

격자구조로 배열된 실린더에 의한 음파감쇠

Sound Attenuation by Cylinders Arranged in a Lattice

김현실*·김상렬*·김재승*·김봉기*·이성현*

Hyun-Sil Kim, Sang Ryul Kim, Jae-Seung Kim, Bong-Ki Kim and Seong-Hyun Lee

(2011년 8월 16일 접수 ; 2011년 9월 27일 심사완료)

Key Words : Bandgap(밴드갭), Sound Attenuation(음파감쇠), Cylinder Arrays(실린더 배열), Lattice(격자)

ABSTRACT

Sound attenuation of periodically arranged cylindrical rods is studied numerically and experimentally. Cross section of the cylinder is circular and arrays are in a square lattice. Cylinders are made of steel, and consist of five groups with different diameters from 27.2 mm to 48 mm. Each group has 5 rows, while number of cylinders in a row varies from 17 to 31. The area filling fraction is about 60~61 %, which leads to the stop bandgap(2.9 kHz ~ 8.4 kHz). Sound attenuation is computed using two-dimensional BEM, and measurement is done by using a speaker and microphones in a semi-anechoic room. Comparison of the results by BEM and experiment shows that attenuation spectra are qualitatively in agreement, although experiment gives higher attenuations than BEM. After results by BEM are scaled up in accordance with cylinder diameter, it is observed that attenuation curves are in good agreement, which confirms that analysis by BEM is done correctly. It is also found that the measured bandgaps are shifted toward lower frequency by 0.5 kHz ~ 1.2 kHz, when compared to the predictions obtained from infinitely repeated two-dimensional cylinder arrays.

1. 서 론

공기나 물과 같은 매질 내에 구(sphere)나 봉(rod)과 같은 구조물이 격자형으로 주기적으로 배열되어 있을 때, 이를 지나는 파동은 구조물형상이나 격자 크기에 따라 결정되는 특정 주파수 밴드에서 서로 간섭 효과를 일으키게 되어 전파되지 못하는 현상이 발생하게 된다. 특히 광학과 관련된 이러한 현상을 광학 밴드갭⁽¹⁾(photonic bandgap, PBG)이라고 하며 PBG 현상은 반도체 레이저 기구, 선택적 반사경, 밴드패스 필터 및 공명기 등 다양한 물리·전자 분야에 응용되고 있다.

빛이나 전자기파와 마찬가지로, 물리적으로 음파나 탄성파도 파동의 한 종류이기 때문에 광학 밴드갭과 유사한 밴드갭 현상이 존재하는데, 이를 음파 또는 진동에너지로 나타내는 “음향양자(phonon)”라는 단어를 사용하여 포노닉 밴드갭^(2,3)(phononic bandgap)이라고 하며 이러한 성질을 갖는 물질을 포노닉 크리스탈이라고 한다. 특히 음파와 관련된 밴드갭을 갖는 물질을 소닉 크리스탈(sonic crystal)이라고 한다. 음파의 산란은 어떤 구조에서도 발생하지만 격자구조에서는 산란의 특별한 현상으로 차단 밴드가 형성되는데 그 원인으로 Sigalas 등⁽³⁾은 Mie 산란효과를 수반한 Bragg 회절로 인해 음파를 특정밴드에서 상쇄시키는 파괴적 간섭(destructive interference)현상으로 기술하고 있다.

Martinez-Sala 등⁽⁴⁾은 스페인 마드리드시에 있는 한 야외 조형물에 대해 측정된 음향밴드갭 측정결

* 교신저자; 정회원, 한국기계연구원

E-mail : hskim@kimm.re.kr

Tel : (042)-868-7461, Fax: (042)-868-7440

* 정회원, 한국기계연구원

과를 발표하였다. 이 조형물은 지름 2.9 cm의 강철 봉이 10 cm 간격의 정사각형 격자형태로 배열된 구조인데 면적비는 6.6%이다. 이들은 음파의 차단 주파수가 존재하며 첫 번째 차단주파수는 봉의 간격에 기인하는 Bragg 차단주파수임을 발표하였다. Martinez-Sala의 측정결과를 해석적으로 설명하는 후속 연구결과^(5,6)가 발표되었는데 Kushwaha⁽⁵⁾는 봉이 차지하는 면적비가 31% 이상되면 입사각도와 무관한 차단주파수 밴드가 존재하며 밴드 중심주파수와 밴드폭을 봉의 직경과 면적비의 함수로 계산한 결과를 제시하였다.

Sanchez-Perez 등⁽⁶⁾은 삼각형과 사각형 격자구조의 조형물 모델에 대하여 무향실에서 측정하고 수치적인 방법으로 해석하여 구조물내의 음파감쇠를 연구하였다. 이들은 Bragg 피크는 실린더 수와 무관하나 음파의 감소량은 실린더 수가 많아질수록 커짐을 발견하였다. Kushwaha와 Halevi⁽⁷⁾는 정사각형(square)과 육각형(hexagonal) 격자배치에 대해, Kushwaha와 Djafari-Rouhani⁽⁸⁾는 하니콤구조 배열에 대해 밴드갭을 계산하였다. Kushwaha와 Djafari-Rouhani⁽⁹⁾는 물과 수은의 3차원 주기적 배열에 대해 음향파의 밴드갭을 계산하였다. Sigalas⁽¹⁰⁾와 Garcia-Pablos 등⁽¹¹⁾은 탄성파에 대해서 밴드갭 주파수를 계산하였다. 탄성파를 선택적으로 차단할 수 있는 밴드갭 현상은 공학적으로 여러 응용분야에 활용될 수 있는데 지진파의 차단⁽¹²⁾과 새로운 형태의 진동절연구조⁽¹³⁾의 가능성이 연구되고 있다.

이 논문에서는 원형 봉의 직경을 점진적으로 변화시켜가며 배열한 구조에 대해 음파감쇠를 측정하였으며 이를 BEM을 사용하여 얻은 수치해석결과와 비교하였다. 이론적으로는 단일 형상이 무한개 반복되어야 차단주파수가 존재하지만 실제로는 수 개에서 수십 개만 반복되어도 차단주파수가 존재한다는 측정결과⁽¹⁴⁾가 알려져 있다. 차단 밴드 효과를 수치해석적으로 다룬 기존 논문⁽⁵⁻¹¹⁾에서는 무한반복구조를 가정한 Floquet 이론에 근거를 두고 있다. 그러나 차단 밴드폭을 계산할 때는 실린더 배열수를 관심 주파수에 따라 실제로는 수백 개에서 수천 개로 제한하여 해석한다. 무한개와 수십 개의 열(row)의 차이는 음파의 차단효과 또는 크기이다. 무한개라면 차단 밴드에서는 이론적으로 음파가 전혀 진행할 수 없으며 밴드폭의 경계가 분명하다. 그러

나 수개~수십개라면 밴드의 시작과 끝이 약간 불분명하여 차단효과도 삽입손실이 10~20 dB 이내로 작아질 수도 있다.

직경이 변하는 봉의 배열을 단계적으로 여러 개 나열하여 차단주파수 밴드를 크게 하는 것이 가능한데 가청주파수 범위에서 가능하면 가장 큰 차단주파수 밴드를 갖도록 실린더 배열을 정하고 측정과 해석적인 방법을 사용하여 가능성을 확인하고자 하는 것이 이 논문의 목적이다.

2. 실린더 어레이의 음파차단 측정

Fig. 1처럼 정사각형 격자구조를 갖는 2차원 배열에 대해 원형봉의 직경이 d , 간격이 a 라면 봉이 차지하는 면적비 f (filling fraction)는 다음과 같이 주어진다.

$$f = \pi d^2 / 4a^2 \tag{1}$$

Kushwaha⁽⁵⁾는 원형 강체 봉이 공기 중에서 정사각형 격자구조로 배열되었을 때, 9가지 봉의 직경에 대해 면적비의 함수로 차단 밴드갭의 주파수를 계산하였는데 Fig. 2에 결과를 인용하였다. Fig. 2에서 봉의 간격은 50 mm에서 500 mm까지 9가지로 변한다. 예를 들어 간격 1(50 mm)을 보면 면적비 f 의 함수로 차단주파수 밴드폭이 커지는데 f 가 0.31보다 작으면 차단주파수가 존재하지 않으며 0.4에서는 대략 밴드가 (3.6 kHz~4.1 kHz)이며 f 가 커질수록 밴드도 점점 커진다. 수직 점선은 $f=0.625$ 이며 밴드는 (2.9 kHz~4.7 kHz)로 주어진다. 면적비는 봉이 서로 접촉하는 경우인 $d=a$ 가 상한 값으로 이때 $f=0.785$ 이며 밴드폭은 급격히 커진다. Kushwaha⁽⁵⁾는 차단 밴드갭은 음파의 전파각도에 따라 다르게 나타날 수 있는데 면적비가 31%보다 크면 전파각도에 무관하게

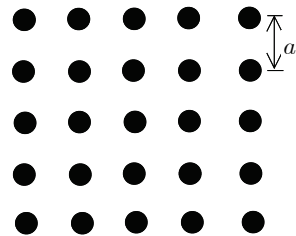


Fig. 1 Square array of cylindrical rods

음파가 차단되는 밴드갭이 존재함을 보였다. 밴드갭은 여러 차수가 존재하는데 가장 낮은 차수의 밴드갭이 밴드폭이 가장 크므로 실제 응용면에서 중요하다. Fig. 2는 가장 낮은 차수의 밴드갭에 해당되는데 전반적으로 면적비 f 가 커지면 밴드갭이 커지고 f 가 작아지면 밴드폭이 작아짐을 알 수 있다. 격자간격 a 가 작아지면 밴드갭은 고주파수로 이동한다.

이 논문에서는 Fig. 2의 계산결과에 근거하여 직경이 다른 5개 그룹의 원형 봉(circular cylinder rod)을 면적비가 대체로 일정한 값을 갖도록 단계적

으로 배열하여 각각의 밴드폭이 서로 중첩되도록 하였다. 예를 들어 그룹 1은 직경이 48 mm로 차단 밴드는 2.9 kHz~4.8 kHz, 그룹 3은 직경이 34 mm로 4.1 kHz~6.7 kHz이며 그룹 5는 직경 27.2 mm로 차단 밴드는 5.2 kHz~8.4 kHz이다. 그룹 1, 3, 5만 조합하여도 최종 밴드폭은 2.9 kHz~8.4 kHz가 된다. Table 1에 각 그룹의 직경과 실린더 수, 면적비, 차단 밴드폭을 보였다.

이론적으로는 실린더 층수가 무한개 필요하지만 실제적으로는 5개만 있어도 차단주파수 효과가 예측되므로⁽¹⁴⁾ 이 연구에서는 각각의 그룹에 대하여 음파의 진행방향 실린더 수를 5개로 하였고 횡방향으로의 실린더수는 17개에서 31개를 배치하였다. Fig. 3에 측정시스템 개요를 보였는데 실린더 봉 집합체는 가로 세로 높이가 각각 $1.08 \times 1 \times 1$ m이며 스피커는 전면에서 1 m 떨어져 있다. 소음원 측정용 마이크는 스피커와 실린더 집합체 사이 중앙에 있으며 바닥에서 0.5 m 높이에 있다. 마이크 1~3은 실린더 어레이 우측에 위치하며 우측면 중앙점을 기점으로 각각 (0.2, 0.2), (0.2, 0), (0.8, 0)의 위치에 있으며 단위는 m, x축은 스피커를 관통하는 수평축이다. 전체 실린더 어레이는 Fig. 4처럼 반 무향실에 설치하였으며 Fig. 4에 그룹 5만 설치된 실린더 어레이 사진을 보였다. 실린더를 고정하기 위해 위와 아래에 판을 설치하고 각 봉은 나사로 조였는데 실린더를 제외한 고정용 판과 측면기둥에 의한 음의 반사나 회절을 최소화하기 위해 흡음재로 표면을 감쌌다.

음의 감쇠효과(Att : attenuation)를 보기 위해 다음 값을 측정하였다.

$$Att = 20\log(P_s/P_r) + L \tag{2}$$

여기서 P_s 는 스피커 부근에 있는 마이크의 음압, P_r 은 MIC 2의 음압이다. MIC 1과 3은 수음점의 위치가 변한 경우 감쇠의 차이를 보기 위해 설치하였다. 거리가 증가함에 따라 음압은 감소하므로 실린더 어레이의 효과만 보기 위해 스피커를 점음원으로 가정하고 다음 값을 더해주었다.

$$L = 20\log(R_r/R_s) \tag{3}$$

단, R_s , R_r 은 스피커로부터 음압 P_s , P_r 를 측정하는

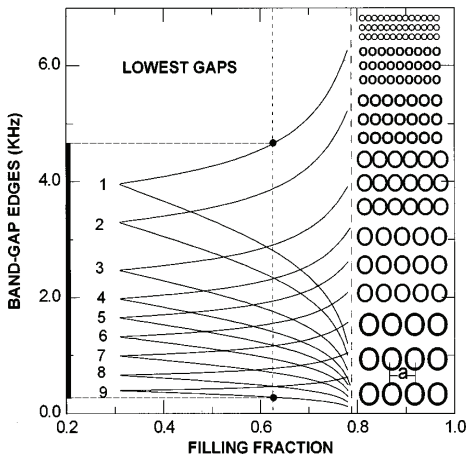


Fig. 2 Band-gap edges vs. filling fraction for rigid stainless steel cylinders in air(filling fraction 62.5 %). The forks numbered 1~9 represent the existing stopbands, respectively, for a period of 50, 60, 80, 100, 120, 150, 200, 300, and 500 mm.(from Kushwaha⁽⁵⁾)

Table 1 Circular cylinder arrays

Group	1	2	3	4	5
Diameter (mm)	48	42.5	34	31.8	27.2
Lattice distance (mm)	55	48	39	36	31
No. of rows	5	5	5	5	5
No. of cylinders in a row	17	21	25	27	31
Filling fraction (%)	59.8	61.6	59.7	61.2	60.5
Bandgap frequency (kHz)	2.9~4.8	3.3~5.4	4.1~6.7	4.4~7.2	5.2~8.4

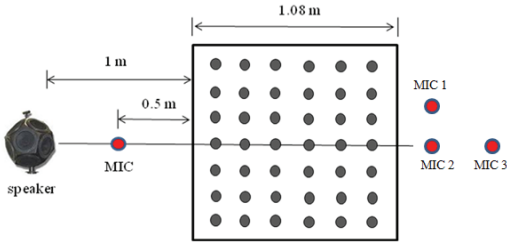


Fig. 3 Measurement setup(upper view)

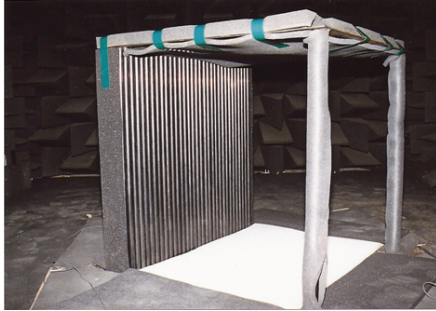


Fig. 4 Cylinder array(group 5) in a semi-anechoic room

마이크까지의 거리이다. L 은 대략 6~11 dB이며 수음점 음압 P_r 이 배경소음보다 10 dB 이상 충분히 크도록 스피커 음량을 조절하여 측정하였다.

3. 2D BEM을 이용한 실린더 어레이의 음파감쇠 해석

Fig. 3의 측정시스템은 3차원이지만 스피커를 포함하는 단면(바닥에서 0.5 m 높이의 평면)에 대해서 2차원으로 가정하고 식 (1)의 감쇠효과를 계산하였다. 실린더 그룹 1, 3, 5가 각각 단독으로 있는 경우에 대해 Helmholtz-Kirchhoff 적분방정식을 BEM을 적용하여 풀었다. 이 논문에서는 음원으로 $H_0^{(2)}(kr)(i/4)$ 대신 e^{-ikr}/r 을 사용하였다(단, $i = \sqrt{-1}$, $H_0^{(2)}$ 는 Hankel 함수, kr 은 파수에 거리를 곱한 무차원 변수). Fig. 5에는 그룹 3 실린더만 있는 경우 식 (1)의 음파의 감쇠량을 BEM을 사용하여 계산한 결과를 보였는데 두 가지 음원을 사용한 결과를 비교하였다. Fig. 5에서 2D source는 $H_0^{(2)}(kr)(i/4)$ 를, 3D source는 e^{-ikr}/r 를 나타내는데 2D source가 더 심한 변화를 보임을 알 수 있다.

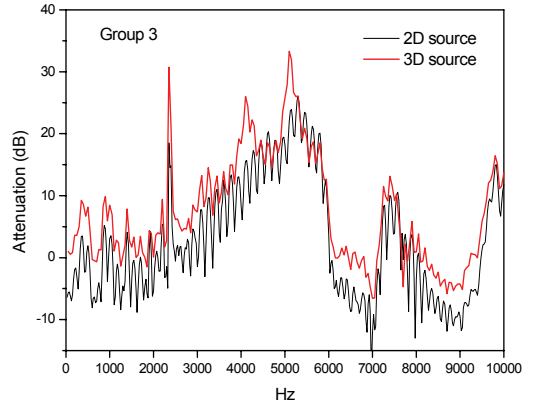


Fig. 5 Attenuation of cylinder array group 3 by BEM : 2D vs. 3D source

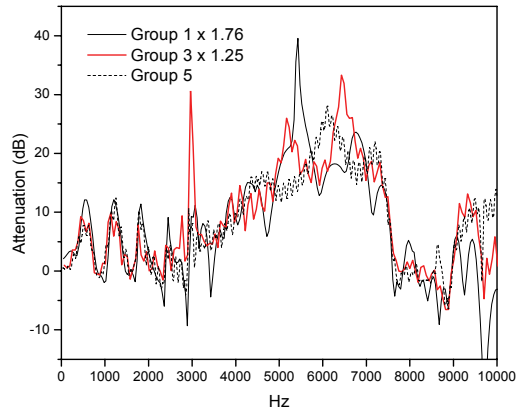


Fig. 6 Attenuation comparisons of group 1, 3, and 5 cylinder arrays after scaling(BEM prediction)

Table 1의 5개 그룹 실린더 어레이는 직경만 다르고 면적비는 대략 60%~61%로 거의 같다. 따라서 방의 직경비만큼 스케일을 변화하면 BEM 해석결과는 같은 값을 얻어야 한다. 그룹 5 실린더를 기준으로 그룹 1은 48 mm/27.2 mm=1.76, 그룹 3은 34 mm/27.2 mm=1.25를 곱하여 Fig. 6에 비교하였는데 3000 Hz의 피크를 제외하고는 결과가 양호하게 일치함을 보여주며 이는 BEM 해석이 제대로 수행되었음을 확인하는 방법 중 하나이다. 삼각형, 육각형 등 다른 격자배열에서도 기하학적인 비율만 같다면 상사법칙은 성립해야 하는데 기하학적 비율은 면적비와 같은 의미를 갖는다.

차단 밴드는 Table 1에 의하면 5.2 kHz~8.4 kHz로 주어지는데 BEM 결과는 대략 4.5 kHz~7.6 kHz로

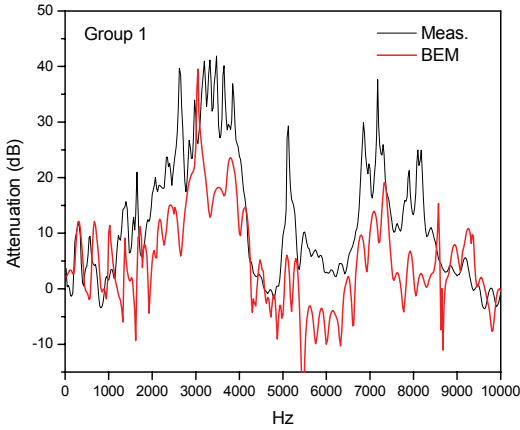


Fig. 7 Attenuation of cylinder array group 1 by BEM and measurement

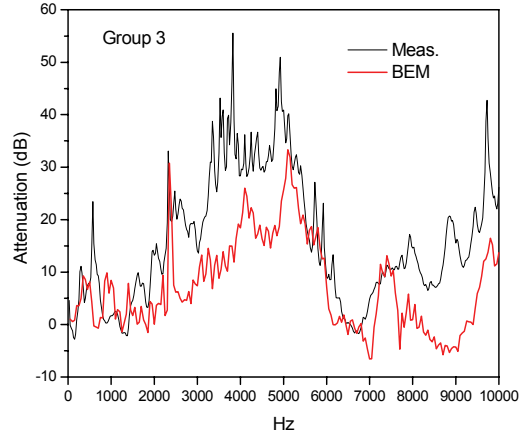


Fig. 8 Attenuation of cylinder array group 3 by BEM and measurement

나타난다. Fig. 5와 6에는 많은 피크가 발견되는데 일반적으로 강체(rigid body)에 의한 산란시 입사파는 피크가 없을 지라도 산란파는 피크를 보이며 이 경우처럼 주위의 배열된 봉에게서 많은 산란이 발생하면 음파가 간섭효과를 보여서 많은 피크가 나타나게 된다.

Figs. 7, 8, 9에는 실린더 그룹 1, 3, 5만 각각 있는 경우, 식 (2)의 음파의 감쇠량을 BEM을 사용하여 계산한 결과와 측정결과를 비교하였다. 측정과 BEM 결과는 경향은 대체로 일치하나 BEM이 측정보다 음파감쇠효과를 낮게 예측함을 보여주는데 그룹 1에서 5로 갈수록 차이가 점점 더 커짐을 알 수 있다. BEM에서는 점음원을 가정하였으나 측정에 사용한 스피커는 음원의 형태가 매우 복잡하며, BEM은 2차원을 가정하였으나 실제 실린더 어레이와 고정용 지지구조물 등은 3차원이며 이러한 점들이 오차의 원인으로 작용한다. 구조물 형상에 기인하는 오차는 파장이 작아질수록, 또는 봉의 크기가 작아질수록 더 크게 나타날 것으로 예측되며 이러한 이유로 인해 측정과 BEM과의 차이가 그룹 1에서 5로 갈수록 더 커진 것으로 볼 수 있다.

그룹 1의 차단 밴드는 Table 1에 의하면 2.9 kHz ~ 4.8 kHz이나 측정값은 대략 2.4 kHz ~ 4.0 kHz로 나타났다. 또한, 그룹 3과 5의 차단주파수 측정값은 3.5 kHz ~ 5.5 kHz와 4.5 kHz ~ 7.6 kHz로 전반적으로 Table 1의 이론값보다 대략 0.5 kHz ~ 1.2 kHz 정도 저주파수 대역으로 이동한 것으로 나타났다.

Fig. 10과 11에는 그룹 1, 3, 5가 함께 배열된

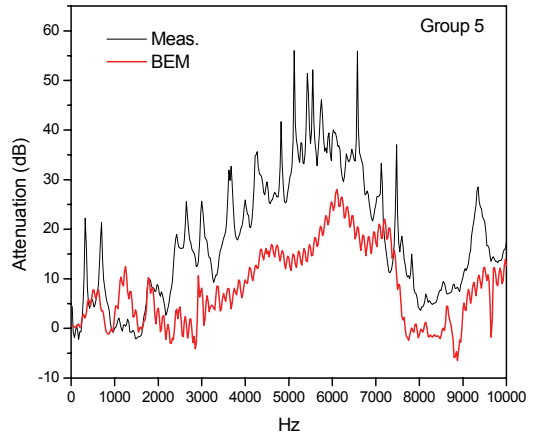


Fig. 9 Attenuation of cylinder array group 5 by BEM and measurement

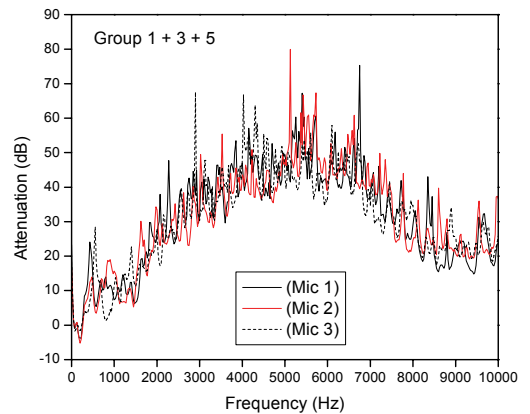


Fig. 10 Attenuation measurement of cylinder arrays when group 1, 3 and 5 exist

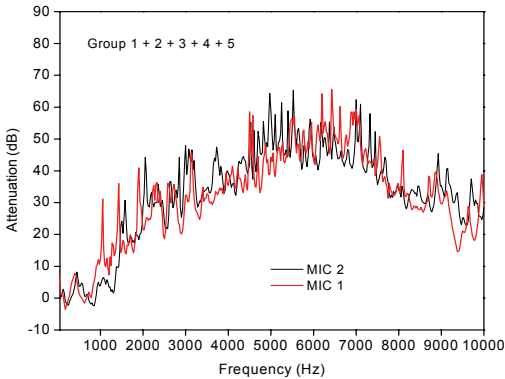


Fig. 11 Attenuation measurement of cylinder arrays when all groups exist

경우와 모든 그룹의 실린더가 배열된 경우의 음파 감쇠량 측정값을 나타냈는데 거의 같은 형태를 보인다. 두 경우 모두 Table 1의 차단 밴드는 2.9 kHz ~ 8.4 kHz인데 측정결과는 대략 2 kHz 이상부터 10 kHz까지 20 dB 이상의 최대 50 dB까지 감쇠효과를 보이는 것을 알 수 있다. Fig. 10과 11에는 여러 위치의 마이크에서 측정한 값도 함께 나타냈는데 위치에 따라 거의 구별이 되지 않음을 보여준다.

4. 검토 및 결론

봉의 직경과 간격을 조절하면 Fig. 2에 근거하여 차단주파수 밴드를 조절하는 것이 가능하다는 것이 기존 논문의 결과이고 이 논문에서는 직경이 다른 여러 종류의 원통열을 점진적으로 배치하여 차단주파수 밴드가 서로 연결되게 하여 가청주파수내에서 밴드폭을 가능하면 크게 할 수 있다는 것을 실험과 BEM 해석을 통해 확인하였다. 실린더 봉 배열구조의 음파감쇠효과에 대해 측정한 차단 밴드값은 기존 연구결과(Table 1)보다 주파수가 낮은 쪽으로 대략 0.5 kHz ~ 1.2 kHz 정도 이동한 결과를 보였다. Table 1의 차단주파수 대역은 2차원 실린더 어레이가 무한 반복되는 구조를 가정하였으나 이 측정에서는 그룹당 5개의 실린더 어레이를 사용하였고 유한한 3차원 구조이므로 바닥이나 주변 지지구조물로부터 오는 반사나 회절에 의한 음파가 측정결과에 영향을 준 것으로 보인다. 이 논문에서는 원형 봉이 정사각형 격자배열을 갖는 경우를 고려하였지만 음파의 감쇠효과는 다양한 단면과 격자구조에

대해서도 발생할 것으로 예상된다. 흡음재를 사용하지 않고 오로지 기하학적인 배열에 의한 음파의 선택적 감쇠가능성은 새로운 개념의 방음벽이나 실내 음향구조물 등 다양한 응용분야에 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

이 연구는 2011년도 지식경제부의 재원으로 차세대 고부가가치선박의 기반기술개발과제와 한국기계연구원 창의형과제의 지원을 받아 수행한 연구과제이다.

참 고 문 헌

- (1) Krauss, T. F., De La Rue, R. M. and Brand, S., 1996, Two-dimensional Photonic Bandgap Structures Operating at near-Infrared Wavelengths, *Nature*, Vol. 383, pp. 699~702.
- (2) Pennec, Y., Vasseur, J. O., Djafari-Rouhani, B., Dobrzynski, L. and Deymier, P. A., 2010, Two-dimensional Phononic Crystals: Examples and Applications, *Surface Science Reports*, Vol. 65, pp. 229~291.
- (3) Sigalas, M., Kushwaha, M. S., Economou, E. N., Kafesaki, M., Psarobas, I. E. and Steurer, W., 2005, Classical Vibrational Modes in Phononic Lattices: Theory and Experiment, *Z. Kristallogr.* Vol. 220, pp. 765~809.
- (4) Martinez-Sala, R., Sancho, J., Sanchez, J. V., Gomez, V. and Llinares, J., 1995, Sound Attenuation by Sculpture, *Nature*, Vol. 378, p. 241.
- (5) Kushwaha, M. S., 1997, Stop-bands for Periodic Metallic Rods: Sculptures that can Filter the Noise, *Appl. Phys. Lett.*, Vol. 70, pp. 3218~3220.
- (6) Sanchez-Perez, J. V., Caballero, D., Martinez-Sala, R., Rubio, C., Sanchez-Dehesa, J., Meseguer, F., Llinares, J. and Galvez, F., 1998, Sound Attenuation by a Two-dimensional Array of Rigid Cylinders, *Physical Review Letters*, Vol. 80, pp. 5325~5328.
- (7) Kushwaha, M. S. and Halevi, P., 1996, Giant

Acoustic Stop Bands in Two-dimensional Periodic Arrays of Liquid Cylinders, *Appl. Phys. Lett.*, Vol. 69, No. 1, pp. 31~33.

(8) Kushwaha, M. S. and Djafari-Rouhani, B., 1998, Sonic Stop-bands for Periodic Arrays of Metallic Rods: Honeycomb Structure, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 218, No. 4, pp. 697~709.

(9) Kushwaha, M. S. and Djafari-Rouhani, B., 1996, Complete Acoustic Stop Bands for Cubic Arrays of Spherical Liquid Balloons, *J. Appl. Phys.* Vol. 80, pp. 3191~3195.

(10) Sigalas, M. M., 1997, Elastic Wave Band Gaps and Defect States in Two-dimensional Composites, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 101, No. 3, pp. 1256~1261.

(11) Garcia-Pablos, D., Sigalas, M., Montero de Espinosa, F. R., Torres, M., Kafesaki, M. and

Garcia, N., 2000, Theory and Experiments on Elastic Band Gaps, *Physical Review Letters*, Vol. 84, No. 19, pp. 4349~4352.

(12) Gaofeng, J. and Zhifei, S., 2010, A New Seismic Isolation System and its Feasibility Study, *Earthquake Engineering and Engineering Vibration*, Vol. 9, No. 1, pp. 75~82.

(13) Halkjar, S., Sigmund, O. and Jensen, J. S., 2006, Maximizing Band Gaps in Plate Structures, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Vol. 32, pp. 263~275.

(14) Robertson, W. M. and Rudy III, J. F., 1998, Measurement of Acoustic Stop Bands in Two-dimensional Periodic Scattering Arrays, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 104, No. 2, pp. 694~699.