

보조재를 갖는 영화관 의자용 발포스펀지 시트의 진동전달 특성

Vibration transfer characteristic of foaming sponge seat with the auxiliary member for movie theater chair

김성환*** · 강화중** · 문덕홍*†

Sung-Hwan Kim***, Hwa-Joong Kang** and Deok-Hong Moon*†

(접수일 : 2013년 09월 13일, 수정일 : 2013년 11월 20일, 채택확정 : 2013년 11월 20일)

Abstract: This paper describes the suggestion of the special seat with the auxiliary plastic member for movie theater chair. In the previous paper, we have reported on the development of foaming sponge seat with the auxiliary spring member. And we have confirmed that it was more effective on vibration transfer than the chair seat of foaming sponge only. In this study, we have examined the major design parameters needed in the development of a foaming sponge seat in which the mesh type plastic member are inserted to improve the vibration transfer effect of a chair seat. By applying experimentation to the prototype as well as the experimental modal analysis method, we made sure that the effect of the vibration transfer could be improved through the use of a mesh type plastic member as similar as the auxiliary spring member.

Key Words : Experimental Modal Analysis, Foaming Sponge, Global Curve Fitting, General Viscous Damping, Frequency Response, Movie Theater Chair

1. 서 론

최근 영화산업은 국내·외를 막론하고 괄목할 만한 성장을 하고 있다. 그 이유는 촬영과 영상처리 기술의 비약적 발전으로 기존영상의 고화질화는 물론 생생한 3D입체영화의 제작이 가능하게 되었고, 관람의 면에서는 시각과 청각용 화면과 음향 시설의 고성능화를 비롯하여, 관람용 특수의자를 사용한 관람효과의 극대화를 꾀한 노력 등이 결실을 맺고 있기 때문이라 생각된다.

그중에서 특수의자는 영화의 음향신호를 이용하여 의자시트를 진동시키는 장치로, 기존의 시각과 청각만으로 관람하던 영화를 영화의 순간순간의 장면마다 인체의 다른 감각기능인 촉각으로도 동시에 느낄 수 있게 함으로서 관람효과를 증대시킬 수 있게 한 것이다. 이런 특수의자는 대부분 경험에 의하여 제작되어 일부의 영화관에 시험적으로 보급되어있고, 영화에 따라서는 매우 호평을 받고 있다.

이와 관련한 직접적인 연구는 저자들의 이전 연

*† 문덕홍(교신저자) : 부경대학교 기계시스템공학과
E-mail : dhmoon@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6190
**강화중 : 부경대학교 대학원
***김성환 : 블룸엔포스 한국(주)

*† Deok-Hong Moon (Corresponding author) : Department of Mechanical System Engineering, Pukyong National University
E-mail : dhmoon@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6190
**Hwa-Joong Kang : Department of Control and Mechanical Engineering, the Graduate School, Pukyong National University
***Sung-Hwan Kim : Blohm + Voss Industries KOREA

구들¹⁻³⁾을 제외하고는 국내외를 막론하고 거의 찾아볼 수 없다.

특수의자 설계의 주요부인 진동시트는 영화의 음향신호를 기본으로 하여 편집한 신호를 입력신호로 하고, 이 신호로 동작하는 진동트랜듀서가 부착되어, 의자와 인체와의 접촉부에 접촉진동을 가하는 구조로 되어있다. 이때에 인가되는 진동은 입력신호의 주파수대역에 따라서는 불쾌하거나 인체에 해롭기도 하지만, 20~130Hz 특정주파수대역의 접촉진동은 오히려 인체에 매우 이롭다는 다수의 연구결과들이 보고되고 있다⁴⁻⁶⁾. 이런 이로운 접촉진동의 이점을 특수의자의 설계에 응용하고 있다.

특수의자의 주요부인 의자시트의 주된 소재는 발포스펀지이고, 구조설계를 위한 진동의 평가에 있어 필수 필요요소인 감쇠 값이 매우 커서 비례감쇠가 아닌 일반감쇠의 성질을 갖는 특징이 있다.

이런 이유로 이전에 발표한 연구들¹⁻³⁾에서는 의자시트의 진동해석에 실험적모드해석법⁷⁻⁸⁾을 활용하여 진동특성을 평가하였으며, 진동트랜듀서의 적절한 부착위치를 제안하였다. 그리고 진동트랜듀서의 부착점 즉 가진점에 집중되는 진동진폭을 분산시키고, 원하는 위치에 양호한 진동전달을 위하여 스프링 보조재의 사용을 제안하였다³⁾.

이 논문에서는 제작 및 생산단가가 높은 이전 논문³⁾의 강재스프링 보조재대신에 제작의 간편성과 대량생산의 용이성과 충분한 경제성이 예견되는 메쉬(mesh)형 플라스틱 보조재를 부착한 의자시트의 진동특성을 해석하여, 강재스프링 보조재의 경우와 비교·검토하여 새로운 보조재를 사용한 의자시트 구조를 제안한다.

2. 이론

2.1 일반점성감쇠계

Fig. 1은 성형 사출된 플라스틱 보조재를 나타내고 있고, 메쉬의 정도는 Table 1의 m1과 같다. Fig.1의 플라스틱보조재는 의자시트 스펀지 발포시 Fig. 2와 같은 형태로 삽입하여 발포한다.

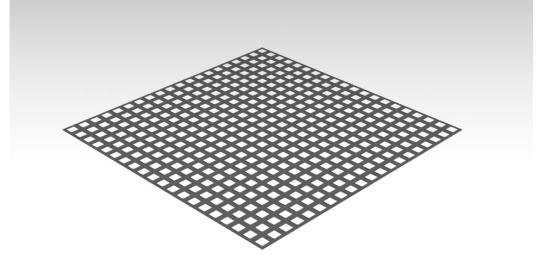


Fig. 1 The auxiliary plastic member

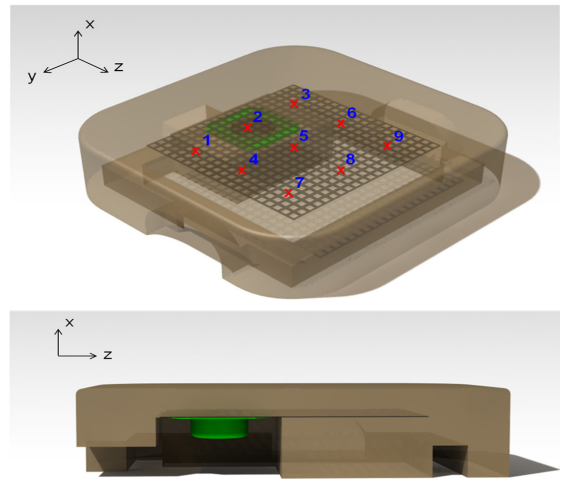


Fig. 2 The schematic diagram of foaming sponge seat with the auxiliary plastic member

의자시트의 상하진동 특성을 해석하기 위하여 시트는 Fig. 2와 같이 플라스틱 보조재를 갖는 발포스펀지 시트를 9개점에 질량이 집중하는 것으로 모델링한다. 상하 즉 x 방향만의 운동을 가정하면, 식(1)과 같이 나타 낼 수 있다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (1)$$

여기서, $[M]$ 은 질량행렬, $[C]$ 는 감쇠행렬, $[K]$ 는 강성행렬, $\{x\}$ 는 변위벡터, $\{f\}$ 는 가진력벡터이다. 그리고 플라스틱보조재가 삽입된 발포스펀지 시트는 감쇠가 크기 때문에 감쇠행렬 $[C]$ 의 감쇠요소들을 비례감쇠계로 모델링하는 것은 타당치 않아 일반 점성감쇠계로 모델링하였다.

일반 점성감쇠계의 경우 비감쇠진동의 고유모

드로 운동방정식 (1)을 비연성화 할 수 없으므로 다음 식 (2)를 이용하여 새로운 운동방정식 (3)을 도입한다.

$$[M]\{\ddot{x}\} - [M]\{\dot{x}\} = \{0\} \quad (2)$$

$$\begin{bmatrix} C & M \\ M & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ x \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & -M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \dot{x} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

식(3)에서,

$$\begin{aligned} [D] &= \begin{bmatrix} CM \\ M0 \end{bmatrix}, & [E] &= \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & -M \end{bmatrix} \\ \{q\} &= \begin{Bmatrix} x \\ \dot{x} \end{Bmatrix}, & \{p\} &= \begin{Bmatrix} f \\ 0 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (4)$$

식(4)와 같이 정의하면,

$$[D]\{\dot{q}\} + [E]\{q\} = \{p\} \quad (5)$$

식(5)의 일반고유치 문제를 풀면, 전달함수를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} h_{ij}(\omega) &= \frac{x_i}{F_j}(\omega) \\ &= \sum_{r=1}^N \left(\frac{\phi_{ri} \cdot \phi_{rj}}{d_r(j\omega - \lambda_r)} + \frac{\overline{\phi_{ri}} \cdot \overline{\phi_{rj}}}{\overline{d_r}(j\omega - \overline{\lambda_r})} \right) \end{aligned} \quad (6)$$

$$[d_r] = [\Psi]^T [D] [\Psi], \quad [\Psi] = \begin{bmatrix} [\phi] & [\overline{\phi}] \\ [\phi] [\lambda] & [\overline{\phi}] [\overline{\lambda}] \end{bmatrix},$$

$[\phi]$ 는 모드행렬, $[\lambda]$ 는 고유진동수 행렬, $\lambda_r = -\omega_{nr}\zeta_r + j\omega_{nr}\sqrt{1-\zeta_r^2}$ 여기서 ω_{nr} 는 비감쇠 고유진동수, ζ_r 은 모드감쇠비이다.

곡선맞춤의 효율성을 위하여 $A_{rij} = \frac{\phi_{ri} \cdot \phi_{rj}}{d_r}$, $\sigma_r = \omega_{nr}\zeta_r$, $\omega_{dr} = \omega_{nr}\sqrt{1-\zeta_r^2}$ 로 두고 잉여질량 (R_m)과 잉여강성(R_k)을 고려하면 식(6)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} h_{ij}(\omega) &= \sum_{r=1}^N \left(\frac{A_{rij}}{j(\omega - \omega_{dr}) + \sigma_r} + \frac{\overline{A_{rij}}}{\overline{j(\omega - \omega_{dr}) + \sigma_r}} \right) \\ &\quad - \frac{1}{\omega^2 R_m} + \frac{1}{R_k} \end{aligned} \quad (7)$$

2.2 실험모드해석에 의한 전체전달함수 산정

N 자유도의 전달함수는 $N \times N$ 의 행렬로 나타낼 수 있으며, 이 중 임의의 가진점(j)에 대한 N 개의 응답을 선택하고 식(7)의 전달함수($\{h_{1j}, h_{2j}, \dots, h_{Nj}\}^T$)에 있는 계수를 쓰면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} A_{11j} & A_{21j} & \dots & A_{j1j} & \dots & A_{Mj} \\ A_{12j} & A_{22j} & \dots & A_{j2j} & \dots & A_{M2j} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ A_{1jj} & A_{2jj} & \dots & A_{jjj} & \dots & A_{Mjj} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ A_{1Nj} & A_{2Nj} & \dots & A_{jNj} & \dots & A_{MNj} \end{bmatrix} = [A], \quad (M \leq N) \quad (8)$$

j 점을 가진하여 측정된 전달함수와 이전 연구의 곡선맞춤 프로그램¹⁾을 적용하여 ω_{dr} 과 σ_r 이 결정되면, 식(8)과 식(9)를 이용하여 모달매트릭스 $[\phi^\dagger]$ 를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} [d^\dagger] &= \text{diag} \left(\left[\frac{1}{A_{1jj}}, \frac{1}{A_{2jj}}, \dots, \frac{1}{A_{Mjj}} \right] \right) \\ [\phi^\dagger] &= [[A][d^\dagger]]^T \end{aligned} \quad (9)$$

실험의 가진점(j)을 각각 다른 점으로 변화시켰을 경우의 전달함수는 직접 실험에 의하지 않고, 실험에 의하여 이미 구한 $[\phi^\dagger]$, $[d^\dagger]$ 와 식(10)을 이용하여 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} h_{ij}(\omega) &= \sum_{r=1}^M \left(\frac{\phi_{ri}^\dagger \cdot \phi_{rj}^\dagger}{d_r^\dagger(j\omega - \lambda_r)} + \frac{\overline{\phi_{ri}^\dagger} \cdot \overline{\phi_{rj}^\dagger}}{\overline{d_r^\dagger}(j\omega - \overline{\lambda_r})} \right) \\ &\quad - \frac{1}{\omega^2 R_m} + \frac{1}{R_k} \end{aligned} \quad (10)$$

3. 실험 및 고찰

3.1 실험

Fig. 2의 상하 그림과 같이 의자시트를 시험 제작한다. 진동트랜듀서는 #2점의 뒷면에 부착하고 Fig. 3과 같이 앰프에 연결한다. 소정의 입력신호에 의하여 동작시킨다.

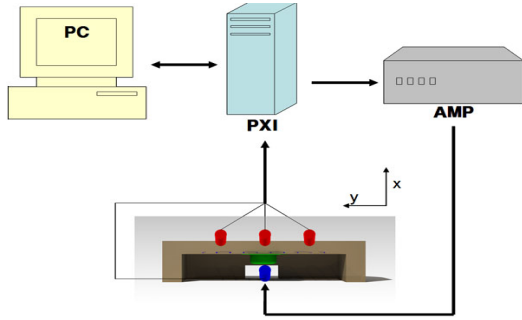


Fig. 3 The schematic of experimental apparatus

측정 시스템은 Fig. 3과 같으며, 측정센서는 A사(社)의 4507 B 004 가속도계 3개(측정용)와 B사(社)의 KS95B-100 가속도계 1개(기준용)를, 데이터 수집 장치는 C사(社)의 PXI-4472B를 사용하였다. 기준용 가속도계 1개는 진동트랜듀서에 직접 설치하고, 나머지 가속도 3개는 #1 ~ 3, #4 ~ 6, #7 ~ 9 순으로 Fig. 2의 자시트 표면의 9개점에 부착한다.

입력신호는 C사(社)의 PXI-6722, Analog out 기능을 이용해서 정현파를 만들어 입력시켰으며, 20 ~ 210Hz까지 1Hz씩 증가(sweep)시키며 정상상태(steady state)에서 응답을 측정한다.

Table 1 The properties of sponge seat samples with the auxiliary member

Type	Hardener	Mass	Auxiliary member
1n	M50	1.35kg	None
1s			Spring
m1	M47	1.25kg	Mesh 1,210 holes/m ²

이 연구에서의 비교·검토의 의자 시트는 Table 1과 같이 모두 3종의 의자 시트로, 2종은 이전 연구에서 이미 제작한 발포스펀지만의 시트(1n)와 스프링보조재를 넣은 발포스펀지 시트(1s)이고, 나머지는 이 연구에서 제안한 플라스틱 보조재를 넣어 발포한 시트(m1)이다.

진동의 가진 및 응답의 측정 실험은 Fig. 2와 같이 시험제작한 Table 1의 m1 시작품에 대하여, Fig. 2의 #2점의 진동트랜듀서에 의하여 가진시키고 가

진점을 포함한 9개점의 전달함수를 측정하였다.

다른 점을 가진 하였을 경우의 모든 점에서의 전달함수는 직접 측정하지 않아도 위의 식(9)와 식(10)을 사용하여 모두 구할 수 있다.

3.2 실험결과 및 고찰

3.2.1 보조재 삽입 시트의 진동전달 특성의 비교

Fig. 4는 Table 1의 발포스펀지만의 시트 1n에 대하여 #2점을 가진기로 가진시킬 경우, 실험값과 실험모드해석법으로 구한 주파수 전달함수 응답을 나타낸 것으로 #1 ~ #9점에서의 진폭의 분포를 비교하기 위하여 하나의 그래프에 나타내었다. 100Hz이상은 응답 진폭이 미미하여 100Hz까지만 나타내었다.

Fig. 4에서 시트의 #2점의 공진점 진폭이 현저하게 큰 이유는 이면에 진동트랜듀서가 설치된 가진점이기 때문이고, 다른 점들의 공진점 진폭은 가진점 부근에 집중되어 있는데 그 크기는 #5, #6, #1, #3, #4점..... 순으로 작아지고 있는 것을 알 수 있다. 시트의 #7, #8, #9점들의 진폭이 작은 이유는 스펀지의 감쇠효과 때문이라 생각된다.

진동 시트의 사용은 필요한 영상장면의 순간에 신체의 엉덩이와 허벅지 부근에 효과적인 접촉진동을 가하기 위한 것으로, 시트의 원하는 곳에 양호한 진동의 전달이 요구되므로 시작품시트의 공진점들을 적극 활용하게 된다. 즉, 상기의 #2점 부근에 집중된 진동의 응답 진폭을 적절한 구조 변경으로, 시트의 #7, #8, #9점까지 고루 분포하도록 분산시킬 필요가 있다.

Fig. 5는 스프링 보조재를 넣어 스펀지 발포한 시작품 시트 1s에 대하여, Fig. 4와 마찬가지로 #2점을 가진시키고, #1 ~ #9점에서의 주파수 전달 함수 응답을 나타낸 것이다.

Fig. 4에서와 달리 제1 공진점에서의 진폭이 가진점인 #2점보다 #5점의 진폭이 더 큰 것을 알 수 있다. 이는 스프링보조재의 삽입 효과로 진동의 세기가 다른 점들로 분산 전달되었기 때문이라 생각된다. 그림에서도 알 수 있듯이 23 ~ 24Hz 부근에서 응답 진폭의 크기는 거의 모든 점에서 비슷

보조재를 갖는 영화관 의자용 발포스펀지 시트의 진동전달 특성

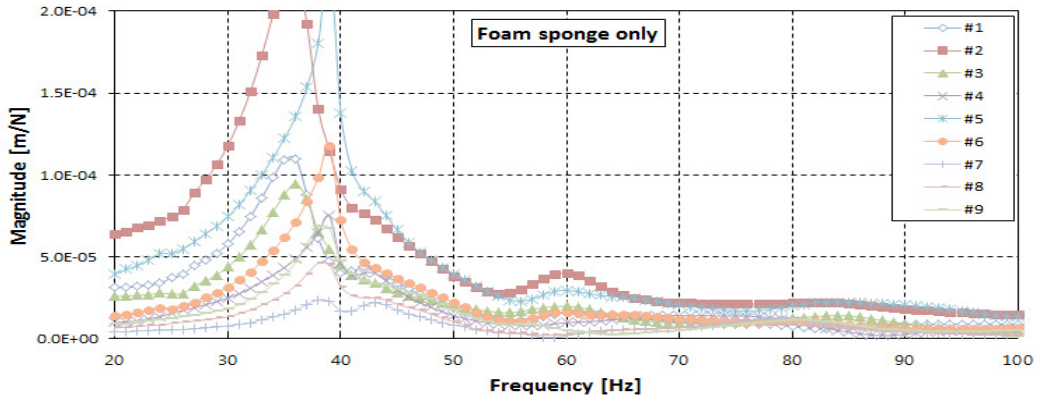


Fig. 4 Frequency responses of 9 point of foam sponge seat.

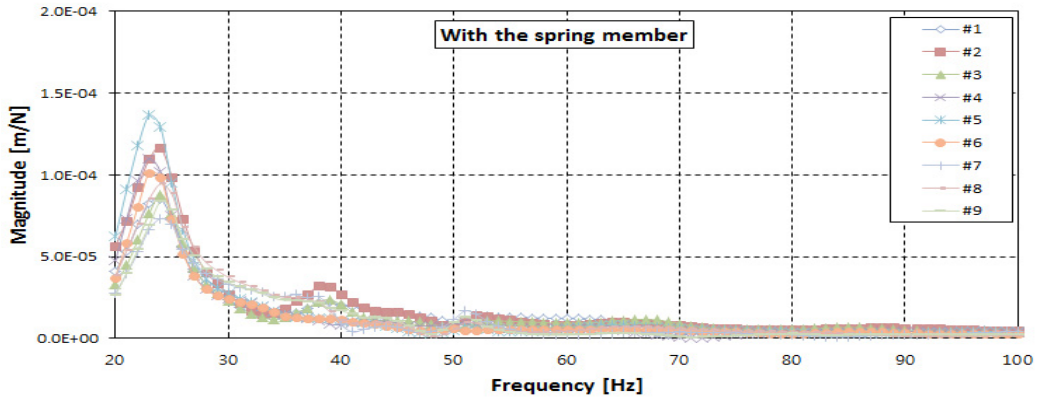


Fig. 5 Frequency responses of 9 point of sponge seat with the auxiliary spring member.

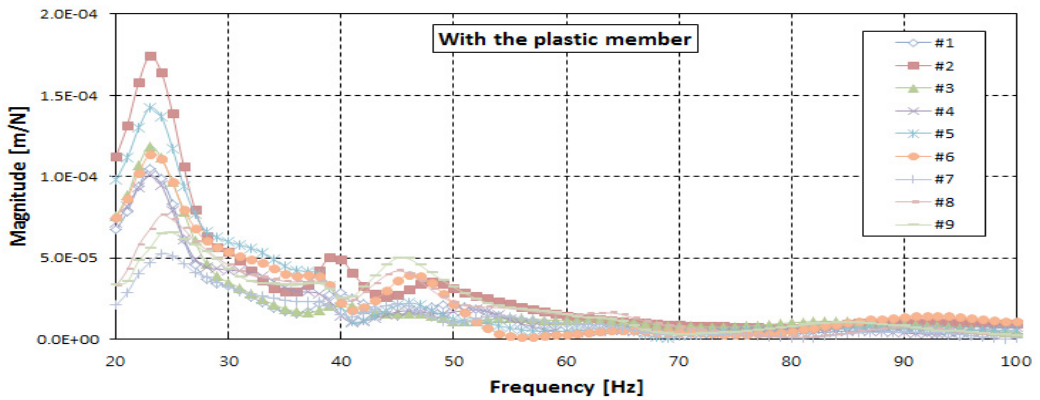


Fig. 6 Frequency responses of 9 point of sponge seat with the auxiliary plastic member.

Table 2 The ESD ratios of each points to excitation point

Type	Point #1	Point #2	Point #3	Point #4	Point #5	Point #6	Point #7	Point #8	Point #9
1n	8.19%	100.00%	27.08%	8.96%	49.24%	18.26%	3.97%	9.03%	8.04%
1s	43.25%	100.00%	86.35%	28.24%	51.66%	41.32%	45.67%	74.94%	66.27%
m1	61.12%	100.00%	71.07%	66.66%	94.45%	80.32%	39.02%	57.50%	52.27%

하여 진동이 골고루 분산 전달되고 있음을 알 수 있고, 제2, 제3의 공진점에서의 진폭들도 고르게 분산 되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6는 플라스틱 보조재를 넣어 스펀지 발포한 시작품 시트 m1에 대하여, Fig. 4와 마찬가지로 #2점을 가진시키고, #1 ~ #9점에서의 주파수 전달 함수 응답을 나타낸 것이다. 제1공진점에서 가진 점 즉 #2점의 응답이 발포스펀지만의 시트보다는 현저히 작으나 다른 점들보다는 큰 것을 알 수 있다. 그리고 응답진폭의 분산 폭이 스프링보조재 보다 다소 크기는 하나, 스프링보조재와 마찬가지로 플라스틱 보조재도 다른 모든 점으로 진동의 분산 전달을 양호하게 하고 있음을 알 수 있다. 제 2, 제3의 공진점에서는 전체적으로 응답 진폭이 더 크거나 비슷한 양상을 보이고 있다.

따라서 메쉬 수의 조절 등 보조재의 종류에 따라서는 스프링보조재 삽입시보다 진동 전달 효과가 뛰어난 의자 시트의 개발이 가능할 수 있음을 알 수 있다. 즉, 이전 연구에서의 스프링보조재의 의자 시트는 진동 분산 전달 효과가 충분히 있으나, 제작의 간편성과 제작단가면의 개선의 여지가 있는 것이 사실이다.

Table 2는 Table 1의 각 시작품의 시트 1n, 1s 및 m1에 대한 9개의 각 측정점의 진폭 응답에 의한 각 측정점의 ESD(Energy spectral density)를 구하여, #2점의 ESD로 나누어 상대적인 진동에너지의 크기를 나타내었다. 1n 즉 발포스펀지만의 시트에서는 거의 가진점에 에너지가 집중되어있는 것을알 수 있고, #5점 이외에는 거의 에너지 분산이 이루어지지 않고 있음을 알 수 있다.

이전 연구에서 보고하였듯이 강재스프링 보조재 삽입 시트 1s는 #2에서 입력된 에너지가 #7, #8, #9점까지 모든 점으로 잘 분산되고 있음을 알 수 있다. 이 연구에서 제안하는 플라스틱 보조재 삽입 시

트 m1도 스프링보조재 삽입 1s와 비슷하게 #2점의 진동트랜듀서에서 입력된 에너지가 의자 시트의 모든 점으로 잘 분산되고 있음을 알 수 있다.

이 논문에서는 제작 및 생산단가가 높은 이전 논문의 강재스프링 보조재 삽입시트 대신에 제작의 간편성과 대량생산의 충분한 경제성이 예견되는 메쉬(mesh)형 플라스틱 보조재를 삽입한 의자 시트의 진동특성을 해석하여, 강재스프링 보조재의 경우와 비교·검토한 결과, 새로운 플라스틱보조재를 삽입한 시트의 개발의 가능성을 확인하였다.

3.2.2 모드 인자

Table 3은 Table 1의 3개의 시작품 1n, 1s, m1에 대하여 9점의 측정데이터를 곡선맞춤하여 얻은 비감쇠 고유진동수와 모드 감쇠비를 나타낸다. 발포 스펀지만의 시트 1n에 비하여 1s, m1은 비감쇠고유진동수의 제일 공진점이 낮아진 것을 알 수 있다.

Table 3 The modal parameters of 3 sample which were curve fitted to 4th order

Type	Parameter	Order			
		1	2	3	4
1n	ω_n [Hz]	31.4	34.8	52.2	80.2
	ζ_n	0.10	0.12	0.10	0.15
1s	ω_n [Hz]	23.7	25.3	42.1	59.3
	ζ_n	0.09	0.08	0.06	0.25
m1	ω_n [Hz]	23.5	41.9	44.0	-
	ζ_n	0.11	0.09	0.04	-

5. 결 론

이 연구에서는 스프링보조재를 삽입한 의자 시트 대신에 제작의 간편성과 보다 나은 경제성이 예상되는 플라스틱보조재를 삽입한 의자 시트의

동특성을 검토한 결과, 진동 전달 효과 면에서 강제스프링보조재를 삽입한 경우와 비슷한 경향을 얻을 수 있음을 확인하였다. 플라스틱 보조재의 메쉬수 발포스펀지 재료의 경화 정도 등에 따라서는 보다 나은 실용 가능한 의자 시트의 설계 제안이 가능하리라 생각된다.

174-180.

9. Jimin He and Zhi-Fang Fu, 2001, "Modal analysis", Butterworth heinemann.

후 기

이 논문은 부경대학교 자율창의학술연구비(2013년 : C-D-2013-1168)에 의하여 연구되었음.

References

1. H. J. Kang, S. H. Kim, T. G. Kim and D. H. Moon, 2010, "Dynamic characteristic of vibration chair by experimental modal analysis", The 2010 autumn conference of KSPSE, pp. 276-279.
2. H. J. Kang, S. H. Kim, T. G. Kim, D. H. Moon, 2011, "Vibration transfer characteristic of foming sponge chair", The 2011 Spring conference of KSPSE, pp. 21-24.
3. D. H. Moon, 2013, "Development of vibroacoustic stimulation seat for a movie theatre chair", Journal of korean society for power system engineering Vol. 17, No. 1, pp. 42-49.
4. Skile. O, 1989, "Vibroacoustic therapy", Music therapy. 8, pp. 61-77.
5. C. D. Maranto, 1993, "Music therapy and stress management, Guilford press, pp. 407-443.
6. D. H. Moon and Y. W. Kim, 2007, "The effect of stress reduction of human body by the vibroacoustic equipment", Journal of korean society for power system engineering Vol. 11, No. 2, pp. 32-37.
7. K. Yasuda, 1993, "Modal analysis and dynamic design, CORONA PUBLISH CO. LTD, Japan, pp. 161.
8. D. J. Ewins, 1986, "Modal testing : Theory and practice", Research studies press LTD. pp.