

# 다중질량감쇠기를 이용한 슬래브의 진동 및 소음저감에 관한 연구

## Vibration and noise control of slab using the multi-tuned mass damper

황재승†·김홍진\*·강경수\*\*·홍건호\*\*\*

Hwang, Jae-Seung, Kim, Hong-Jin, Kang, Kyung-Soo and Hong, Gun-Ho

**Key Words** : MTMD(다중질량감쇠기), Substructure synthesis(부분구조합성법), acoustic power(음파위), vibration and noise control(진동소음저감), Slab(바닥판)

### ABSTRACT

In this study, it is outlined that heavy weight floor impact noise induced by the vibration of slab can be reduced by multi tuned mass damper(MTMD) effectively. Substructure synthesis is utilized to develop analytical model of slab coupled with MTMD and acoustic power is introduced to evaluate the performance of noise control for simplicity. Numerical analysis is carried out to investigate the effect of the properties of MTMD on the vibration and noise control. Numerical analysis shows that mass ratio of MTMD is critical on the vibration and noise control of the slab and it is essential to reduce the vibration in higher modes of slab because it has a great effect on the radiation of sound.

## 1. 서론

바람, 지진에 의한 저주파 영역의 구조물 동적해석에 익숙한 구조공학자에게 30Hz 이상 가청영역의 진동 및 그에 의해 발생하는 고체전달음(Structural-Borne Sound 구조기인소음)은 고려대상에서 벗어난 음향분야로 간주되었다. 건축물의 진동에 관한 거주성능평가에서도 바닥판의 수직 진동의 진동수 적용범위를 3Hz-30Hz로 제한하는데, 30Hz를 초과하는 진동수범위는 고체음 영역과의 경계 영역이며, 평가에서 고체전달음의 영향을 함께 고려할 필요가 있기 때문이라고 기술하고 있다. <sup>(1)</sup>

30Hz 이상 가청영역에서의 진동은 소음을 배출하는 현상이 수반되며, 국내에서 사회적 이슈인 상하 세대간 바닥충격음은 이러한 진동에서 유발되는 대표적인 구조기인소음의 예라고 할 수 있다. 바닥충격음은 경량충격음과 중량충격음으로 구분하며 공동주택 바닥충격음 차단성능의 등급기준이 제정되어 사업승인단계에서 적용하게 되었다. <sup>(2)</sup>

상대적으로 고주파 영역의 진동에서 기인하는 경량충격음은 성능이 우수한 층간 완충재의 사용으로 많은 개선이 이루어진 반면, 50-150Hz의 고체음 경계영역의 진동에서 비롯된 중량충격음은 주로 바닥판 진동이 주된 원인으로, 구조기인소음이 배출될 때 음장의 형성은 구조체(슬래브)의 진동특성의 영향이 매우 큰 것으로 보고되고 있어 <sup>(3)</sup> 이에 대한 진동저감 없이는 소음저감이 이루어지기 어렵다.

바닥판의 음향특성을 알기 위해서 바닥판의 진동을 해석하는 것은 필수적이다. 그러므로 정확한 음장 예측 및 소음저감성능을 예측하기 위해서는 진동하는 바닥판의 표면의 진동분포를 알아야 하며, 진동의 크기 및 분포에 영향을 미치는 인자를 추출, 제어함으로써 구조기인소음의 저감을 기대할 수 있다.

본 연구에서는 바닥판의 진동을 저감시키기 위하여 사용된 다중동조질량감쇠기가 중량충격음을 저감시키는 메커니즘을 고찰하고 제진장치에 의한 소음저감효과를 수치해석을 통하여 분석하고자 한다.

## 2. 슬래브와 제진장치 해석모델

### 2.1 진동해석모형

기존 연구를 보면, 슬래브의 강성증가 없이 질량과 감쇠가 증가하면 소음저감효과가 커지는 것으로 나타났다. <sup>(4)</sup>

† 교신저자; 전남대학교 건축학부 교수  
E-mail : jshwang@jnu.ac.kr  
Tel : (062) 530-1641, Fax : (062) 530-1639

\* 경북대학교 건축토목공학부 교수

\*\* 동명대학교 건축공학과 교수

\*\*\* 호서대학교 건축공학과 교수

질량이 증가하게 되면, 충격에 대한 저항력이 커져 진동이 줄어드는 효과와 고유진동수가 왼쪽으로 이동하기 때문에 가청영역에서 벗어날 수 있는 개연성이 크기 때문인 것으로 사료되며, 감쇠가 증가하는 경우는 에너지 흡수능력에 의해 진동이 줄어들기 때문인 것으로 판단된다. 슬래브의 두께를 크게 하는 것보다 그 두께에 해당하는 만큼의 질량을 바닥판에 분산 배치하는 방법과 바닥판의 등가감쇠비를 증가시키는 방법을 병용하면 소음저감효과를 더욱 크게 기대할 수 있다. 다중질량감쇠기는 이러한 이중의 소음저감효과를 슬래브에 구현할 수 있는 방법 중의 하나이다.

제진장치에 의한 바닥판의 진동저감효과를 고찰하기 위하여 그림 1과 같이 제진장치가 설치된 바닥판을 고려한다. 제진장치로써는 질량형 타입의 수동형 다중동조질량감쇠기(MTMD)를 사용한다. MTMD는 단일 TMD와 같은 진동저감효과를 가지지만 동조가 정확히 안 된 경우에도 저감효과를 가지는 제진장치로 개발된 것이다.<sup>(5)</sup> 본 연구에서는 소형으로 제작하여 바닥판의 작은 공간에도 효과적으로 설치할 수 있기 때문에 도입한 것이다. 제진장치는 바닥판의 상하부에 설치가 가능하나 시공의 편의성을 고려하여 맨바닥 위에 설치하는 것으로 가정하며 온돌배관 등 바닥 마감재에 대한 영향을 최소화하도록 설치한다.

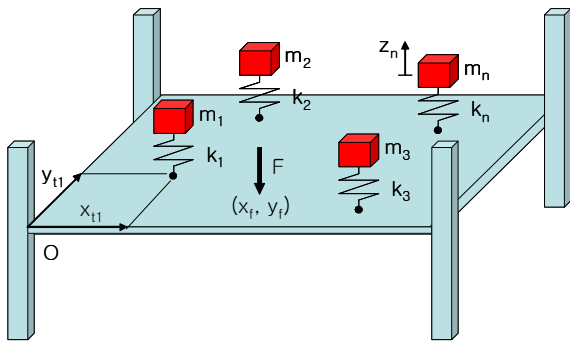


그림 1. MTMD 가 설치된 바닥판 및 충격하중

다음은 그림 1과 같이 n개의 MTMD가 설치된 바닥판이 충격하중 F를 받을 때의 운동방정식이다.

$$D\nabla^4 w + \overline{m} \frac{\partial^2 w}{dt^2} + \sum_{i=1}^n k_i \delta(x-x_{ti}) \delta(y-y_{ti}) (w(x_{ti}, y_{ti}, t) - z_i) = F \delta(x-x_f) \delta(y-y_f) \quad (1)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 + k_1 (z_1 - w(x_{t1}, y_{t1}, t)) = 0 \quad (2)$$

⋮

$$m_n \ddot{z}_n + k_n (z_n - w(x_{tn}, y_{tn}, t)) = 0 \quad (3)$$

여기서  $\overline{m}$ 는 바닥판의 단위면적당 질량,  $w$ 는 바닥판의 수직변위,  $(x_{ti}, y_{ti})$ 는 i번째 TMD가 설치된 지점의 기준점 O로부터의 좌표값,  $(x_f, y_f)$ 는 크기 F를 가지는 충격하중의 위치를 나타내는 좌표값,  $m_i, k_i, z_i$ 는 각각 i번째 TMD의 질량, 강성, 수직변위,  $\delta(\cdot)$ 는 Dirac 델타함수를 나타내며,  $D, \nabla^4$ 은 다음과 같이 나타내어진다. (Moheimani, 2003)

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad E = \text{Young 계수},$$

$$h = \text{판두께}, \quad \nu = \text{포아송비}$$

$$\nabla^4 = \frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4}{\partial y^4}$$

MTMD가 설치된 바닥판의 처짐을 다음과 같이 x, y 축에 대한 모드형상 X(x), Y(y)와 모드공간의 일반화좌표  $\theta(t)$ 로 나타낼 수 있다.

$$w(x, y, t) = \sum_{j=1}^p X_j(x) Y_j(y) \theta_j(t) \quad (4)$$

식(4)를 식(1)-(3)에 각각 대입하고 모드좌표계로 전환하여 정리하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_j \ddot{\theta}_j + \lambda_j^2 M_j \theta_j + \sum_{i=1}^n k_i \cdot X_j(x_{ti}) Y_j(y_{ti}) (w_i - z_i) = F X_j(x_f) Y_j(y_f) \quad (5)$$

$$m_i \ddot{z}_i + k_i (z_i - w_i) = 0 \quad (6)$$

여기서  $M_j, \lambda_j$ 는 각각 j번째 모드의 질량, 고유각속도를 나타내며,  $w_i = w(x_{ti}, y_{ti}, t)$ 로써 i번째 TMD가 설치된 지점에서의 바닥판의 진동변위를 간단히 나타낸 것이다. 또한 첨자 j는 모드를 나타내는 것이며 첨자 i는 TMD의 순번을 나타낸다. 식(5)는 모드형상을 간단한 기호로 나타내면 식(7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_j \ddot{\theta}_j + \lambda_j^2 M_j \theta_j + \sum_{i=1}^n k_i \Phi_{ij} (w_i - z_i) = F \Phi_{fj} \quad (7)$$

$\Phi_{ij} = X_j(x_{ti}) Y_j(y_{ti})$  : TMD가 설치된 i 지점에서의 j 차 모드의 모드 형상값

$\Phi_{fj} = X_j(x_f) Y_j(y_f)$  : 충격하중이 작용하는 f지점에서의 j 차 모드의 모드 형상값

식(5)은 각각의 모드가 n개의 TMD에 의해 영향을 받는 것을 의미하며 식 (6)은 각각의 TMD가 바닥판의 설치된 위치에 따라 바닥판의 변위와 상호 연계되어 있는 것을 의미하고 있다.

## 2.2 소음해석모형

바닥판의 진동에 의해서 배출된 소음의 임의의 지점(r)에서의 음압(P)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.<sup>(6)</sup>

$$P(r) = -\frac{ik\rho c}{4\pi} \int_s G(r|r_s) V(r_s) ds(r_s) \quad (8)$$

여기서 i는 단위 복소수, r은 음장을 알고자하는 공간 내 임의의 점을 나타내는 변위벡터, k, ρ, c는 각각 wavenumber, 공기밀도, 음속을 나타내며 r<sub>s</sub>는 바닥판 내 임의의 점을 나타내는 변위벡터, G(r|r<sub>s</sub>)는 바닥판내의 진동이 임의공간지점 r의 음압에 미치는 영향을 나타내는 Green 함수, V는 바닥판의 진동속도(속도장)를 나타낸다. 음의 파워(acoustic power)는 음 압력과 그 지점의 속도의 곱으로 나타내며 음이 투과되는 공간내 임의의 평면(S)에서의 값은 다음과 같다.

$$\Pi_{av} = \frac{1}{2} \int_s P(r) \cdot V(r) ds(r) \quad (9)$$

식(8)을 식(9)에 대입하고 정리하면 음의 파워는 다음과 같다.

$$\Pi_{av} = -\frac{i\omega\rho}{8\pi} \int_s \int_{s_0} V^*(r) G(r|r_s) V(r_s) ds(r) ds(r_s) \quad (10)$$

여기서 함수 G(r|r<sub>s</sub>)를 Rayleigh 적분값을 사용하고, 바닥판내의 속도장 V(r<sub>s</sub>)와 임의의 공간내 가상으로 결정된 평면의 속도장 V(r)가 서로 같다고 가정한다. 이때 속도장은 식(4)를 미분하여 구한다. 속도장을 구하기 위하여 필요한 모드공간에서의 일반화 좌표값인 θ<sub>i</sub>(t)은 식(7)의 운동방정식을 해석하여 구한다.

## 3. 수치해석에 의한 진동소음저감

본 절에서는 다중질량감쇠기가 슬래브의 중량충격음 차단성능에 미치는 영향을 분석하기 위하여, 단순 사각 평면을 가지는 이방향슬래브를 유한요소법으로 모델링하고 중

량충격음 배출의 주 원인인 슬래브의 진동(가속도)과 소음의 파워를 수치적으로 해석하였다. 슬래브의 경계조건은 4변 단순지지이며 온돌층 등 마감구조는 고려하지 않았다. 슬래브는 shell 요소로 모델링 하였으며, 충격하중의 위치에 따라 해석조건을 5가지(P1, P2, P3, P4, P5)로 나누었으며 슬래브의 진동전달특성을 평가하기 위하여 4곳의 계측위치를 설정하였으며.(R1, R2, R3, R4) (그림 2 참조) 해석 시 콘크리트의 강도(f<sub>ck</sub>)는 21MPa, 탄성계수(E<sub>c</sub>)는 21.58GPa, 포아송수(1/μ)는 0.167 및 감쇠비 3%를 적용하였다. 슬래브의 크기는 가로 4500mm, 세로 5100mm, 두께 180mm로 가정하였으며, shell 요소의 크기는 300mm x 300mm로 분할하여 해석하였다. 슬래브에 작용하는 충격하중은 표준중량충격원에 의한 방법을 적용하여 그림 3과 같이 사인함수의 반파형태로 20msec동안에 4kN의 하중을 슬래브에 적용하였다.

MTMD의 고유진동수는 63Hz, 감쇠비는 10%로 설정하였으며 슬래브에 설치된 개수는 총 20개로 설치위치가 그림 2에 나타나 있다. 슬래브의 총질량은 약 10ton이며 슬래브 질량에 대한 MTMD의 질량비는 10%, 20% 두가지를 설정하여 MTMD의 질량비에 따른 진동 및 소음저감효과를 수치해석을 통하여 평가 하였다. 또한 MTMD와 동일한 질량을 가지는 부가질량체를 동일 위치에 설치했을 때 저감효과도 병행하여 비교 분석하였다.

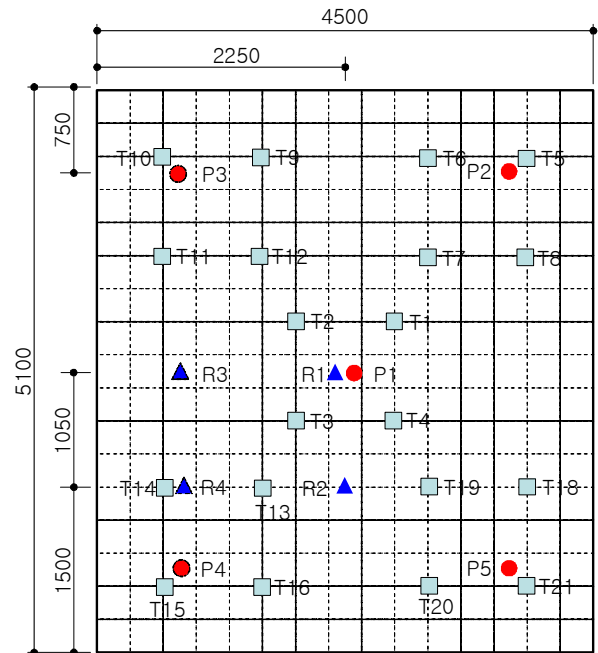


그림 2. 이방향슬래브의 해석모델

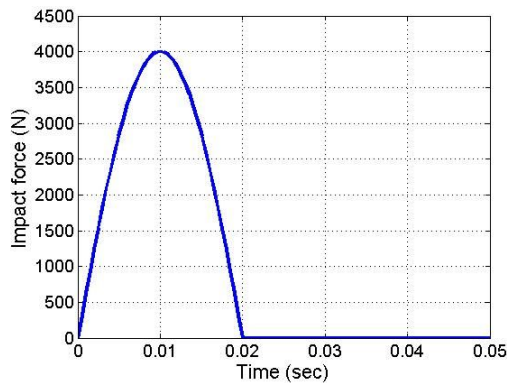


그림 3. 충격하중의 형상

표 1. MTMD 설치 전후 고유치 해석 결과 (질량비 20%)

Mode	이방향슬래브 고유진동수(Hz)	질량부가 고유진동수(Hz)	MTMD 고유진동수(Hz)
1st	21.7050	18.6144	18.3891
2nd	50.6280	43.6921	40.2447
3rd	57.4390	48.7034	43.4315
4th	85.3110	70.4128	101.0131
5th	98.4030	89.1570	103.9407
6th	116.1620	105.4990	121.7017
7th	131.5610	118.9646	135.6693
8th	142.5650	127.1290	146.9087
9th	164.1040	144.5367	168.2328
10th	186.3960	168.4551	187.9558

### 3.1 진동 저감효과

MTMD 설치 전후의 고유치 해석결과, 슬래브의 고유진동수는 표 1과 같다. 바닥판의 질량에 대한 MTMD 총 질량합의 비율이 20%인 경우를 나타내는 것으로써 MTMD와 연성거동을 하는 슬래브는 설치전의 슬래브보다 MTMD의 고유진동수 63Hz 이하에서는 고유진동수가 작고 그 이상의 경우는 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 이것은 MTMD가 가지는 동조효과에 의하여 MTMD의 고유진동수를 기준으로 달라지기 때문이다. 순수한 질량체만을 슬래브에 설치한 경우는 부가 질량효과에 의하여 고유진동수가 전체적으로 작아지는 것을 알 수 있다.

충격하중의 작용에 의하여 발생하는 가속도를 수치해석을 이용하여 구하였다. 시간이력 해석의 Time step은 바닥판의 수직진동에 참여하는 모드별 특성이 모두 반영되도록

충분히 작게 하는 것이 좋으나, 해석의 효율성과 증량충격음이 주로 발생하는 200Hz 내의 고유주기의 1/10에 해당하는 0.0005초로 해석시간 간격을 정하였다. 충격하중을 가했을 때 가속도저감효과를 진동수영역에서 표현한 것이 그림 4와 5에 나타나 있다. 그림 4는 슬래브의 중앙점 P1에 충격하중을 가했을 때 중앙점 R1의 가속도를 제진방법에 따라 저감효과를 비교한 것이며 그림 5는 P2를 가졌을 때 R4에서의 가속도를 비교한 것이다. 그림 4에서와 같이 중앙점을 가진 한 경우는 1차 모드의 진동이 지배적으로 나타나는 것을 알 수 있으며, 질량체 만을 설치했을 때(Added 10%, 20%) 보다는 MTMD를 설치한 경우가 제어효과가 더 좋고 질량비가 클 수록 그 효과가 증가하는 것을 알 수 있다. 100Hz 부근의 고차 모드 또한 유사한 저감효과를 나타내고 있다. 그림 5는 슬래브의 우상(右上) 부근(P2)을 가렸을 때 좌하(左下) 지점(R4)에서의 가속도를 비교한 것으로 전체적인 진동의 크기는 그림 4와 비교하여 작은 값을 보이지만 1차 모드와 2차 모드의 진동크기가 대등한 것을 알 수 있다. 1차 모드의 진동저감효과는 미미하게 나타나고 있으며 2차 모드, 3차 모드 등 고차모드에서 진동저감량이 크게 나타나고 있다. 그림 4와 같이 질량체를 설치할 때보다 MTMD를 사용한 경우 진동저감효과가 더욱 크게 나타나고 MTMD의 질량비가 클수록 그 저감량 또한 더 크게 나타나고 있는 것을 알 수 있다. 질량체 또는 MTMD를 설치했을 경우 슬래브 진동에 지배적인 영향을 미치는 1차 모드에 대해 저감효과가 거의 없는 것으로 나타난 반면, 고차모드의 진동저감은 상대적으로 크게 나타나고 있는 것을 알 수 있고 이러한 진동저감 경향이 구조진동으로부터 배출되는 소음저감에 영향을 미칠 것으로 사료된다.

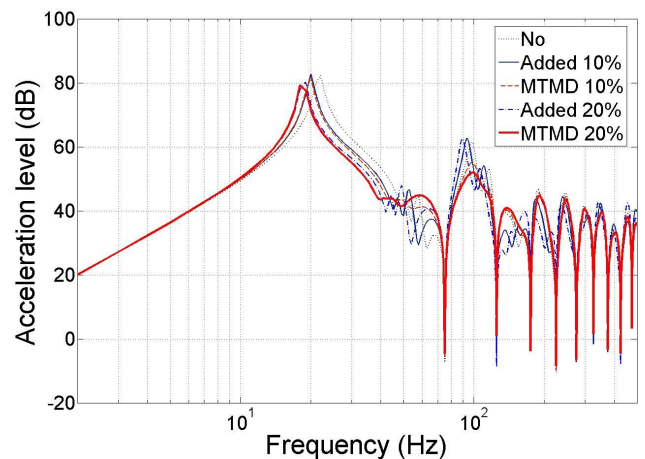


그림 4. P1 타격했을 때 R1에서의 가속도 응답 비교

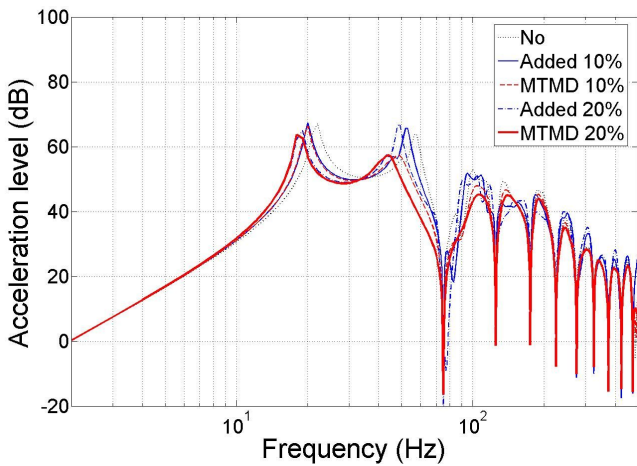


그림 5. P2 타격했을 때 R4에서의 가속도 응답 비교

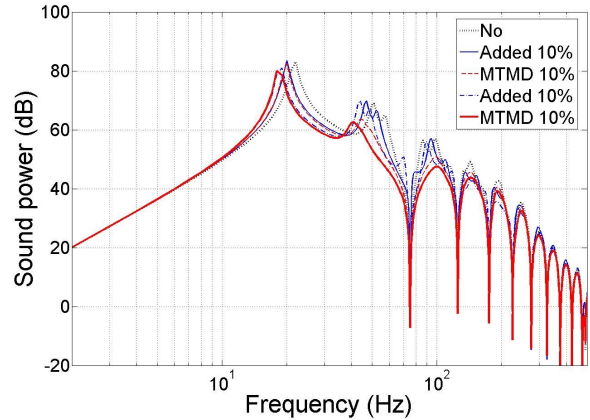


그림 6. MTMD에 의한 슬래브의 소음파워비교

### 3.2 소음 저감효과

진동에 의해 발생하는 소음의 크기는 소음파워(sound power)로 나타내었다. 소음파워는 바닥판 표면 전체의 속도에 의해 결정되므로, 가진 지점에 대해 하나의 값으로 나타난다. 충격하중의 위치에 따라 소음파워의 크기가 달라지므로 평균값을 구하여 배출 소음을 평가하였다.

본 연구에서 제안된 MTMD에 의해 바닥판의 소음파워를 진동수 영역에서 나타낸 것이 그림 6에 나타나 있다. 앞서 언급한 바와 같이 충격원의 위치 5 지점에 해당하는 소음파워 값을 평균하여 구한 것이다. 그림 6에서 MTMD에 의한 소음 저감효과를 보면 질량비가 20%일 때 모든 주파수영역에서 소음이 저감되고 있다. 질량비 10%의 MTMD 또한 40Hz -100Hz 사이의 진동수 영역에서 소음저감이 이루어지고 있는 것을 알 수 있다. 이에 비하여 부가 질량체의 경우 질량비가 큰 경우 소음저감효과가 있으나 그 효과는 크지 않은 것으로 나타나고 있다. 이러한 경향은 그림 4, 5에서와 같이 가속도의 저감효과와도 유사한 것을 알 수 있다.

이와 같은 해석의 결과를 종합할 때, 슬래브상부에 질량만을 배치했을 때의 소음저감효과는 MTMD에 비해 작은 것을 알 수 있으며, 고차모드의 진동을 저감하는 것이 소음저감효과에 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

### 4. 결 론

본 연구에서는 바닥판의 진동을 저감시키는 제진장치가 진동에 의해서 유발되는 소음을 저감하는 메커니즘을 분석하고 수치해석을 통하여 소음저감효과를 고찰하였다. 진동 제어장치로 사용된 다중질량감쇠기와 바닥판의 상호 연관된 운동방정식을 부분 구조합성법을 이용하여 유도하였으며, 바닥판의 속도장이 음의 파워에 영향을 미치는 과정을 보여 진동저감이 소음저감으로 나타나는 과정을 보였다.

수치해석결과 진동저감효과에 의하여 소음저감효과가 나타나는 것을 알 수 있었으며 고차모드의 진동을 저감시키는 것이 보다 효과적으로 소음저감에 유리하게 나타남을 알 수 있다.

### 후 기

본 연구는 2007년 정부(교육인적자원부)의 재원으로 한국과학기술진흥재단의 지원을 받아 수행된 연구임(지방연구중심대학육성사업/바이오하우징연구사업단) 또한 건설교통부 건설기술혁신사업의 연구비지원(05 건설핵심 D 02)에 의해 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

### 참 고 문 헌

- (1) 일본건축학회, 건축물 진동에 관한거주 성능 평가 지침동해설, 2004
- (2) 건설교통부, 공동주택 바닥충격음 차단구조인정 및 관리기준, 2005.6
- (3) 전진용, 이병권, 바닥충격에 의한 공동주택의 바닥,

벽, 천장의 진동 및 소음방사특성연구, 대한건축학회 논문  
집 계획계 18권 6호 (통권 164), pp. 191-197, 2002년  
6월

(4) 황재승, 김홍진, 김도훈(2006), 바닥판의 구조기인  
소음 및 저감방안, 한국강구조학회지, 18권1호, pp.56-62

(5) Jangid R.S. (1995) Dynamic characteristics of  
structures with multiple tuned mass dampers.  
Structural Engineering and Mechanics ; 3 : pp 497-  
509

(6) C.-C. Sung and J.T.Jan (1997), The response  
of and sound power radiated by a clamped  
rectangular plate, Journal of sound and vibration,  
207(3), 301-317.