

# 정밀가공장비용 면진시스템의 동특성

## Dynamic Characteristics of the Vibration Isolation System for High Precision Processing Machinery

김영중\* · 김병현\*\*

Young-Joong Kim and Byung-Hyun Kim

**Key Words :** Air Spring(공기스프링), Vibration Isolation Table(제진테이블), Diaphragm(격막), Precision Machinery(정밀기기)

### ABSTRACT

The vibration isolation table system for the high precision processing machinery has been developed. The system uses air spring as its isolation elements. An investigation of the model and the test results showed that the diaphragm has a role in the mathematical model. The vibration levels at various floors in the laboratory were investigated during operating the large shaking table for the selection of optimum installation location. The vibration test on the designed system showed good isolation performances.

### 1. 서론

제진대의 사용 목적은 노면 및 테이블로부터 야기된 진동의 절연으로써 건물이나 기계류의 지진 또는 진동 방지 등의 다양한 용도로 사용되고 있다. 특히 정밀한 제진대가 사용되는 광학기기, 반도체 공정기기, 정밀 측정기기 등에서는 공기스프링을 이용한 형태가 주로 사용된다.

공기스프링에 대한 최초의 수학적 모델은 Shearer<sup>(1)</sup>가 공기 챔버의 엔탈피 방정식과 챔버 사이의 비선형 유체 방정식, 그리고 지지 하중에 대한 피스톤의 운동으로부터 유도한 비선형 방정식에서 볼 수 있다. 이때 지배 방정식의 비선형성은 두 개의 챔버 사이를 흐르는 미세한 구멍(orifice)의 유체 흐름과 챔버의 기체 압축성에 기인한다.

이로부터 Harris & Crede<sup>(2)</sup>는 계의 운동 범위를 매우 작다고 가정하고 유체의 흐름을 층류(laminar flow)로 가정하여 선형 방정식을 유도하였으며, 이것은 동작 범위 근처에서 선형화하여 사용할 수 있음을 의미한다. 이때 동작 범위라 함은 정적 평형 상태에서의 위치 부근을 의미하며, 이것은 공기스프링에 작용하는 하중에 따라 결정된다.

Erin 등<sup>(3)</sup>은 능동제어계에 적용할 목적으로 공기스프링의 정확한 모델링을 위해 격막의 동특성을 고려한 결과를 발표한 바 있다. 본 연구에서는 정밀가공장비에 대한 진동절

연을 목적으로 공기스프링을 설계, 제작하고 격막을 포함한 동특성을 설계치와 비교하였으며, 바닥의 미소진동에 대한 면진성능을 진동대 실험을 통해 분석하였다. 이를 통해 고무 재질 격막의 동특성에 대한 고려가 반드시 필요하며, 면진시스템이 바닥의 미소진동에 대해 충분한 면진성능을 가지고 있음을 알 수 있었다.

### 2. 공기스프링의 동특성 및 설계

#### 2.1 공기스프링의 운동방정식

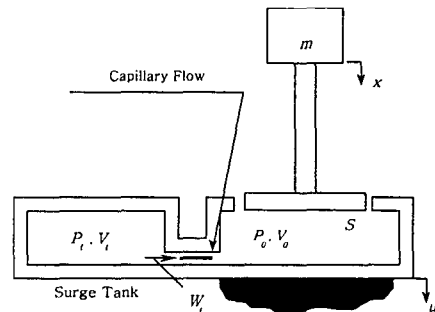


Fig. 1 Single acting air spring with surge tank

공기스프링의 구성 요소는 Fig. 1과 같이 피스톤과 주챔버, 보조챔버, 격막 및 오리피스 등을 고려할 수 있다. 피스톤의 질량을 포함한 공기스프링의 동특성은 엔탈피 방정식

\* 정희원, 한국기계연구원 구조연구부

E-mail : youngkim@kimm.re.kr

Tel : (042)868-7424, Fax : (042)868-7418

\*\* 정희원, 한국기계연구원 구조연구부

과 Newton의 제2법칙으로부터 수학적 모델을 유도할 수 있다.

공기스프링의 하부에 가진되는 진폭  $u(t)$ 와 공기스프링에 의해 지지된 장비의 진폭  $x(t)$ 사이의 관계식은 진동전달률이 되며 격막의 영향을 고려하면 Laplace 변환 변수  $s$ 를 도입할 때 다음과 같이 구해진다.

$$T(s) = \frac{X(s)}{U(s)} = \frac{A(s)}{B(s)} \quad (1)$$

여기서 식의 각 항은

$$A(s) = 4\zeta\zeta_d \frac{\omega_d}{\omega_n} \left(\frac{s}{\omega_n}\right)^2 + 2\left[\zeta + \frac{\zeta}{N} \left(\frac{\omega_d}{\omega_n}\right)^2 + \zeta_d \frac{1+N}{N} \left(\frac{\omega_d}{\omega_n}\right)\right] \frac{s}{\omega_n} + \left[1 + \frac{1+N}{N} \left(\frac{\omega_d}{\omega_n}\right)^2\right] \quad (2)$$

$$B(s) = \frac{2\zeta}{N} \left(\frac{s}{\omega_n}\right)^3 + \left[\frac{1+N}{N} + \frac{4\zeta\zeta_d}{N} \frac{\omega_d}{\omega_n}\right] \left(\frac{s}{\omega_n}\right)^2 + 2\left[\zeta + \frac{\zeta}{N} \left(\frac{\omega_d}{\omega_n}\right)^2 + \zeta_d \frac{1+N}{N} \left(\frac{\omega_d}{\omega_n}\right)\right] \frac{s}{\omega_n} + \left[1 + \frac{1+N}{N} \left(\frac{\omega_d}{\omega_n}\right)^2\right] \quad (3)$$

여기에 사용된 각각의 변수는 실제의 설계 변수와 다음의 관계가 있다.  $m$ 은 상부의 질량,  $k$ 는 보조챔버를 무시한 경우의 공기압에 의한 강성이며,  $k_d$ 와  $c_d$ 는 격막의 강성과 감쇠계수이고,  $N$ 은 보조챔버와 주챔버의 부피 비이다.

$$k = \frac{nP_0 S^2}{V_t}, \quad 2\zeta \frac{1}{\omega_n} = \frac{V_t}{nC_t P_0}, \quad N = \frac{V_t}{V_0} \quad (4)$$

여기서  $\omega_n$ 은 공기스프링만의 고유진동수,  $\zeta$ 는 오리피스에 의한 감쇠계수이고,  $\omega_d$ 와  $\zeta_d$ 는 각각 격막 만의 고유진동수와 감쇠계수를 의미한다.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad \zeta = \frac{c}{c_c}, \quad \omega_d = \sqrt{\frac{k_d}{m}}, \quad \zeta_d = \frac{c_d}{2m\omega_d} \quad (5)$$

만일 다이어그램의 영향을 고려하지 않는다면 전달률은 다음과 같이 정리된다.

$$T_0(s) = \frac{2\zeta \frac{s}{\omega_n} + 1}{\frac{2\zeta}{N} \left(\frac{s}{\omega_n}\right)^3 + \left(\frac{1+N}{N}\right) \left(\frac{s}{\omega_n}\right)^2 + 2\zeta \frac{s}{\omega_n} + 1} \quad (6)$$

한편 장비의 가동에 의해 동적인 하중  $f(t)$ 가 질량에 가해질 경우 발생하는 진동  $x(t)$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$C(s) = m\omega_0^2 \left[1 + \left(\frac{\omega_d}{\omega_0}\right)^2\right] \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{D(s)}{B(s)} \quad (7)$$

$$D(s) = \frac{2\zeta}{1+N} \left(\frac{s}{\omega_n}\right) + 1 \quad (8)$$

$$\omega_0 = \omega_n \sqrt{\frac{N}{1+N}} \quad (9)$$

이 때 다이어그램의 영향을 무시하면 동경성  $C(s)$ 는 다음과 같이 간략화된다.

$$C_0(s) = m\omega_0^2 \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{\frac{2\zeta}{1+N} \left(\frac{s}{\omega_n}\right) + 1}{\frac{2\zeta}{N} \left(\frac{s}{\omega_n}\right)^3 + \left(\frac{1+N}{N}\right) \left(\frac{s}{\omega_n}\right)^2 + 2\zeta \frac{s}{\omega_n} + 1} \quad (10)$$

## 2.2 정밀가공장비에 대한 공기스프링 설계

공기 스프링의 설계는 대상 장비의 무게와 연고자 하는 고유진동수의 설정값으로부터 시작한다. 미소진동의 목표 주파수는 4Hz 이상이므로 이 주파수에서부터 충분한 진동 차단 효과를 얻기 위해서는 설계 고유진동수가 최대 2 Hz 수준으로 설정되어야 한다.

그러나 고유진동수가 지나치게 낮아지면 공진 시 변위가 매우 커지고 안정성이 취약해지므로 1 Hz 부근이 보통이다. 이에 따라 진동전달률의 최대값을 목표값으로 설정하게 된다. 그러나 공진 시의 진동전달률을 지나치게 낮추면 고주파수에서의 진동전달률이 커지므로 효과적인 진동 차단 효과를 얻을 수 없다.

따라서 본 연구에서는 공진 시의 전달률 크다는 원하는 주파수에서의 진동전달률을 목표로 설계하는 방법을 선택하였다. 격막의 강성과 감쇠는 정확히 추정하기가 매우 어려우므로 기존의 실험 결과 또는 관련 자료를 이용해 입력할 필요가 있으며, 실험을 통하여 특성치를 분석하였다.

이때 전달률은 오리피스의 크기 변화에 불구하고 다음의 공통 전달률 주파수  $\omega_c$ 를 반드시 지난다.

$$\omega_c = \omega_n \sqrt{\frac{2N}{2+N}}, \quad T_c = \frac{2}{N} + 1 \quad (11)$$

$\omega_c$ 에서 계의 전달률이 최대가 되게 하는 최적의 감쇠비를 구할 수 있으며, 식(4)로부터 오리피스의 개원을 설계할 수 있다.

$$\left(\frac{c}{c_c}\right)_{op} = \sqrt{\frac{(N+1)(N+2)}{8N}} \quad (12)$$

이상의 절차를 따라 정밀가공장기의 중량 150 Kg, 면진장치 테이블 및 받침 구조의 중량 630Kg에 대해 각 공기스프링 당 작용 중량 195 Kg을 대상으로 공진주파수 등의 진

동특성치와 설정값을 만족하는 공기스프링의 주요 제원을 Fig. 2 및 Table 1과 같이 결정하였으며, Fig. 3과 같이 진동전달률을 구하였다. Random 진동 가진을 통해 구한 전달률 함수와 설계 결과 및 특성 분석 결과를 비교하면 Fig. 4와 같이 매우 잘 일치하는 결과를 볼 수 있다.

Table 1 Design parameters and results of the air spring

설계 목표		설계 결과	
변수	목표값	변수	결과값
장비 질량	195 kg	공진주파수	1.80 Hz
사용 압력	3.77 atm	감쇠계수	14.6 %
고유진동수	0.68 Hz	압력면적	5.2281e-3 m <sup>2</sup>
최대진동전달률	1.8	주탱크 부피	1.2631e-3 m <sup>3</sup>
다이아프램 강성	19,000 N/m	보조탱크 부피	3.1576e-3 m <sup>3</sup>
다이아프램 감쇠	10%	오리피스 직경	0.6 mm

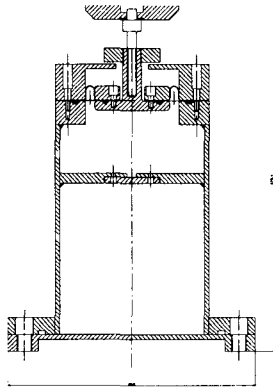


Fig. 2 Drawing of the air spring

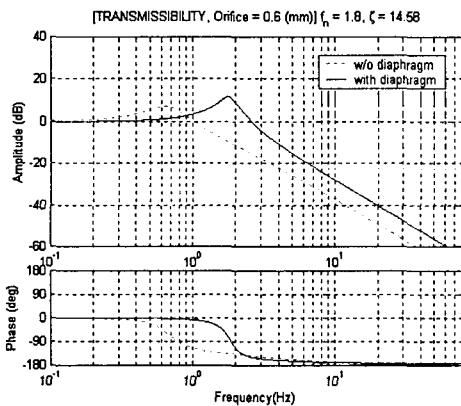


Fig. 3 Transmissibility of the designed air spring

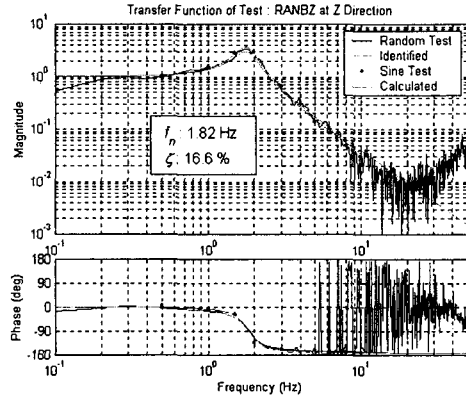


Fig. 4 Transmissibility of the air spring compared various results

### 3. 미소진동에 대한 방진

#### 3.1 미소진동 허용기준

##### (1) 정밀기기의 진동원인

정밀기기의 진동원인으로는 지반진동, 설비기계진동, 작업에 동반되는 진동 등 여러 가지가 있다. 지반진동은 주변의 공장, 도로교통 등의 진동의 영향을 받아 일어나는 것으로서, 주변상황에 따라 하루에도 크게 다르며, 주변지반의 지형 및 지층구조에 따라 전달되는 진동이 다르다. 건축설비로서 진동을 발생시키는 대표적인 설비는 냉동기, 공조기, 변전트랜스, 에리베이터, 공조덕트, 쿨링타워 등이 있다.

제조설비로서는 소형컴프레서, 각종 로, 처리장치, 소형냉각기 등이 있으며, 정밀기기에 인접하여 배치되어 있는 경우도 많다. 이 경우의 가진력은 모터등의 동력회전에 기인하는 정상가진력이 대부분으로서, 수백kg내지는 수톤의 중량이 나가는 기계가 설치되어 있는 반도체공장에서 실제로 측정된 결과에 따르면 15Hz부터 200Hz정도까지의 진동수 범위에서 10-250gal의 가속도가 관측되어, 수십내지 수백kg의 동하중을 발생하고 있는 경우도 있다. 작업시의 진동 기진원으로는 정밀기기 근처에서의 보행, 로봇작업, 자동번송차의 운용 등을 들 수 있다.

##### (2) 정밀기기의 진동허용치

반도체공장, 바이오관련 공장, 연구시험실 등에는 진동에 민감한 전자현미경, 노광장치, 장밀 천칭, 3차원 좌표측정기 등의 정밀기기들이 설치되어 있다. 이러한 정밀기기의 진동 허용치는 기기의 구조와 사용목적에 따라 다른데, 정밀천칭의 경우에는 중력의 방향으로 작용하는 미소한 가속도변동이 장애가 될 수 있으며, 고속카메라와 같은 촬영장치의 경우에는 피사체와 카메라와의 상대변형량이 장애가 되기 쉽

다. 이와 같은 정밀기기의 진동허용치는 기기를 구성하는 부재가 복잡하고 많기 때문에 해석적으로 구하기 어려워 진동 실험 등 개개의 조사결과에 의존한다. 이러한 각종 정밀기기의 진동허용치를 파악하는 일은 방진설계상 매우 중요하다.

정밀기기의 진동허용치는 정밀기기 제작사가 사양에 제시해 놓는 경우가 많은데, 예를 들면,  $0.5\mu\text{m}$  이하라든가  $0.2\text{gal}$  이하와 같이 단일의 진동량으로 규정하는 경우가 많다. 그러나 실제의 정밀기기의 허용량은 진동수 제어용 가진기를 기기본체에 취부하여 정편파가진으로 조사한 결과에 따르며, 같은 기종이라도 진동수에 따른 허용량이 다른 경향이 있어, 이 진동수에 따른 경향을 무시할 수 없다.

Fig. 5에 보인 기준은 1/3옥타브밴드의 주파수범위에서 측정된 속도스펙트럼으로부터 구한 RMS 값으로 주어졌던 것이 특징이다. 기기별로 주파수별 변위응답은 다르게 나타나나 속도응답은 넓은 속도 범위에 걸쳐 같은 상수 값을 가진다.

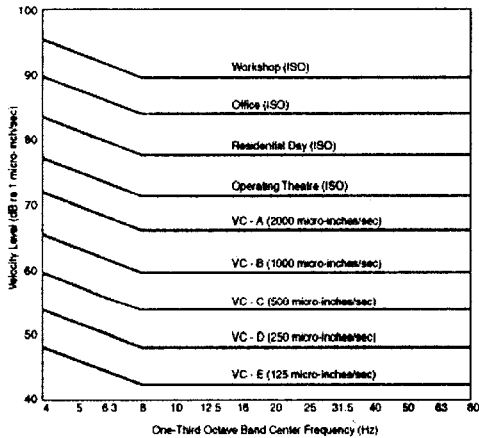


Fig. 5 Generic vibration criterion

### 3.2 정밀가공장비 설치 위치 결정을 위한 바닥 진동 평가

#### (1) 측정계획

정밀가공장비를 한국기계연구원 내의 연구동에 설치하기 위해 적합한 장소를 평가하는 실험을 수행하였다. 주변 건물에 대해 진동대가 가동하고 있어 이의 영향을 평가하고, 가장 영향이 적은 장소를 선택하였다. 진동대 가동 중 연구동 내의 예상 설치 위치의 바닥에서 진동 수준을 측정하고 이를 진동기준치와 비교하였다. 실험은 다음과 같은 계획으로 실시하였다.

#### 진동환경

- 1) 가진원 : 6자유도진동대

2) 진동환경 : Background Level, Vibration Level

#### 시험방법

- 1) Background Level : 100 Hz 까지, Sampling 400 Hz, 120 sec 동안 측정

- 2) Vibration Level

- 가진방향 : 진동대 X (건물직각 방향), Y (건물평행 방향), Z (상하방향)

- 통상 진동시험 수준

개폐기 : 16.7 Hz, 4 mm

냉방기 : 10 Hz, 1.4 g

MIL-Std-167-1 : Sweep, 4-16Hz, 0.76 mm

- 진동전달특성

Random 파형 : 1 - 50 Hz, 0.5g/1g

#### 계측위치

- 1) 장비 설치 장소 : 중앙작업장 및 생산7 계 작업장
- 2) 청정실 : Isolation Table 및 Floor
- 3) 정밀가공기 : 공작기계 정압테이블

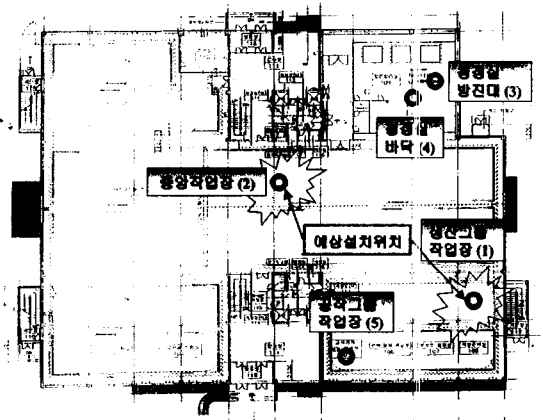


Fig. 6 Measuring locations for floor vibration measurements

#### (2) 측정결과

Table 2 Vibration levels at various floors

가진 수준	생산그룹 작업장	중앙 작업장	청정실
암진동	VC-D	VC-E	VC-E
개폐기 시험	VC-C	VC-C	VC-C
냉방기 시험	VC-A	VC-E	VC-B
MIL-Std-167-1 시험	VC-C	VC-D	VC-C
랜덤진동 시험 (1g)	VC-D	VC-E	VC-D

진동대 가동 중에 측정된 바닥의 진동 수준을 요약하면 Table 2와 같다. 이를 보면 "중양 작업장"이 항상 다른 위치보다 작은 진동 수준을 보이고 있음을 알 수 있다. Fig. 7은 랜덤 진동 가동 중의 진동 측정결과를 예로써 보여주고 있다.

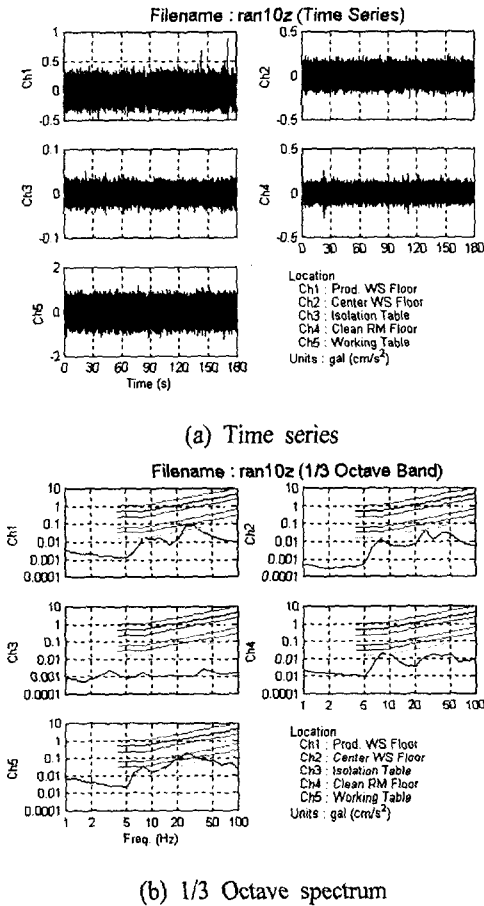


Fig. 7 Measurements of the floor vibration at random vibration tests

### 3.3 면진시스템의 동특성 및 면진성능

제작된 면진시스템의 성능을 평가하기 위하여 테이블 상부에 정밀가공장비와 무게가 유사한 강체를 탑재하고 대형 6자유도 진동대 상에 설치한 후 미소 진동 기준에 해당하는 진동신호를 구현하는 실험을 수행하였다.

진동신호는 VC 곡선을 기준으로 Residential Day, Operating Theatre, VC-A, VC-B, VC-C 등의 변화 단계를 구현할 수 있도록 합성되었으며, 진동대의 가진 특성 상 불가피한 잡음의 발생 때문에 더 작은 수준의 가진 시험은

불가능하였다. 또한 진동대가 가동되지 않는 상태인 암진동 (background vibration)에서 면진시스템을 지지하는 공기스프링의 압력을 측정된 상태(Isolated Background)와 압력을 제거하여 면진효과가 없는 상태(Unisolated Background)에서 면진시스템의 진동 상태를 비교하였다.

Photo 1은 면진시스템을 지지하는 공기스프링이며, Photo 2는 진동대 상에 중량을 탑재하고 설치된 면진시스템을 보여주고 있다. 진동기준에 의한 실험 결과의 예로써 VC-C 수준과 암진동시의 진동 측정 결과는 각각 Fig. 8과 Fig. 9에 정리하였다.

진동 수준 시험 결과 바닥의 진동과 면진시스템 테이블의 진동 수준을 비교하면 Table 3과 같다.

Table 3 Vibration levels of the floating floor

가진 진동수준	바닥 진동	제진대 진동	비율
Residential Day	0.8676 (VC-A)	13.389 (RES)	1/15.4
Operating Theatre	0.4564 (VC-B)	6.8394 (THE)	1/15.0
VC-A	0.2155 (VC-C)	3.0915 (VC-A)	1/14.3
VC-B	0.1223 (VC-D)	1.5755 (VC-B)	1/12.9
VC-C	0.0898 (VC-E)	1.0477 (VC-C)	1/11.7
Background (Isolated)	0.0342 (<VC-E)	0.1089 (VC-E)	1/3.2
Background (Unisolated)	0.3375 (VC-C)	0.1538 (VC-E)	2.2/1

이로부터 바닥진동에 비해 제진대는 적어도 1/4 수준의 진동감소 성능을 가지며, 특히 진동허용 기준에 대한 시험 결과는 바닥진동이 VC-C 이하의 수준에서는 제진대에서 VC-E 수준의 진동성능을 가지며, 이는 목표한 성능을 만족시키는 결과임을 알 수 있다.

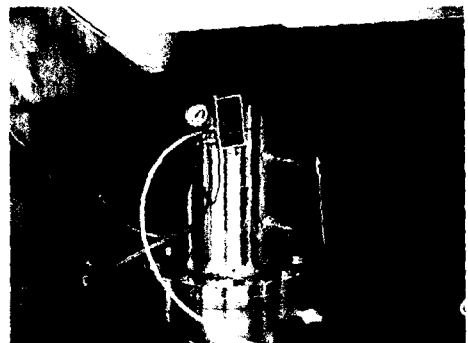


Photo 1 Air spring supporting the table

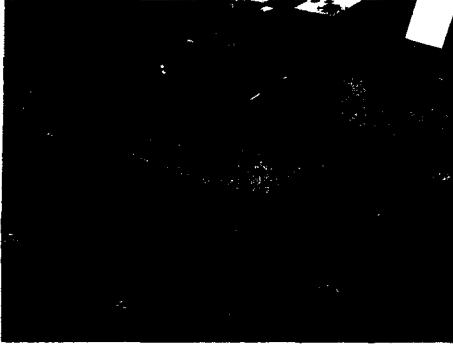
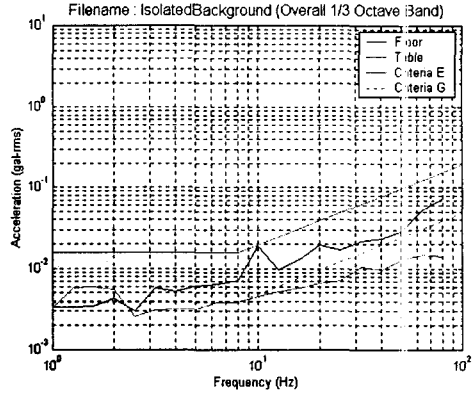
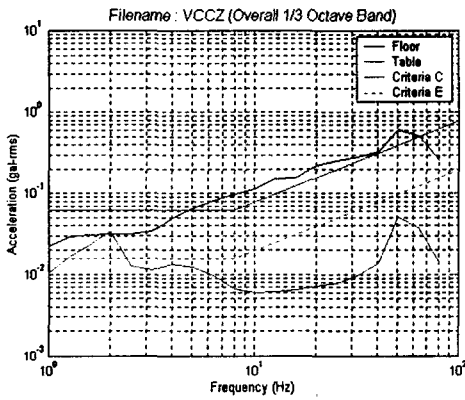


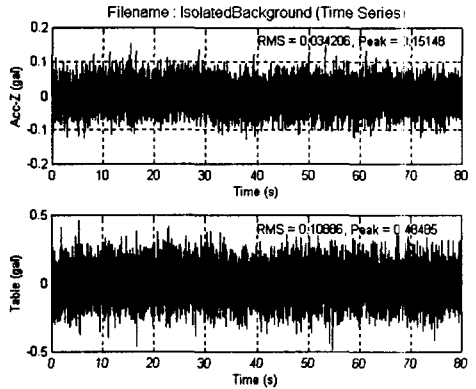
Photo 2 Vibration isolation table installed on the shaking table



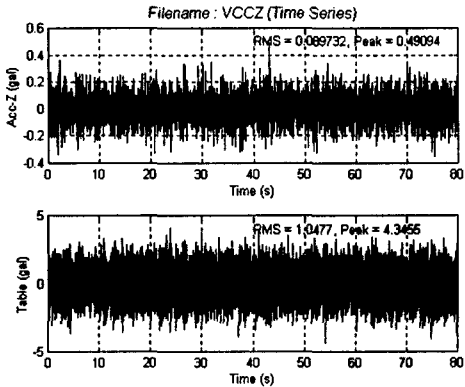
(a) Spectrum



(a) Spectrum



(b) Time Series



(b) Time series

Fig. 8 Results of VC-C level vibration

Fig. 9 Isolated background vibration

#### 4. 결론

본 논문에서는 공기스프링의 의한 면진 특성과 장점들에 대하여 살펴보았으며, 면진시스템의 제작을 위한 이론적인 토대를 정립하였다. 이로부터 정밀가공장비를 위한 공기스프링을 설계, 제작하고 이를 이용한 면진시스템을 제작하였다.

한편, 미소진동환경에서 작동하는 정밀 기기의 진동허용기준을 정리하고, 설치할 연구동의 진동환경을 평가함으로써 앞으로 정밀가공장비가 작동하는데 충분한 환경을 구축하기 위한 토대를 마련하였다.

본 논문의 주요 내용을 다시 정리하면 다음과 같다.

- (1) 오리피스를 갖는 공기스프링의 경우에는  $1/\omega^2$ 의 Roll Off를 가지기 때문에,  $1/\omega$ 의 Roll Off를 가지는 일반적인 감쇠를 갖는 진동절연시스템보다 고주파수 영역에서 진동절연 성능이 뛰어나다.
- (2) 설계된 공기스프링은 격막의 영향을 고려하여 특성을

결정하여야 하며 격막의 감쇠 효과는 주로 히스테리시스 특성을 갖는다. 이를 고려할 때 설계 결과는 실험과 매우 잘 일치하는 결과를 보인다.

(3) 바닥진동에 비해 면진시스템은 적어도 1/4 수준의 진동 감소 성능을 가지며, 특히 진동허용 기준에 대한 시험 결과는 바닥진동이 VC-C 이하의 수준에서는 면진시스템에서 VC-E 수준의 진동성능을 가지며, 이는 목표한 성능을 만족시키는 결과이다.

(4) 적어도 100 nm의 가공성능을 유지하기 위한 면진시스템의 진동 조건으로서 VC-E를 설정할 때 최소한 VC-C 수준을 유지할 수 있도록 작업장의 환경을 유지해야 한다. 현재 가공기를 설치한 작업장의 바닥 진동을 측정된 결과에 따르면 대형 6자유도 진동대의 진동실험 중에도 VC-C 수준을 나타내고 있으며, 진동대 정지시에는 VC-D 수준을 유지하므로 양호한 환경이라 할 수 있다. 다만 비면진 시의 압진동(Unisolated background) 수준에서는 면진시스템의 진동이 오히려 바닥보다 증가하므로 공기스프링의 정상적인 작동은 매우 중요하다.

## 후 기

본 연구는 한국기계연구원의 기본사업으로 수행되었다.

## 참 고 문 헌

- (1) Harris, Cyril M., 1961, SHOCK VIBRATION Handbook (1e), Chapter. 33.
- (2) Harris, Cyril M., 1988, SHOCK VIBRATION Handbook (3e), Chapter. 33.
- (3) Erin, C., et al., 1998, "An improved of a pneumatic vibration isolator: Theory and experiment", Journal of Sound and Vibration, Vol. 218, No. 1, pp. 81~101.
- (4) 武田壽一外, 1988, 構造物の免震, 防振, 制振, 技報堂出版.