

대형 잔향실의 방진 구조 설계 및 검증시험

Design and Verification of a Large Reverberation Chamber's Isolation System

김 영 기† · 김 홍 배* · 이 득 웅**

Youngkey K. Kim, Hong-Bae Kim and Deuk-Woong Lee

(2004년 2월 19일 접수 : 2004년 10월 12일 심사완료)

Key Words : Vibration Isolation(방진), Reverberation Chamber(잔향실), Acoustic Environment Test(음향 환경 시험), Reliability Test(신뢰성 시험), Neoprene Pad(네오프렌 패드)

ABSTRACT

A vibration isolation system for a large reverberation chamber (1,228 m³ and 1,000 ton) has been installed and verified. The reverberation chamber generates loud noise and induces high level of vibration while performing spacecraft acoustic reliability tests. The isolation system prevents vibration transfer from the chamber to the enclosure buildings. This paper describes design process and commissioning experiments of the system. Design criteria have been derived from rigid body model of the chamber. The stiffness of neoprene pads has been selected by employing finite element analysis of the reverberant chamber and isolation system. A total of 21 neoprene pads have been installed between the chamber and supporting pedestals. A sand bag of 800 kg was dropped on the chamber floor to measure the natural frequency of the isolation system. While 136.9 dB noise is generated in the chamber, absolute transmissibility of the isolation system has been measured. The measured natural frequency of the chamber is 10.2 Hz, which is 80 % of the predicted value. Overall transmissibility at working frequency range (25~10,000 Hz) is less than -12.4 dB.

1. 서 론

위성체 및 발사체의 개발과정에는 위성의 발사환경을 모사하기 위한 대형 잔향실(Fig. 1)이 사용된다.^(1, 2) 대형 잔향실 내부에서는 발사체의 발사소음과 유사한 150 dB에 달하는 높은 파워의 음압이 재생되며 잔향실 자체에 높은 수준의 진동을 유발한다. 잔향실 하부에 존재하는 방진시스템은 높은 수준의 잔향실 진동이 외부로 전달되는 것을 방지한다.

대형 잔향실은 Fig. 1과 같이 여러 개의 기둥으로

지지되어 있으며, 시험동 내부에는 위성 조립실, 측정실 및 제어실 등 낮은 지반 진동수준을 요구하는 시설들이 존재한다. 따라서 대형 잔향실의 방진시스템은 기존의 200 m³급 잔향실의 방진 설계와 시공법으로는 설치하기 힘들며, 적합한 방진시스템의 설계와 시공의 개발이 필요하다.

발사환경 모사를 위한 대형 잔향실(1,228 m³)의 방진시스템은 일반적인 음향 파워 측정 및 흡음계수 측정을 위한 잔향실과 비교해 몇 가지 특징을 갖는다. 첫째, 일반적인 잔향실⁽³⁾에 비해 잔향실의 중량이 크다. 100 Hz의 임계 주파수를 갖는 잔향실의 크기를 200 m³로 가정할 때, 위성체 시험을 위한 잔향실은 내부 체적이 약 6배, 표면적이 3.2배에 달한다. 벽면의 두께도 약 2.5배 이상이므로 중량은 최소 8배에 해당한다. 둘째, 잔향실 내부에서 발생하는 진동의 외부 전달 방지를 위해 방진시스템이 설계된다. 일반 잔

† 책임저자 : 정희원, 한국항공우주연구원
E-mail : youngkey@kari.re.kr
Tel : 042) 860-2186, Fax : 042) 860-2234
* 정희원, 한국항공우주연구원
** 정희원, (주)디비엔지니어링

향실의 방진시스템이 외부의 진동을 차단하여 암소음을 차단하는 것과는 대조적이다. 셋째, 사용 주파수 범위 및 방진 특성이 일반 잔향실과 다르다. 대형잔향실에서 재생되는 소음은 22.4 Hz에서 11,200 Hz이다.⁽²⁾ 일반적으로 임계 주파수는 31.5 Hz 이하이다.

따라서 이 연구에서는 대형 잔향실의 방진 설계를 위한 체계적인 기준 및 절차를 제시하기 위한 수치 시뮬레이션과 검증시험을 실시한다. 일반적인 방진시스템의 설계에 대한 내용은 잘 알려져 있다. Crede와 Ruzicka는 방진의 기본 개념부터 다차원 시스템의 방진에 이르기까지 매우 자세한 내용을 다루고 있다.⁽⁴⁾ 이 연구는 이들의 이론을 대형 챔버에 맞게 간략화하여 설계 기준을 제시하고 방진시스템을 수치 설계한다. 방진시스템의 선택을 위한 정적 및 동적 특성계산은 유한요소모델을 이용해 수행된다.

이 연구에서 방진시스템에 대한 검증은 두 가지 방법으로 수행된다. 첫째, 질량 800 kg의 모래 주머니로 챔버를 가진하여 고유진동수를 직접 측정한다. 일반적인 잔향실에서는 암소음도를 이용하여 간접적으로 방진시스템의 특성을 추정한다. 이 연구는 측정의 정확도 향상을 위해 직접적인 가진 방법을 사용한다. 방진시스템의 1차원 모델을 이용하여 가진 방법 및 응답을 예측하고 측정방법을 제안한다. 둘째, 운전중 대형 음향챔버의 진동과 주변 건물의 진동을 직접 측정하여 진동 차단 정도를 측정한다. 측정 결과를 통해 설계 방법의 타당성을 검증한다.

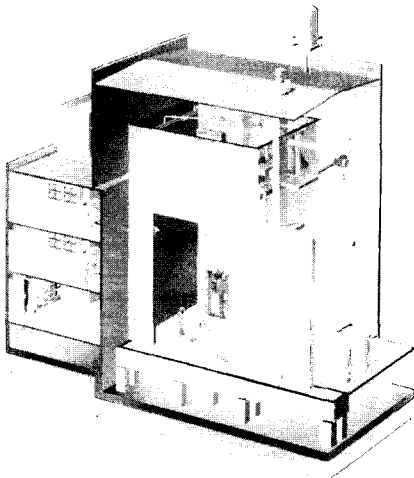


Fig. 1 A large reverberation chamber for reliability tests of satellites and launch vehicles

2. 방진시스템의 설계기준

2.1 임계 주파수(Cutoff Frequency)의 설정

방진시스템의 설계 개념은 Fig. 2와 같은 일차원 진동시스템을 이용하여 설명할 수 있다. 구조물에 F_0 의 가진력이 가해지고 있을 때, 방진시스템은 공진주파수의 보다 큰 주파수 성분의 진동 전달력을 저감시킨다.

방진시스템의 성능은 진동전달률(absolute transmissibility)로 표현 할 수 있다.⁽⁴⁾ Fig. 2의 일차 진동계의 진동전달율은 식 (1)과 같이 표현된다.

$$T_A = \frac{F_T}{F_0} = \frac{1 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} \quad (1)$$

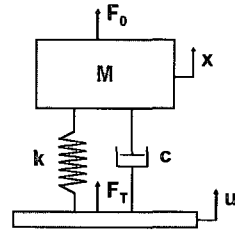


Fig. 2 One dimensional modeling of vibration isolation system (FT : transmitted force, c : damping constant, k : stiffness)

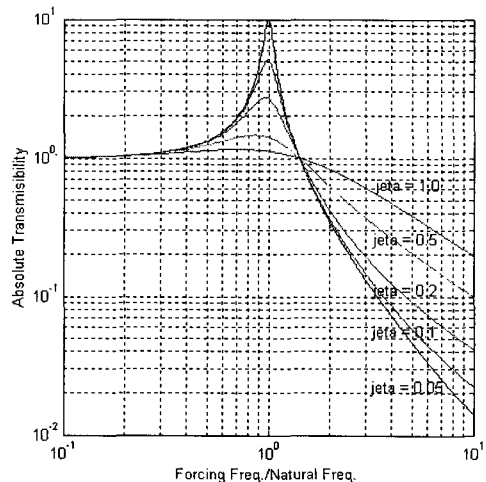


Fig. 3 Absolute transmissibility (Eq. (1)), Jeta (ζ) : damping ratio

여기서 ω 는 가진 주파수, ω_0 는 방진시스템의 공진 주파수, ζ 는 방진시스템의 감쇠비이다. 식 (1)과 진동전달률을 가진 주파수 ω 의 변화에 따라 그림으로 나타내면 Fig. 3과 같다.

진동전달률은 감쇠비에 따라 그 크기가 변화하지만, 가진 주파수가 공진주파수의 약 $\sqrt{2}$ 배 이상이면 절대 전달도가 급격히 감소함을 알 수 있다. 따라서 최저 가진주파수를 f_{\min} 라고 했을 때 방진시스템의 공진주파수 $f_0 (= \omega_0 / 2\pi)$ 는 다음과 같이 설계하여야 한다.

$$f_0 < \frac{f_{\min}}{\sqrt{2}} \quad (2)$$

이 연구에서 다루고자 하는 대형 잔향실의 최저 가진 주파수는 22.4 Hz이다. 따라서 방진시스템의 임계 주파수는 다음과 같이 설정할 수 있다.

$$f_0 < 16.0 \text{ Hz} \quad (3)$$

2.2 횡방향 및 회전방향의 방진

신뢰성 시험용 대형 잔향실은 Fig. 1과 같이 직육면체의 형태이므로 종방향 이외에 횡방향 및 회전방향의 진동 모우드들이 존재한다. Fig. 4는 이를 고려한 잔향실의 강체 모델이다. 지지 스프링 4개를 사용하여 최소한의 3차원 강체 모델을 구성하였다.

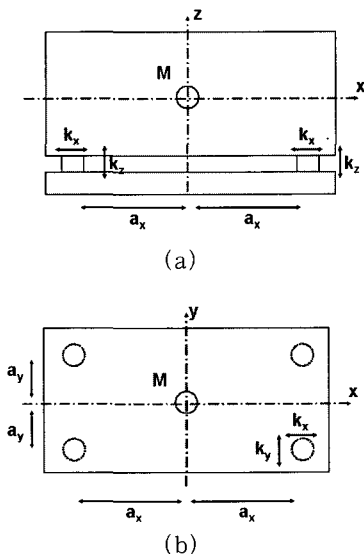


Fig. 4 A rigid body model of a large reverberation chamber (a) Front view (b) Top view (k_x, k_y, k_z : spring constants, M : mass)

진동에 의한 대형잔향실의 변위가 매우 작다고 가정하면 각 진동모드간의 연성(coupling)을 무시할 수 있다. 따라서 각 방향 강체진동모드의 공진주파수는 다음과 같다.

$$\omega_z^2 = \frac{4k_z}{M}, \quad \omega_x^2 = \frac{4k_x}{M}, \quad \omega_y^2 = \frac{4k_y}{M} \quad (4)$$

여기서 $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ 는 각 방향의 공진주파수 k_x, k_y, k_z 는 지지 스프링의 각 방향 강성, M 은 챔버의 질량을 나타낸다.

또한 회전 방향에 의한 공진 주파수는 다음과 같다.

$$\omega_{\theta x}^2 = \frac{4k_x a_y^2}{I_x}, \quad \omega_{\theta y}^2 = \frac{4k_y a_x^2}{I_y},$$

$$\omega_{\theta z}^2 = \frac{4(k_x a_y^2 + k_y a_x^2)}{I_z} \quad (5)$$

여기서 a_x, a_y, a_z 는 챔버의 중심으로부터 스프링까지의 각 방향 거리 $\omega_{\theta x}, \omega_{\theta y}, \omega_{\theta z}$ 는 각 방향의 축을 중심으로 회전하는 진동모드의 공진 주파수 $I_x = 2M(a_y^2 + a_z^2), I_y = 2M(a_x^2 + a_z^2), I_z = 2M(a_x^2 + a_y^2)$ 이다.

대형 잔향실에 사용된 방진패드는 내부에 여러 겹의 철판이 층층이 들어있는 네오프렌(neoprene) 패드이다. 이 경우 압축 및 인장응력에는 강하고 전단응력에는 상대적으로 약한 특성을 갖는다. 따라서 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$k_z > k_x \approx k_y \quad (6)$$

식 (6)을 식 (4)와 (5)에 대입하면 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

$$\omega_z^2 > \omega_x^2 \approx \omega_y^2 \approx \omega_{\theta z}^2 > \omega_{\theta x}^2 \approx \omega_{\theta y}^2 \quad (7)$$

식 (7)은 종방향의 공진주파수가 횡방향 혹은 회전방향의 공진주파수에 비해 항상 크다는 것을 의미한다. 따라서 종방향의 공진주파수가 식 (2)와 같이 f_0 로 설계되어 있는 경우, 특별한 추가적인 설계없이 횡방향 및 회전방향의 공진주파수가 모두 f_0 보다 작게 됨을 알 수 있다.

2.3 방진패드의 강성 결정

방진시스템의 총 강성(total stiffness)은 식 (2)의 설계 기준을 이용해 결정할 수 있다. N개의 방진패드를 사용한다고 가정하면, 방진시스템의 총 강성은 식 (8)과 같다.

$$k_z = \sum_{i=1}^N k_{zi} \quad (8)$$

여기서 k_{zi} 는 각 패드의 강성을 의미한다.

식 (8)을 식 (2)와 식 (4)에 대입하면 식 (9)를 얻을 수 있다.

$$k_z = \sum_{i=1}^N k_{zi} < \frac{8\pi^2 M f_{min}^2}{\alpha} \quad (9)$$

여기서 α 는 설계안전률이다.

방진패드의 개수 N 과 각 패드의 강성 k_{zi} 는 사용할 수 있는 방진패드의 범위 혹은 종류를 고려하여 선택할 수 있다. 방진시스템의 공진 주파수를 낮추기 위해 강성을 너무 낮추게 되면 정적 변위가 커지거나, 각각의 방진패드가 견딜 수 있는 정적지지능력(allowable static load)를 넘어서게 된다. 방진패드의 선택에는 식 (10)과 (11)과 같이 제약 조건이 따른다.

$$\delta = Mg / \sum_{i=1}^N k_{zi} < \delta_{limit} \quad (10)$$

$$F_{zi} = k_{zi} \delta < F_{zi,limit} \quad (11)$$

여기서 δ_{limit} , $F_{zi,limit}$ 는 각각 사용하고자 하는 방진패드의 변위 및 전달력의 한계값을 나타낸다.

3. 유한요소법을 이용한 방진설계

3.1 방진패드의 특성 측정

대형 잔향실은 무게가 1,000톤에 달하므로 대용량 방진패드의 사용이 필요하다. 이 연구에서는 대용량의 정적하중 지지가 가능하며 비교적 높은 댐핑계수를 갖는 적층형 네오프렌 패드(Fig. 5)를 사용하였다. 선택된 네오프렌 패드는 6개의 철판이 내장된 형태로 74 mm의 두께를 갖으며, 제단되는 넓이에 따라 45톤에서 135톤의 정적지지능력을 갖는다.

선택된 방진패드의 강성은 적정(nominal)하중에 근접하는 두 값의 하중을 패드에 직접 가한 후 변위를 측정하는 방법으로 이루어 졌다. 이 연구에서는 적정하중 근처의 응답 범위 내에서 선형응답을 가정하였다. Table 1과 Table 2는 이 연구에서 사용된 방진패드의 규격과 측정된 강성을 나타낸다.

3.2 정적 지지하중 설계

방진패드의 개수 및 배치는 식 (10)과 식 (11)에 기술된 것과 같은 패드의 정적지지능력 및 허용 변위를 만족하는 범위 내에서 다양한 배치가 가능하다.

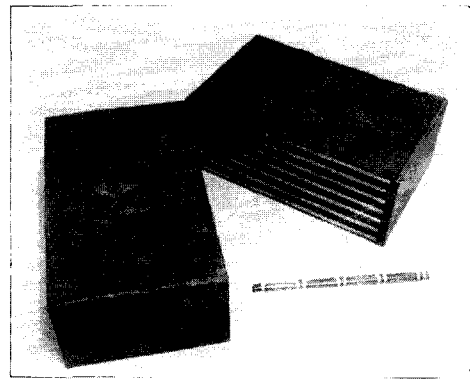


Fig. 5 Cross section of a stacked neoprene vibration isolation pad

Table 1 Specification of vibration isolation pad

Type	Applied Load(T)	WxL (mm)	Height (mm)	Rubber Layer		Stress Max(Mpa)	No. of Used
				EA	t(mm)		
A	45	200×250	74	6	48	10	8
B	75	200×400	74	6	48	12.5	3
C	100	250×400	74	6	48	12.5	8
D	135	300×400	74	6	48	15	2

Table 2 Stiffness of vibration isolation pad

Type	Test Load(T)		Disp(mm)		Stiffness (MN/m)	No. of Used	Stiffness (MN/m)
	Step1	Step2	Step1	Step2			
A	30	45	7.7	8.6	163.3	8	1307
B	50	75	7.1	7.8	350.0	3	1050
C	82	100	6.8	7.4	326.7	8	2613
D	100	135	7.4	8.1	490.0	2	980
SUM					Stiffness × No =		5950

이 연구에서는 21지점에 패드를 배치시키고 유한요소 모델(Fig. 6)을 사용하여 각각의 패드에 가해지는 정적하중을 계산하였다. 다양한 배치에 대해 유한요소 해석을 수행함으로써 정적(static) 하중이 패드의 적정(nominal) 하중에 근접하도록 하였다. 안전율은 1.26로 설정하였다. 이 안전율은 식 (3)에 설정된 공진주파수를 12.7 Hz로 설정하는 것과 동일한 효과를 갖는다. Fig. 7은 최종 선택된 방진패드의 배치도이며, Table 3은 패드에 가해지는 정적하중과 적정하중을 비교한 것이다. 총 21개의 모든 패드의 정적하중이 적정하중의 범위 이내 임을 알 수 있다.

3.3 공진주파수 예측

정적 해석에 사용한 동일한 유한요소모델을 이용하여 공진주파수를 예측할 수 있다. Table 4는 예측된 공진주파수와 모우드의 형태를 나타낸다. 설계기준이 되는 종방향의 공진주파수는 12.7 Hz로 식 (3)에 의한 설계를 만족한다. 또한 식 (7)에 예측된 공진주파

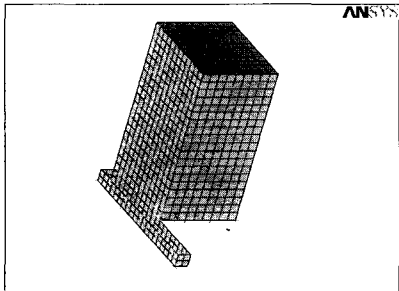


Fig. 6 Finite element model of a large reverberation chamber by using ANSYS SHELL63 and COMBIN14 element

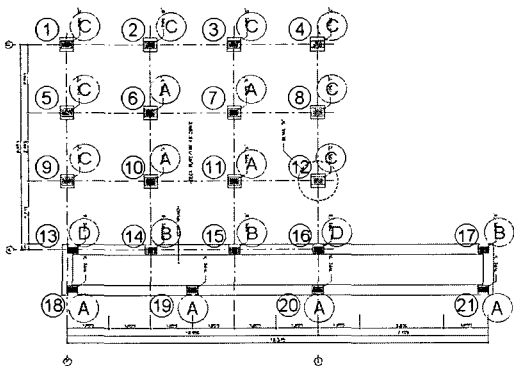


Fig. 7 Distribution of isolation pads

Table 3 Static load versus nominal loads on vibration isolation pads

No	NODE	Static load (T)	TYPE	Nomal load (T)	Tolerance (T)	Tolerance (%)
1	140	75	C	100	25	33
2	106	71	C	100	29	40
3	60	67	C	100	33	48
4	57	64	C	100	36	57
5	128	68	C	100	32	48
6	100	32	A	45	13	41
7	45	30	A	45	15	50
8	42	56	C	100	44	78
9	116	60	c	100	40	66
10	94	28	A	45	17	59
11	26	26	A	45	19	71
12	23	49	C	100	51	104
13	155	79	D	435	56	70
14	164	53	B	75	22	42
15	180	49	B	75	26	54
16	188	62	D	135	73	117
17	204	36	B	75	39	109
18	153	25	A	45	20	83
19	172	22	A	45	23	107
20	184	19	A	45	26	138
21	196	15	A	45	30	202
SUM		987		1655		

Table 4 Predicted natural frequency of a large reverberation chamber

Set	Symbol	Freq. (Hz)	Type
1	W_{θ_x}	3.3	Roll
2	W_{θ_y}	3.9	Yaw
3	W_{θ_z}	7.5	Rotating
4	W_x	8.9	Translation
5	W_y	10.5	Translation
6	W_z	12.7	Up & down

수의 순서와 동일하게 공진주파수가 예측되었음을 확인할 수 있다.

4. 방진시스템 검증 시험

4.1 공진주파수 측정시험

방진시스템의 검증은 설계기준이 되는 종방향의 공진주파수 측정을 통해 이루어질 수 있다. 이 연구에서는 모래주머니를 이용한 낙하시험을 통해 공진주파수를 측정하였다.

Fig. 8은 공진주파수 측정을 위한 모래주머니 낙하시험의 개념도를 나타낸다. 질량 800 kg의 모래주머니로 대형 잔향실에 초기변위를 가한 후, 이를 순간적으로 제거하여 종방향 모드를 가진다.

대형 잔향실의 가속도응답은 댐핑이 없는 일차 진동시스템의 응답⁽⁵⁾을 이용하여 식 (12)와 같이 예측할 수 있다.

$$a(t) = \omega_n^2 \frac{F(=mg)}{K} \cos \omega_n t, \quad (12)$$

여기서 m 은 모래주머니의 질량, K 는 방진시스템의 종방향 총강성이다. 또한 방진시스템의 총강성은 공진주파수를 이용해 표현할 수 있으므로 ($K = M\omega_n^2$), 응답의 절대 크기($m=800 \text{ kg}$, $M=1,000 \text{ ton}$)는 다음과 같이 예측할 수 있다.

$$a = mg/M = 0.8 \times 10^{-3} (g) \quad (13)$$

모래주머니는 Fig. 9와 같이 크레인을 이용하여 대

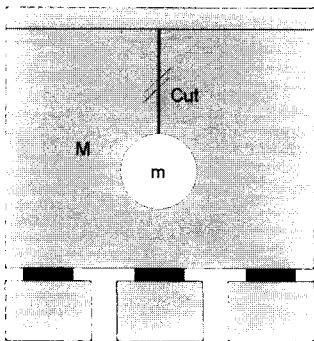


Fig. 8 Sand bag drop tests to measure vertical natural frequency of a large reverberation chamber

형잔향실의 중심부 높이 1.5 m에 위치시켰다. 총 5개의 가속도계를 사용하였으며, 4개는 구석에 1개는 중앙에 설치하였다 (Fig. 10). 가속도계는 감도 10 V/g (WILCOXSON, Model 731A/1000)의 센서를 사용하였다. 모래주머니를 지탱하는 줄(로프)을 순간적으로 잘라내어 모래주머니를 낙하시켰다.

Fig. 11은 측정위치 'Center'의 가속도계에서 측정

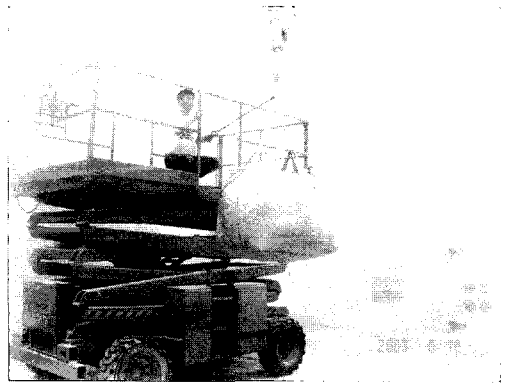


Fig. 9 Excitation of a reverberation chamber

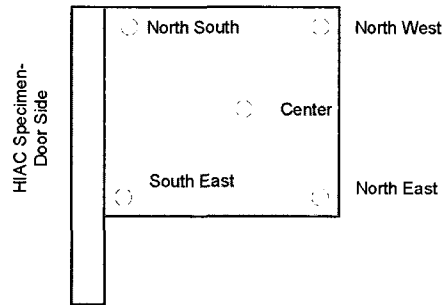


Fig. 10 Location of accelerometers

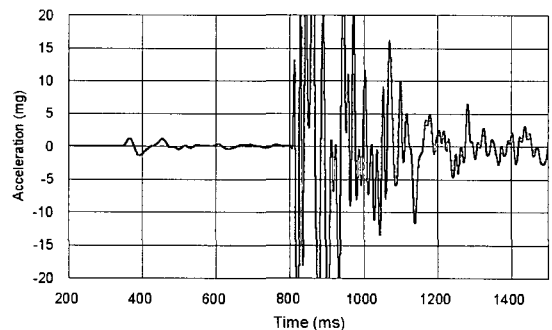


Fig. 11 Acceleration signal at measurement point 'center'

된 신호이다. 측정시작 350 ms 후에 로프를 절단하여 모래주머니를 낙하시켰으며, 800 ms가 경과한 후 모래주머니가 챔버 바닥에 낙하하였다. 따라서 350 ms에서 800 ms 사이의 가속도는 초기 변위의 제거에 따른 대형 잔향실의 응답이다. 응답의 크기는 최대 1.16 mg로 식 (13)에서 예측한 결과의 145%에 해당한다.

대형잔향실의 증방향 공진주파수의 분석은 이산 필터(digital filter)를 이용하여 수행하였다. 주파수 범위 5 Hz에서 17 Hz 사이의 협대역 필터를 이용하여 다섯 개의 측정지점에서 측정한 신호를 분석하였다. 측정신호는 길이가 짧아 일반적인 FFT주파수 분석 방법으로는 적절한 분해능을 얻을 수 없다. Fig. 12는 필터를 통과한 신호를 나타낸다. 다섯 지점에서 측정된 신호 모두에서 조화 성분이 나타나며, 피크값이 나타난 시간을 이용해 주파수를 구해보면 공진주파수는 10.2 Hz이다. 또한 모두 동일한 위상을 갖고 있다. 따라서 이 주파수를 대형 잔향실의 증방향 공진주파수라고 할 수 있다.

측정된 공진주파수(10.2 Hz)는 설계 주파수 12.7 Hz의 80%에 해당하며, 임계주파수인 16 Hz의 63%에 해당한다. 따라서 설계기준 이내로 대형 잔향실이 설계되었음을 확인할 수 있다.

실제 주파수가 해석에 따른 설계주파수에 비해 작은 것은 해석에 사용한 경계조건이 정확하지 않았음을 나타낸다. 대표적인 강체가 아닌 건물바닥이 해석에서는 강체로 모델되므로 해석상의 공진주파수가 실제보다 높을 수 있다. 하지만 이러한 유한요소모델에 의한 높은 설계주파수는 설계의 안전률을 증가시키는 방향으로 작용한다.

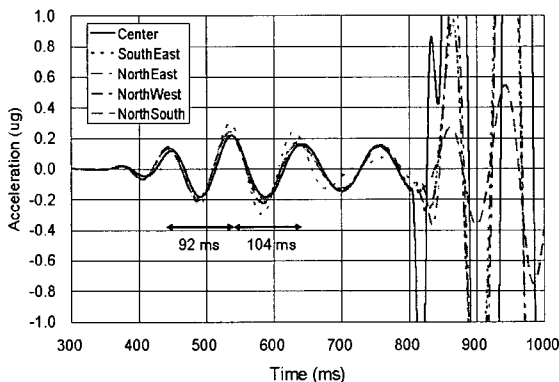


Fig. 12 Acceleration signal after passing digital band pass filter of 5~17 Hz

4.2 진동전달률 측정

대형 잔향실에 136.9 dB의 음압을 재생시켜 발생한 진동이 실제 주변 건물에 전달되는 양을 측정하였다. 건물의 대표 위치는 잔향실에서 가장 가까운 잔향실 지지 기둥 상부로 설정하였다(Fig. 13).

두 개의 기둥위에 3축 가속도계 2개(WILCOXSON, Model 731A/1000)를 설치하여 총 6 채널의 신호를 수집하였다. 잔향실 내부의 진동은 공진주파수를 측정시와 동일하게 총 5개의 지점에서 가속도를 측정하였다.(Fig. 12)

대형 잔향실의 소음은 고압의 질소 가스 흐름을 이용해 재생한다.⁽¹⁾ 두 개의 공기흐름 변조기(air stream modulator)가 가스 흐름의 끝단에서 공기의 흐름을 변조하여 소리를 발생한다. 저주파수 변조기는 22~500 Hz를 조절하며, 중주파수 변조기는 500~2,000 Hz를 조절한다. 고주파수에 해당하는 2,000~10,000 Hz 영역은 재생주파수의 고차 하모닉 성분과 제트노이즈 성분에 의해 가진된다.

Fig. 14는 방진시스템 측정 시험에 사용된 136.9 dB의 음압도 스펙트럼이다. 낮은 음압도(127.9 dB)부터 음압을 높여가며 실험을 수행하였다. 두 개의 가스 흐름 변조기가 2,000 Hz까지만 조절되므로, 그 이상의 주파수에서는 선형적인 반응이 나타나지 않는 것을 알 수 있다. 음압도가 높아짐에 따라, 가스의 양이 증가하고 고차 하모닉이 증가하므로 재생되는 음압도도 증가하는 비선형 형태를 보인다.

음향파위레벨을 변화시켜 가며 측정한 지지 기둥위와 대형 잔향실 바닥의 진동 수준은 Fig. 15와 같다. Fig. 15에서 처음 5개 지점은 잔향실 내부 바닥에서 측정된 진동 수준이며, 나머지 6개 지점은 실험동 내의 진동 수준을 파악할 수 있는 지지 기둥 위에서 측정된 결과이다. 음향파위레벨을 증가시켜감에 따라,

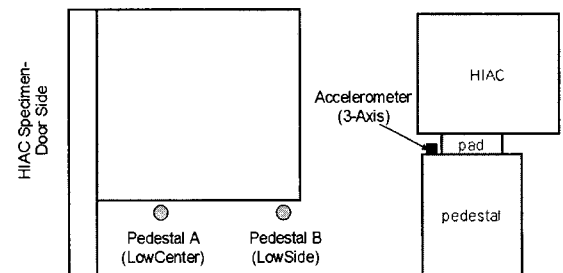


Fig. 13 Location of accelerometers on pedestals

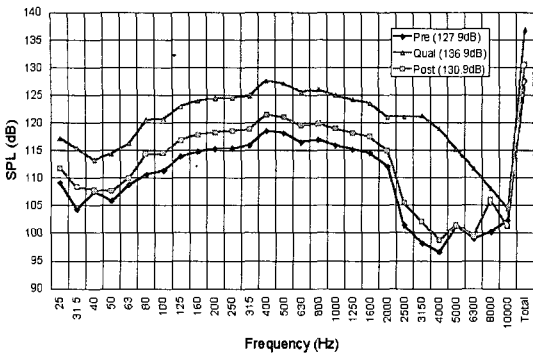


Fig. 14 Acoustic spectra of a large reverberation chamber(SPL : Sound Pressure Level).

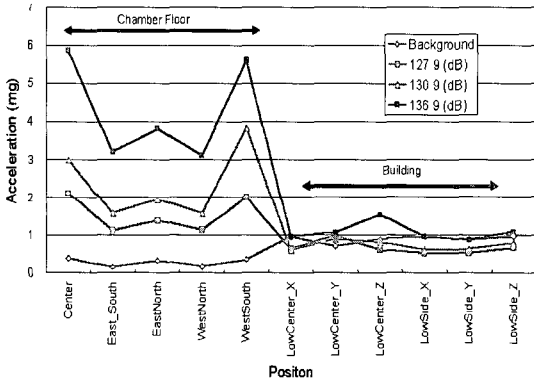


Fig. 15 Acceleration level of a large reverberation chamber floor and surrounding building(supporting pedestal).

잔향실의 진동 수준은 증가하지만, 지지 기둥위의 진동 수준은 증가하지 않는 것을 볼 수 있다.

Table 5는 잔향실 바닥과 지지 기둥 위의 진동 수준 평균을 데시벨 단위로 환산하여 표시한 것이다. 잔향실 바닥의 진동은 재생되는 음압도가 3, 6 dB 증가함에 따라, 각각 3.8, 5.1 dB의 비교적 선형적인 변화를 보이며 증가한다. 반면 지지 기둥위의 진동은 0.9, 2.5 dB 증가하며 이는 상대적으로 증가량이 매우 적음을 나타낸다. 따라서 음향가진에 의한 잔향실의 진동 전달은 거의 미미한 수준이라 할 수 있다. 측정 결과를 진동전달률로 나타내면 Table 5에서와 같이 최소 -12.4 dB를 나타낸다. 증가 경향으로 보아 재생되는 음압도가 증가할 경우 -12.4 dB보다 더욱 작아질 것으로 예상된다.

Table 5 Acceleration level of a large reverberation chamber and surrounding building(dB, ref. 0.00001 m/s²)

SPL(dB)	Background	127.9	130.9	136.9
Floor(dB)	28.8	43.8	47.6	52.7
Building(dB)	39.0	36.3	37.2	40.7
Transmissibility(dB)	10.2	-7.5	-10.4	-12.4

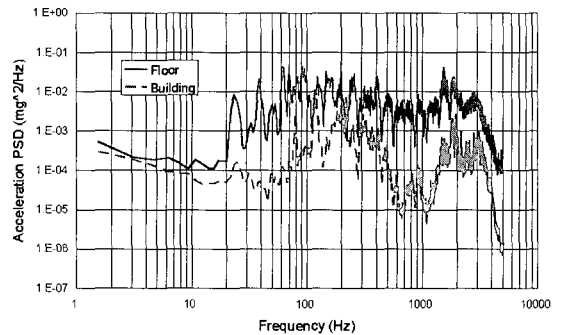


Fig. 16 Acceleration spectrum of a larger reverberation chamber and surrounding chamber

진동 전달 수준의 주파수별 분포는 Fig. 16의 진동 스펙트럼에서 확인할 수 있다. 110 Hz 및 200 Hz 근처의 순음성분을 제외하고 대부분의 주파수에서 전달이 고르게 감소되고 있음을 알 수 있다. 건물의 진동 수준이 높은 110 Hz와 200 Hz부근은 시험동 내부에 존재하는 기화기의 운전에 따른 주파수 및 압진동과 관계가 있으므로, 진동전달률이 높게 형성된다.

5. 결론

이 연구에서 제시한 설계기준과 해석 방법을 통해 대형잔향실의 방진시스템을 설계하였으며, 시공 및 측정결과 이 연구를 통해 제안된 설계기준이 합당함을 증명하였다. 잔향실 내부에 136.9 dB의 음압을 가해 측정된 절대 전달도가 -12.4 dB이하로 설계 주파수 범위 내에서 높은 방진 효과를 보였다. 대형잔향실의 방진시스템 설계를 위해 제안된 설계기준 및 측정방법을 요약하면 다음과 같다.

- 가. 운용주파수의 최저주파수에 비해 종방향 공진 주파수를 $1/(\sqrt{2} \times \text{안전률}(=1.26))$ 배 이하로 낮게 설계한다.
- 나. 방진패드의 횡방향 강성이 작을 경우, 횡방향

- 및 회전방향의 공진주파수는 설계에 고려하지 않아도 된다.
- 다. 방진패드의 총 강성을 공진주파수에 따라 설계한다.
- 라. 방진패드의 개수와 분포는 방진패드의 적정하중을 고려하여 유한요소법을 통해 설계할 수 있다.
- 마. 방진시스템의 검증은 대형잔향실의 총 질량의 1% 내외의 질량을 이용한 낙하시험을 통해 공진주파수를 측정함으로써 실시할 수 있다.

참 고 문 헌

- (1) Kim, Y. K., Kim, H. B., Moon, S. M. and Woo, S. H., 2003, "A High Intensity Acoustic Chamber for Spacecraft Environmental Tests," Inter-noise 2003, Jeju, pp. 2960~2967.
- (2) 김홍배, 문상무, 김성훈, 우성현, 이상설, 2002, "다목적 실용위성 2호 구조-열 모델의 음향환경 시험", 한국소음진동공학회, 춘계학술대회논문집.
- (3) ISO3743, 1988, "Precision Measurement of Sound Power at a Reverberant Acoustic Chamber," pp. 1~45.
- (4) Crede, Charles E. and Ruzicka, Jerome E., "Shock and Vibration Handbook," Chapter 30, pp. 30-1~57, 1988.
- (5) Rao, Singiresu S., 1990, "Mechanical Vibrations," Second Edition, Addison-Wesley, Chapter 2.
- (6) 조대승, 성상경, 김진형, 최재호, 박일권, 2003, "적응 삼각형 빔 방법에 의한 실내음장 해석," 한국소음진동공학회논문집, 제 13 권, 제 3 호 pp. 217~224.