

대형 잔향실의 방진 설계 및 검증 Vibration Isolation System of a Large Reverberation Chamber

김영기* · 김홍배* · 이동우* · 우성현* · 문상무*

Youngkey K. Kim, Hong-Bae Kim, Dong-Woo Lee, Sung-Hyun Woo, and Sang-Mu Moon

Key Words : Vibration Isolation (방진), Reverberation Chamber (잔향실), and Rubber Pad (고무 방진제)

ABSTRACT

A vibration isolation system for a large reverberation chamber (1,228m³, 1,000ton) has been installed. The reverberation chamber generates loud noise and induces high level of vibration to perform spacecraft acoustic environmental tests. The isolation system prevents vibration transfer from the chamber to enclosure buildings. This paper describes logical design process and commissioning experiments of the system. Design criteria have been induced from rigid body model of the chamber. Finite element model has been employed to select the characteristics of rubber pads. A total of 21 rubber pads have been installed between the chamber and supporting pedestals. A sand bag of 800kg was dropped on the chamber floor to measure the natural frequency of the isolation system. Absolute transmissibility has been measured while generating 145dB in the chamber. The natural frequency of the chamber is 10.5 Hz, which is 80% of estimated value. Overall transmissibility at working frequency range (25Hz ~ 10,000Hz) is less than -6dB.

1. 서론

위성체 및 발사체의 개발을 위해서는 발사환경을 모사하기 위한 대형 잔향실(그림 1)을 필요로 한다[1,2]. 잔향실 내부에서는 발사체의 발사소음과 유사한 150dB 에 달하는 높은 파워의 음압이 재생되며 잔향실 자체에 높은 수준의 진동을 유발한다. 본 논문에서는 이러한 잔향실의 방진설계 시스템을 설계하고 이를 실험을 통해 검증한다.

대형 잔향실(1,228m³)의 방진시스템은 일반적인 음향 파워 측정 및 흡음을 측정을 위한 잔향실[3]과 비교해 몇 가지 특징을 갖는다. 첫째, 일반적인 잔향실에 비해 자체 중량이 크다. 100Hz 의 임계 주파수를 갖는 잔향실의 크기를 200m³ 로 가정할 때, 위성체 시험을 위한 잔향실은 약 6 배의 크기를 갖는다. 둘째, 잔향실 내부에서 발생하는 진동의 외부전달 방지를 위해 방진 시스템이 설계된다. 일반 잔향실의 방진 시스템이 외부의 진동을 차단하여 암소음을 차단하는 것과는 대조적이다. 셋째, 사용 주파수 범위 및 방진 특성이 일반 잔향실과

다르다. 대형잔향실에서 재생되는 소음은 22.4Hz 에서 11,200Hz 이며 일반 잔향실에 비해 상대적으로 낮은 방진 특성을 요구한다. 따라서, 대형 잔향실의 방진 시스템에 대한 기본적인 설계 조건에 대한 연구와 이의 검증이 필요하다.

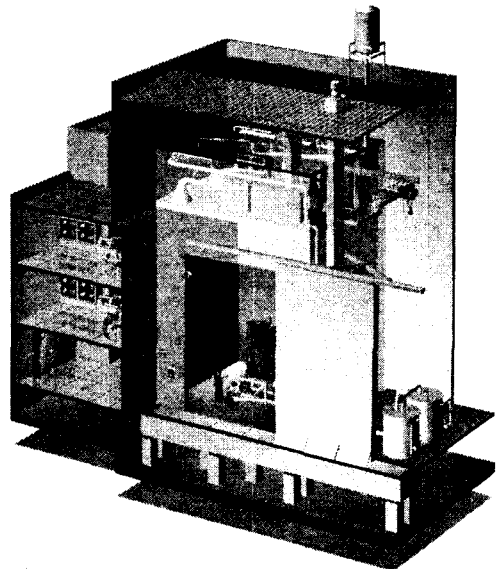


그림 1 위성체 및 발사체의 음향환경시험을 위한 대형 잔향실

* 한국항공우주연구원 위성연구부
E-mail : youngkey@kari.re.kr
Tel : (042) 860-2186, Fax : (042) 860-2234

본 연구는 대형 잔향실의 방진 설계를 위한 구체적인 기준 및 절차를 제시한다. 일반적인 방진 시스템의 설계에 대한 내용은 매우 잘 알려져 있다. 크레데(Crede)와 루치카(Ruzicka)[4]는 방진의 기본 개념부터 다차원 시스템의 방진에 이르기까지 매우 자세한 내용을 다루고 있다. 본 연구는 이들의 이론을 대형 챔버에 맞게 간략화하여 설계 기준을 제시하고, 이를 바탕으로 방진 시스템을 수치 설계한다. 방진 시스템의 선택을 위한 정적 및 동적 특성계산은 유한요소모델을 이용해 수행된다.

본 연구에서 방진 시스템에 대한 검증은 모래 주머니로 챔버 가진하여 방진시스템의 고유진동수를 직접 측정하는 방법을 사용한다. 일반적인 잔향실의 건축에서는 암소음 레벨 혹은 운영중 건물 진동 등의 측정을 통하여 간접적인 방법으로 방진 시스템의 특성을 추정한다. 따라서 본 연구는 모래 주머니로 챔버의 바닥을 가진하여 설계 기준이 되는 방진시스템의 고유주파수를 직접 측정하는 방법을 제시한다.

2. 방진시스템의 설계기준

2.1 임계 주파수(Cutoff Frequency)의 설정

방진 시스템의 설계 개념은 그림 2 와 같은 일차원 진동시스템으로 설명할 수 있다. 그림은 방진시스템을 스프링과 댐핑을 이용해 모사한다. 구조물에 F의 가진력이 가해지고 있을 때, 방진 시스템은 전체 시스템의 공진주파수 ω_0 보다 큰 주파수 영역에서 전달력 및 변위를 저감시킨다.

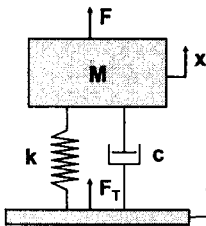


그림 2 일차 진동계로 모사된 방진 시스템

방진시스템의 성능은 절대전달도(Absolute Transmissibility)로 표현 할 수 있다[4]. 그림 2의 일차 진동계의 경우 다음 식(1)과 같이 표현된다.

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

이를 가진 주파수 ω 의 변화에 따라 그림으로 나타내면 그림 3과 같다.

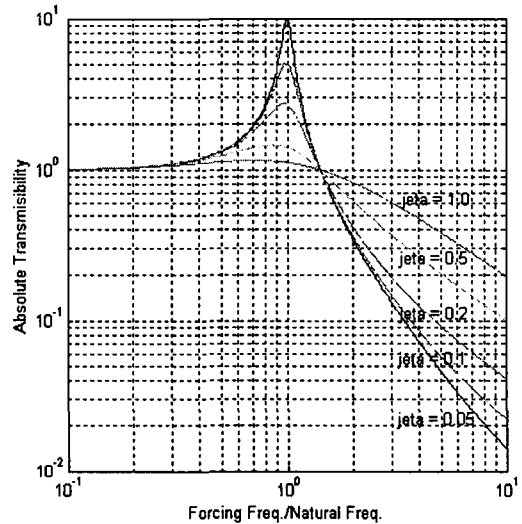


그림 3 일차 진동계의 절대 전달도 (Absolute Transmissibility, 식(1)), Zeta: 감쇠계수

절대전달도는 감쇠계수에 따라 절대전달도의 크기가 변화하지만, 가진 주파수가 공진주파수의 약 1.414 배 이상이면 절대 전달도가 급격히 감소함을 알 수 있다. 따라서, 최저 가진주파수를 f_{min} 라고 했을 때 방진시스템의 공진주파수 $f_0 (= \omega/2\pi)$ 는 다음과 같이 설계하여야 됨을 알 수 있다.

$$f_0 < 1.414f_{min} \quad (2)$$

본 연구에서 다루고자 하는 대형 잔향실의 최저 가진 주파수는 22.4Hz 이다 따라서 방진 시스템의 임계 주파수는 다음과 같다.

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

2.2 횡방향 및 회전방향 진동방진

대형잔향실은 그림 1 과 같이 직육면체의 형태이므로 종방향 이외에 횡방향 및 회전방향의 진동 모드들이 존재한다. 그림 4는 이를 고려한 잔향실

의 강체 모델이다. 지지 스프링은 4 개를 사용하여 최소한의 3 차원 강체 모델의 요건을 갖춘다.

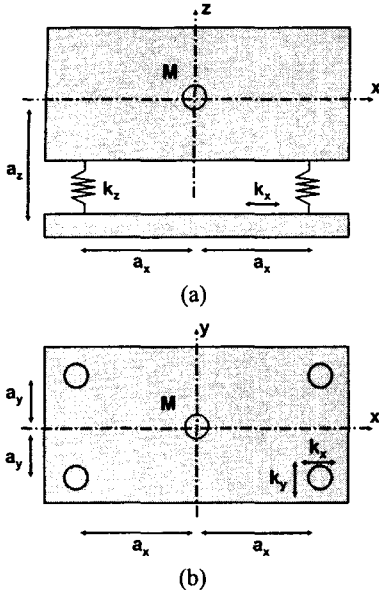


그림 4 대형 잔향실의 강체 모델 (a) 정면 (b) 평면

진동에 의한 대형잔향실의 변위가 매우 작다고 가정하면 각 진동모드간의 연성을 무시할 수 있으므로, 각 방향의 병진운동에 의한 공진주파수는 다음과 같다.

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

또한 회전 방향에 의한 공진 주파수는 다음과 같다.

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

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

여기서 $I_x = 2M(a_y^2 + a_z^2)$, $I_y = 2M(a_x^2 + a_z^2)$, $I_z = 2M(a_x^2 + a_y^2)$ 이다.

본 연구에서는 다음장에 설명된 바와 같이 내부에 여러겹의 철판이 층층이 들어 있는 고무 패드를 방진 시스템으로 사용하였다. 이 경우 압축 및 인장응력에는 강하고 전단응력에는 상대적으로 약한 특성을 갖게 되므로 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)를 만족하도록 설계되어 있는 경우, 횡방향 및 회전방향도 이를 모두 만족하게 됨을 알 수 있다.

2.3 방진패드 강성의 결정

방진시스템의 총 강성(total stiffness)은 식 (2)의 설계 기준을 이용해 결정할 수 있다. N 개의 방진 패드를 사용한다고 가정하면, 방진시스템의 총 강성은 다음 식 (8)과 같다.

$$k = \sum_{i=1}^N k_i \quad (8)$$

식 (8)을 식 (2)에 대입하면 다음 식 (9)를 얻을 수 있다.

$$k = \sum_{i=1}^N k_i < 8\pi^2 \alpha M f_{\min}^2 \quad (9)$$

여기서 α 는 안전율이다.

각각 방진 패드의 개수와 특성은 방진패드 선택의 제약조건을 이용해 계산할 수 있다. 방진 시스템의 공진 주파수를 낮추기 위해 강성을 너무 낮추게 되면 정적 변위가 커지거나, 각각의 방진 패드가 견딜 수 있는 허용 전달력을 넘어서는 경우가 발생하게 된다. 이를 식으로 나타내면 다음 식 (10)과 (11)과 같다.

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

$$F_i = k_i < F_{i,\text{limit}} \quad (11)$$

여기서 δ_{limit} , $F_{i,\text{limit}}$ 는 각각 방진 패드의 변위 및 전달력의 한계 값을 나타낸다.

3. 유한요소법을 이용한 방진설계

3.1 방진패드의 특성 측정

대형잔향실은 무게가 1,000 톤에 달하므로 대용량의 방진패드를 사용이 필요하다. 본 연구에서는 대용량의 정적하중의 지지가 가능하며 비교적 높은 댐핑계수를 갖는 적층형 네오프렌 패드(그림 5)를 선택하였다. 선택된 네오프렌 패드는 6 개의 철판이 내장된 형태로 74mm 의 두께를 갖으며, 제단되는 넓이에 따라 45 톤에서 135 톤의 정적 지지 능력을 갖는다.

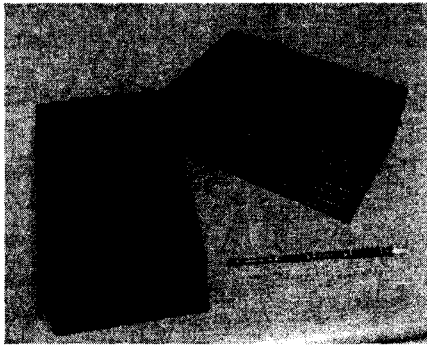


그림 5 적층형 네오프렌 (neoprene) 방진 패드의 단면

선택된 방진 패드의 강성은 정적하중 근처의 두 하중을 가해 응답을 측정하여 계산하였다. 일반적으로 네오프렌 패드는 비선형응답을 보이므로, 본 연구에서는 적정하중 근처의 응답 범위내에서 선형응답을 가정하였다. 표 1 과 표 2 는 본 연구에서 사용된 방진 패드의 규격과 측정된 강성을 나타낸다.

표 1 적층형 네오프렌 방진 패드의 규격

Type	Applied Load(T)	WxL (mm)	Height (mm)	Rubber Layer EA	Rubber Layer t(mm)	Stress Max(Mpa)	No. of Used
A	45	200x250	74	6	48	10	8
B	75	200x400	74	6	48	12.5	3
C	100	250x400	74	6	48	12.5	8
D	135	300x400	74	6	48	15	2

표 2 적층형 네오프렌 방진 패드의 강성(stiffness)

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	80	100	6.8	7.4	326.7	8	2613
D	100	135	7.4	8.1	490.0	2	980
SUM							Stiffness x No = 5950

3.2 정적 지지하중 설계

방진패드의 개수 및 배치는 식 (10)과 식 (11)에 표시된 것과 같이 각각 패드의 허용하중을 만족하는 범위내에서 다양한 배치가 가능하다. 본 연구에서는 21 지점에 패드를 배치시키고 유한요소모델(그림 6)을 사용하여 각각의 정적하중을 계산하였다. 다양한 배치에 대해 유한요소해석을 수행하므로써 정적(static) 하중이 패드의 적정(nominal) 하중에 근접하도록 하였다. 안전율은 1.26 로 설정하였다. 이 안전율은 식 (3)에 설정된 공진주파수를 12.7Hz 로 설정하는 것과 같다. 그림 7 은 최종 선택된 방진패드의 배치도이며, 표 3 은 패드에 가해지는 정적하중과 적정하중을 비교한 것이다. 21 개의 모든 패드에서 적정하중의 범위내에 들어오는 것을 알 수 있다.

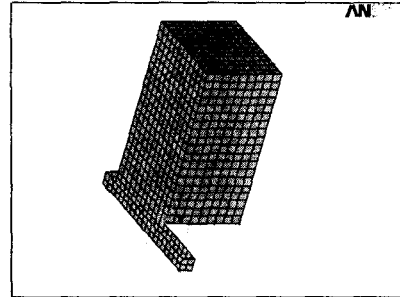


그림 6 ANSYS SHELL63 과 COMBIN14 요소를 사용한 대형 잔향실의 유한요소모델.

표 3 방진 패드에 가해지는 정적(static)하중 및 패드의 적정(nominal) 하중의 비교

No	NODE	정적하중(T)	TYPE	적정 하중(T)	허용범위(T)	허용범위(%)
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	28	26	A	45	19	71
12	23	49	C	100	51	104
13	155	79	D	135	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		

3.3 공진주파수 예측

정적 해석에 사용한 동일한 유한요소모델을 이용하여 공진주파수를 예측할 수 있다. 표 4 는 예측된 공진주파수와 모우드의 형태를 나타낸다. 설

계기준이 되는 종방향의 공진주파수는 12.7Hz 로 식 (9)에 의한 설계를 만족하고 있음을 알 수 있다. 또한 식 (7)에 예측된 공진주파수의 순서에 따라 해석된 주파수의 공진주파수가 나타나고 있음을 확인할 수 있다.

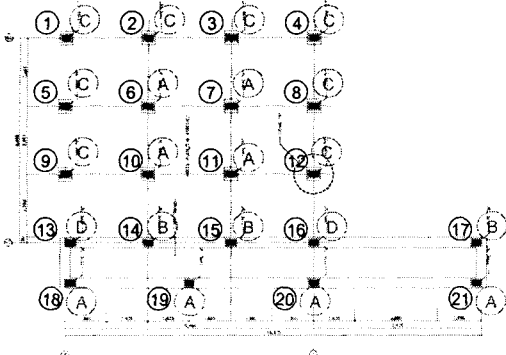


그림 7 대형 잔향실 하부의 방진 패드 배치도

표 4 대형잔향실의 공진주파수

Set	Frequency (Hz)	Type
1	3.3	roll
2	3.9	yaw
3	7.5	rotating
4	8.9	translational
5	10.5	translational
6	12.7	updown
7	255.7	flexible
8	300.9	flexible

4. 방진시스템 검증 시험

방진시스템의 검증은 설계기준이 되는 종방향의 공진주파수의 측정을 통해 이루어질 수 있다. 본 연구에서는 모래주머니를 이용한 낙하시험을 통해 공진주파수를 측정하는 방법을 제안한다.

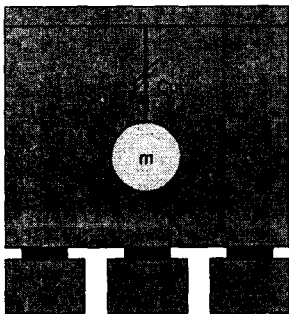


그림 8 대형 잔향실의 종방향 공진주파수 측정을 위한 모래주머니 낙하시험

그림 8 은 공진주파수 측정을 위한 모래주머니 낙하시험의 개념도를 나타낸다. 약 800kg 에 해당하는 모래주머니로 대형잔향실에 초기변위를 가한 후, 이를 순간적으로 제거하여 종방향 모드를 가진할 수 있다. 대형 잔향실의 가속도응답은 일차진동시스템을 이용하여 식 (12)와 같이 예측할 수 있다 [5].

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

따라서, 응답의 절대 크기는 다음과 같다.

$$a = mg/M = 0.8(mG) \quad (13)$$

모래주머니는 그림 9 와 같이 크레인을 이용하여 대형잔향실의 중심부에 위치시켰으며 높이 1.5m 이다. 총 5 개의 가속도계를 사용하였으며, 4 개는 구석에 1 개는 중앙에 설치하였다 (그림 10). 가속도계의 감도는 10V/g 로 고감도 센서를 사용하였다. 모래주머니를 지탱하는 로프를 순간적으로 잘라내어 모래주머니를 낙하시키는 방법을 사용하였다.

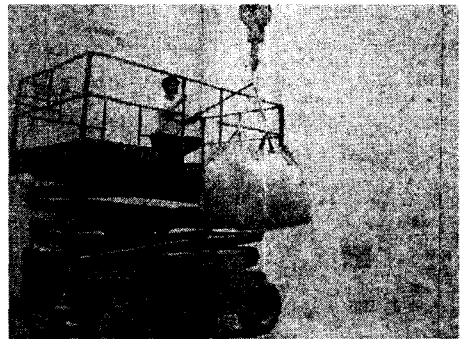


그림 9 모래주머니를 이용한 대형 잔향실의 공진주파수 측정 시험

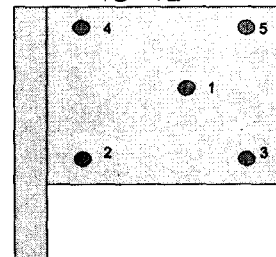


그림 10 공진주파수 측정 시험을 위한 가속도계의 위치

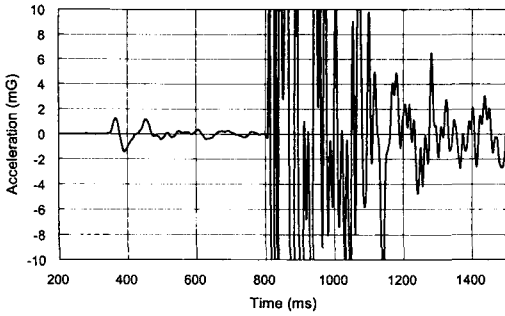


그림 11 측정위치 1 번에서 얻은 가속도 신호. (약 350ms 부근에서 모래주머니의 낙하가 시작되었으며 800ms 부근에서 착지하였다.)

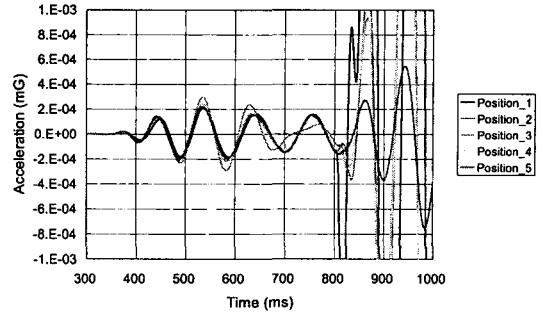


그림 11 측정위치 1 번에서 얻은 가속도 신호. (약 350ms 부근에서 모래주머니의 낙하가 시작되었으며 800ms 부근에서 착지하였다.)

그림 11 은 측정위치 1 번의 가속도계에서 측정된 신호이다. 약 350ms 부근에서 로프를 절단하여 모래주머니를 낙하시켰으며, 800ms 부근에 모래주머니가 낙하하였다. 따라서, 350ms 에서 800ms 사이의 가속도는 초기 변위의 제거에 따른 대형 잔향실의 응답이다. 응답의 크기도 식 (13)에서 예측한 수준임을 알 수 있다.

대형잔향실의 종방향 공진주파수를 분석하기 위하여 다섯 개의 측정지점에서 측정한 신호를 5Hz 에서 17Hz 사이의 협대역 필터를 통과시켰다. 그림 11 은 필터를 통과한 신호를 나타낸다. 그림에서 특정 주파수 (10.2Hz)성분이 낙하응답에 포함되어 있음을 알 수 있으며 모두 동일한 위상을 갖고 있음을 알 수 있다. 따라서, 이 주파수를 대형 잔향실의 종방향 공진주파수라고 할 수 있다.

측정된 공진주파수는 설계 주파수 12.7Hz 의 80%에 해당하며, 임계주파수인 16Hz 의 63%에 해당한다. 따라서, 설계기준이내로 대형잔향실이 설계되었음을 확인할 수 있다.

실제 주파수가 해석에 따른 설계주파수에 비해 작은 것은 해석에 사용한 경계조건이 정확하지 않았음을 나타낸다. 대표적인 예로 건물의 바닥은 강체가 아니지만, 해석에서는 강체로 모델되므로 해석상의 공진주파수가 실제보다 높게 계산된다. 하지만, 이러한 현상은 보다 안전한 방향으로 설계를 유도하게 됨을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서 제시한 설계기준과 해석 방법을 통해 대형잔향실의 방진시스템을 설계하였으며,

시공 및 측정결과 설계기준이 합당함을 증명하였다. 즉, 대형잔향실의 방진시스템 설계를 위해서 다음의 설계기준 및 방법이 효과적이다.

- 가. 운용주파수의 최저주파수에 비해 종방향 공진주파수를 낮게 설계한다.
- 나. 방진 패드의 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 측정하므로써 실시할 수 있다.

6. 참고문헌

- (1) Youngkey K. Kim, Hong-Bae Kim, Sang-Mu Moon, and Sung-Hyun Woo, 2003, "A high intensity acoustic chamber for spacecraft environmental tests," Inter-noise 2003, Jeju, pp. 2960-2967.
- (2) 김홍배, 문상무, 김성훈, 우성현, 이상철, 2002, "다목적 실용위성 2 호 구조-열 모델의 음향환경 시험", 춘계학술대회 논문집, 한국소음진동공학회.
- (3) ISO3743, 1988, "Precision measurement of sound power at a reverberant acoustic chamber," pp. 1-45.
- (4) Charles E. Crede and Jerome E. Ruzicka, "Shock and Vibration Handbook," Chapter 30, pp. 30-1-57, 1988.
- (5) Singiresu S. Rao, 1990, "Mechanical Vibrations," Second Edition, Addison-Wesley, Chapter 2.