

고효율 에어갭 공명기의 소음 저감 특성

강상욱[†], 이장무^{*}, 임원식^{**}

(2002년 11월 29일 접수, 2003년 12월 18일 심사완료)

Noise Reduction Characteristics of a High-performance Air-gap Resonator

Sang Wook Kang, Jang Moo Lee and Won Sik Lim

Key Words : Air Gap (에어갭), Roof (루프), Headliner (헤드라이너), Helmholtz Resonator (헤름홀츠 공명기), Resonance Frequency (공진주파수), Noise Reduction (소음 저감)

Abstract

The objective of the paper is to demonstrate the noise reduction characteristics of an air-gap resonator, which is composed of an air gap and a partition sheet. By means of installing the air-gap resonator in an enclosed cavity, acoustic resonance can be effectively suppressed using a small space. In particular, it is revealed from a simple, one-dimensional model that the air-gap resonator serves as the Helmholtz resonator that generally absorbs acoustic resonance energy at its resonance frequency. As a result, the air-gap resonator also has a resonance frequency, which can be predicted with a simple frequency equation derived in the paper. Finally, verification experiments show that the air-gap resonator can be effectively designed by predicting a reasonable gap thickness using the simple frequency-equation.

1. 서론

지금까지 헤름홀츠 공명기는 주로 덕트(duct)나 파이프(pipe) 내에서 진행하고 있는 유동(flow)에 의해 발생하는 소음을 줄이기 위해 사용되었으며, 그 유용성에 관한 많은 연구가 진행된 상태이다.^(1~7) 이와는 별도로, 공기층을 이용하여 소음을 제어하고자 하는 연구도 많이 발표되었으며,^(8~10) 본 논문의 저자 또한 에어갭을 이용한 공명기(이하, 에어갭 공명기로 지칭)에 관한 논문을 보고한바 있다.⁽¹¹⁾

에어갭 공명기는 음향 공동의 한쪽 경계면에 아주 작은 갭(gap)을 두고 얇은 판(본 논문에서는 분할판(partition sheet)으로 지칭)을 설치하는 방법에 의해 구현된다. 내벽과 분할판 사이의 공간을 에어 갭이라 부르며, 에어갭과 분할판으로 이루어진 시스템을 에어갭 공명기로 정의한다. 이러한

에어갭공명기는 실제 자동차에서도 볼 수 있다. 자동차 차실(passenger compartment)의 상단 경계면을 보면, 최상층은 루프, 바로 아래에는 내장판(headliner)이 있으며, 루프와 내장판 사이에는 얇은 공기층(air gap)이 존재한다. 자동차의 경우, 루프 아래에 있는 공기층과 내장판으로 이루어진 시스템을 에어갭공명기로 정의할 수 있을 것이다 (Fig. 1(a) 참조).

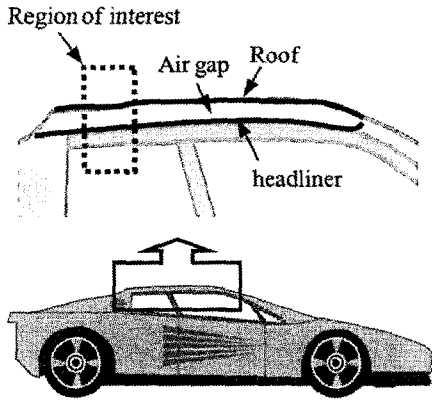
한편, 에어갭공명기를 이용하여 밀폐된 음향공동에서 발생하고 있는 특정 소음을 줄이기 위해서는 공명기의 공진주파수를 문제 소음의 주파수에 접근시키는 튜닝 작업이 요구되어진다. 만약 공명기에 사용되어질 분할판이 이미 정해져 있다면, 갭 간격을 변화시켜서 공명기의 공진주파수를 튜닝해야 한다. 이럴 경우, 갭 간격을 얼마로 해야만 원하는 공진주파수를 얻을 수 있을 것인지에 대한 정보를 줄 수 있는 기준식이 있다면, 갭 간격을 세밀하게 증가시키면서 공진주파수를 튜닝하는 반복적인 작업이 필요치 않을 것이다.

본 논문에서는 이러한 문제점을 해결하기 위하여 에어갭 공명기의 '공진주파수 결정식'이 갭 간격, 분할판의 면밀도, 분할판의 고유진동수의 함수로 근사적으로 구해진다. 또한, '공진주파수 결정식'의 타당성 및 유용성을 검증하기 위하여 '공진

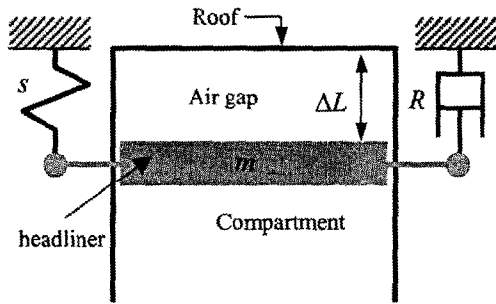
[†] 책임저자, 회원, 한성대학교 기계시스템공학과,
E-mail : swkang@hansung.ac.kr
TEL : (02)760-4228 FAX : (02)760-4329

^{*} 회원, 서울대학교 기계설계학과

^{**} 회원, 서울산업대학교 자동차공학과



(a) Air gap between the roof and the headliner in a passenger vehicle



(b) One-dimensional model for the region of interest

Fig. 1 Acoustic cavity with the air-gap system and its theoretical model

주파수 결정식'을 실제 실험 모델에 적용하여 공명기의 갭 간격을 예측할 것이다. 동시에 예측 결과의 정확성을 알아보기 위한 실험도 병행될 것이다.

2. 에어갭 공명기의 공진주파수

2.1 공진주파수 결정식

Fig. 1(a)는 자동차의 루프(roof) 하단에 에어갭 공명기가 설치된 예를 보여준다. 루프와 헤드라이너(headliner) 사이에는 에어갭(air gap)이 존재하고 있음을 알 수 있다. 본 논문에서는, 헤드라이너가 에어갭과 차실(compartment)을 분할하는 역할을 하기 때문에, 헤드라이너를 '분할판'으로 부를 것이다. 또한, 에어갭과 분할판으로 구성된 복합계(compound system)를 본 논문에서는 에어갭 공명기 지칭한다. Fig. 1(a)에서 보여주고 있는 실제 에어갭공명기의 이론 해석을 위하여, Fig. 1(b)와 같이

1차원 근사화를 수행한다. 1차원 근사 모델에 에어갭을 1차원 튜브로 가정하였으며, 분할판은 자유도 질량-스프링 모델로 가정하였다. 그리. 실제 자동차에서 루프의 강성이 헤드라이너의 강성에 비해 훨씬 크기 때문에, 루프는 강체벽(rigid wall)으로 가정하였다.

Fig. 1(b)에서 보여주고 있는 에어갭공명기의 공진주파수를 구하기 위하여, 먼저 분할판(질량 m)의 아래면에서의 입력 음향 임피던스(input acoustic impedance) Z_{in} 을 구하고자 한다. 입력 음향 임피던스 Z_{in} 은 분할판의 위면에서의 음향 임피던스 Z_a 와 분할판 자체의 기계 임피던스(mechanical impedance) Z_m 의 합, $Z_{in} = Z_a + Z_m$ 으로 구할 수 있다.⁽¹²⁾ 레이놀드(Reynold)에 의해 제안된 평면파 이론(plane wave theory)에 의해 Z_a 와 Z_m 은 다음과 같이 구해진다.⁽¹²⁾

$$Z_a = -j \frac{\rho c / S}{\tan(2\pi f \Delta L / c)}, \quad (1)$$

$$Z_m = R + j(2\pi f m - s / (2\pi f)). \quad (2)$$

식 (1),(2)에서 j 는 $\sqrt{-1}$, ρ 는 공기 밀도, c 는 음속(sound speed), S 는 분할판의 면적, s 는 스프링 상수, R 은 댐핑 계수, m 은 분할판의 질량, f 는 분할판의 아래면을 가진(excitation)하는 소음의 주파수를 뜻한다.

한편, 공명기의 공진주파수는 입력 음향 임피던스 $Z_{in} = Z_a + Z_m$ 의 허수부(imaginary part)를 영(zero)으로 하는 주파수를 의미하므로, 식 (3)으로부터 공명기의 공진주파수 f_R 을 구할 수 있다.

$$\text{Im}(Z_{in}) = \text{Im}(Z_a) + \text{Im}(Z_m) = 0 \quad (3)$$

식 (1),(2)를 식 (3)에 대입하여 정리하면, 식 (3)은 식 (4)와 같이 정리된다.

$$\tan\left(\frac{2\pi f_R \Delta L}{c}\right) = \frac{c}{2\pi} \frac{\rho}{\rho_p} \frac{f_R}{f_R^2 - f_p^2}. \quad (4)$$

식 (4)에서 $f_p = \sqrt{s/m} / (2\pi)$ 는 분할판의 고유진동수, $\rho_p = m/S$ 는 분할판의 면밀도(surface density)를 뜻한다. 식 (4)로부터 공진주파수 f_R 을 구하기 위해서는 일반적으로 수치해석 기법을 이용하여야 한다. 즉, 식 (4)의 좌변과 우변을 같게 하는 f_R 을 찾아야 한다. 이러한 방법은 에어갭의 간격이나 분할판의 물성치가 바뀔 때마다 매번 수치해석 기법을 이용해야 하는 불편함을 야기하게 된다. 본 논문에서는 상기의 단점을 극복하기 위하여, 특별한 근사기법을 식 (4)에 적용하여, '공진주파수 결정식'을 구하고자 한다.

먼저, 식 (4)의 좌변을 다음과 같이 변형한다.

$$\tan\left(\frac{2\pi f_R \Delta L}{c}\right) = \tan\left(2\pi \frac{f_R}{f_c} \frac{\Delta L}{\lambda_c}\right). \quad (5)$$

위식에서는 $c = f_c \lambda_c$ 의 관계식이 이용되어졌으며, f_c 와 λ_c 는 각각 문제 소음의 주파수와 파장을 뜻한다. 문제 소음을 제어하기 위해서는 공명기의 공진주파수 f_R 을 문제 소음의 주파수 f_c 에 접근시켜야 하는 것은 자명하다. 그래서 식 (5)의 우변에 있는 f_R/f_c 는 1에 가까운 값을 가질 것이다. 또한, 본 논문에서 고려하고 있는 문제 소음은 음향모드의 공진에 의해 발생하는 저주파수 소음이므로, 갭의 간격 ΔL 은 파장 λ_c 에 비해 상당히 작을 것이다. 즉, $2\pi\Delta L/\lambda_c \ll 1$ 의 가정이 성립할 것이다. 다음으로, $f_R/f_c \approx 1$ 와 $2\pi\Delta L/\lambda_c \ll 1$ 을 동시에 고려한다면, 다음의 부등식이 성립할 것이다.

$$2\pi \frac{f_R}{f_c} \frac{\Delta L}{\lambda_c} \ll 1. \quad (6)$$

식 (6)을 식 (5)에 적용한다면, 다음의 부등식도 성립할 것이다.

$$\frac{2\pi f_R \Delta L}{c} \ll 1 \quad (7)$$

식 (7)을 식 (4)의 좌변에 적용하면 식(4)는 다음과 같이 근사될 것이다.

$$\frac{2\pi f_R \Delta L}{c} \approx \frac{c}{2\pi \rho_p} \frac{f_R}{f_R^2 - f_p^2}. \quad (8)$$

마지막으로, 식 (8)을 공진주파수 f_R 에 대한 식으로 정리하면 다음과 같이 된다.

$$f_R = \sqrt{f_p^2 + \frac{\rho c^2}{4\pi^2 \rho_p \Delta L}}. \quad (9)$$

본 논문에서는 식 (9)를 에어갭공명기의 ‘공진주파수 결정식’으로 정의한다. 식 (9)를 살펴보면, 에어갭공명기의 공진주파수 f_R 은 분할판의 고유진동수 f_p 에 비례하고, 에어갭의 간격 ΔL 과 분할판의 면밀도 ρ_p 에 반비례함을 알 수 있다. 또한, f_R 이 f_p 보다 항상 크기 때문에, 에어갭 공명기는 f_p 이상의 주파수 대역에 존재하는 소음 성분들만을 제어할 수 있음을 알 수 있다.

2.2 공진주파수 결정식의 타당성

식 (9)의 ‘공진주파수 결정식’의 타당성을 검증하기 위하여, 식 (4)로부터 구한 엄밀 공진주파수(exact resonant frequency)와 식 (9)로부터 구한 근사

Table 1 Comparison between approximate resonant frequencies and exact ones when $f_p = 72\text{Hz}$ ($\rho_0 = 1.9\text{kg/m}^2$)

ΔL [cm]	App.	Exact	App.	Exact
	$\rho_p = \rho_0$		$\rho_p = 2\rho_0$	
2	316.3	315.7	229.4	229.2
4	229.4	228.4	170.0	170.0
6	191.9	190.7	144.9	144.5
8	170.0	168.6	130.6	130.0
10	155.4	153.8	121.1	120.5
	$\rho_p = 3\rho_0$		$\rho_p = 4\rho_0$	
2	191.9	191.7	170.0	169.9
4	144.9	144.7	130.6	130.4
6	125.4	125.1	114.4	114.2
8	114.4	114.1	105	105.2
10	107.3	106.9	100	99.4

공진주파수(approximate resonant frequency)를 Table 1에서 비교하였다. 두 방법에 의해 구한 공진주파수들 간의 차이는 갭 간격에 비례하여 커짐을 알 수 있으나, 0.1% 오차를 초과하지 않음을 확인할 수 있다. 이러한 사실로부터 본 논문에서 제시한 ‘공진주파수 결정식’은 비록 근사적인 방법에 의해 구해졌지만, 상당한 정확성을 가진다고 말할 수 있겠다. 참고로, Table 1의 결과들은 20°C 상온에서의 공기 밀도 ($\rho = 1.21\text{kg/m}^3$)와 음속 ($c = 343\text{m/s}$)이 사용되어 계산되어졌다.

3. 공진주파수 결정식의 유용성

3.1 실험 개요

Fig. 2는 직육면체 음향 공동을 보여주며, 내부에는 음파 발생기인 스피커가 있으며, 입력 마이크로폰과 출력 마이크로폰이 설치되어 있다. 음향 공동 내의 소음 특성은 입력 마이크로폰에서 측정된 음압에 대한 출력 마이크로폰에서 측정된 음압의 비, 즉 음향 주파수 응답 함수(Acoustic Frequency Response Function, 이하 AFRF)를 측정하여 파악할 것이다. Fig. 3은 에어갭 공명기가 설치되지 않았을 때의 음향 주파수 응답 함수(AFRF)를 보여준다. 직육면체 공동의 첫번째 음향모드의 공진에 의해 184Hz 근처에서 소음피크가 발생하고 있으며, 이 기본 소음의 배음에 해당하는 소음

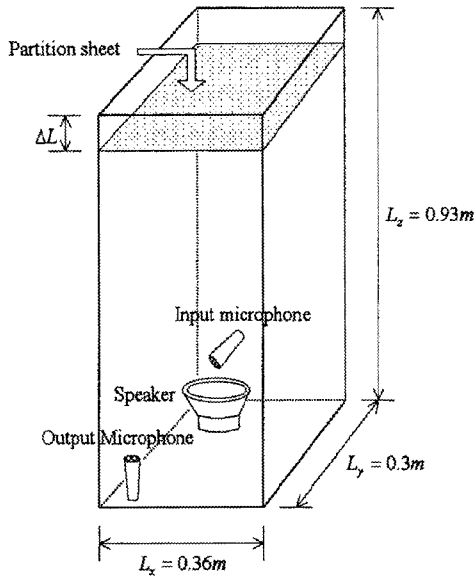


Fig. 2 Experimental set-up of a box-shaped acoustic cavity with an air-gap resonator. (4 edges of the partition sheet are clamped)

피크들이 고주파수 대역에서 나타나고 있음을 알 수 있다. 본 논문에서는 음향 공동의 상단 경계면에 에어갭공명기를 설치하여 184Hz 소음 피크를 없애려고 한다. 이를 위해 Fig. 2 에서와 같이 상단 경계면 아래에 일정한 갭을 두고 분할판(partition sheet)을 부착하였다. 이때 184Hz 소음 피크를 제어하기 위해서는 에어갭 공명기의 공진주파수를 184Hz 가 되도록 하면 될 것이다. 에어갭공명기의 공진주파수가 184Hz 가 되도록 하는 에어갭의 간격과 분할판의 고유진동수 및 면밀도는 식 (9)에서 주어진 ‘공진주파수 결정식’에 의해 구해질 수 있을 것이다. Table 2 는 본 실험에서 에어갭공명기에 사용될 분할판의 고유진동수와 면밀도를 보여준다. 분할판의 고유진동수는 실제 모달 시험(modal test)를 통해서 구해졌으며, 면밀도도 실제 측정 값이다.

본 실험에서는 A 형 또는 B 형 분할판 중 하나를 사용한 다음, 에어갭의 간격을 변화시켜서 184Hz 소음 피크를 제어할 수 있는 갭 간격을 결정하려고 한다. 그래서 식 (9)를 식 (10)과 같이 갭 간격에 대한 식으로 변형한다.

$$\Delta L = \frac{\rho c^2}{4\pi^2 \rho_p (f_R^2 - f_p^2)} \quad (10)$$

한편, 밀폐 공동의 소음을 제어하기 위해서 흡재료를 사용하는 방법도 고려될 수 있을 것이다.

Table 2 Surface densities and natural frequencies partition sheets used for the air-gap resonator

Partition sheet	Surface density [kg/m ²]	Natural frequency [Hz]	
		1 st mode	2 nd mode
A-type	1.9	72	148
B-type	2.0	58	8

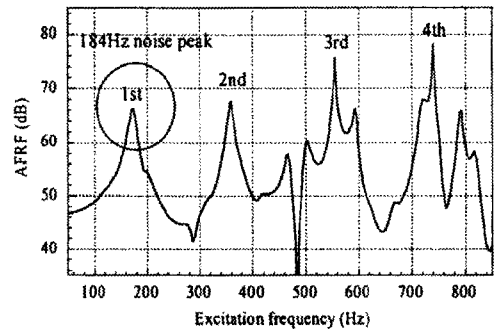


Fig. 3 Acoustic frequency response function (AFRF) when no air-gap resonator is used

Fig. 3 에서 보여주는 여러 개의 소음 피크들 중에 가장 저주파수 피크인 184Hz 소음 피크를 제어하기 위하여 흡음재를 사용한다면, 184Hz 소음 파장의 1/4 배에 해당하는 약 46cm 두께의 흡음재를 상단 경계면에 부착해야만 최적의 소음 저감 효과를 볼 수 있을 것으로 예측된다. 현재 음향 공동의 높이가 93cm 이라는 사실을 가만할 때, 현실적으로 184Hz 소음 피크의 제어를 위해 46cm 의 흡음재를 사용하는 것은 거의 불가능하다고 할 수 있겠다. 본 논문에서는 흡음재로 제어가 불가능한 저주파수 소음을 에어갭공명기가 작은 갭 간격을 사용해서 제어할 수 있음을 보여줄 것이다.

3.2 A 형 분할판이 사용된 경우

184Hz 소음 피크를 제어하기 위해서는 에어갭 공명기의 공진주파수를 184Hz 로 튜닝해야 한다. 이를 위해, 식 (10)에 $f_R = 184 \text{ Hz}$ 와 Table 2 에서 주어진 A 형 분할판의 기본 고유진동수 $f_p = 72 \text{ Hz}$ 와 면밀도 $\rho_p = 1.9 \text{ kg/m}^2$ 을 대입한다면, 에어갭의 간격은 $\Delta L = 6.8 \text{ cm}$ 로 구해진다. 예측된 갭 간격 6.8cm 는 음향 공동 높이 93cm 의 7.3%에 해당하는 값으로 조금 과도한 것으로 생각될 것이다. 만약 더 작은 갭 간격을 가지고 184Hz 소음 피크를 제어하고자 한다면, 다른 종류의 분할판이 사용되어야 할 것이다. 식 (10)을 참고로 한다면,

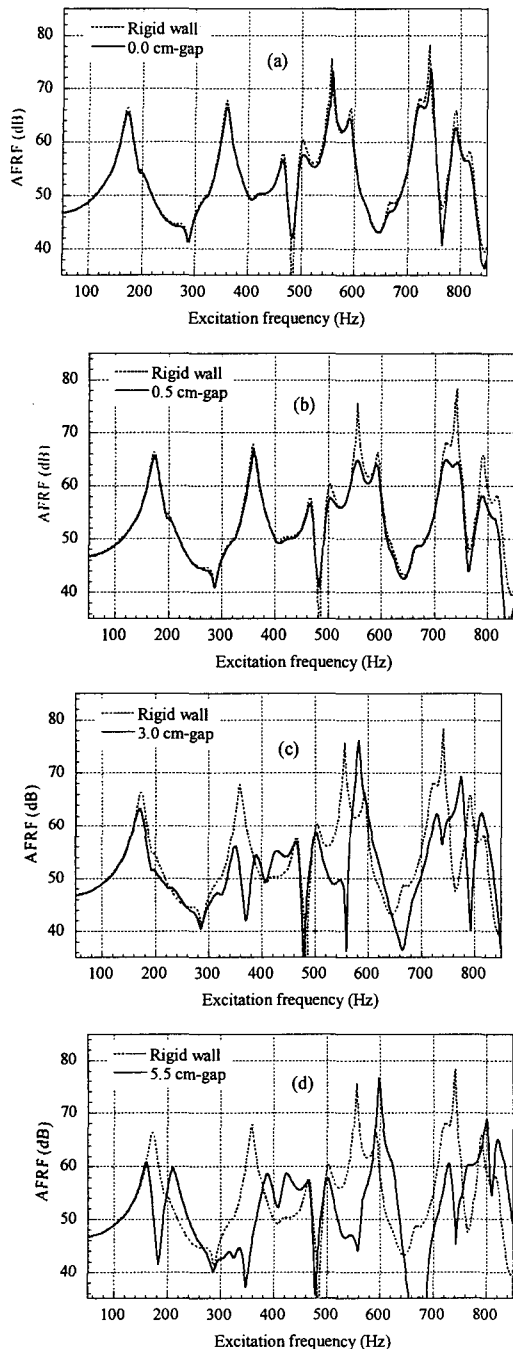


Fig. 4 Acoustic frequency response function (AFRF) when the A-type partition sheet is attached to the upper boundary.

면밀도가 더 크거나, 기본 고유진동수가 더 낮은 분할판이 사용되어야 함을 예측할 수 있다. 한편, 실제 실험에서 184Hz 소음피크를 제어할 수 있는 갭 간격이 얼마인지를 확인하기 위하여, 갭

간격을 0.5cm 간격으로 0cm 에서 6cm 까지 증가시키면서 주파수 응답을 측정하였다. 본 논문에서는 지면 관계상 모든 실험 결과를 보여주지 못하고, 중요한 결과만을 보여주기로 한다. Fig. 4(a)와 (b)는 분할판을 공동의 상단 경계면에 바로 부착한 경우와 0.5cm 의 갭이 존재할 경우의 응답을 각각 보여준다. 두 경우 모두 다 184Hz 소음 피크에는 거의 변화가 나타나지 않음을 확인 할 수 있다. 갭 간격이 점차적으로 증가하여 3.0cm 가 되었을 때는(Fig. 4(c) 참조), 360Hz 소음 피크가 사라짐을 확인할 수 있다. Fig. 4(d)로부터, 갭 간격이 5.5cm 가 되었을 때, 우리가 목표로 하고 있는 184Hz 소음 피크가 제어됨을 확인할 수 있다.

근사 공진주파수 결정식으로부터 예측한 갭 간격 6.8cm 와 실험에 의해 확인된 갭 간격 5.5cm 를 비교해볼 때, 이론 예측치가 실험치에 비해 1.3cm (약 20% 오차) 정도 더 큼을 확인할 수 있다. 비록 공진주파수 결정식 식(10)이 다소 큰 오차를 가지는 예측치를 제공하지만, 식(10)이 실제 에어 갭 공명기를 설계하는데 있어서 유용한 설계 가이드(design guide) 역할을 할 수 있을 것으로 추정된다.

3.3 B형 분할판이 사용된 경우

본 논문에서 구해진 ‘공진주파수 결정식’의 타당성을 재차 확인하기 위하여, A형 분할판과는 다소 다른 진동 특성을 가지고 있는 B형 분할판에 대하여 식 (10)을 적용하고자 한다. 식 (10)에 $f_R = 184 \text{ Hz}$ 와 B형 분할판의 기본 고유진동수 $f_p = 58 \text{ Hz}$ 와 면밀도 $\rho_p = 2.0 \text{ kg/m}^2$ 을 대입한다면, 갭 간격은 5.9cm 로 구해진다. 예측 결과 5.6cm 는 공동의 높이 93cm 의 6.3%에 해당하는 값이다. A형 분할판이 사용된 경우에 비해, 1% 작은 갭으로도 184Hz 소음을 제어할 수 있음을 예측할 수 있을 것이다.

한편, 위에서 이론적으로 예측한 결과(5.9cm)를 검증하기 위하여, B형 분할판을 실험 모델에 설치하여 주파수 응답을 측정하였다. Fig. 5(a)는 분할판이 없는 경우 (점선)와 분할판이 음향공동의 상단에 바로 부착된 경우 (실선)의 음향 응답을 보여준다. 갭 없이 분할판이 바로 부착되었던 경우에는 분할판이 없는 경우와 거의 차이가 존재치 않음을 확인 할 수 있다. 한편, 분할판과 상단 경계면 사이에 0.5cm 의 간격을 둘 경우(Fig. 5(b) 참조), 두번째 피크가 조금 줄어들음을 확인할 수 있으며, 갭 간격을 증가시켜 2.0cm 가 되었을 때는 (Fig. 5(c) 참조)를 보면, 두번째 소음 피크가 완전히

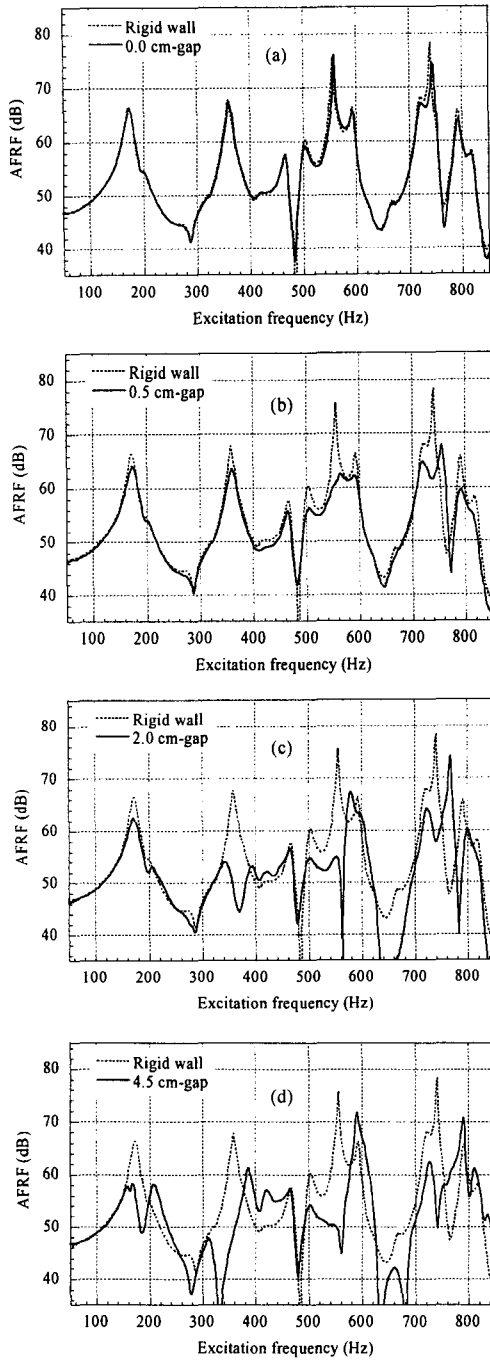


Fig. 5 Acoustic frequency response function (AFRF) when the B-type partition sheet is attached to the upper boundary

사라짐을 확인할 수 있다. 갭 간격이 4.5cm 가 되었을 때(Fig. 5(d) 참조), 본 논문에서 목표로 삼고 있는 184Hz 소음 피크가 제어됨을 알 수 있다.

B 형 분할판이 사용되었을 경우, 실제 실험에서

는 184Hz 소음 피크를 제어하기 위해서는 4.5cm 의 갭이 필요한 반면, ‘공진주파수 결정식’에 의하면 5.9cm 의 갭이 필요한 것으로 확인되었다. A 형 분할판이 사용된 경우와 마찬가지로, B 형 분할판이 사용된 경우에도 예측치는 실험치와 다소 큰 차이를 보인다. 그러나, 본 논문에서 제시한 ‘공진주파수 결정식’은 실제 차실과 같은 음향공동에서 특정 소음을 제어하는데 대략적으로 어느 정도의 갭 간격이 필요할 지, 또 어떤 특성을 갖는 분할판이 사용되어야 하는 지에 대한 유용한 기준을 제공할 수 있을 것으로 생각된다.

4. 결론

본 논문에서는 에어캡공명기의 공진주파수가 에어갭의 간격과 분할판의 진동 관련 특성치(면밀도, 고유진동수)의 함수임을 보여주는 ‘공진주파수 결정식’을 유도하였다. ‘공진주파수 결정식’은 실제 차실과 같은 음향 공동에서 특정 소음 성분을 제어하기 위해 필요한 갭 간격과 헤드라이너의 면밀도 및 고유진동수 등을 결정하는데에 중요한 기준을 제공할 수 있을 것이다. 또한, 현실적으로 흡음재로 제어하기가 불가능한 저주파수 소음도 에어캡공명기로 적절히 제어할 수 있음이 확인되었다.

후 기

이 논문은 2001 년도 한국학술진흥재단의 지원에 의하여 연구 되었음 (KRF-2001-003-00047)

참고문헌

- (1) Ingard, U., 1953, "On the Theory and Design of Acoustic Resonators," *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 25, pp. 1037~1061.
- (2) Alster, M., 1972, "Improved Calculation of Resonant Frequencies of Helmholtz Resonators," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 24, No. 1, pp. 63~85.
- (3) Chanaud, R. C., 1994, "Effects of Geometry on the Resonance Frequency of Helmholtz Resonators," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 178, pp. 337~348.
- (4) Chanaud, R. C., 1997, "Effects of Geometry on the Resonance Frequency of Helmholtz Resonators: Part II," *Journal of Sound and Vibration* Vol. 204, pp. 829~834.
- (5) Selamet, A., Radavich, P. M., Dickey, N. S. and Novak, J. M., 1997, "Circular concentric Helmholtz resonators," *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 101, No. 1, pp. 41~51.

- (6) Selamet, A. and Ji, J. L., 1997, "Circular asymmetric Helmholtz resonators," *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 107, No. 5, pp. 2360~2369.
- (7) Oh, J. E., Han, K. H. and Hong, J. H., 1998, "Development of the Simulator for Estimating Intake Noise of Vehicle and Its Improvement (Part I)- Selection of Optimum Position of a Resonator," *Transactions of the KSME, A*, Vol. 22, No. 2, pp. 391~398.
- (8) Lee, D. H., Hur, S. H. and Kwon, Y. P., 2002, "Estimation of the Sound Absorption Performance for Multiple Layer Perforated Plate Systems by Transfer Matrix Method," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 29, No. 9, pp.709~716.
- (9) Frommhold, W., Fuchs, H. V. and Sheng, S., 1994, "Acoustic Performance of Membrane Absorbers," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 170, No. 5, pp. 621~636
- (10) Sakagami, K., Kiyama, M., Morimoto, M. and Takahashi D., 1996, "Sound Absorption of a Cavity-Backed Membrane," *Applied Acoustics*, Vol. 49, No. 3, pp. 237~247.
- (11) Kang, S. W. and Lee, J. M., 2000, "Structural-Acoustic Coupling Analysis on Vehicle Passenger Compartment with the Roof, Air-Gap, and Trim Boundary," *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*, Vol. 122, No. 3, pp. 196~202.
- (12) Reynolds, D., 1981, *Engineering Principles of Acoustics Noise and Vibration Control*, Allyn and Bacon, Boston, pp. 333~344.