

# Acoustic mode 를 고려한 공동주택 중량충격음 소음해석

## The numerical analysis of heavy-weight impact noise for an apartment houses considering acoustic mode

문대호† · 황재승\* · 박홍근\*\* · 홍건호\*\*\* · 임주혁 \*\*\*\*

Dae-Ho, Mun, Jae-Seung, Hwang, Hong-Gun, Park, Geon-Ho, Hong, and Ju-Hyeuk, Im

**Key Words** : 공동주택(apartment house), 중량충격음(heavy weight floor impact noise), 소음해석(sound radiation analysis), 음향모드(room mode, acoustic mode, Standing wave)

### ABSTRACT

To investigate the heavy-weight impact noise of apartment houses, numerical analysis was performed. The analysis acoustic pressure consider acoustic mode by finite element method. The variables considered effecting on the acoustic pressure are the Acoustic mode, acoustic damping, and the impulse load. The heavy-weight impact noise is a changeable value in the room. Since the most part of the frequency component of heavy-weight impact noise has low frequency. The noise in low frequency is related to the vibration of structure, the reflection of acoustic wave caused by wall and the standing wave called by acoustic mode. The prediction by the numerical analysis was verified with test result of the heavy weight-impact noise at apartment houses.

### 1. 서 론

국내 많은 건설업체들의 투자와 연구로 바닥충격음 저감을 위한 기술개발이 높은 수준에 다다르고 있다. 하지만 중량충격음에 대한 소음저감은 아직도 뚜렷한 해답을 제시하지 못하고 있는 실정이다.

중량충격음은 슬래브 진동에 의해 전달되는 소음이기 때문에 슬래브 진동에 대한 동적 특성(두께, 질량, 면적, 지지조건, 벽체유무 등)과 매우 밀접한 관련이 있다. 따라서 중량 충격음의 경우 인정바닥구조로 1 등급의 인증서를 받았다 하더라도 현장에서 시공되는 슬래브의 동적특성이 인증 받을 때의 슬래브 동적특성과 다르기 때문에 현장마다 다른 성능을 보인다. 많은 건설업체들이 이러한 현상을 줄이기 위해 시공되는 공동주택과 유사한 규모의 실험동을 만들어 많은 기술개발을 하고 있지만 실험동의 측정치와 현장에서의 측정치가 다르기는 마찬가지이다.

이러한 이유는 또한 측정방법과도 밀접한 관련이 있다. 중량충격음은 저주파 성분이 매우 강하기 때문에 실내에서 음압분포는 벽체등에 의해 반사되는 음파에 의해 정상파(Standing Wave)가 형성되

어 측정 위치마다 그 값의 분포가 크게 달라진다. 따라서 현재 중량충격음 측정 기준에 의해 소음을 측정한다면 측정자의 기술 정도에 따라 표준적인 값을 얻을 수도 있지만 더 낮은 값을 얻거나 높은 값을 얻을 수도 있다.

현재 중량충격음을 저감하기 위해 완충재의 형상과 물성치를 조절하여 소음을 저감시키려는 노력이 많이 이루어지고 있다. 완충재는 점탄성재료(Visco Elastic material)라는 특성 때문에 슬래브가 진동하는 운동계의 댐핑역할을 할 수 있다. 하지만 슬래브 질량을 고려하면 댐핑에 의해 진폭이 줄어드는 현상은 미비할 것이라 판단된다. 반면 점탄성재료로서 완충재는 충격력(Bang machine)의 하중스펙트럼을 변화시켜 저주파영역의 하중을 증폭시키는 영향이 크다. 완충재를 설치한 바닥구조에서 중량충격음이 오히려 더욱 커지는 현상이 이러한 영향이라 볼 수 있다. 또한 앞서도 언급했지만 중량충격음에 효과가 좋았던 완충재를 사용한다 해도 슬래브의 크기나 두께에 따라 슬래브 진동특성이 변하기 때문에 상황에 따라 소음 저감 효과가 다를 것이다. 이러한 영향으로 완충재를 통해 중량충격음을 저감시키기에는 한계가 있음을 나타내며 새로운 바닥 구조 시스템 개발이나 바닥 충격음 저감에 대한 기술 개발이 절실히 필요함을 의미한다.

건설업체를 비롯한 대부분의 건자재 개발회사들은

† 교신저자; 서울대학교 건축학과 석사  
E-mail : anseogh@snu.ac.kr  
Tel : (02) 880-7053, Fax : (02) 871-5512  
\* 전남대학교 건축공학과 교수  
\*\* 서울대학교 건축공학과 교수  
\*\*\* 호서대학교 건축공학과 교수  
\*\*\*\* 삼성물산 건설부문 주택사업본부 부장

바닥 충격음 저감 재료를 개발하는데 실험을 통해서만 그 효과를 검증하고 있다. 그만큼 중량충격음 예측이 해석적인 어려움도 있고 다양한 변수를 갖고 있는 복잡한 문제라는 것을 의미 하기도 한다. 하지만 이러한 문제를 해결하여 중량충격음 해석을 할 수 있다면 시간과 경제적으로 많은 이익을 가져올 수 있으며 바닥 충격음 저감을 위한 바닥구조 시스템개발에서도 문제점을 사전에 발견할 수 있기 때문에 바닥구조 시스템 개발 속도를 한층 높일 수 있을 것이다.

소음해석 기술은 조선이나 기계분야에서 많은 발전이 되어있다. 이번 연구를 통해 이러한 소음해석 기술을 건축분야에 적용하여 중량충격음 소음해석을 하여 보았다.

## 2. 해석을 위한 모델링

### 2.1 해석 대상 구조물

해석대상구조물은 지하 1 층 지상 2 층의 주거성능 실험동이다. 한 층에 총 3 개 세대로 구성되어 있으며 실의 크기는 일반적으로 사용하는 거실과 방의 크기로 되어있다. 세대간 분리는 내력벽을 이용하여 분리시켰다. 바닥 충격음 실험을 위해 거실과 방들은 슬래브 두께를 달리하여 150mm, 180mm, 210mm 로 각각 다르게 시공되어 있다. 벽체의 두께는 180mm 이다.

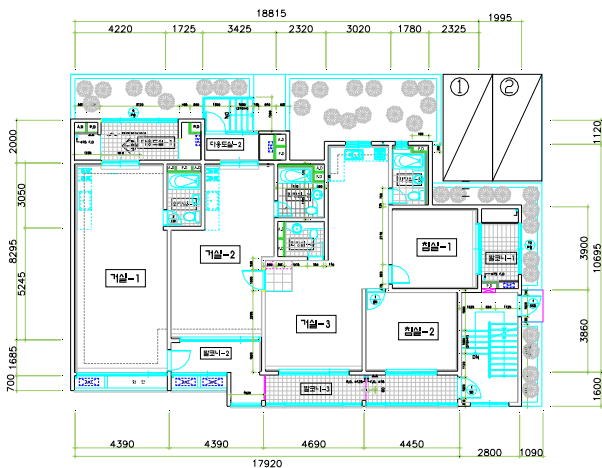


Fig.1 1st Floor Plan

음향모드(Acoustic mode)가 소음에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 소음해석을 위한 방은 실의 4 면이 모두 막혀있는 침실-2 를 선택하였다. 침실-2 는 바닥의 크기 4,450mm \* 3,880mm, 바닥두께 210mm 그리고 높이 3,000mm 로 시공되어 있다. 침실-2 와 인접한 거실-3 과 침실-1 의 바닥 두께는 180mm 로 침실-2 와 다르게 시공되어있다. 중량충격음 실험은 구조물의 진동특성과 배출되는 소음의 영향을 명확하게 파악하기 위하여 맨바닥

콘크리트슬래브에 대해 실험하였다.

### 2.2 구조해석 모델링

진동해석을 하기 위해 바닥과 벽체는 쉘요소로 모델링 하였다. 슬래브와 벽체를 통해 진동이 전파되는 것을 고려하기 위해 벽체와 슬래브가 접합되는 부분에 대한 경계조건은 힌지로 하였다. 침실-2 와 인접한 부분까지 모델링 하여 슬래브의 휨 강성을 실제와 유사하게 하였다. 해석하는 방과 인접한 방 그리고 벽체를 모델링 하는 노력은 해석하는 실의 슬래브 휨강성(Rotational stiffness matrix)을 변화시키기 때문에 고유진동수의 변화를 가져온다. 벽체 등에 의한 휨강성 변화를 알아 모델링에 적용할 수 있다면 해석시간을 단축시키고 모델링의 정밀도를 높일 수 있겠으나 이러한 영향을 고려하지 못한다면 구조물 전체를 모델링 하는 것이 적절할 것이다. 보다 정확한 해석을 하기 위해서는 보다 넓은 부분에 대한 모델링을 해야 한다. 하지만 이렇게 모델링 하면 침실-2 와 관련이 없는 모드가 많이 존재하며 해석시간도 많이 소요된다. 이러한 영향을 줄이기 위해 해석영역을 Fig.2 와 같이 정하여 해석대상 구조물을 Fig.3 과 같이 모델링 하였다.

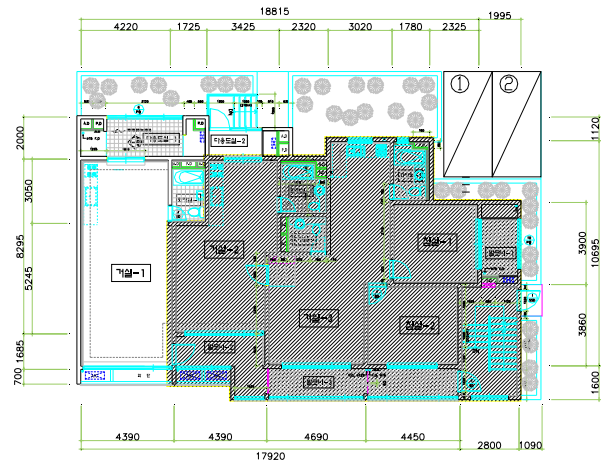


Fig. 2 The part of the floor using Vibration Analysis

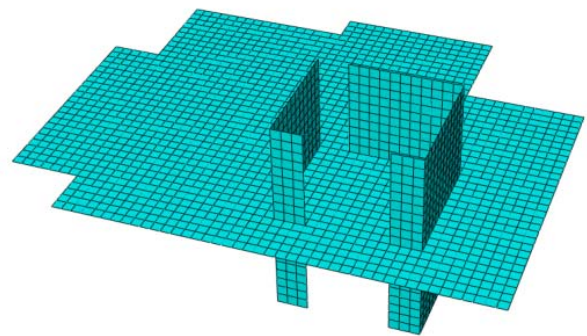


Fig. 3 Structure model

진동해석에 사용된 물성치는 다음과 같다.

**Table 1** Material Properties for Structure Model

Elastic modulus (MPa)	$4700\sqrt{f'_c}$ , $f'_c = 24$ MPa
Thickness(mm)	침실-2 바닥슬래브 : 210 나머지 요소 : 180
Mass density(kg/m <sup>3</sup> )	2400
Poisson's ratio	0.167
Structural damping	5%

### 2.3 소음해석 모델링

소음해석을 방법은 일반적으로 유한요소(Finite Element Method, FEM)과 경계요소(Boundary Element Method, BEM)해석을 많이 사용한다. 이러한 해석 방법은 해석시간과 해석범위에 대해 많은 제한이 있는 단점이 있어 현재 까지도 소음해석분야에서 해결해야 할 과제로 남아있다. 하지만 우리가 해석하고자 하는 중량충격음은 저주파대역의 소음이기 때문에 이러한 제한을 받지 않는다.

실내 소음해석은 FEM 해석방법을 많이 사용하는 데 이는 음파가 전달되는 매질 전부를 모델링하기 때문에 각 주파수 대역에서의 음압분포나 Acoustic mode 를 구하기에 용이하기 때문이다. 따라서 중량충격음 소음해석은 FEM 을 이용하였다. 소음해석 프로그램은 LMS Virtual.lab Acoustics 를 사용하였다.

중량충격음의 경우 해석범위는 1/1 Octave band 에서 500Hz 까지 값을 구해야 하므로 1~708Hz 까지 해석범위로 해야 한다. 하지만 이러한 해석범위까지 해석하기 위해서는 요소크기(Element size)가 매우 작아져 절점(Node)수 많아 지기 때문에 고성능 컴퓨터와 많은 시간이 필요하다. 중량충격음의 경우 중요한 음압 분포 대역이 1/1 Octave band 로 125Hz 까지 임을 고려한다면 소음해석을 위한 최소 주파수 대역은 1~178Hz 이다.

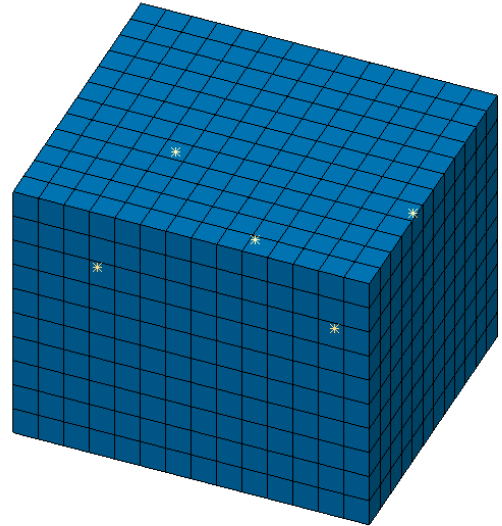
소음해석을 위해 매질의 요소 크기는 선형요소(Linear Element)의 경우 음파의 한파장 안에 적어도 6 개 요소가 존재해야 한다.

$$6 \times \text{Element size} \leq \lambda_{\min} = \frac{c}{f_{\max}}$$

여기서,  $\lambda_{\min}$  은 음파 파장의 최소길이,  $f_{\max}$  는 해석하고자 하는 최대 주파수 그리고  $c$  는 음속을 나타낸다.

따라서 Element Size 를 0.3m 로 했을 경우 해석되는 신뢰 주파수 대역은 189Hz 이다. 방처럼 소음 해석 영역이 큰 경우는 한파장안에 4 개 요소가 들어가고 오차는 무시할 수 있는 수준이다. 따라서 소음해석 신뢰구간은 283Hz 라 볼 수 있다.

침실-2 소음해석을 위해 매질은 요소크기 0.3m 의 육면체 요소(Solid Element)를 사용하여 다음과 같이 모델링 하였다. 음압측정 지점은 바닥에서 1.2m 높이의 실의 중앙부분 1 개 지점과 벽체에서 0.75m 떨어진 4 개 지점을 선정하였다.



**Fig.4** Acoustic FEM Model

소음해석에 사용된 물성치는 다음과 같다.

**Table 2** Material Properties for Acoustic Model(air)

Sound velocity(m/s)	Real : 340 Imaginary : 1
Mass density(kg/m <sup>3</sup> )	Real : 1.225 Imaginary : 0

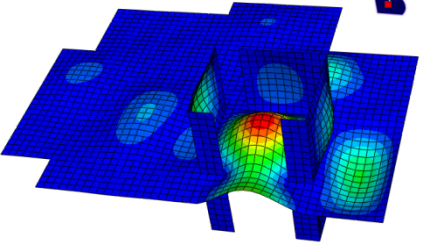
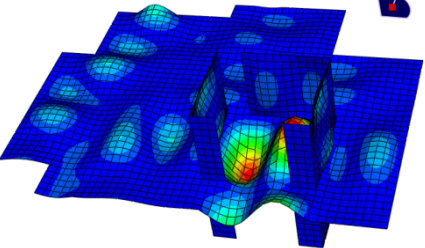
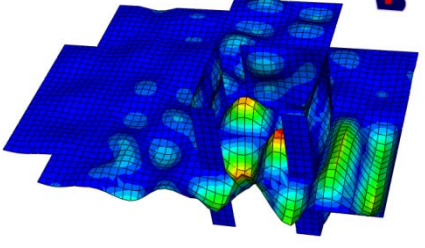
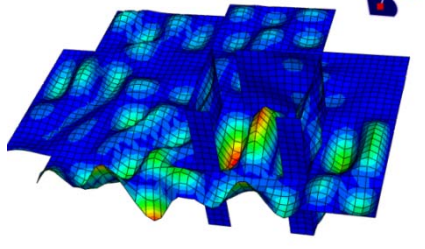
벽이나 천정 마감 등에 대한 흡음을 고려하기 위해서는 흡음되는 면에 표면흡음조건(Absorbent Panel Property)를 주어 임피던스 수치를 넣어주어야 한다. 실제로 이러한 임피던스 수치는 주파수 별로 달라 복잡하고 이에 대한 정확한 값을 찾아 적용하기에는 지금 단계에서 어려움이 있다. 음속(Sound velocity)의 허수부(Imaginary part)는 공기의 댐핑 역할을 할 수 있으므로 흡음에 대한 고려는 음속의 허수부값을 이용한다. 일반적으로 사용되는 음속의 허수부 값 1 m/s 를 사용하여 흡음에 대한 영향을 고려하였다.

### 3. 진동해석 및 소음해석

#### 3.1 진동해석

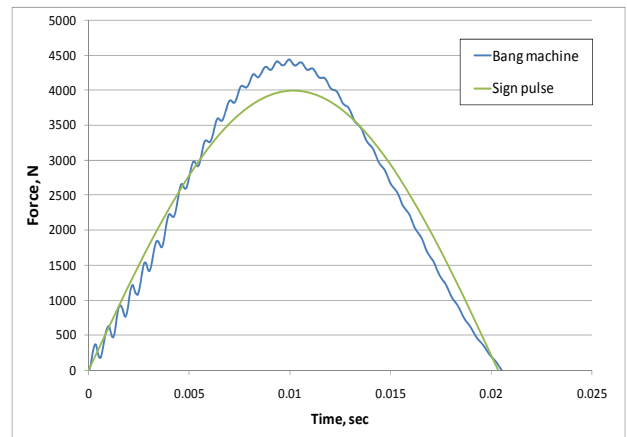
진동해석은 충격력이 구조체 내력에 비해 크지 않아 탄성해석 범위에서 해석 가능하다 가정 하였다. 모드중첩법(Modal Superposition method)를 사용하여 진동해석 하였으며 모드 해석 범위는 소음해석 범위의 2 배까지 해석하여 800Hz 이상으로 하였다. 해석모델의 1~5 차 모드형상(Mode shape)과 고유진동수(natural frequency)를 다음 표에 삽입하였다.

**Table 3** Mode shape and Natural Frequency

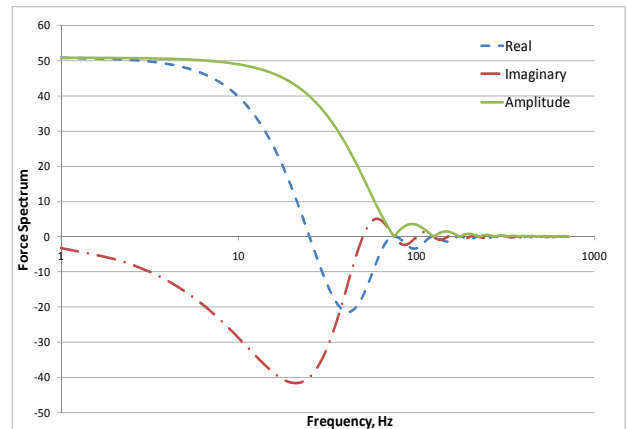
Mode Shape	Natural Frequency
	1 <sup>st</sup> mode 51.87 Hz
	2 <sup>nd</sup> mode 114.74 Hz
	3 <sup>rd</sup> mode 183.67 Hz
	4 <sup>th</sup> mode 216.55 Hz

충격력은 최대 하중이 4000N 인 sign 과 하중이 20ms 로 작용하는 것으로 가정하였으며 이 하중에 대한 하중 스펙트럼을 구조 모델에 가하여 모드를

이용한 하중응답해석(Modal Based Forced Response Analysis)를 하였다. 하중 가진 위치는 실험과 동일한 위치를 선택했으나 중앙부를 제외한 나머지 4 개 가진 위치에 대한 진동응답은 비슷하기 때문에 출입문과 가장 가까운 하중점을 4 개 가진 위치에 대한 대표 하중점으로 선택하였다. 따라서 하중점은 실의 중앙부와 출입문쪽 모서리부로 총 2 개 지점으로 하였다. 아래 그림은 해석에 사용된 하중과 측정된 Bang machine 의 하중을 비교한 그림과 해석에 사용된 하중스펙트럼을 나타낸 그림이다.



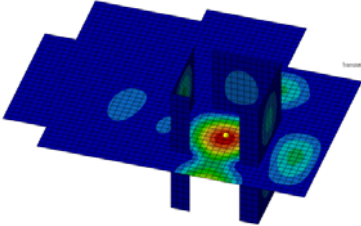
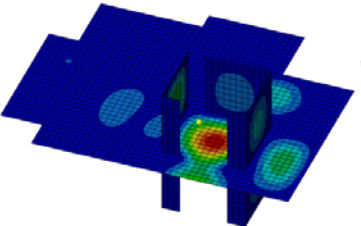
**Fig. 5** Impulse for Analysis



**Fig.6** Impulse Spectrum for Analysis

소음에 가장 큰 영향을 주는 성분은 진동하는 구조물 표면의 표면속도(Surface normal velocity)이다. 다음의 Table 4 는 중앙 가진과 모서리 가진에 대한 진동응답 결과를 표면속도성분으로 표현한 그림이며 표면속도가 가장 큰 경우에 대해 나타낸 것이다.

**Table 4** Surface Normal Velocity

Normal Velocity Amplitude Shape	Normal Velocity
	Center Point 51 Hz  Max Velocity : 1.86e-5 (m/s)
	Corner Point 52 Hz  Max Velocity : 5.64e-6 (m/s)

중앙 가진 할 경우나 모서리부분을 가진 할 경우 모두 진동 응답에서 1 차 모드 성분이 강하게 나타남을 볼 수 있다. 이는 하중스펙트럼이 100Hz 이하에 집중되어 있으며 슬래브의 1 차 모드 고유진동수 대역이기 때문이다. 슬래브의 1 차 모드는 중앙가진 하중에 대해 모드참여계수가 가장 크다. 중앙가진시 슬래브의 최대 속도 분포를 보이는 51Hz 가 슬래브의 1 차모드 고유진동수임을 보면 잘 알 수 있을 것이다.

음압은 입자의 속도(Particle velocity)와 매우 밀접한 관계를 갖고 있다. 슬래브에 붙어있는 공기 입자는 슬래브와 같이 거동하기 때문에 슬래브 진동속도가 빠르다는 것은 공기 입자가 빠르게 움직임을 나타낸다. 따라서 슬래브 진동속도가 가장 빠른 51Hz 서 음압 또한 최대가 될 것이다. 참고할 점은 이러한 내용을 역 이용하면 바닥 충격음 실험할 경우 중앙 가진한 경우에 대해 최대 음압이 분포하는 주파수가 바닥 슬래브의 1 차 모드 고유진동수일 가능성이 크다.

### 3.2 소음해석

#### (1) 유한요소법을 이용한 음향해석 (Finite Element Method for Acoustics)

FEM 해석은 음압의 근사해를 찾는 방법으로 지배방정식(Governing Equation)은 파동방정식을 주파수 도메인으로 바꾼 아래 식-(1)의 second-order Helmholtz equation 이다.

$$\nabla^2 p(x, y, z) + k^2 p(x, y, z) = -j\rho_0\omega q(x, y, z) \quad (1)$$

여기서,  $p(x, y, z)$  는 음압(Acoustic pressure),  $k = \omega / c = 2\pi f / c$  는 Wave number,  $c$  는 음속 (Sound velocity),  $\rho_0$  는 매질의 밀도(mass density)이다.

위에서 주어진 지배방정식 식-(1)을 풀기 위한 수치해석방법으로 미지수를 등가의 가상함수로 표현하는 방법(equivalent weighted residual formulation)을 사용한다. 이는 미지의 음압  $p$  을 구하기 위해 가상 함수(trial function or weighting function)을 도입하여 방정식을 푸는 방법이다. 가상함수(Weighing function)  $\bar{p}$  을 양변에 곱하고 영역(fluid domain)  $V$  에 대해 적분하면 다음 식-(2)를 얻는다.

$$\int_V \bar{p}(\nabla^2 p + k^2 p + j\rho_0\omega q) = 0 \quad (2)$$

$\nabla(\bar{p}\nabla p) = \bar{p}\nabla^2 p + \nabla\bar{p}\nabla p$  이므로 이를 식-(2)에 대입하면 다음 식-(3)을 얻는다.

$$\int_V (\nabla(\bar{p}\nabla p) - \bar{p}\nabla^2 p) + k^2 p + j\rho_0\omega q dV = 0 \quad (3)$$

그리고 가우스 발산정리를 이용해서 체적적분을 면적분으로 변형하고(식-(4)) 오일러공식을 이용하여 음압을 입자속도  $\vec{v}$  로 표현하면(식-(5)) 최종적으로 가상함수로 표현된 Helmholtz equation 인 식-(6)을 얻는다.

$$\int_V (\nabla(\bar{p}\nabla p)) dV = \int_S (\bar{p}\nabla p) \cdot \vec{n} dS \quad (4)$$

$$\nabla p = -j\rho_0\omega \vec{v} \cdot \vec{n} \quad (5)$$

$$\int_V (\nabla\bar{p}\nabla p) dV - \omega^2 \int_V \frac{1}{c^2} (\bar{p}p) dV = \int_V \bar{p}(j\rho_0\omega q) dV - \int_S (j\rho_0\omega \bar{p}\vec{v} \cdot \vec{n}) dS \quad (6)$$

음압  $p$  를 가상함수  $\bar{p}$  로 근사화시키고 형상함수(shape function,  $N_i$ )를 사용해서 Matrix 형태로 표현하면 다음과 같다.

$$\bar{p} = p = \sum_{i=1} N_i \hat{p}_i = [N] \{ \hat{p} \} \quad (7)$$

$$\vec{\nabla} p = \vec{\nabla} \hat{p}_i = \partial [N] \{ \hat{p} \} = [B] \{ \hat{p} \} \quad (8)$$

위 식-(7), (8)을 식-(6)에 대입하여 정리하면 식-(6)의 좌변 첫 번째 항은 아래 식-(9)와 같이 음향강성메트릭스(Acoustic stiffness matrix,  $[K]$ )로 표현된다.

$$\int_V (\nabla \bar{p} \nabla p) V = \int_V ([B] \{\hat{p}\})^T \cdot ([B] \{\hat{p}\}) dV = \{\hat{p}\}^T \left\{ \int_V ([B]^T \cdot [B]) dV \right\} \{\hat{p}\} = \{\hat{p}\}^T [K] \{\hat{p}\} \quad (9)$$

식-(6)의 두 번째 항은 음향 질량 메트릭스(Acoustic mass matrix,  $[M]$ )으로 표현되며,

$$-\omega^2 \int_V \frac{1}{c^2} (\bar{p} p) dV = -\omega^2 \{\hat{p}\}^T \left\{ \int_V \frac{1}{c^2} [N]^T [N] dV \right\} \{\hat{p}\} = -\omega^2 \{\hat{p}\}^T [M] \{\hat{p}\} \quad (10)$$

음원의 세기(Acoustic source strength,  $q$ )가 포함된 식-(6)의 우변의 첫 번째 항은 음향가진벡터(Acoustic excitation vector,  $\{Q\}$ )로 아래 식-(11)로 표현된다.

$$\int_V \bar{p} (j\rho_0 \omega q) dV = \{\hat{p}\}^T \left\{ \int_V (j\rho_0 \omega [N]^T \bar{q}_i \cdot \delta) dV \right\} = \{\hat{p}\}^T \{Q\} \quad (11)$$

식-(11)의 우변의 두 번째 항은 매질의 경계 조건(Boundary condition)을 의미하며 입자속도경계조건(velocity boundary condition,  $S_v$ ), 음압경계조건(Acoustic pressure boundary condition,  $S_p$ ), 그리고 표면의 임피던스경계조건(normal impedance boundary condition,  $S_z$ )을 만족해야 한다. 수식으로 표현하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$-\int_S (j\rho_0 \omega \bar{p} \bar{v} \cdot \bar{n}) dS = -\int_{S_v} (j\rho_0 \omega \bar{p} \bar{v} \cdot \bar{n}) dS_v - \int_{S_p} (j\rho_0 \omega \bar{p} \bar{v} \cdot \bar{n}) dS_p - \int_{S_z} (j\rho_0 \omega \bar{p} \bar{A} \cdot \hat{p}) dS_z = \{\hat{p}\}^T \left\{ \int_{S_v} (-j\rho_0 \omega [N]^T \bar{v}_n) dS_v \right\} +$$

$$\{\hat{p}\}^T \left\{ \int_{S_p} (-j\rho_0 \omega [N]^T \bar{v} \cdot \bar{n}) dS_p \right\} - j\omega \{\hat{p}\}^T \left\{ \int_{S_z} (\rho_0 \bar{A} [N]^T \cdot [N]) dS_z \right\} \{\hat{p}\} = \{\hat{p}\}^T \{V\} + \{\hat{p}\}^T \{P\} - j\omega \{\hat{p}\}^T [C] \{\hat{p}\} \quad (12)$$

식-(12)을 정리하면

$$\{\hat{p}\}^T [K] \{\hat{p}\} - \omega^2 \{\hat{p}\}^T [M] \{\hat{p}\} + j\omega \{\bar{p}\}^T [C] \{\hat{p}\} = \{\hat{p}\}^T \{Q\} + \{\bar{p}\}^T \{V\} + \{\bar{p}\}^T \{P\} \quad (13)$$

$$\{\hat{p}\}^T ([K] - \omega^2 [M] + j\omega \{\bar{p}\}^T [C]) \{\hat{p}\} = \{\hat{p}\}^T (\{Q\} + \{V\} + \{P\}) \quad (14)$$

$$([K] - \omega^2 [M] + j\omega \{\bar{p}\}^T [C]) \{\hat{p}\} = \{F\} \quad (15)$$

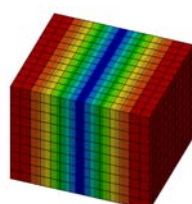
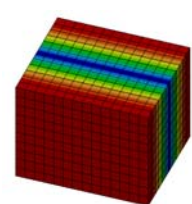
위 식-(15)를 통해 가상벡터  $\{\hat{p}\}$ 를 구할 수 있게 된다.

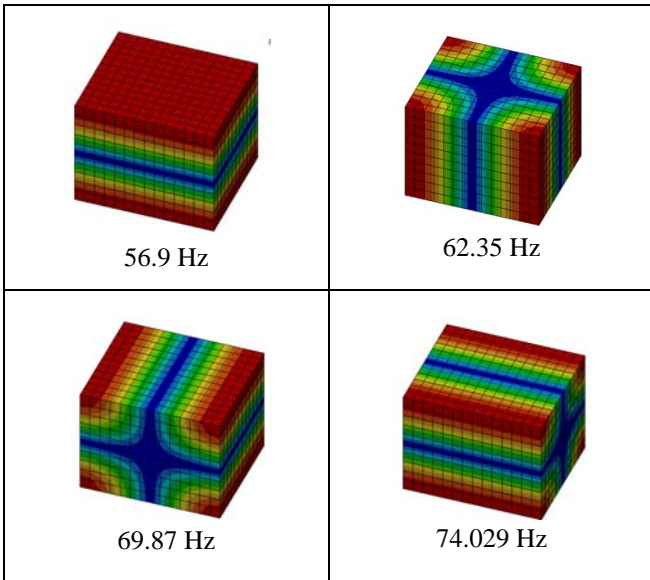
## (2) 음향모드(Acoustic mode or Room mode)

음향모드는 매질(Acoustic medium)의 경계(Boundary)에서 표면속도(Surface normal velocity)가 '0'인 조건을 통해 구해지며 순수하게 실의 크기를 기준으로 정해진다.

다음 Table 5는 침실-2의 주요 음향모드를 나타낸 것이다. 표 안의 그림에서 붉은색 부분은 상대적으로 음압이 큰 부분을 나타내고 있으며 푸른 부분은 상대적으로 음압이 작은 부분을 나타낸다.

**Table 5** Acoustic Mode

Acoustic Mode (Eigen Frequency)	
	
40.56 Hz	47.35 Hz



음향모드에서 음압이 가장 크게 나타나는 부분은 일반적으로 실의 모서리부분과 실의 표면인 바닥, 벽 그리고 천장부분이다. 저주파 대역에서는 일반적으로 실의 중앙부에서는 음압의 크기가 상대적으로 작고 넓게 분포되고 있다.

(3) 실내 음장과 음향모드의 관계  
(Acoustic pressure field and Acoustic mode)

바닥 충격음에서 실내음장(Interior acoustic Pressure Field)과 가장 밀접한 관련이 있는 것은 진동하는 표면의 표면속도와 음향모드이다. 이러한 상관성을 확인하기 위해 중앙 가진시 속도크기가 가장 큰 51Hz 와 음향모드가 존재하는 56.7Hz 의 속도 분포와 음향모드 그리고 실내음장을 Table 6 에 비교하였다.

FEM 을 이용한 소음해석은 일반적으로 모드중첩법(Modal superposition method)을 이용한다. 51Hz 의 경우 음향모드가 존재하지 않으므로 진동하는 구조물의 표면속도 경계조건을 가지고 모드중첩법을 이용하여 해를 구하게 된다. 51Hz 에서는 벽체에 비해 바닥 진동이 크기 때문에 해석된 음압분포가 상하부에서 음압이 크게 형성되는 음향모드인 56.9Hz 의 모드 성분이 크게 작용되었다고 본다. 반면 56.9Hz 의 경우 음향모드가 존재한다. 모드형상을 보면 음압분포가 최대가 되는 부분에 슬래브에 의한 진동속도가 최대가 되는 부분이 위치해 있다. 이러한 경우는 56.9Hz 에서 음향모드의 모드참여계수(Modal participation factor)가 크기 때문에 음압분포가 음향모드와 거의 유사한 형태로 나타난다.

Table 6 Surface normal velocity, Acoustic modes and acoustic Pressure field

	51 Hz	56.9 Hz
Normal velocity		
Acoustic Mode		
Pressure Field		

음향모드에 의한 영향을 알아보기 위해 벽체 진동을 제외한 슬래브만의 진동에 의한 소음환경계요소법(BEM)을 통해 해석하였다. BEM 은 주로 진동하는 물체의 방사소음해석에 사용되는 방법이다. 다음 그림은 음향모드를 고려하기 위해 실에 진동하지 않는 벽을 설치하고 소음해석(FEM)한 결과와 음향모드를 고려하지 않기 위해 벽체를 제거하고 소음해석(BEM)한 결과를 비교한 것이다.

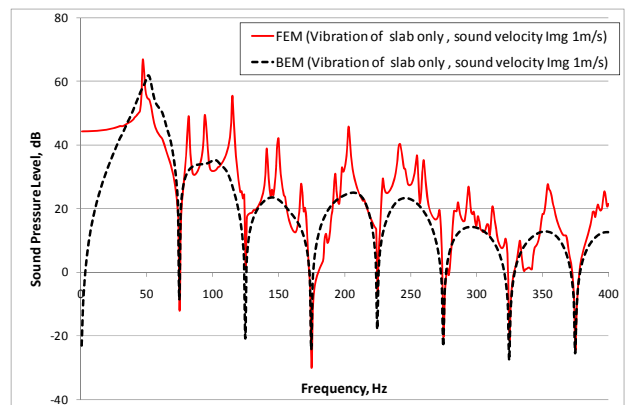


Fig.7 SPLs with/without considering acoustic modes

슬래브에서 방사되는 소음이 Acoustic mode 에 의해 증폭되거나 감소 됨을 볼 수 있다.

음향모드에 의한 음압이 음향 감쇠와 어떠한 관련이 있는지 살펴보기 위해 같은 조건에서 음속

의 허수부를 2 배 크게 하여 2m/s 를 사용하여 해석을 해보았다. Fig.8 을 통해 공기중의 댐핑에 의해 음압이 감소됨을 볼 수 있다.

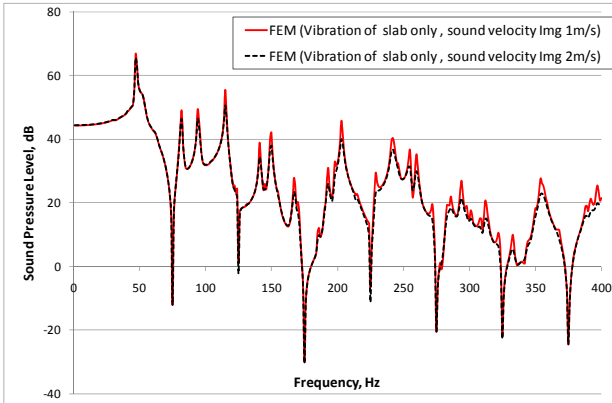


Fig.8 Decrease SPLs cause the Acoustic damping

현재 해석대상 구조물은 내력벽식 구조로 중량충격에 가장 취약한 구조물이다. 벽체진동에 의해 방사되는 소음이 존재하기 때문인데 이에 대한 영향을 검토하기 진동하지 않는 벽체에 대해 소음해석한 결과인 Fig.8 에 나타난 해석결과와 진동하는 벽체를 고려한 소음해석 결과를 Fig.9 에 비교하였다.

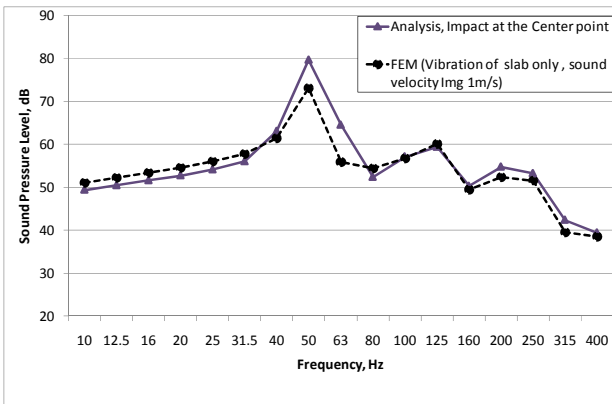


Fig.9 SPLs with/without vibrating wall

전반적으로 벽체 진동에 의한 소음에 의해 소음이 50Hz 와 63Hz 에서 각각 7.59dB, 8.69dB 차이가 나으며 단일평가지수로는 51dB 과 54dB 지수를 나타내었다.

벽식구조 시스템을 사용하지 않고 벽체를 칸막이 벽으로 만드는 구조시스템인 라멘구조나 무량판 구조시스템을 사용한다면 벽체진동에 의한 소음을 훨씬 줄여줄 수 있다. 또한 내력벽이 제거되면서 슬래브 고유진동수를 낮추어 최대 음압분포대역이 저주파대역으로 이동하면서 63Hz 대역의 소음을 저감시킬 수 있을 것이다.

#### (4) 해석결과와 실험결과 비교

다음 Fig.10 은 중앙가진과 코너가진에 대한 해석결과와 실험결과를 비교한 그래프이다. 가로축은 1/3 Octave band 이며 세로축은 음압레벨이다.

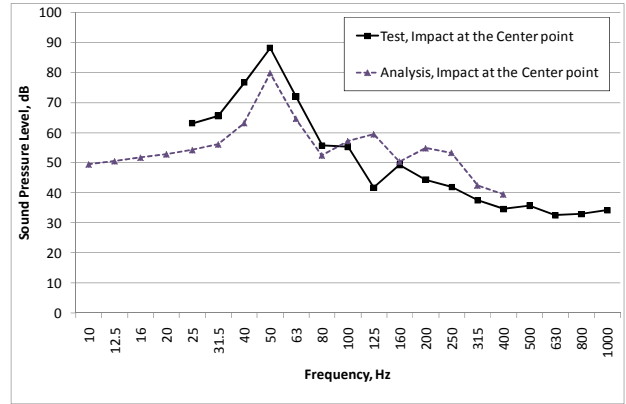


Fig.10 SPLs of the analysis result and the experiment result (Impact at the center point)

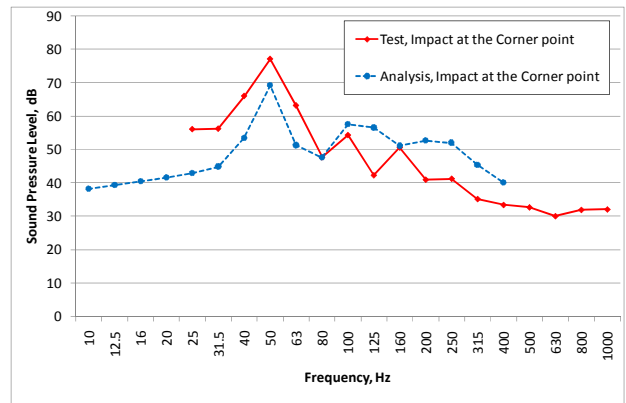
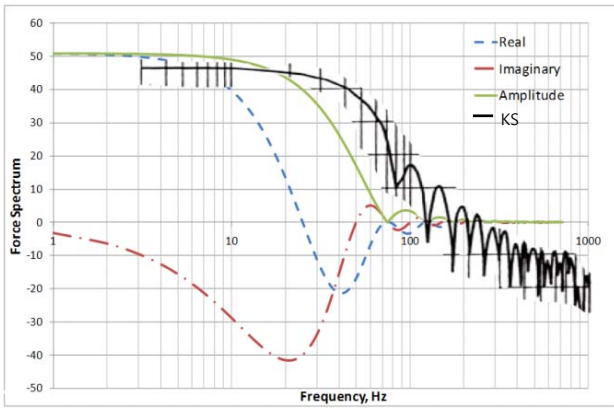


Fig.11 SPL of the analysis result and the experiment result (Impact at the corner point)

해석결과를 보면 100 Hz 이하의 주파수 대역에서는 실험결과 보다 작은 음압레벨을 보이지만 100 Hz 이상에서는 실험결과보다 높은 음압레벨을 보인다. 그 이유는 하중을 Sign 함수로 가정하면서 하중스펙트럼이 실제의 하중과 다르게 나타났기 때문이다.

아래 Fig.12 는 KS 기준에 나와있는 하중 스펙트럼과 해석에 적용한 하중스펙트럼을 비교한 그래프이다. 가로축은 로그스케일로 표현한 주파수로 표현되었으며 KS 기준의 그래프는 사진합성과정에서 그리드를 맞추기 위해서 부분적으로 그리드를 남겨놓았다.





**Fig.12** Comparison impulse spectrum for analysis with impulse spectrum of KS

하중스펙트럼 그래프를 보면 소음해석 결과와 비슷한 경향으로 110Hz 이하에서는 KS 기준의 하중스펙트럼이 크게 나타나고 있으며 110 Hz 이상에서는 작게 나타나고 있음을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

FEM 해석방법을 이용하여 음향모드를 고려한 중량충격음 소음해석을 해보았으며 이를 통해 음향모드가 실내 음장에 어떠한 영향을 주는지 알아 보았다.

해석에 사용된 하중이 Bang Machine 의 하중과 다르게 입력되어 해석결과가 조금은 상이하게 나왔지만 하중을 실제와 같이 수정한다면 실험된 결과와 근접한 해석 결과를 얻을 수 있을 것이다.

현재 소음해석분야는 높은 수준까지 발전되었으며 중량충격음 해석은 현재 개발된 소음해석방법을 이용하여 충분히 해석가능한 주파수 범위에 있다. 따라서 중량충격원에 대한 진동해석만 정확하게 할 수 있다면 중량충격음 소음해석은 가능할 것이다. 앞으로 슬래브 진동해석을 위해 좀 더 연구될 사항은 구조체 슬래브 상부의 마감층이 슬래브의 진동과 구조체 슬래브에 전달되는 하중에 어떠한 영향을 주는지가 최우선 과제이다. 이러한 영향을 진동해석 과정에 도입하면 보다 신뢰 높은 중량충격음 소음해석결과를 얻을 수 있을 것이다.

중량충격음 소음해석은 바닥판의 진동해석과 소음해석이라는 두 가지 분야의 내용을 다루기 때문에 학술적으로 매우 흥미로울 뿐만 아니라 현실적으로 현장에 바로 적용 가능한 분야이기 때문에 사회적인 효과가 크게 나타난다. 중량충격음 소음해석의 완성도에 따라 바닥 충격음 저감을 위한 구조시스템 개발, 바닥충격음 저감성능 평가, 주

택 리모델링시 효과적인 바닥충격음 저감 바닥구조시스템 설계 등 활용분야가 앞으로 무궁무진할 것이라는 것을 기대한다.

소음해석된 결과를 통해 실내의 음압분포를 보면 현재 중량충격음 측정 방법은 측정되는 위치에 따라 음압분포를 달리 하기 때문에 표준적인 결과를 얻기 힘들다. 음압분포가 실의 모서리 부분에서 일반적으로 최대가 되는 현상을 이용해서 음압 측정지점을 8 개의 모서리 부분을 이용해서 측정한다면 보다 표준적인 결과를 얻을 수 있을 것이라 판단된다.

#### 후 기

이 논문은 삼성물산 건설부분 기술과제(공동주택 바닥슬래브의 충격음 저감 및 경량화를 위한 구조시스템 개발)의 연구비 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

- (1) Seo, S. H. and Jeon, J. Y. 2005, "2-Dimensional Floor Impact Vibration Analysis in Bare Reinforced Concrete Slab Using Finite Element Method", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. Vol.15, No.5, pp.604-611
- (2) Han, K. M. and Par, S. S. 2007, "Study on Structural-Acoustic Characteristics of Apartment Buildings Slab Systems with it's Composites", Architectural Institute of Korea. Vol.23, No.4
- (3) Hwang, J.S., Hong, G. H. and Park, H. G., 2008 "Vibration and Noise Control of the Simply Supported Slab Using the Multi-tuned Mass Damper", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. Vol.18, No.10, pp. 1006-1013
- (4) Frank Fahy and Paolo Gardonio, second edition, Sound and Structural Vibration (Radiation, Transmission and Response), ELSEVIER
- (5) Earl G. Williams, Naval Research Laboratory, Washington, D.C., "Fourier Acoustics, Sound Radiation and Nearfield Acoustical Holography", Academic press.
- (6) LMS international, "Numerical Acoustics Theoretical manual", LMS engineering innovation.