한국소음진동공학회논문집 제 18 권 제 9 호, pp. 972~981, 2008.

승용연료전지 자동차용 블로워 케이스의 방사소음 저감을 위한 CAE 이용 구조변경에 관한 연구

Structural Modification for Noise Reduction of the Blower Case in a Fuel Cell Passenger Car Based on the CAE Technology

송 민 근* · 이 상 권† · 서 상 훈**

Min-Keun Song, Sang-Kwon Lee and Sang-Hoon Seo

(2008년 7월 16일 접수 ; 2008년 8월 21일 심사완료)

Key Words : Modal Analysis(모드 해석), Finite Element Method(유한요소법), Boundary Element Method(경계요소법), Radiating Noise(방사 소음), Blower(블로워)

ABSTRACT

The blower which is installed in a FCEV(fuel cell electric vehicle) may cause noise due to misalignment and unbalance of mechanical components that rotate at high speed. One of the key points in efforts to minimize the noise radiation from a blower is the knowledge of the main radiating component and the relation between the surface vibration of a blower and the sound pressure. In this research, the blower model is developed based on FEM(finite element method). FE(finite element) model is reliable by correlation of frequencies and MAC(modal assurance criterion) values between EMA(experimental modal analysis) and FEA(finite element analysis). This model is applied to predict the vibration of a blower by using inverse force identification method and predict the radiating noise by using BEM(boundary element method). Comparing the frequencies of resonance and those mode shapes between EMA and FEA, a structural modification of the FE model is evaluated for reducing the parameters of the blower noise.

1. 서 론

CAE(computer aided engineering)의 이용은 현재 자동차 생산업계의 과열 경쟁 구도에서 시간적으로나 경제적으로 가장 효율적인 방법으로 인식되고 있다. 이러한 CAE를 이 연구에 적용하여 블로워에서 발생하는 소음을 예측하고 예측된 소음을 줄이기 위한 효과적인 구조 변경안을 제시하는 것이 이 연구의 목표이다. 이번 연구의 타겟인 블로워는 연료전지 자동차 핵심부품인 BOP(balance of parts)의 하나로 그 작동속도가 30000 rpm에 이르기 때문에 자동차에서 발생하는 소음에서 상당부분을 차지하고 있다. 이런 블로워 소음은 최근 들어 소비자의 NVH(noise, vibration and harshness)에 대한 관심 증가로 연료전지 자동차의 상용화에 걸림돌이 되고 있으며, 이것을 얼마나 줄이느냐가 직접적으로 상용화와 연관된다고 판단된다.

연구 과정은 Fig. 1의 차트와 같이 실험을 통해 얻은 FRF(frequency response function)와 모드 형상(mode shape)을 이용하여 신뢰할 수 있는 유한요소모델(finite element model)을 제작한다. 이렇게 제작된 유한요소모델에 inverse force identification method를 이용하여 예측된 베어링 가진력을 적용하

† 교신저자 : 정회원, 인하대학교 기계공학과
E-mail : sangkwon@inha.ac.kr
Tel : (032)860-7305, Fax : (032)868-7305
* 정회원, 인하대학교 대학원 기계공학과
** 현대자동차

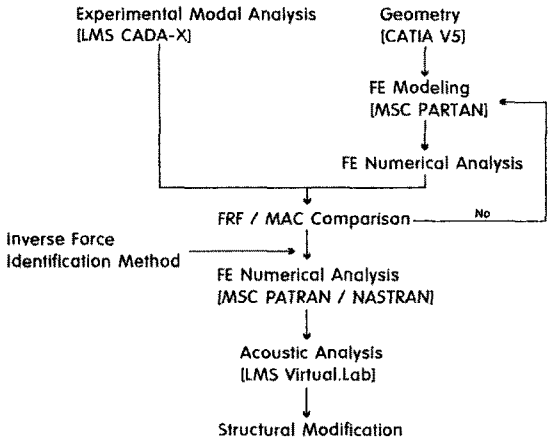


Fig. 1 Block diagram of research flow

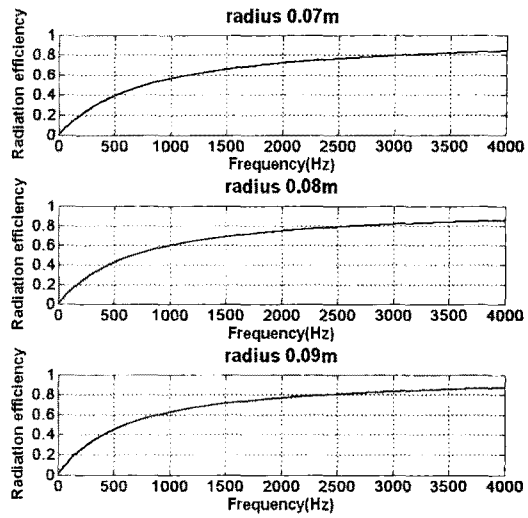
여 블로워 표면의 진동을 계산한다. 이렇게 계산된 표면 속도와 함께 경계 요소법(boundary element method)을 이용하여 블로워의 방사소음을 예측하게 된다. 예측된 소음과 실제 소음 데이터를 비교하여 줄이고자 하는 소음의 주파수 영역을 판단한 후 유한요소모델의 구조변경을 수행하였다.

2. 블로워 소음 분석

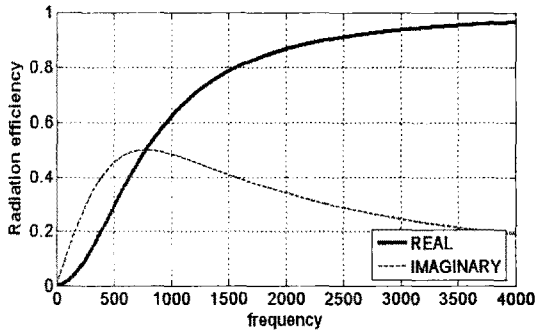
블로워에서 발생하는 소음은 날개의 회전에 따른 소음과 기계적 진동에 의해 발생하는 소음으로 나눌 수 있다. 기계적 소음은 기계부품의 가공 정밀도와 질량불균형에 따라 발생하는데 이것은 회전주파수의 배수에 해당하는 주파수성분으로 나타나게 된다. 블로워는 30000 rpm까지 작동하기 때문에 첫 번째 오더는 500 Hz로 나타나며 2차, 3차의 오더 성분은 1000 Hz, 1500 Hz로 나타난다. 날개의 회전에 의한 소음은 이번 연구에 사용된 블로워의 경우 9개의 날개를 가지며 그에 따라 오더 성분은 9의 배수로 나타나게 된다.

3. 진동과 방사소음의 관계

진동하는 물체의 표면은 소음을 발생시킨다. 여기서 진동하는 매개체는 블로워가 되며 블로워 표면의 진동이 음향 파워(acoustic power)와 소음(noise)을 발생시키게 된다. 음향 파워는 직접적으로 시간과 함께 블로워 표면의 속도(average mean square velocity of surface)와 관련 있다.



(a) Radiation efficiency along the radius axis



(b) Radiation efficiency along the frequency axis

Fig. 2 Radiation efficiency

$$W = \rho c A \sigma \overline{V}^2{}_A \tag{1}$$

ρ : 공기 밀도
c : 음속
A : 표면적
σ : 방사 효율
$\overline{V}_A$: 표면적 A의 평균 표면 속도
W : 음향 파워

식(1)에서 음향 파워를 줄이기 위해 첫째, 소음 방사효율(noise radiation efficiency)을 줄이는 것과 둘째로 블로워 표면 속도를 줄이는 방법이 있다. 관심 주파수 영역에서 방사효율을 줄이기 위해서는 블로워의 크기가 변수가 되는데 Fig. 2(a) 그래프는

4000 Hz까지의 관심주파수 영역에서 그래프에 나타난 블로워 반경의 변화에 따른 방사효율을 나타낸 것이고 Fig. 2(b) 그래프는 일정한 크기의 블로워 반경(7 cm)에서 주파수의 변화에 따른 방사효율을 나타낸 것이다. 방사효율의 수정은 이미 관심주파수를 정하였으므로, 블로워 크기를 변경함으로써 가능하지만 크기의 변경은 현실적으로 불가능하기 때문에 이번 연구에서는 남아 있는 변수인 블로워의 표면속도를 수정하는 것으로 수행하였다[1].

식(1)의 표면의 속도는 식(2)와 같이 평균 표면속도로 정의된다. 블로워 표면의 진동 속도 저감에 대하여서는 음향 파워와 음압의 비례관계에 따라 블로워에서 방사되는 음압으로 판단할 수 있다[1].

$$\overline{V}^2{}_A = \frac{1}{T}\frac{1}{A}\int_T\int_A \dot{u}_n \dot{u}_n^* dS dt \qquad (2)$$

T : 주기

A : 표면적

$\dot{u}_n$: 법선 방향의 속도

'*' : 켤레 복소수

4. 블로워 케이스의 진동 분석

Fig. 3은 블로워의 작동 중에 블로워 겉면에 가속도 센서를 부착하여 측정한 결과이다. 기계적 진동에 의한 1-8오더 성분의 대각선 성분들이 잘 나타나고 있으며, 수직으로 나타난 부분은 블로워의 공진 성분으로 판단된다. 공진주파수와 오더 성분이 만나는 곳에서는 그 값이 더욱 증폭되어 나타나는 것을 알 수 있다.

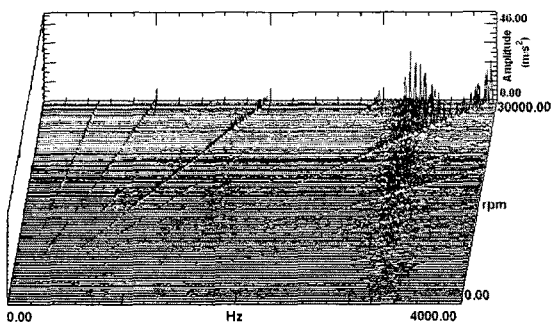


Fig. 3 Acceleration of surface of the blower in operation

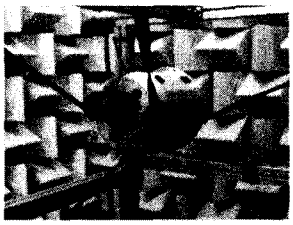
5. 모드 해석과 FE 모델의 제작

5.1 Experimental Modal Analysis

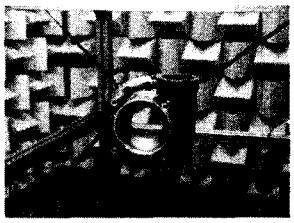
블로워의 해석 모델을 얻기 위해 이 연구에서는

Table 1 The number of node points

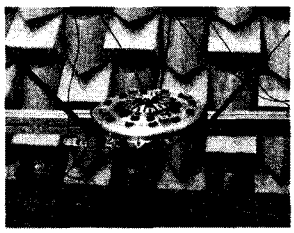
	POINT	DOF
Upper part(Fig. 4(a))	32	96
Middle part(Fig. 4(b))	40	120
Lower part(Fig. 4(c))	31	93
Assembled model(Fig. 4(d))	51	153



(a) Upper part



(b) Middle part



(c) Lower part

(d) Assembled model of middle part and lower part

Fig. 4 Photography for experiment of the blower components

블로워 케이스의 모드 실험을 수행하였다. 블로워의 케이스는 크게 3개의 부품으로 구성되며, 이 연구에서는 케이스의 진동에 의한 방사 소음을 줄이는 것이 목표이므로, 케이스의 신뢰성 있는 유한요소모델 제작이 중요하다. 실험은 Fig. 4와 같이 충격 실험(impact testing)을 하였고 실험 조건은 free-free 조건을 갖추었으며, impact hammer와 icp type 3축(X, Y, Z) 가속도 센서를 사용하였다. 주파수 분석기는 LMS SCADAS Ⅲ와 프로그램은 LMS CADA-X를 사용하였다. 실험으로 구한 데이터의 주파수 범위는 0~4000 Hz까지 설정하였으며, Table 1에 가속도 측정 위치 개수가 나타나있다.

5.2 유한요소 수치해석

(1) 유한요소모델링

IGS 파일로 제작된 블로워 도면 파일을 이용하여 Fig. 5와 같이 MSC PATRAN에서 유한요소모델을 제작하였다. Fig. 5의 유한요소모델은 Fig. 4에 나타난 각 단품들의 조립상태이며 8절점 입방요소(CHEXA)와 6절점 쐐기요소(CPENTA)로 구성되었다. Fig. 5와 같이 모델링 한 유한요소의 볼트 결합된 곳은 강체 요소(RBE2)를 사용하여 조립하였다. 이와 같이 모델링에 사용된 요소별 개수는 Table 2와 같다.

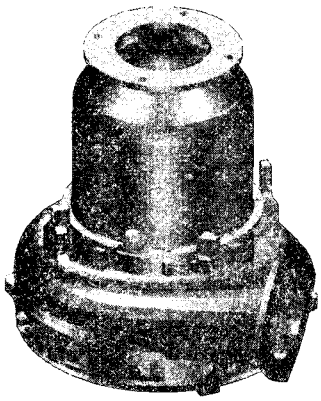


Fig. 5 FE model assembled by rigid elements

Table 2 The number of finite element of a blower

Number of GRID points	47617
Number of CHEXA elements	29573
Number of CPENTA elements	668
Number of RBE2 elements	46

(2) Numerical modal analysis

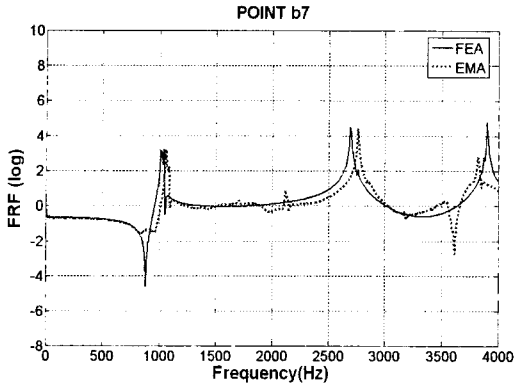
수치해석에 있어 각 블로워 FE모델의 신뢰성을 확보하기 위해 나사체결 이전의 각 단품에 대한 신뢰성이 검증되어야 이것을 이용한 예측 또한 신뢰할 수 있다. 그러므로 유한요소와 실험결과를 비교하기 위해, 블로워 케이스를 단품으로 분해하여 실험을 하였다. 유한요소해석은 MSC NASTRAN의 sol 103 (normal mode analysis)과, sol 111(frequency response analysis)을 사용하여 계산하였다. 유한요소모델이 신뢰성을 갖기 위해서는 실험결과에 대해 고유진동수의 차가 10 %이내이고, 각 단품 및 블로워의 모드형태가 일치해야 한다[2,3]. 모드 형상(mode shape)은 MAC(modal assurance criterion)값으로써 판단하게 된다.

5.3 MAC Correlation

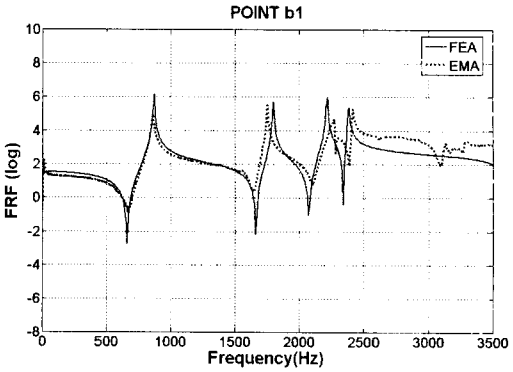
주파수 응답 함수(frequency response function)와 공진주파수에서의 모드 형태의 비교를 통해 만들어진 유한요소모델에 대하여 신뢰성 검증이 필요하다. 신뢰성의 판단은 식 (3)을 통하여 MAC값으로 할 수 있다.

$$MAC_{ij} = \frac{\left|\{\psi_i^{test}\}\{\psi_j^{FE}\}^*\right|^2}{\left(\{\psi_i^{test}\}\{\psi_i^{test}\}^*\right)\left(\{\psi_j^{FE}\}\{\psi_j^{FE}\}^*\right)} \quad (3)$$

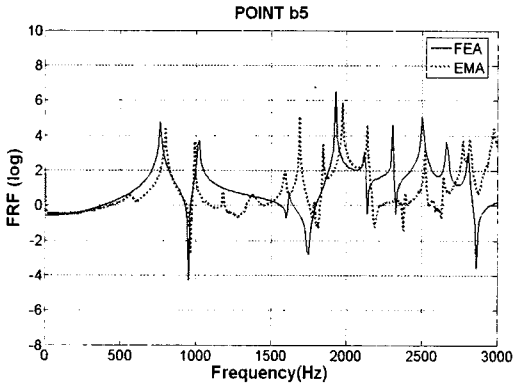
식 (3)의 ψ는 실험과 수치해석을 통하여 얻은 각 모드의 고유벡터이며, i와 j는 모드의 차수를 의미한다. MAC값은 실험과 수치해석 결과의 각 고유벡터가 완전히 일치할 경우 1이 되며 0.7이상의 값을 갖는 경우 유한요소모델을 신뢰할 수 있다[4]. 이 연구에서는 MAC값이 0.7이상이 되도록 유한요소모델을 반복하여 수정하는 단계를 거쳤다. 각각의 단품에 대한 모드 실험과 수치해석 결과가 Fig. 6에 나타나 있으며 3000 Hz 이상의 고주파 영역에서는 로컬모드가 나타나지만, 실험과 해석값이 유사한 경향을 나타내므로 실험과 해석의 관계를 신뢰할 수 있다고 판단한다. 실험에 대한 해석모델의 FRF 비교 후 신뢰성을 판단하기 위한 MAC값의 비교 결과 Fig. 7과 같이 실험과 해석의 MAC값은 모두 0.7 이상을 나타내고 있으며, 이에 따라 해석모델을 신뢰할 수 있다고 판단하였다. 이와 같이 제작된 각각의 해석모델은 볼트로 연결된 부분을 RBE 요소로 결합하여



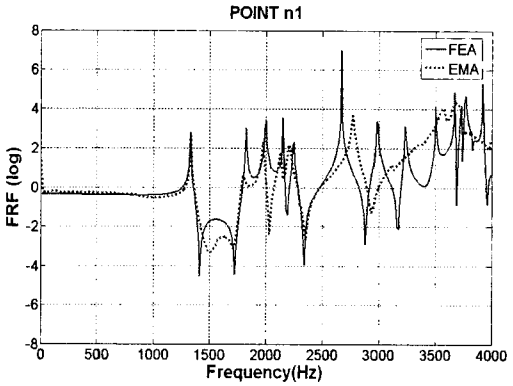
(a) Upper part



(c) Lower part



(b) Middle part



(d) Assembled model of middle part and lower part

Fig. 6 Comparisons between FRF of a blower by the analytical method and that by experimental method

Table 3 Comparisons between modal parameters of a blower by the analytical method and that by experimental method

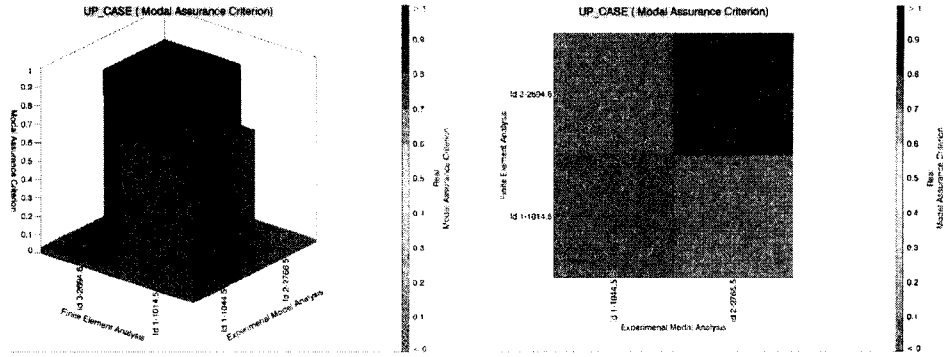
	Mode	EMA (Hz)	FEA (Hz)	Error(%)	MAC
Upper part	1st	1044.5	1014.5	2.872	0.7760
	2nd	2766.5	2694.6	2.599	0.8290
Middle part	1st	800.1	763.6	4.562	0.8178
	2nd	986	1015.3	2.886	0.7432
	3rd	1690.1	1614.1	4.497	0.8202
Lower part	1st	874.1	867.2	0.789	0.7315
	2nd	1758.5	1797	2.142	0.8271
	3rd	2077.5	2216.1	6.254	0.7743
Assembled model of middle part and lower part	1st	1332.5	1327.8	0.353	0.9744
	2nd	1785.0	1822.2	2.041	0.6534
	3rd	1977.0	1996.0	0.952	0.8090
	4th	2250.1	2245.5	0.204	0.8452
	5th	2770.7	2670.2	3.627	0.7016

방사소음 예측에 사용할 수 있다. 블로워의 모드 실험과 수치해석 결과 데이터는 Table 3에 정리되어 있다.

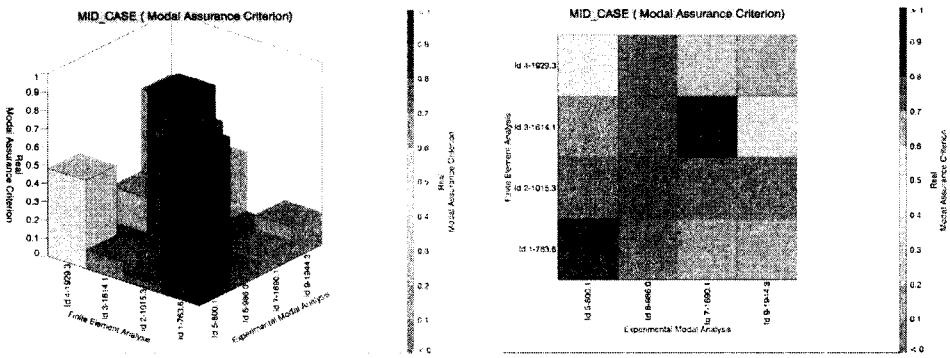
6. 블로워 케이스의 가진력 예측

블로워의 표면에서 방사되는 소음을 예측하기 위해 블로워 케이스와 내부의 모터가 직접적으로 연결되는 부분인 베어링 부분의 힘을 알아야 한다. 가진력을 실제 측정하지 못하기 때문에 이 연구에 필요한 가진력은 inverse force identification method를 이용하여 구할 수 있다. Inverse force identification method는 블로워의 12개 포인트 X, Y, Z 3방향에 대하여 블로워 구동 시 구한 가속도 값과 유한요소모델의 주파수 응답함수를 이용하여 구하게 된다.

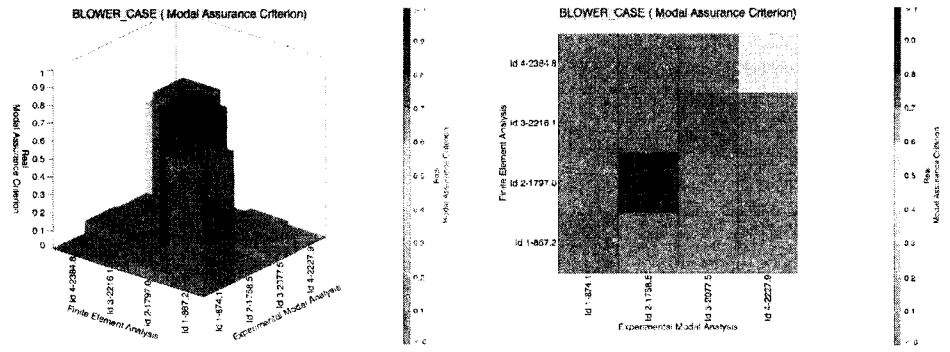
$$\{f\} = [H]^{-1}\{a\} \tag{4}$$



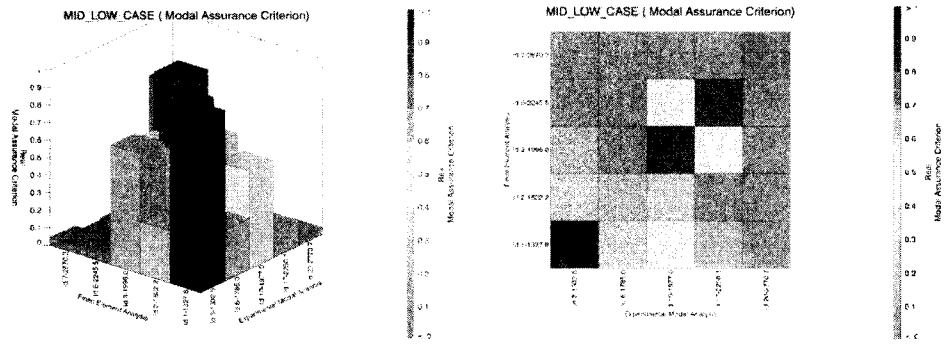
(a) Upper part



(b) Middle part



(c) Lower part



(d) Assembled model of middle part and lower part

Fig. 7 MAC Analysis results for a blower

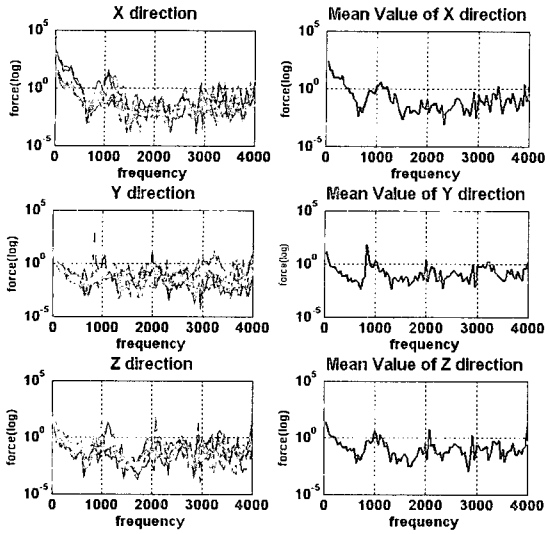


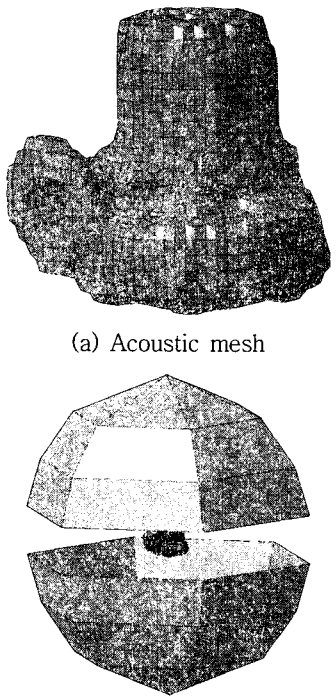
Fig. 8 Estimated forces of bearing

식 (4)의 벡터 $\{a\}$는 블로워 표면에서 측정된 가속도 값이며, 벡터 $\{f\}$는 계산 결과 예측된 베어링의 가진력 값이다. 그리고 $[H]^{-1}$는 해석모델에서 구한 베어링이 위치하는 곳의 가진력과 블로워 표면의 가속도 값을 통해 구한 inverse force identification method의 전달함수이다. 이와 같은 계산 결과값이 Fig. 8에 베어링 부분의 X, Y, Z 방향으로 가해지는 예측된 힘이 순서대로 나타나 있다[4].

7. 방사소음 예측

6장까지 블로워의 유한요소모델 제작과 함께 방사소음 예측을 위한 가진력을 구하였다. 유한요소모델과 가진력을 이용하여 블로워 표면의 속도를 해석할 수 있고 이렇게 얻은 속도 데이터를 이용하여 방사소음을 예측하게 된다. 블로워의 방사소음 해석은 진동/음향 시뮬레이션 프로그램인 LMS Virtual.Lab에서 BEM indirect method로 수행하였다.

Fig. 9(a)는 블로워의 acoustic mesh로 이것은 structural mesh를 기초로 만들어졌는데 SEPW(six elements per wavelength)에 의해, 최대 관심주파수를 4000 Hz로 보았을 때 각 node의 간격은 14.167 mm 이하가 되도록 하였다. 그리고 Fig. 9(b)는 주변 공간의 소음을 예측하기 위한 field point mesh로써, ISO 3744규정에 의해 블로워 모델을 중심으로 상하 반경이 약 2000 mm, 전후 반경은 약 1980 mm로 생성하였다. 경계 요소법의 indirect method는 Huygens 원리를 이용하고 있는데 영역을 구분 짓는 경계에 가상 음원을 분포시켜 이들로부터의 음향방사가 음장을 형성한다는 개념이다.



(a) Acoustic mesh

(b) Field point mesh

Fig. 9 BEM mesh of a blower

$$\mu = p^+ - p^- \tag{5}$$

$$\sigma = \frac{\partial p^+}{\partial n} - \frac{\partial p^-}{\partial n} \tag{6}$$

식 (5)의 μ는 경계면 상하 압력차(double layer potential)를 나타내고 식 (6)의 σ는 경계면의 법선방향 음압 미분치의 불연속을 나타내는 단층 포텐셜(single layer potential)이다. 음압 p와 임의의 함수을 만족하는 Helmholtz equation을 green function을 사용하여 나타내면 식 (7)과 같다.

$$\int_V \left(\nabla^2\varphi + k^2\varphi\right) p dV = \int_S \left(\sigma\varphi - \mu\frac{\partial\varphi}{\partial n}\right) dS \tag{7}$$

k : Wave number

한편 무한대에서의 sommerfeld 방사조건을 만족하는 자유공간 green function, G를 생각할 수 있다.

$$p(X) = \int_S \left(\mu(Y) \frac{\partial G(X,Y)}{\partial n} - \sigma(Y) G(X,Y) \right) dS(Y) \tag{8}$$

식(8)에서 X는 임의의 점이고 Y는 경계면 위의 점이다. 즉, 표면에서의 σ와 μ를 구하고 나면, 영역의 어떤 점에서도 음압을 구할 수 있다[5,6].

Fig. 10은 실험을 통하여 얻은 방사소음 데이터의 waterfall 그래프이다. 이것은 순수하게 블로워 케이스의 진동에 따라 발생하는 소음 해석 결과인 Fig. 11의 BEM 해석 결과와 차이가 있음을 알 수 있다. 그러나 여기서 관심을 갖을 수 있는 주파수 영역이 존재하는데 실험에서 나타난 약 3000 Hz와 4000 Hz 근방의 음압이 Fig. 11의 해석 결과에서도 나타나며 rpm에 관계없이 크게 나타난 것으로 보아 블로워 표면의 공진에 따른 소음 발생임을 판단 할 수 있다.

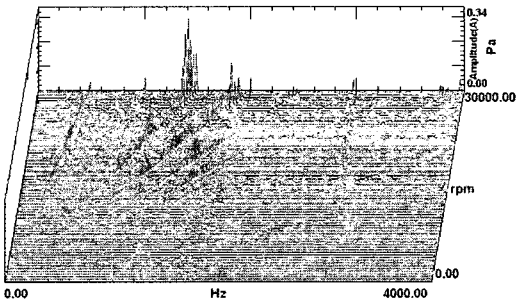


Fig. 10 Waterfall of SPL when blower is operating

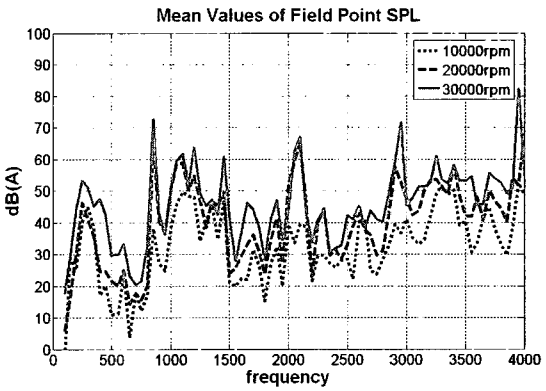


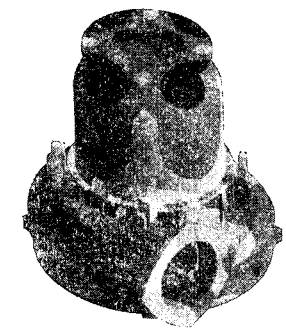
Fig. 11 Sound pressure level of field points

8. 소음 저감을 유한요소의 구조변경

8.1 블로워 케이스 구조 변경

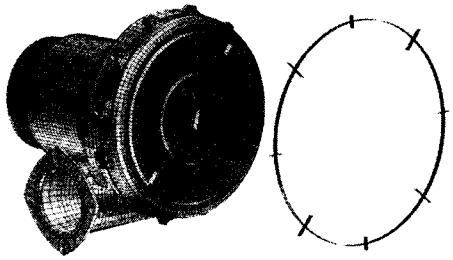
예측된 방사소음 데이터를 보고 저감이 필요한 주파수 영역을 판단해야 한다. 특히 큰 음압이 발생하는 주파수는 2900 Hz 그리고 3950 Hz로 나타난다. 각 주파수에서 나타나는 블로워의 모드 형상이 Fig. 12에 나타나 있는데, 모드 형상의 deflection을 색으로 표현하였다. Fig. 11과 BEM 해석 결과 acoustic mesh의 높은 음압이 발생하는 곳을 종합하여 구조변경에 필요한 판단을 할 수 있으며 이에 따라 Fig. 13 좌측의 점선부분에 오른쪽과 같은 형상을 덧대는 구조변경을 수행하였다. Fig. 13(a)는 Fig. 12(a) 형상을 억제하기 위한 구조이며, Fig. 13(b)는 Fig. 12(b)를 억제하기 위한 것으로써 Fig. 13(a)의 구조 변경과 함께 블로워 흡입구에 리브(rib)를 달아 강성을 줌으로써 각 모드에서의 표면 속도를 저감시킬 수 있다. Fig. 14(a)는 Fig. 13(a)의 구조변경 결과의 음압을 나타낸 그래프이고 Fig. 14(b)는 Fig. 13(a)와 Fig. 13(b)를 적용한 결과의 음압을 나타낸 그래프이다.

(a) At 2900 Hz

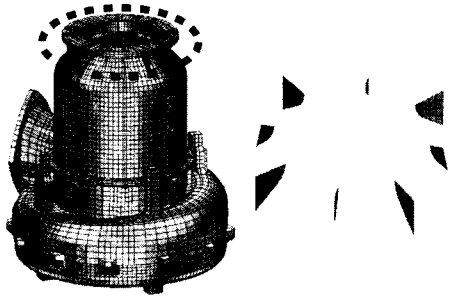


(b) At 3950 Hz

Fig. 12 Deflection mode shape expressed by color at 2900 Hz and 3950 Hz

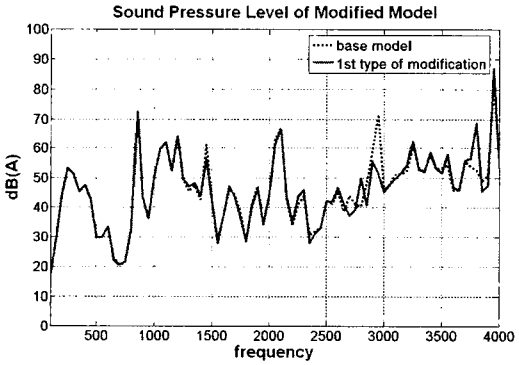


(a) Rib for reducing velocity at 2900 Hz

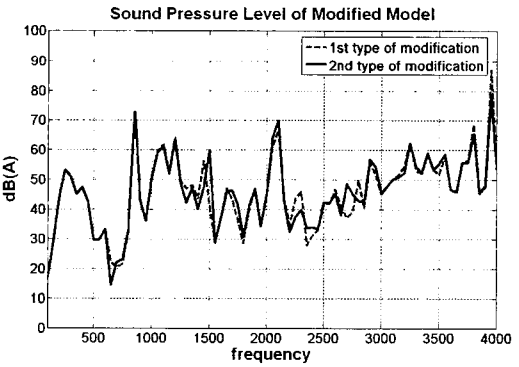


(b) Rib for reducing velocity at 3950 Hz

Fig. 13 Structural modification of a blower



(a) SPL result by changing lower part of blower



(b) SPL result by changing upper part and lower part of blower

Fig. 14 SPL of modified model

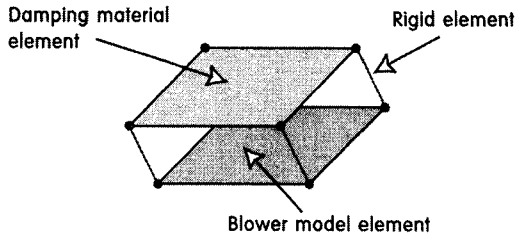


Fig. 15 FE modeling of damping material

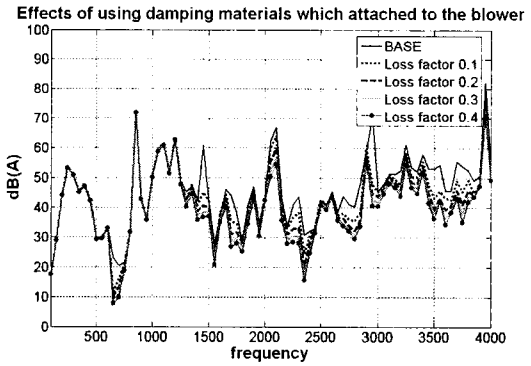


Fig. 16 Effects of using damping materials which attached to the blower

8.2 제진재를 적용한 블로워의 소음 예측

블로워 표면 진동을 억제하기 위해 리브를 이용한 구조 변경에 이어 시도할 수 있는 방법은 제진재를 블로워 표면에 적용하는 것이다. 제진재를 블로워 케이스에 비 구속형으로 적용하는데, 이때 제진재는 점탄성 재료로써 모재의 진동에너지를 열에너지로 흡수함으로써 진동을 억제하는 역할을 한다. 시스템에서 구조감쇠의 역할을 하는 점탄성 재료로 구성된 제진재의 특성인 손실계수 η를 탄성계수 E로 표현가능하며 식 (9)와 같이 복소탄성계수의 형태를 갖는다[7].

$$E^* = E(1+i\eta) \tag{9}$$

블로워 케이스에 제진재를 입힐 경우의 방사소음 감소 경향을 파악하기 위하여 Fig. 15와 같이 유한요소모델을 제작하였는데 이것은 블로워 FE 모델과 2 mm 두께의 shell 요소로 구성된 제진재 요소를 강체요소(rigid body element)로 연결한 것이다[8]. 이렇게 모델링 된 유한요소의 제진재 손실계수 변화에 따른 블로워 방사 소음의 음압값이 Fig. 16에 나타나 있다. 그리고 이것의 overall level 값을 Fig.

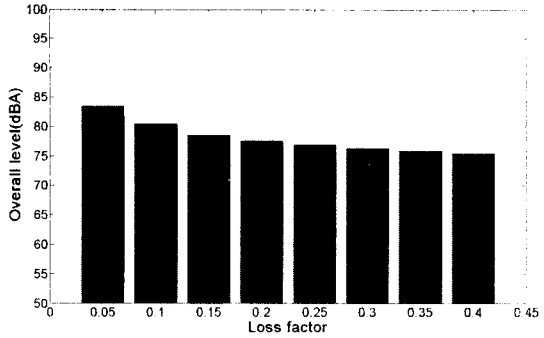


Fig. 17 Tendency of SPL using damping materials which attached to the blower

17에 나타내었다. 예측된 음압의 overall level값을 보면 제진재를 적용하기 전에 비해 제진재를 적용했을 때부터 제진재의 손실계수가 커질수록 overall level은 작아지는 경향을 나타낸다. 그러나 그 경향은 완전히 비례하지는 않으며, 손실계수 변화에 따른 소음 감소량의 변화 역시 점차 줄어들고 있음을 알 수 잇다. 0.3 이상의 손실계수를 갖는 때부터 약 5 dB(A)의 overall level 음압 감소량을 보이는데 제진재의 성능과 음압의 저감은 비례하지 않으며, 저감된 음압의 overall level은 80 dB(A)에서 크게 변하지 않을 것으로 판단한다.

9. 결 론

방사 소음 저감을 위한 구조변경 후 해석 결과 Fig. 13(a), (b)와 같이 소음저감이 필요한 주파수인 2900 Hz에서 약 15 dB 그리고 3900 Hz에서 약 9 dB 줄어든 것을 알 수 있다. 에너지가 보존되기 때문에 소음저감이 필요한 주파수에서는 음압이 줄어든 대신 다른 주파수에서 증가한 음압 결과도 볼 수 있는데 특히 3800 Hz의 음압이 증가한 것을 알 수 있다. 하지만 줄어든 음압에 비해 증가한 음압의 최대값이 상대적으로 작으며, 관심주파수 영역에서(0 Hz~4000 Hz) 최대값은 3950 Hz의 음압값이므로 이상과 같은 수치해석을 통한 구조변경은 블로워 실물의 구조 변경 안으로써 이용할 수 있다고 판단한다. 또한 전 주파수에서 발생하는 소음에 대하여 제진재를 블로워 표면에 입힐 경우를 CAE를 이용하여 예측한 결과, 손실계수에 따른 방사소음 저감 경향을 확인 할 수 있었다.

후 기

이 연구는 산업자원부의 "승용연료전지차량 NVH 설계기술 개발"(과제번호: 10028994)의 지원으로 진행되었습니다.

참 고 문 헌

(1) Shung, H. S. and Donald, J. N., 1989, "Engine Vibration and Noise Reduction Using a Crank-Block System Model", SAE paper 891129.

(2) Paras, M. M., "Validation of a System of Finite Element Models Representing a Complex Transaxle", SAE 2003-01-1594.

(3) Blakely, K., 1991, "Updating MSC/Nastran Models to Match Test Data", Proceedings MSC World Users Conference.

(4) Kim, S. J., Lee, J. Y. and Lee, S. K., 2007, "Noise Refinement of a Vehicle by Reduction of the Axle Gear Whine Noise Based on Structural Modification Using FEM and BEM", International Journal of Automotive Technology, Vol. 8, No. 5, pp. 605~614.

(5) SYSNOISE Revision 5.0 Theoretical Manual, 1993, Numerical Integration Technologies, Belgium.

(6) Jeong, J. H. and Ih, J. G., 1997, "Acoustic Coupling Between Passenger and Luggage Compartments through Loudspeaker Holes Using Indirect BEM", Journal of the KSAE, Vol. 5, No. 3, pp. 66~75.

(7) Lee, C. M. and Lee, J., 2001, "A Study on the Evaluation of the Loss Factor and Young's Modulus of Damping materials on Temperature Condition", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 11, No. 9, pp. 391~397.

(8) Seo, J. B., Yoon, H. W. and Kim, T. J., 1994, "Study of Damping Material Characteristics", Journal of the KSAE, Vol. 16, No. 4, pp. 32~36.