

헬름홀츠 공명기 배열을 이용한 인클로저 내부의 저주파 소음 저감 Low-frequency Noise Reduction in an Enclosure by using a Helmholtz Resonator Array

박 순 홍* · 서 상 현*

Soon-Hong Park and Sang-Hyun Seo

(2012년 5월 23일 접수 ; 2012년 7월 4일 심사완료)

Key Words : Helmholtz Resonator Array(헬름홀츠 공명기 배열), Enclosure(인클로저), Low-frequency Noise (저주파 소음), Acoustic Absorber(흡음기), Launch Vehicle(발사체)

ABSTRACT

A method of the low-frequency noise reduction in an enclosure by using an array of Helmholtz resonator is presented. An integral form of equation, which represents the acoustical coupling between the internal sound field and the resonator array, is formulated so that the boundary element method can be applied to solve the coupling problem. It is shown that the resonator array on the surface of the enclosure can be regarded as impedance patches on the boundary element. Experiments on a simple enclosure acoustically coupled with an array of resonators are conducted to verify the method. The predicted noise reduction by the boundary element method shows good agreement with the measured one. The effects of the resistance of resonators as well as the number of resonators on the noise reduction are demonstrated. As a practical example, the presented method is applied to the payload fairing of a space launcher with resonator arrays. It is demonstrated that the resistance of resonators affects significantly the required number of resonators to achieve a desired noise reduction.

1. 서 론

일반적인 흡음재가 적용되기 어려운 저주파수 대역의 실내 소음은 지배적인 영향을 미치는 음향 모드를 제어하여 저감할 수 있다. 밀폐된 공간인 인클로저(enclosure)의 고유 음향 모드를 제어하기 위해서는 제어 대상 모드에 음향 공명기 등을 이용하여, 추가적인 음향 댐핑(acoustic damping)을 부가하거나⁽¹⁾, 인클로저 벽면의 경계 조건의 변경을 통해 음

향 모드를 변경하여, 소음 제어 목표 영역에서의 소음 저감을 꾀하는 방법⁽²⁾ 등을 들 수 있다. 이들 중 소음 제어 영역이 전체 인클로저인 경우는 음향 모드에 음향 공명기 배열의 적용을 통한 추가적인 댐핑을 부가하는 방법이 사용되어야 한다. 헬름홀츠 공명기 배열을 이용한 저주파수 대역의 소음 저감 관련 연구 사례로는 소음기의 투과 손실의 증가를 위한 공명기 배열의 사용⁽³⁾, 저주파수 대역에서의 흡음 성능 향상을 위한 공명기 배열형 패널⁽⁴⁾, 우주 발사체 페어링(fairing) 내부의 음향 하중 저감을 위한 공명기 배열의 사용^(5,6) 등을 들 수 있다.

이 중 발사체 페어링 내부 공간과 같이 전체 공간의 소음 저감이 필요한 경우, 공명기 어레이의 적용에 의한 소음 저감치는 공명기 어레이를 구성하

* 교신저자; 정회원, 한국항공우주연구원
발사체기술연구소
E-mail : shpark@kari.re.kr

Tel : (042)860-2093, Fax : (042)860-2233

* 정회원, 한국항공우주연구원 발사체기술연구소

는 단위 공명기의 성능, 공명기의 개수, 인클로저 내부 적용 위치뿐만 아니라, 모달 댐핑(modal damping)과 같은 인클로저의 음향 모드 특성에도 영향을 받음이 알려져 있다. 이와 같은 사실은 Fahy and Schofield⁽¹⁾가 하나의 공명기와 인클로저 모드가 음향 연성될 때 공명기의 특성이 인클로저 모드에 미치는 영향을 연구하여 제시되었고, 이후에 Cummings⁽⁷⁾ 및 Li and Cheng⁽⁸⁾에 의해 다수의 공명기와 복수의 인클로저 모드와의 음향 연성에 대한 연구가 수행된 바 있다. 이들 연구에서는 공통적으로 헬름홀츠 공명기를 1자유도 상사 진동계로 표현하고, 이를 내부 음장을 표현하는 파동 방정식의 가진항과 음향 연성시키는 이론적 접근 방법⁽¹⁾을 사용하고 있다.

이 방법의 실제적인 적용에 있어서의 난점은 해석적으로 손쉽게 인클로저의 음향 모드를 구할 수 없는 경우에는 유한요소법 등의 수치적 해석법을 도입하여야 한다는 점이다. 실용적인 관점에서 보면, 인클로저를 이산화해야 한다면 상용화된 음향 유한요소법이나, 음향 경계요소법을 이용하는 것이 유리할 것이다. 또한, 공명기를 단순화하여 모델링하기 때문에 고차 모드 등의 영향을 고려할 수 없다. 공명기의 모든 특성은 공명기 표면에서의 임피던스로 잘 표현될 수 있고, 실제 적용 시에는 공명기를 벽면에 설치하는 경우가 일반적이므로, 공명기의 임피던스를 해석에 적용하는 것이 바람직 할 것이다. 따라서 공명기 배열을 임피던스 경계조건으로 변경하고, 인클로저 내 음장과 공명기 간의 음향 연성 문제를 키르히호프-헬름홀츠 적분식(Kirchhoff-Helmholtz integral equation)을 이용하여 적분방정식 형태로 표현한다면, 상용화된 경계요소법 소프트웨어를 이용할 수 있어 다양한 설계 인자에 대한 평가를 손쉽게 수행하는 것이 가능하다.

이 논문에서는 기존의 인클로저와 헬름홀츠 공명기 배열의 음향 연성 문제를 적분방정식으로 표현하고, 헬름홀츠 공명기를 유한한 크기를 가지는 임피던스 패치(impedance patch)의 형태로 경계면에 적용하는 방법을 소개하였다. 간단한 형태의 인클로저에 대한 음향 경계요소법 해석을 수행하였으며, 실험과의 비교를 통해 제안한 방법의 적용성을 보였다. 문제를 간단히 하기 위해, 공명기 공명주파수 및 적용 위치(음압이 가장 높은 위치가 일반적⁽¹⁾임)

와 인클로저의 고유댐핑(상수임)은 고정된 값으로 하였으며, 공명기 레지스턴스의 변화 및 적용 개수의 변화에 따른 소음 저감 성능의 변화를 보였다. 이를 통해 실제적인 최적 설계 가능성을 보였으며, 실제 적용 예로서, 발사체 페어링 내부의 저주파 음향 하중 저감을 위한 공명기 배열의 적용 방법도 소개하였다.

2. 인클로저-공명기 배열에 대한 음향 연성 문제의 적분 방정식화

임의의 형상을 가지는 인클로저 내에 음향 공명기가 있는 경우, 인클로저 내의 음장은 공명기의 목 부분에서의 체적 속도에 의해 가진된다고 생각할 수 있고, 다음과 같이 헬름홀츠 방정식으로 표현할 수 있다.

$$\nabla^2 p(\vec{r}) + k^2 p(\vec{r}) = i\rho_0 c k q(\vec{r}) \quad (1)$$

여기서, $p(\vec{r})$ 은 음압, k 는 파수, ρ_0 는 공기의 밀도, c 는 음속을 나타내며, $q(\vec{r})$ 는 공명기 목으로부터 외부로 토출되는 체적 속도에 비례하는 음원 강도로서

$$q(\vec{r}) = -i\omega \xi S_R \delta(\vec{r} - \vec{r}_R) \quad (2)$$

와 같이 표현될 수 있다. 여기서, $-i\omega \xi$ 는 공명기 목의 입자 속도(ω : 각주파수), S_R 는 공명기 목의 면적을, $\delta(\vec{r} - \vec{r}_R)$ 은 3차원 디랙 델타 함수(dirac delta function)를 나타내며, \vec{r}_R 은 공명기의 위치를 표현하는 위치 벡터이다. 한편 음향 공명기의 운동방정식⁽¹⁾은 음향 공명기의 임피던스 (Z_R)를 이용하여,

$$Z_R(-i\omega \xi) S_R = -p(\vec{r}_R) S_R \quad (3)$$

과 같이 쓸 수 있다. 임피던스는 고차모드를 고려하지 않는다면 식(4)와 같이 간략하게 표현 가능하다.

$$Z_R = R_i - i(\rho_0 l_N \omega - \rho_0 c^2 S_R / V_R \omega) \quad (4)$$

여기서, l_N 은 보정 길이가 고려된 목 길이, R_i 는 공명기의 내부 레지스턴스(internal resistance), V_R 은 공명기의 체적을 나타낸다. 식 (2), (3)을 이용하면,

식 (1)은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\nabla^2 p(\vec{r}) + k^2 p(\vec{r}) = -i\rho_0 c k S_R Z_R^{-1} p(\vec{r}_R) \delta(\vec{r} - \vec{r}_R) \quad (5)$$

식 (5)는 그린 함수(Green's function)를 이용하면 경계 적분 형태, 즉 키르히호프-헬름홀츠(Kirchhoff-Helmholtz) 적분식으로 표현할 수 있다⁹⁾. 인클로저를 나타내는 경계면을 Ω , 헬름홀츠 공명기 배열이 놓이는 경계면을 Ω_R 이라 하면, 인클로저 내부의 임의의 위치(\vec{r}_p)에서의 음압은 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$c(\vec{r}_p)p(\vec{r}_p) = \int_{\Omega} i\rho_0 c k v_n(\vec{r}) G(\vec{r}_p|\vec{r}) - p(\vec{r}) \frac{\partial G(\vec{r}_p|\vec{r})}{\partial n} dS - \int_{\Omega_R} i\rho_0 c k S_R Z_R^{-1} p(\vec{r}_R) G(\vec{r}_p|\vec{r}) dS \quad (6)$$

여기서, $c(\vec{r}_p)$ 는 예측 위치에서의 고체각(solid angle)을 표현하며, 측정 위치(\vec{r}_p)가 인클로저 내에 있고, 경계면이 아닌 경우 1의 값을 갖는다. $G(\vec{r}_p|\vec{r})$ 은 그린 함수이며, v_n 은 인클로저 벽면의 속도를 표현한다(경계면의 법선은 인클로저 내부 방향으로 가정한다.). 식 (6)으로부터 음향 공명기를 인클로저 벽면에 적용할 때 음향 공명기의 임피던스와 적용 위치에서의 음압을 알면, 실내 임의의 위치에서의 음압을 계산해 낼 수 있음을 알 수 있다. 경계요소법은 위 식을 이산화 하여 적용할 수 있다.

3. 직사각형 인클로저에 대한 공명기 배열 적용 실험 및 해석

3.1 실험 및 해석 방법

인클로저와 음향 공명기의 연성 문제를 경계요소법을 이용하여 해석하고, 그 결과의 타당성을 확인하기 위해, 간단한 형상의 인클로저와 공명기 어레이를 이용한 실험을 수행하였다. 인클로저 형상은 충분한 모드 분리와 실험의 편의성을 고려하여 직사각형 형태로 설계하였으며, 헬름홀츠 공명기는 공명 주파수의 조정을 위해 피스톤을 이용하여 체적을 변화시킬 수 있도록 설계하였다(Fig. 1 참조). 인클로저에는 측면으로 총 8개의 공명기를 적용할 수

있도록 하였다(끝면에도 4개까지 공명기를 적용할 수 있으나, 이 논문에서는 그 결과는 다루지 않았음.). 인클로저의 한쪽 끝에는 스피커를 설치하여 가진을 할 수 있도록 하였고, 길이 방향으로 6개의 마이크로폰과 끝면에 설치한 1개의 마이크로폰을 이용하여 내부 음압을 측정하였다.

인클로저의 음향 모드는 1차에서 3차까지 길이 방향의 모드가 나타나는데, 각각 149 Hz, 297 Hz, 432 Hz로 측정되었다. 이 중 발사체 페어링의 내부 공간의 댐핑 계수와 유사한 1.8%의 고유 댐핑 계수를 가지는 두 번째 음향 모드를 제어 모드로 결정하였으며, 헬름홀츠 공명기도 297 Hz 부근에서 공명이 발생하도록 공동의 체적을 결정하였다(이 논문에서는 공명기의 공명주파수 즉, 음향 리액턴스(reactance)의 변화에 따른 영향은 다루지 않았다.).

수치 해석은 LMS사의 Virtual Lab.Acoustics를 이용하여 수행하였다. 실험에서 측정된 인클로저는 한쪽 끝단에 스피커가 설치되어 있기 때문에, 경계 조건이 불확실하여, 해석 모델의 길이를 조절하여 고유 모드를 실험 결과와 맞추었다. 실험에 사용된 인클로저의 길이는 1220 mm이나, 해석 모델은 1150 mm로 길이를 변경하였고, 이때의 해석 고유 진동수는 148.7 Hz, 297.4 Hz, 446.1 Hz로서 1차 및 2차 고유진동수를 유사하게 맞출 수 있었다. 한편, 경계 요소 모델에 음향 공명기에 의한 임피던스 경계 조건을 적용하기 위해 경계요소의 격자 크기를

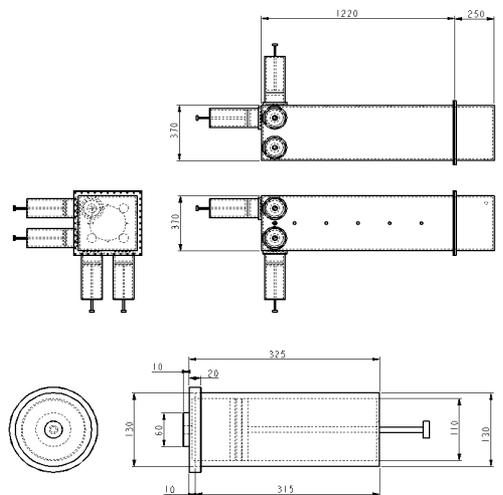


Fig. 1 Simple enclosure and Helmholtz resonator

음향 공명기의 유효 단면적에 부합하도록 설정하였다. 음향 공명기의 임피던스는 임피던스 튜브를 이용하여 측정할 수 있는데, 이 실험에서는 임피던스 튜브의 단면적을 공명기의 단면적(A)과 같게 하였다. 이 경우, 임피던스 튜브에서 측정되는 임피던스(Z)는 그 단면적의 평균 임피던스로서, 공명기의 목의 임피던스(Z_R)와

$$Z/A = Z_R/S_R \tag{7}$$

의 관계를 가지게 된다. 따라서 식 (6)에서 알 수 있듯이, 임피던스 튜브에서 측정된 값을 그대로 해석 모델에 사용하기 위해서는 단면적 A 에 해당하는 경계요소 면적에 임피던스 경계 조건을 부가하여야 한다. 해석 모델에서 음원은 스피커가 장착된 쪽에 두었고, 음원 강도는 공명기가 적용되지 않은 인클로저에서 측정된 음압 크기가 구현되도록 조정하였다.

3.2 음향 공명기의 임피던스 측정

총 12개의 음향 공명기의 임피던스(Z) 측정 결과를 Table 1에 요약하였다.

공명기 임피던스의 실수부인 레지스턴스(resistance)를 증가시킨 경우의 소음 제어 특성의 변화를 살펴보기 위해, 추가로 공명기 목 입구에 얇은 PET 레이어를 부착한 4개의 공명기(HR9~HR12)를 제작하고,

Table 1 Properties of 8 resonators(lower resistance) and 4 resonators with PET layer in front of the neck(higher resistance)

	Peak frequency (Hz)	Max. absorption coefficient	$Re(Z)/\rho_0 c$
HR1	292	0.83	0.44
HR2	294	0.78	0.38
HR3	300	0.74	0.34
HR4	296	0.81	0.42
HR5	293	0.87	0.47
HR6	292	0.69	0.29
HR7	292	0.83	0.42
HR8	288	0.9	0.52
HR9	298	0.86	2.2
HR10	299	0.86	2.2
HR11	297	0.79	2.7
HR12	295	0.82	2.5

그 임피던스를 살펴보았다. 어레이로 사용될 음향 공명기 중 HR1~HR8은 레지스턴스 값이 특성 임피던스($\rho_0 c$)보다 작은 값을, HR9~HR12는 특성 임피던스보다 큰 값을 가지지만, 흡음률로 보면 최대 흡음률은 0.8부근으로 유사함을 알 수 있다. 특히 수직 입사 흡음률 선도(Fig. 2)만 본다면, 레지스턴스가 큰 공명기(HR9, HR12)의 흡음 대역폭이 넓은 것을 알 수 있다.

3.3 실험 및 해석 결과의 비교

특성 임피던스보다 낮은 레지스턴스를 가지는 공명기 8개를 차례로 1개, 2개, 4개, 8개로 증가시켜 인클로저에 적용하고, 마이크로폰에서 측정된 음압(Fig. 3)과, 경계요소 해석을 통한 예측 음압(Fig. 4)을 비교하였다. 해석 결과가 실험 결과를 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 공명기의 개수를 증가시킬수록 공명기의 공명주파수에서의 음압은 크게 감소함을 볼 수 있으며, 주변의 음압은 다소 증가함을 알 수 있다.

한편, 특성 임피던스보다 높은 레지스턴스를 가지는 공명기 4개를 1개, 2개, 4개로 증가시켜 인클로저에 적용한 결과를 살펴보면, 측정된 음압 스펙트럼(Fig. 5)을 경계요소법으로 잘 예측할 수 있음(Fig. 6)을 보여준다. 이 경우에는 공명기의 개수를 증가시키더라도 공명주파수에서의 음압만 감소하며, 주변부의 음압은 증가하지 않는다.

이와 같은 사실은 공명기 어레이를 적용한 경우, Table 2 및 3과 같이 1/3 옥타브 대역에서의 소음 저감치(NR, noise reduction)를 구해보면 좀 더 명확하다. 공명기의 레지스턴스가 특성 임피던스보다 낮은

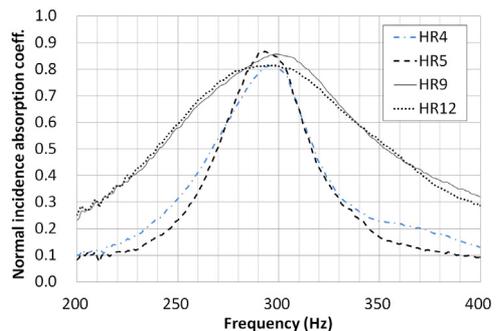


Fig. 2 Comparison of normal incidence absorption coefficients of resonators

경우(Table 2)는 제어 목표 주파수에서의 소음 저감치가 레지스턴스가 특성 임피던스보다 큰 경우에 비해 크지만(Table 3), 주변 주파수 대역에서 음압이 증가할 수 있음을 보여준다. 공명기 어레이 설계시

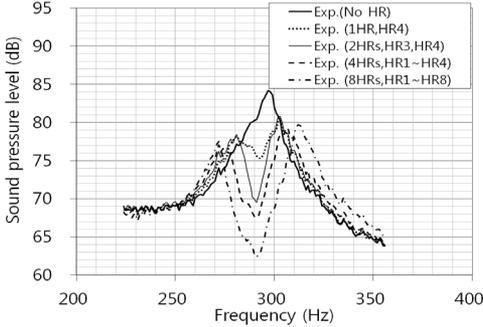


Fig. 3 Measured sound pressure spectra that illustrate the effect of the resonator array having lower resistance than ρ_0c

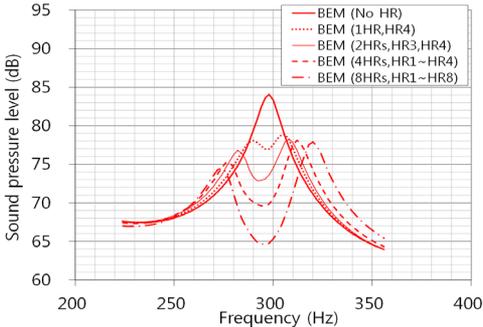


Fig. 4 Predicted sound pressure spectra that illustrate the effect of the resonator array having lower resistance than ρ_0c

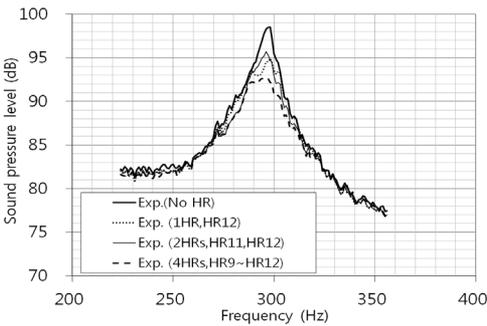


Fig. 5 Measured sound pressure spectra that illustrate the effect of the resonator array higher lower resistance than ρ_0c

주변 음압의 증가가 허용되는 경우가 아니라면 상대적으로 높은 레지스턴스를 가지는 공명기 어레이를 사용하는 것이 바람직할 것이다.

그리고, Table 2에서 알 수 있듯이, 4개의 공명기를 사용한 경우와 8개의 공명기를 사용한 경우 소음 저감치가 큰 차이가 없다. 이는 소음 제어 목표치가 정해지면, 목표치를 만족하는 최소의 공명기 개수, 즉 인클로저 체적에 대한 공명기 요구 체적이 결정될 수 있음을 의미한다. 이 실험의 경우 3 dB의 소음 감소를 위해서는 직사각형 인클로저 체적의 0.64%에 해당하는 공명기가 필요함을 알 수 있다.

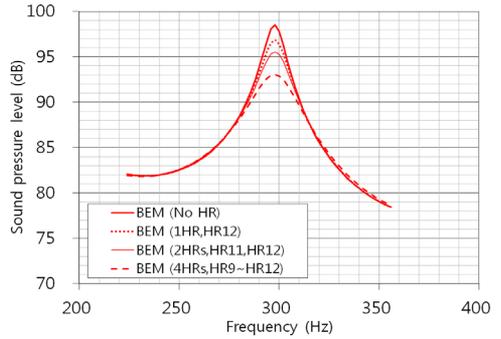


Fig. 6 Predicted sound pressure spectra that illustrate the effect of the resonator array having higher resistance than ρ_0c

Table 2 Noise reduction(dB) by the resonator array having lower resistance than ρ_0c

Number of HRs(volume fraction)	NR(dB) (measurement)		NR(dB) (BEM analysis)	
	250 Hz	315 Hz	250 Hz	315 Hz
1 (0.16 %)	0.1 dB	2.4 dB	-0.4 dB	2.4 dB
2 (0.32 %)	-0.1 dB	2.9 dB	-1.0 dB	3.7 dB
4 (0.64 %)	0.5 dB	3.8 dB	-1.2 dB	4.7 dB
8 (1.28 %)	1.0 dB	3.9 dB	-0.8 dB	5.2 dB

Table 3 Noise reduction(dB) by the resonator array having higher resistance than ρ_0c

Number of HRs(volume fraction)	NR(dB) (measurement)		NR(dB) (BEM analysis)	
	250 Hz	315 Hz	250 Hz	315 Hz
1 (0.16 %)	0.9 dB	1.9 dB	0 dB	0.9 dB
2 (0.32 %)	1.0 dB	1.9 dB	0 dB	1.6 dB
4 (0.64 %)	1.4 dB	3.3 dB	0 dB	3.0 dB

4. 위성 발사체 페어링에 대한 적용

실제적인 적용 예로서, 위성 발사체 페이로드 페어링(payload fairing) 내부의 음향 하중을 저감하기 위해 공명기 어레이를 적용하는 경우를 소개하였다.

제어 목표가 되는 주파수 대역은 100 Hz를 중심 주파수로 가지는 1/3 옥타브밴드 대역으로 설정하였는데, 이 주파수 대역에서는 Fig. 7(a)에 나타난 바와 같이 길이 방향의 (3,0,0) 음향 모드(102 Hz)에 의해 탑재 위성 및 탑재대의 전자 탑재물 등이 가진되는 영역이다. 공명기 어레이의 적용을 통해 1/3 옥타브 대역에서 6 dB의 소음 감소를 목표로 한다.

페어링 내부 공간의 고유 음향 댐핑 계수는 2%로 하였으며, 해석 주파수 대역을 고려하여 Fig. 7(b)와 같이 경계요소 모델을 구성하였다. 경계요소 작성 시 공명기의 크기(400 mm×400 mm)를 고려하여, 4개의 경계요소가 단위 공명기의 단면적을 나타낼 수 있도록 구성하였다. 이와 같이 공명기의 단면적을 나타내는 경계요소상에 공명기의 임피던스를 주면 인클로저에 공명기의 적용이 가능하다. 페어링의 직경은 2 m로서 원주 방향으로 총 16개의 공명기가 적용될 수 있으며 적용 위치는 Fig. 7(c)와 같이 음압이 가장 큰 영역 중 하나인 실린더 하부로 가정하였다.

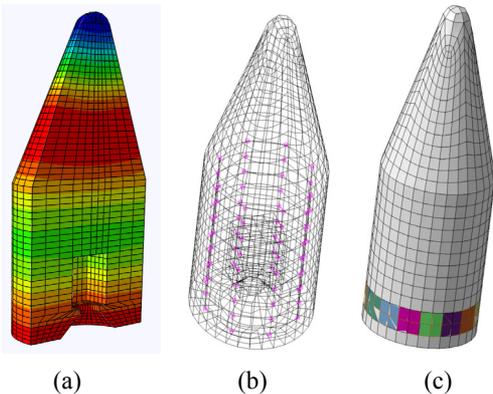


Fig. 7 Analysis models for the noise reduction of payload fairing with a resonator array (a) finite element analysis results at 102 Hz(3,0,0) mode (b) boundary element model and 64 prediction points (c) boundary elements for impedance patch representing resonators

단위 음향 공명기는 공동 깊이가 100 mm, 공극률 3%, 목은 공동 내부로 들어간 형태로 가정하였고, 공명주파수는 102 Hz가 되도록 하였다. 단위 공명기의 체적은 전체 제어 공간(페어링 체적)의 0.145%로서, 8개를 사용하는 경우 1.2%가 된다. 공명기 단면에 대한 평균 레지스탕스는 1245 Pa s/m (최대 흡음률 0.75)인 경우와 612 Pa s/m(최대 흡음률 0.95)인 경우 각각에 대해 공명기 개수를 증가시키면서 음압 스펙트럼 및 1/3 옥타브 대역에서의 소음 저감치(noise reduction)을 계산하였다.

음압은 64개의 예측점에서의 평균값을 이용하였고, 8개의 공명기를 사용한 경우, 레지스탕스의 값에 따른 음압 스펙트럼을 Fig. 8에 나타내었다. 레지스탕스가 612 Pa s/m인 경우가 더 좋은 효과를 보이고 있음을 알 수 있으며, 주변부의 음압 증가도 없음을 알 수 있다.

Fig. 9는 공명기의 개수를 증가시켰을 때 공명기 어레이의 레지스탕스에 따른 소음 저감치를 보여

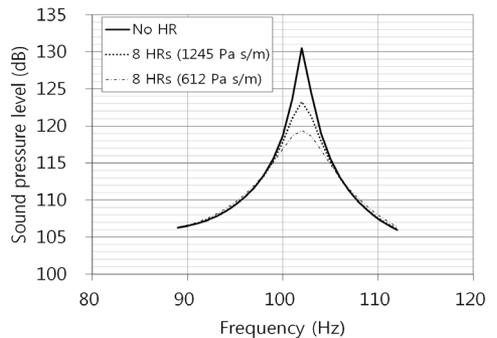


Fig. 8 Comparison of pressure spectra according to the resistance of an array of 8 resonators

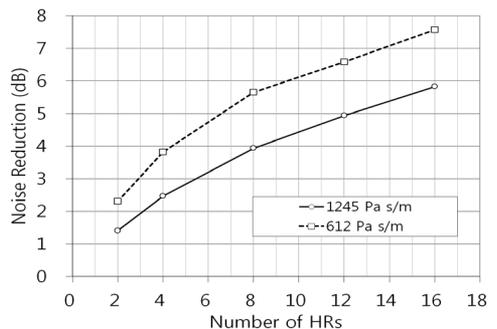


Fig. 9 Noise reduction(dB) according to the number of resonators

준다. 소음 저감 목표치가 6 dB 내외이므로, 612 Pa s/m의 레지스턴스를 가지는 공명기 어레이는 8개 (페어링 내부 체적의 1.2%)로 가능하지만, 1245 Pa s/m의 레지스턴스를 가지는 공명기 어레이는 16개 (페어링 내부 체적의 2.4%)가 필요함을 알 수 있다. 이와 같이 페어링 내부의 소음 제어를 위해 헬름홀츠 공명기 어레이를 적용할 때, 공명기의 임피던스 측정치를 이용하여 소음 저감 목표치를 만족할 수 있는 공명기 개수(체적)의 최소값을 결정할 수 있다.

5. 결 론

복잡한 형상을 갖는 인클로저와 헬름홀츠 공명기 어레이의 음향 연성 문제에 대한 음향 경계요소법의 적용성을 살펴보았다. 인클로저 내부 음장과 공명기와의 음향 연성방정식을 적분방정식으로 변환하여 음향 경계요소법의 적용이 가능함을 보였다. 공명기는 경계요소상에서 임피던스 측정 면적(임피던스 튜브 이용)을 고려한 임피던스 패치 형태로 적용할 수 있음을 알 수 있었다. 간단한 직사각형 인클로저에 대한 실험 및 해석을 통해 제안한 방법의 적용성을 검증하였다. 또한 실제 문제로의 확장은 우주 발사체 페어링 내부의 소음 저감 문제를 통해, 이 방법을 통해 소음 저감 목표치를 만족할 수 있는 공명기 어레이의 설계가 가능함을 보였다.

참 고 문 헌

(1) Fahy, F. J. and Schofield, C., 1980, A Note on the Interaction between a Helmholtz Resonator and an Acoustic Mode of an Enclosure, *J. Sound and Vibration*, Vol. 72, No. 3, pp. 365~378.

(2) Park, J.-B., 2003, Absorptive Material Arrangement Method for Making a Quiet Zone in an Interior Sound Field, Ph.D Dissertation, KAIST.

(3) Seo, S.-H. and Kim, Y.-H., 2004, Acoustic Characteristics of a Scilencer by Using Array Resonators, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 14, No. 10, pp. 975~982.

(4) Kim, S. and Kim, Y.-H., 2005, A Helmholtz Resonator Array Panel for Low Frequency Sound Absorption, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 15, No. 8, pp. 924~930.

(5) Seo, S.-H., Park, S.-H., Jang, Y.-S., Yi, Y.-M. and Cho, C.-R., 2005, Design of Acoustic Resonator Array for Low Frequency Mode Control of Launch Vehicle, *Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference*, pp. 521~524.

(6) Troclet, B., Chemoul, B., Roux P., Gely D. and Elias, G., 1999, Synthesis of Vibroacoustic Studies Performed during Ariane 5 Program, 1er Colloque Europeen sur la Technologie des Lanceurs "Vibration des Lanceurs" Toulouse, France.

(7) Cummings, A., 1992, The Effects of a Resonator Array on the Sound Field in a Cavity, *J. Sound and Vibration*, Vol. 154, No. 1, pp. 25~44.

(8) Li, D. and Cheng, L., 2007, Acoustically Coupled Model of an Enclosure and a Helmholtz Resonator Array, *J. Sound and Vibration*, Vol. 305, pp. 272~288.

(9) Morse, P. M. and Ingard, K. U., 1968, *Theoretical Acoustics*, McGraw-Hill, New-York, pp. 319~325.