행렬식 탐색이 어렵게 된다. 따라서 잡음을 줄이기 위하여 주파수 응답함수를 재합성 하였다. 측정된 주파수 응답함수로부터 모드 해석을 통하여 모드 변수를 추출하고 이로부터 다시 주파수 응답함수를 재합성 하였다. 주파수 응답함수 재합성 시에 사용한 모드는 모드자름 오차의 영향을 고려하여 관심 주파수 대역 주위의 800 ~ 1300 Hz에 해당하는 성분을 사용하였으며, 관심 대역에서 실험에서 측정된 주파수 응답함수와 재합성된 주파수 응답함수를 비교하면 Fig. 4와 같다.

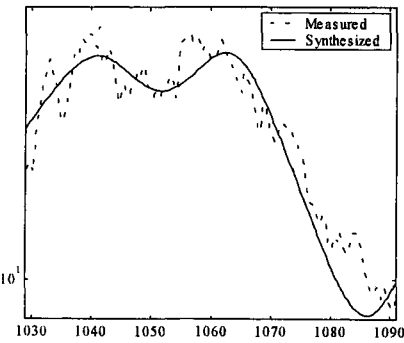


(a) 1/3 octave analysis

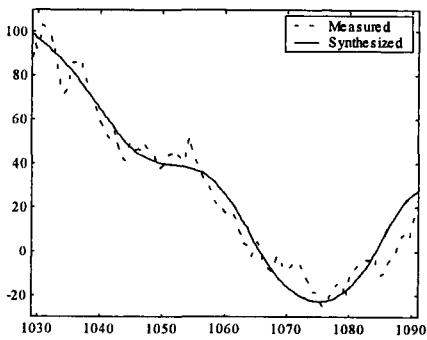


(b) 1/12 octave analysis

Fig. 3 Sound pressure level of air conditioner



(a) magnitude



(b) phase

Fig. 4 Comparison of measured and regenerated FRF

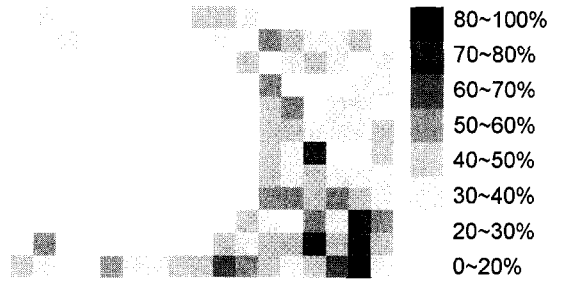


Fig. 5 The relative magnitudes of the index for every node

보강 위치를 결정하기 위하여 단위 힘에 대한 응답을 기준으로 하였다. 우선 p 번째 위치에서의 관심 주파수 대역에 해당하는 응답을 다음과 같이 정의하였다.

$$e_p = \sum_{f=f_l}^{f_u} \sum_{i=1}^n |H_{p,i}(f)| \quad (10)$$

여기서 관심 주파수 대역의 하한과 상한은 각각 $f_l = 1029.3$ Hz, $f_u = 1090.5$ Hz이고, 노드 개수는 $n = 118$ 이다. 위에서 정의한 p 점의 응답 e_p 가 큰 부분은 단위 힘에 대하여 응답이 큰 부분이므로 이 곳에 부가 구조물을 붙이면 구조물의 동특성의 변화가 클 것으로 예상된다. 따라서 118개의 노드에 대하여 응답 e_p 를 구하였으며 그 결과는 Fig. 5와 같다. Fig. 5에서 각 사각형의 한 가운데에 노드가 위치하고 있으며, 사각형의 어두운 정도는 응답의 상대적인 크기를 e_p 의미한다.

Fig. 5가 보강 위치의 절대적인 기준을 제시하는 것은 아니고 단순히 경향을 제시할 뿐이다. 보강 위치를 정한 후에 4.3절의 방법으로 최적화를 수행한 결과 관심 주파수 대역 밖으로 고유진동수를 움직일 수 없는 경우 (즉 최적화 문제가 가용 영역을 갖지 않는 경우), 부가 구조물의 개수를 증가시키면 설계 변수가 증가하여 가용 영역을 얻을 수 있으나, 이때에는 대상물의 무게가 증가하므로 바람직하지 않다. 따라서 가능한 부가 구조물의 개수를 증가시키지 않고, 보강 위치를 다시 선정해서 최적화 문제가 가용 영역을 갖도록 하였고 그 결과는 Fig. 6과 같다. Fig. 6은 Fig. 5를 바탕으로 여러 경우에 대하여 4.3절의 방법으로 최적화를 수행한 결과 관심 주파수 영역에 고유진동수가 위치하지 않도록 할 수 있는 (즉, 4.3절의 최적화 문제가 가용 영역을 갖도록 하는) 보강 위

치를 보이고 있다.

4.3 부가 구조물의 최적화

부가 구조물의 위치를 정한 후에는 부가 구조물의 크기를 결정하는 최적화를 수행하였다. Fig. 5에서 노드간의 간격이 5 cm이므로 부가 구조물의 길이는 두 개 모두 30 cm로 동일하다. 그리고, 단 면의 폭은 모두 3 cm로 고정시키고 두께를 설계변수로 정하였다.

설계변수를 최적화하기 위해서는 고유진동수의 설계변수에 대한 민감도가 필요하다. 본 연구에서는 실험으로 구한 주파수 응답함수를 이용해서 고유진동수의 민감도를 구하여 사용하였다.

본 연구에서 사용한 최적화 문제의 정의는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize } F(d) \\ & \text{subject to } 0.01 \text{ m} \leq d_i \leq 0.02 \text{ m} \quad i=1,2 \\ & f_k < 1025 \text{ Hz} \\ & f_{k+1} > 1095 \text{ Hz} \end{aligned}$$

여기서 $F(d)$ 는 빔의 무게, f_k 와 f_{k+1} 은 이웃 하는 고유진동수, d_i 는 설계 변수인 빔의 두께를 나타낸다. 빔의 두께를 0.02 m 이하로 제한한 이유는 첫째는 너무 두꺼워지면 무게가 무거워지기 때문이고 둘째는 실외기 안쪽에 0.02 m 이상의 부가 구조물을 붙일만한 충분한 공간이 없기 때문이다. 설계변수의 초기값 $d_1 = d_2 = 0.005 \text{ m}$ 로 하였다. 위의 제약식은 빔의 두께를 0.001 ~ 0.02 m 범위에서 조절하면서 고유진동수가 하나는 1025 Hz보다 작고, 바로 다음의 고유진동수는 1095 Hz보다 크도록 하여 1025 ~ 1095 Hz 안에 고유진동수가 위치하지 않도록 하는 것을 의미한다. 이때 오차에 의한 영향을 고려하여 관심주파수

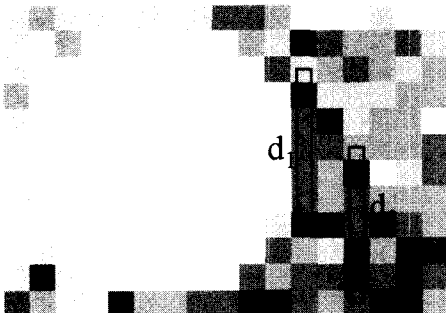


Fig. 6 Determined positions of beam stiffeners

대역인 1029.3 ~ 1090.5 Hz 보다 주파수 범위를 조금 넓게 잡았다. 여기서 오차의 원인으로는 실험 오차, 주파수 응답함수 재합성 과정에서의 오차, 회전 자유도를 측정하지 않아서 생기는 오차 등이 있을 것이다.

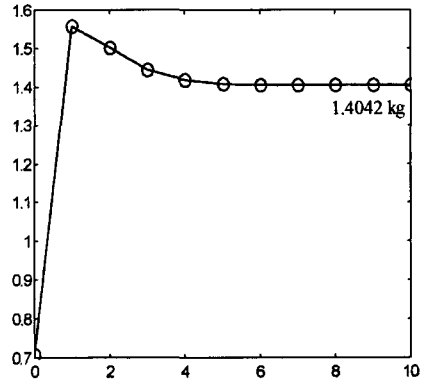


Fig. 7 Change of object function versus iteration

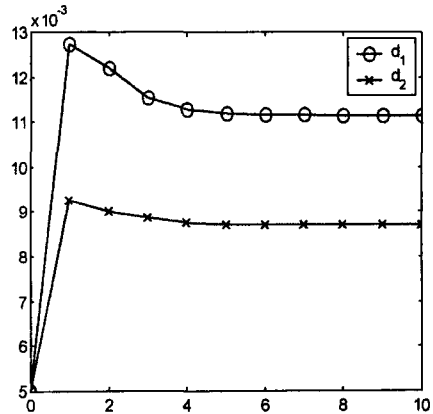


Fig. 8 Changes of design parameters versus iteration

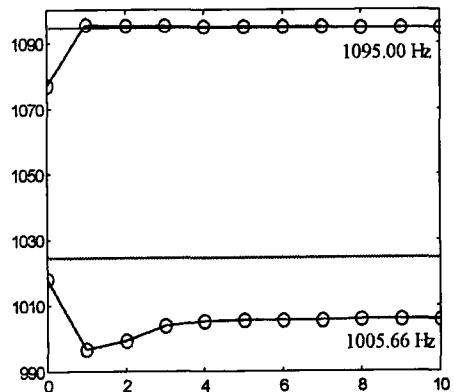


Fig. 9 Changes of frequency constraints versus iteration

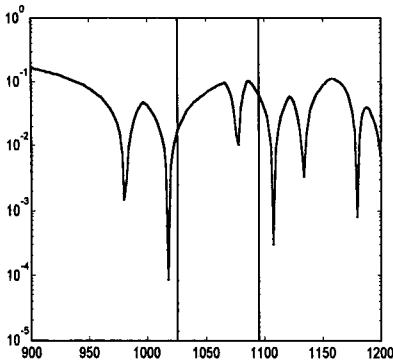


Fig. 10 Minimum singular value for initial design variables

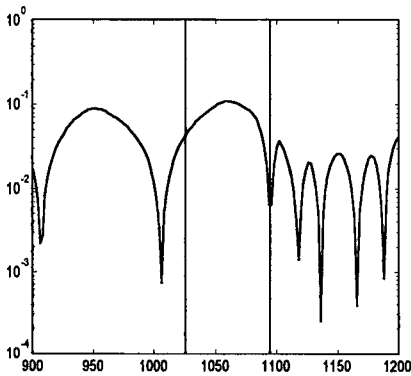


Fig. 11 Minimum singular value for optimized design variables

최적화의 알고리즘은 순차적이차계획법(SQP)을 이
 광했고, 전체 구조물의 고유진동수는 식 (5)를, 민감
 또는 3.2절에서 검증된 식 (9)를 각각 이용하였다. 변
 경 전 구조물인 공조기 실외기의 주파수 응답함수는
 식 (9)의 $[H_b(\lambda_r)]$ 이고, 부가 구조물인 빔의 유한요
 스 모델을 통한 동강성 행렬은 $[D_m(\lambda_r)]$ 이다. 이 때
 실험으로 구한 $[H_b(\lambda_r)]$ 에는 회전 자유도 성분이 없
 으나 유한요소 모델을 통해서 구한 $[D_m(\lambda_r)]$ 에는 회
 전 자유도 성분이 있으므로 자유도 불일치 문제가 발
 생한다. 따라서 동적 축약법(dynamic reduction)을
 이용하여 자유도를 일치시켜주는 식 (12)를 사용하였
 다.^(15,16)

$$[D_r] = [D_{mm}] - [D_{mu}] [D_{uu}]^{-1} [D_{um}] \quad (12)$$

여기서 밀첨자 r 은 '축약된(reduced)'을, m 은 '측정
 된(measured)'을, u 는 '측정되지 않은 (unmeasured)'
 자유도를 각각 의미한다.

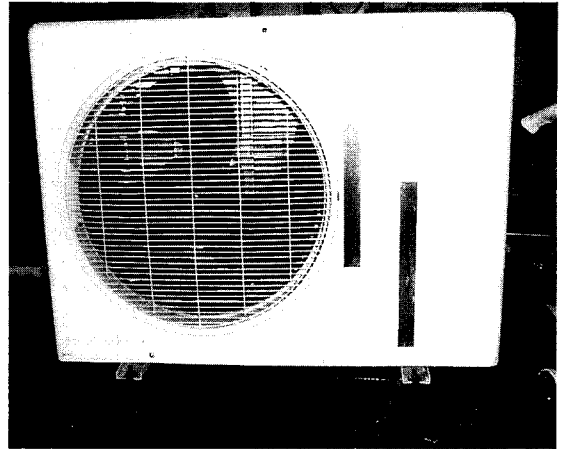


Fig. 12 Modified structure

Table 2 Comparison of natural frequencies

Before modification	After modification
1004.18 Hz	1000.72 Hz
1041.88 Hz	1095.05 Hz
1065.60 Hz	1116.17 Hz
1095.14 Hz	1137.03 Hz
1123.14 Hz	1154.54 Hz

도출한 최적화 결과는 다음과 같다.

$$d_1 = 0.01115 \text{ m}, \quad d_2 = 0.00870 \text{ m}, \quad F = 1.4042 \text{ kg}$$

$$f_k = 1005.66 \text{ Hz}, \quad f_{k+1} = 1095.00 \text{ Hz}$$

Fig. 7, Fig. 8을 보면 목적함수와 설계변수가 빠르
 게 수렴하는 것을 확인할 수 있고, Fig. 9를 살펴보면
 관심 주파수 대역 안에서 고유진동수가 관심 대역 밖
 으로 움직인 것을 알 수 있다.

변경 후 구조물의 고유진동수는 식 (5)를 통하여
 구하였다. $\det([I] + [H_b(\lambda_r)D_m(\lambda_r)]) = 0$ 을 이용하면
 변경 후 구조물의 고유진동수를 구할 수 있는데,
 $([I] + [H_b(\lambda_r)D_m(\lambda_r)])$ 의 최소 특이치가 0이 면
 $([I] + [H_b(\lambda_r)D_m(\lambda_r)])$ 의 행렬식도 0이 되므로 최소
 특이치가 0에 가까운 부분은 변경 후 구조물의 고유
 진동수를 의미한다. 설계변수가 초기값($d_1 = 0.005 \text{ m}$)
 일 때와 최적값($d_1 = 0.01115 \text{ m}, d_2 = 0.00870 \text{ m}$)일
 때의 $([I] + [H_b(\lambda_r)D_m(\lambda_r)])$ 의 최소 특이치를 구한
 결과는 각각 Fig. 10, Fig. 11과 같다. 그림을 보면 최
 적화를 통해서 관심 주파수 대역 내의 고유진동수를

관심 대역 밖으로 밀어낸 것을 확인할 수 있다.

4.4 실험을 통한 변경 전 변경 후 모델의 비교

4.2절에서 정한 보강 위치와 4.3절에서 최적화한 부가 구조물을 이용하여 구조 변경한 실외기 사진은 Fig. 12이다. 변경 전 모델의 주파수 응답함수를 이용해서 관심 주파수 대역 내에 고유진동수가 없도록 최적설계된 모델이므로 우선 고유진동수부터 비교해보

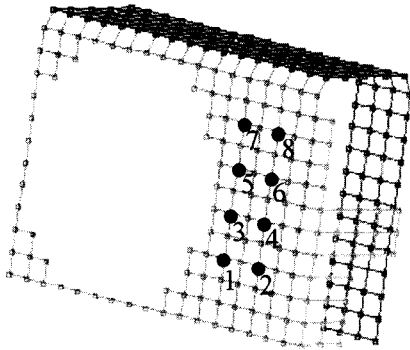
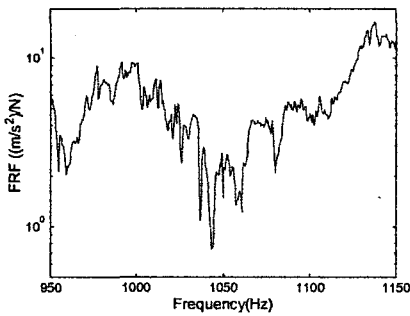
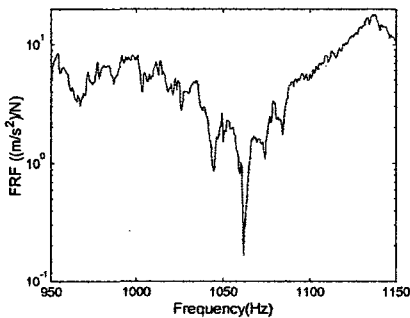


Fig. 13 Measured points of accelerations



(a) FRF (point 1)

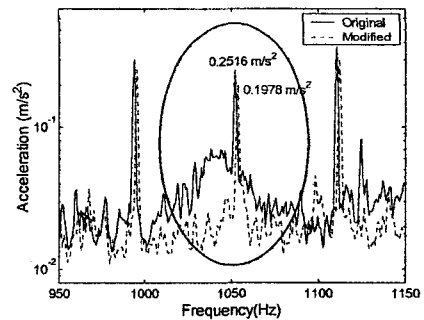


(b) FRF (point 2)

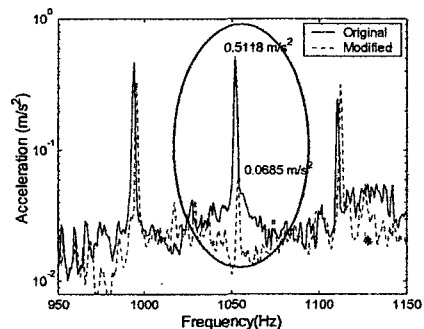
Fig. 14 Measured frequency response functions of modified structure

았다. 모드해석을 통하여 변경 전, 변경 후 모델의 관심 주파수 대역 주위에서의 고유진동수를 비교한 결과는 Table 2에 있다. 변경 전 모델에서는 관심 주파수 대역인 1029.3 ~ 1090.5 Hz 이내에 두 개의 고유진동수가 있었으나, 변경 후 모델의 고유진동수는 모두 관심 주파수 대역 밖에 존재함을 확인할 수 있었다. Fig. 13의 1, 2번 위치에서의 변경 후 모델의 주파수 응답함 수는 Fig. 14의 (a), (b)와 같다. Fig. 14을 보면 관심 주파수 대역 내에 고유진동수가 위치하지 않게 됨으로써 관심 주파수 대역 내에는 주파수 응답함수가 피크를 갖지 않는 것을 확인할 수 있다.

구조 변경 효과를 확인하기 위하여 구조 변경 전 후의 모델의 가속도와 음압을 비교해보았다. 관심 주파수 대역에서의 가속도 측정결과를 비교 해보면 Fig. 13의 1번과 2번에서의 가속도 신호 그래프는 각각 Fig. 15의 (a), (b)와 같다. 최대값이 0.2516 m/s^2 에서 0.1978 m/s^2 로 21.4%가 감소되었고, 0.5118 m/s^2 에서 0.0685 m/s^2 으로 86.6%가 감소되는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 13의 8곳의 측정위치에 대한 결과의 비교는 Table 3, Table 4에 정리되어 있다. 관심



(a) Acceleration (point 1)



(b) Acceleration (point 2)

Fig. 15 Comparison of measured accelerations

Table 3 Comparison of mean values of accelerations

Position	Before modification	After modification	
1	0.0459	0.0254	44.6 % decrease
2	0.0439	0.0213	51.6 % decrease
3	0.0448	0.0314	29.9 % decrease
4	0.0412	0.0491	19.1 % increase
5	0.0531	0.0205	61.5 % decrease
6	0.0471	0.0215	54.3 % decrease
7	0.0313	0.0250	20.2 % decrease
8	0.0363	0.0200	44.9 % decrease
Average	0.0430	0.0268	37.7 % decrease

Table 4 Comparison of peak values of accelerations

Position	Before modification	After modification	
1	0.2516	0.1978	21.4 % decrease
2	0.5118	0.0685	86.6 % decrease
3	0.1761	0.1914	8.7 % increase
4	0.3288	0.3687	12.1 % increase
5	0.3850	0.0858	77.7 % decrease
6	0.4308	0.1534	64.4 % decrease
7	0.1517	0.0952	37.2 % decrease
8	0.1560	0.0639	59.0 % decrease
Average	0.2990	0.1531	48.8 % decrease

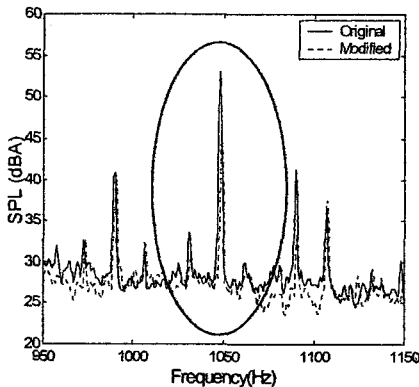
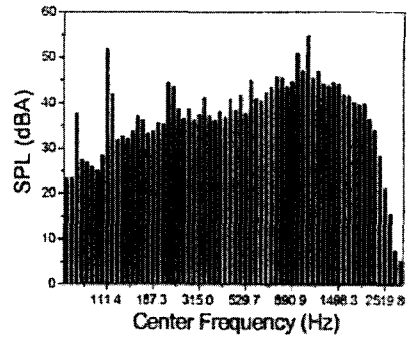


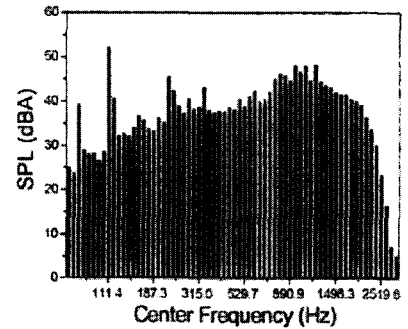
Fig. 16 Comparison of sound pressure levels

Table 5 Comparison of sound pressure levels (unit: dBA)

	Before modification	After modification
1029.3~1090.5 Hz	55.0542	48.2803
0~3000Hz	61.6123	60.4769



(a) Before modification



(b) After modification

Fig. 17 Comparison of sound pressure levels

주파수 대역에서의 가속도의 평균값은 37.7%, 최대값은 48.8%가 감소한 효과를 얻을 수 있었다.

마지막으로, 음압의 측정 결과는 Fig. 16과 같고, 음압 신호를 1/12 옥타브 분석한 결과는 Fig. 17과 같다. Table 5에 소음 저감의 결과를 정리하였는데, 관심영역에서 소음이 감소한 것을 확인할 수 있었다.

본 연구에서는 소음이 제일 높은 부분을 관심주파수 대역으로 설정하였다. 물론 전체 영역의 소음을 다 줄일 수 있다면 좋겠지만, 전체 대역에 고유진동수가 없도록 구조변경하는 것은 불가능하므로 소음이 제일 높은 부분을 관심 주파수 대역으로 하여 설계 개선을 시도하였다.

5. 결 론

본 논문은 특정 주파수 대역 내에 고유진동수가 위치하지 않도록 구조 변경하여 관심 주파수 대역에서의 구조물의 동특성을 개선하는 것을 목적으로 하였다. 공조기 실외기에 대하여 연구를 수행 한 결과 관심 주파수 대역에서의 실외기 전면에서의 진동과 이로 인한 관심 주파수 대역에서의 구조기인소음을 상

당히 저감할 수 있었다.

공조기 실외기의 음압 레벨을 이용하여 관심 주파수 대역을 설정하고, 주파수 응답함수를 바탕으로 보강 위치를 정한 후 관심 주파수 대역 내에 고유진동수가 위치하지 않도록 최적화하는 방법을 선택했다.

최적화 결과를 이용하여 구조 변경한 결과 관심 주파수 대역 내의 고유진동수를 대역 밖으로 옮길 수 있었으며 관심 주파수 대역에서의 구조물의 동특성 변화를 살펴보면 진동량은 평균값이 약 37.7 % 정도 감소하는 효과를 얻었으며, 소음도 감소하는 효과를 얻었다. 구조 변경을 통한 관심 주파수 대역에서의 구조물의 동특성 개선을 통하여 소음 저감을 이룰 수 있었다.

후 기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 국가지정연구실 사업(M1-0001-00-0139)으로 지원되어 수행하였습니다.

참 고 문 헌

- (1) Fox, R. L. and Kapoor, M. P., 1968, "Rates of Change of Eigenvalues and Eigenvectors", AIAA Journal, Vol. 6, No. 12, pp. 2426~2429.
- (2) Rogers, L. C., 1970, "Derivatives of Eigenvalues and Eigenvectors", AIAA Journal, Vol. 8, No. 5, pp. 943~944
- (3) Farshad, M., 1974, "Variations of Eigenvalues and Eigenfunctions in Continuum Mechanics", AIAA Journal, Vol. 12, pp. 560~561.
- (4) Belle, H. V., 1982, "Higher Order Sensitivities in Structural Systems", AIAA Journal, Vol. 20, No. 2, pp. 286~288.
- (5) Jankovic, M. S., 1988, "Analytical Solutions for the Nth Derivatives of Eigenvalues and Eigenvectors for a Nonlinear Eigenvalue Problem", AIAA Journal, Vol. 26, No. 2, pp. 204~205
- (6) Brandon, J. A., 1991, "Second-Order Design Sensitivities to Assess the Applicability of Sensitivity Analysis", AIAA Journal, Vol. 29, No. 1, pp. 135~139.
- (7) Yoon, B. G. and Belegundu, A. D., 1988, "Iterative Methods for Design Sensitivity Analysis", AIAA Journal, Vol. 26, No. 11, pp. 1413~1415
- (8) Juang, J. N., Ghaemmaghami, P. and Lim, K. B., 1989, "Eigenvalue and Eigenvector Derivatives of a Nondefective Matrix", Journal of Guidance, Control and Dynamics, Vol. 12, No. 4, pp. 480~486.
- (9) Chen, T. Y., 1993, "Design Sensitivity Analysis for Repeated Eigenvalues in Structural Design", AIAA Journal, Vol. 31, No. 12, pp. 2347~2350.
- (10) Bernard, M. L. and Bronowick, A. J., 1994, "Modal Expansion Method for Eigensensitivity with Repeated Roots", AIAA Journal, Vol. 32, No. 7, pp. 1500~1506
- (11) 박용화, 1999, "주파수 응답 함수 결합을 이용한 최적 구조 변경법 및 응용", 한국과학기술원 박사학위논문.
- (12) 박남규, 변성준, 박윤식, 2001, "주파수응답함수 결합법을 이용한 승용차 핸들지지 T 빔의 진동저감 재설계", 한국소음진동공학회논문집, 제 11 권, 제 5 호, pp. 123~130.
- (13) Tsuei, Y. G. and Yee, Eric K. L., "A Method for Modifying Dynamic Properties of Undamped Mechanical Systems", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, ASME, Vol. 111, pp. 403~408.
- (14) Yee, Eric K. L. and Tsuei, Y. G., 1989, "Direct Component Modal Synthesis Technique for System Dynamic Analysis", AIAA Journal, Vol. 27, No. 8, pp. 1083~1088.
- (15) 박남규, 2002, "불완전한 주파수응답함수를 이용한 구조물 결합탐지에 관한 연구", 한국과학기술원 박사학위논문.
- (16) Kidder, R. L., 1973, "Reduction of Structural Frequency Equations", AIAA Journal, Vol. 11, No. 6, pp. 892.