

## 치수공차가 고려된 광디스크 드라이브의 방진마운트 설계에 관한 연구

A Study on the Design of Rubber Mount for Anti-vibration of an  
Optical Disk Drive Considering the Dimensional Tolerance

김 국 원\* · 김 남 응\*

Kug Weon Kim and Nam Woong Kim

(2002년 2월 8일 접수 ; 2002년 8월 14일 심사완료)

**Key Words** : Rubber Mount for Anti-vibration(방진마운트), Optical Disk Drive(광디스크 드라이브),  
Dimensional Tolerance(치수공차), Finite Element Analysis(유한요소해석)

### ABSTRACT

With the increase of storage density, high rotational speed and high access technologies in optical disk drive, mechanical issues, mainly noise and vibration, become critical. Up to now the researches of rubber mount for anti-vibration focused on how to calculate the static and the dynamic stiffness of rubber mount and leaved out consideration of the dimensional tolerance of rubber mount for anti-vibration. This paper presents the effects of dimensional tolerance of rubber mount for anti-vibration on the dynamic characteristics of optical disk drive by finite element analysis and dynamic test. The relation between dimensional tolerance and dynamic characteristics of optical disk drive is observed and discussed.

### 1. 서 론

광디스크 기술의 발전추이는 고밀도화, 고속화 및 고속 액세스기술 등으로 요약할 수 있으며, 이에 따라 기계적인 진동, 소음에 대한 문제가 매우 심각하게 대두되고 있다. 광 픽업(optical pick-up)부가 디스크에 기록되어 있는 트랙(track)을 읽거나, 또는 새로운 정보를 기록할 때, 고속/고밀도화 되어갈수록 외부의 진동 및 충격에 의해 오동작을 일으킬 가능성이 높아지며, 또한 고배속화에 따라 발생하는 내부 진동원에 대해서도 대책이 마련되어야 하는 등 광디스크 드라이브는 기본적으로 복잡한 방진대책을 요구하고 있다. 따라서 안정적으로 정보를 저장, 재생시키기 위

해서는 서보 제어기술의 발전과 함께, 기계적인 진동 특성의 안정성 확보가 요구된다.

현재까지 광디스크 드라이브의 방진마운트에 관한 연구는 대부분 정적강성과 동적강성에 관한 연구가 주류를 이루고 있으며,<sup>(1~4)</sup> 치수공차에 대한 고려는 전혀 이루어지지 못하고 있는 실정이다. 이는 CD-ROM 계열의 광디스크 드라이브의 경우 치수공차까지 고려한 정밀한 설계의 필요성이 없었기 때문이다. 현재, 같은 치수의 방진고무를 사용하더라도 치수공차에 따라 약 10% 내외의 시스템 고유진동수 차이를 가져오고 있다. 그러나 고밀도 저장장치인 DVD의 경우 10% 내외의 고유진동수 차이는 제품성능에 큰 영향을 미치게 되며 향후 지속적으로 고밀도 디스크가 개발될 것으로 예측되는바, 현 시점에서 치수공차에 따른 방진 마운트의 성능분석은 매우 의미있는 연구라고 사료된다.

본 연구에서는, 유한요소법을 이용한 고무재료거동

† 책임저자, 정회원, 순천대학교 기계공학과  
E-mail : kimkug1@sch.ac.kr

Tel : (041) 530-1225, Fax : (041) 530-1550

\* 정회원, LG전자 디지털미디어(연)

해석과 방진마운트부 치수공차에 따른 시스템 동특성 실험을 수행하여 치수공차에 따른 광디스크 드라이브의 성능을 분석하고 치수공차를 고려한 방진마운트 설계를 위한 기초자료 및 설계지침을 마련하고자 한다.

## 2. 방진마운트 제작

광 디스크에 사용되는 방진마운트는 일반적으로, 방진해야 할 대상인 픽업 베이스(pick-up base)를 허리 부분에 끼워, 세로축의 중공을 통해 베이스 판의 돌출부(이하 보스(boss)라 칭함)에 끼워진 다음, 덮개 판(cover plate)으로 덮고, 나사(screw)를 조여 시스템에 체결되는 구조를 갖는다. Fig. 1은 이러한 구조의 전형적인 모습을 나타낸다. 방진마운트의 기능은 일반적으로 두 가지로 대별된다. 첫째, 지정된 공간 내에 픽업 베이스를 지지하여 다른 부품과의 간섭을 일으키지 않도록 한다. 둘째, 외부로부터의 진동을 절연하고, 내부의 진동을 외부로 적게 전달시키는 역할을 한다. 이러한 기능들은 방진마운트의 강성과 밀접한 관련을 맺으며, 강성은 또한 방진마운트의 형상 및 경도의 함수라 할 수 있다. 따라서 방진마운트를 설계한다고 함은 곧, 강성 설계를 의미하며 이는 구체적으로 적절한 재료의 고무와 경도를 선택하고, 형상을 구현하는 행위이다.

치수의 결정 측면에서 가장 중요하게 고려할 사항은 방진마운트의 높이라 할 수 있는데, 이는 덮개 판을 덮고, 나사를 조이는 작업에 의해 강성이 크게 달라지기 때문이다. 저자의 이전 연구에서 방진마운트의 설계에 있어 예하중(pre-load) 혹은 초기변위(predisplacement)가 정적 강성과 시스템의 고유진동수에 미치는 영향에 대해 연구를 수행했으며, 그 중 한 예로 높이 9 mm의 방진마운트에 부여하는 초기 압축량을 0.8 mm에서 2.25 mm로 증가함에 따라 방진마운트의 정적 강성은 2.44배가 증가하고, 시스템의 고유진동수는 1.56배나 증가하게 됨을 보였다.<sup>(4)</sup> 이는 시스템의 동특성 측면에서는 대단히 큰 변화이기 때문에 설계 시 반드시 중요하게 고려해야 하는 내용이다.

한편, 방진마운트의 치수 중, 높이 외에 중요하게 고려해야 할 치수는 방진마운트의 내경이다. 이는 또한 방진마운트가 취부되는 보스부분의 외경 치수와도 관련이 있다. 현재까지 방진마운트 설계자들은 내경치수의 공차에 일관성을 부여하지 못하고 있으며 이에 대한 연구내용은 찾아 볼 수가 없다. 보스의 외경과

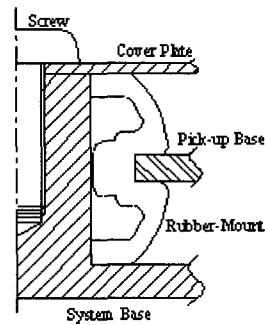


Fig. 1 Assembly configuration of generic rubber mount

방진마운트의 내경은 서로간의 치수 공차에 의해 헐거운 맞춤이 되기도 하고, 끼는 맞춤이 될 수 있다. 이 때, 끼는 맞춤이 될 경우, 방진마운트의 특성상 고무가 겹치게 되어 원하는 강성과 다른 강성이 될 가능성이 있다.

Fig. 2는 본 연구를 위해 제작된 방진마운트의 형상을 나타낸다. 내부는 재료가 차 있지 않고 비어 있다. 내경의 치수와 공차는 각각  $\phi 4.3$ 에  $\pm 0.03$ 이다. 이 공차는 통상적으로 제작되는 고무부품의 공차인  $\pm 0.1$ 보다 엄격한 값으로서 오차가 적은 실험을 위해 부여되었다. 높이는 4.9이다. Fig. 3은 실험을 위해 제작된 실험용 지그 중 방진마운트를 안착할 수 있는 베이스폴(base pole)을 나타낸다. 본 연구에서는 4개의 방진마운트에 의해 4점 지지되는 광 디스크 드라이브의 구조를 해석 대상으로 정했다. 보스의 높이는 4.7이며, 따라서 방진마운트의 초기 압축량은 0.2 mm가 된다.

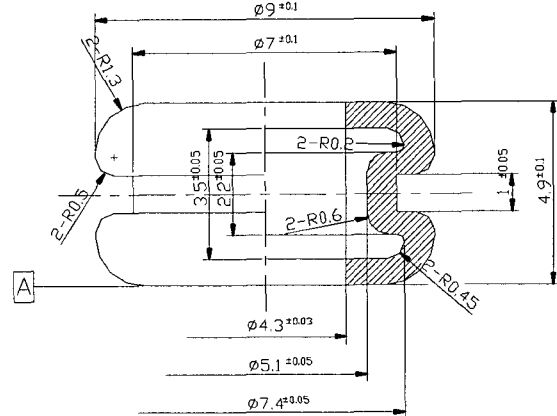


Fig. 2 Shape of rubber mount

제작 상의 문제로 방진마운트의 내경은 쉽게 바꿀 수 없기 때문에 보스의 외경을 변화시켰다. 보스의 외경 치수 및 공차는 각각,  $\phi 4.1$ ,  $\phi 4.3$ ,  $\phi 4.5$ 에  $\pm 0.01$ 로, 방진마운트의 내경  $\phi 4.3$ 와의 맞춤에 있어서 극단적인 경우를 선택했다.

### 3. 유한요소해석

#### 3.1 해석상의 가정 및 구현방법

Fig. 4는 방진마운트의 유한요소 모델을 나타낸다. 비선형해석 전용 프로그램인 MARC<sup>(5)</sup>를 이용하여 해석을 수행하였다. 축대칭 요소를 사용하였으며, 프로그램의 특성상 x축이 회전중심축이다. 좌측, 우측, 하단의 강체면(rigid surface)은 각각 나사, 베이스, 보스의 표면에 해당한다. 정적 변형의 해석은 다음과 같이 두 가지의 경우로 나누어 수행되었다.

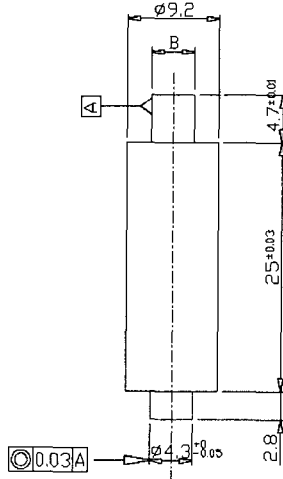


Fig. 3 Shape of the base pole

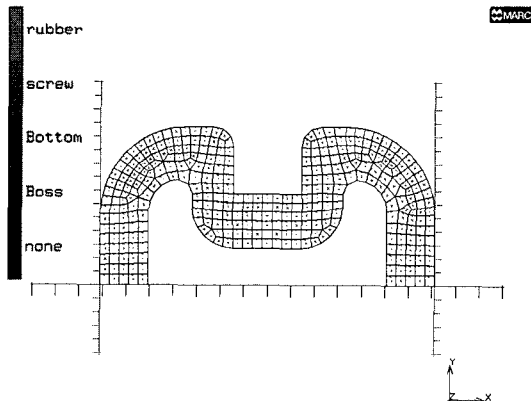


Fig. 4 Finite element model of rubber mount

- 1) 보스의 외경 < 방진마운트의 내경
  - 스크류의 조임 부여: 좌단 강체면에 변위 부여
  - 픽업 베이스계의 하중 부여: 고무 요소에 힘 부여
- 2) 보스의 외경 > 방진마운트의 내경
  - 스크류의 조임 부여: 좌단 강체면에 변위 부여
  - 보스의 외경이 방진마운트의 내경보다 큰 상황: 하단 강체면에 변위 부여
  - 픽업 베이스계의 하중부여: 고무 요소에 힘 부여

#### 3.2 경계조건 및 물성치

방진마운트와 접촉하는 모든 면에는 접촉경계조건을 사용하였다. 이 때 문제가 되는 부분은 Fig. 5에 나타낸 픽업 베이스가 안착되는 부분의 경계조건으로써 다음과 같이 가정되었다. 첫째, a에서 b까지의 거리는 픽업 베이스의 두께로서 해석과정에서 보존되어야 한다. 따라서 해석에서는 a부분과 b부분의 x좌표를 연성시켰다. 둘째, c부분은 방진마운트의 변형이 진행되어도 픽업 베이스의 너비가 일정하므로 y방향의 좌표는 변함이 없다. 따라서 c부분의 y좌표는 고정하였다. 셋째, b부분은 픽업 베이스 계의 중량이 작용되는 부분으로 해당 절점에 힘, 즉 픽업부의 무게가 부여되었다.

해석에 사용된 변형률 에너지 함수는 Neo-Hookean 모델이다. Table 1은 각 경도에 해당하는 Neo-

Table 1 Neo-Hookean model constants

Hardness	20°	30°	40°
Neo-Hookean constants	0.12242	0.19113	0.28275

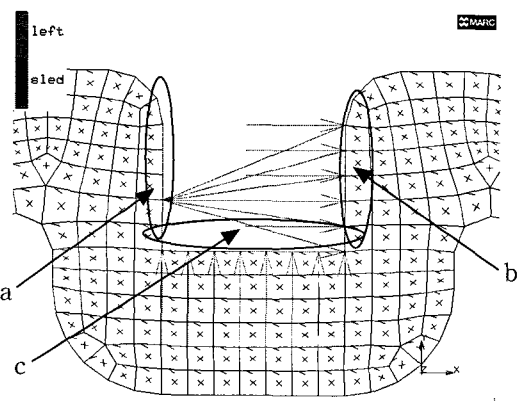


Fig. 5 Boundary conditions

Hookean 모델의 상수로서 Gent의 실험식<sup>(6)</sup>으로부터 구했다.

### 3.3 해석결과

해석의 과정은 앞에서 상술한 바와 같이, 보스의 외경과 방진마운트의 내경과의 차이에 따라 두 종류로 나누어 해석을 수행했다. 나사의 초기 압축량은 0.2 mm이다.

Fig. 6의 (a)~(d)까지는 보스의 외경이  $\phi 4.5$ 로 방진마운트의 내경보다 큰 경우의 변형된 형상과 von-Mises 응력 분포를 나타낸다. 보스의 외경이 큰 경우에는 보스에 해당하는 하단의 강체면에 y방향으로 변위 경계조건을 부여한다. 나사의 조임에 의해 방진마운트 내부의 굴곡진 부분에 걸리는 응력이 증가하며 보스와 맞닿는 면은 안으로 오그라드는 변형 양상을 보인다.(Fig. 6 (b)) 다음 보스의 영향으로 보스 면과의 접촉되는 부분의 응력이 증가된다.(Fig. 6 (c)) 이 때까지는 x방향에 대해 대칭적인 응력분포를 보이다가 픽업 베이스 계의 하중이 부여되고 난 후에는 비대칭적인 응력 분포를 보인다.(Fig. 6 (d))

Fig. 7의 (a)~(c)까지는 보스의 외경이  $\phi 4.1$ 로 방진마운트의 내경보다 작은 경우를 해석한 결과이다. 이 경우에는 보스에 해당하는 하단의 강체면 위치를 모델링할 때, Fig. 7의 (a)와 같이 방진마운트의 내경면에서 떨어뜨린 후, 해석을 수행한다. 나사의 조임과 픽업 베이스의 하중이 부여되면, Fig. 7 (b), (c)와 같이 방진마운트가 보스와 약간 접촉하게 된다. 방진마운트의 응력상태를 살펴보면 Fig. 6과는 달리 보스와

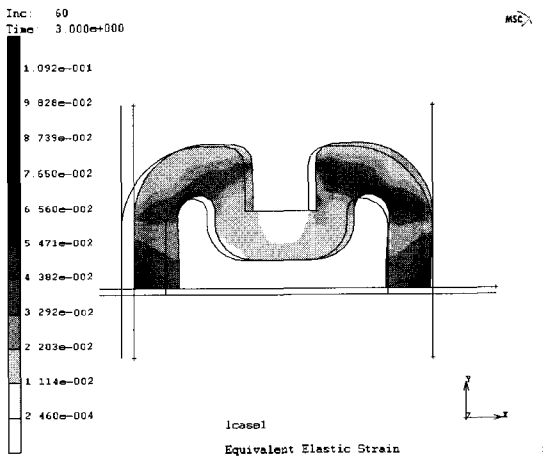
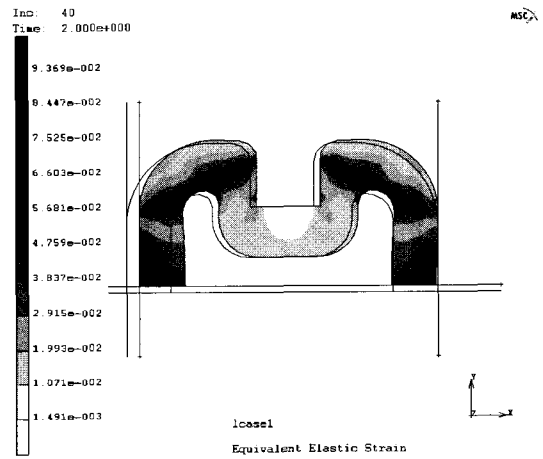
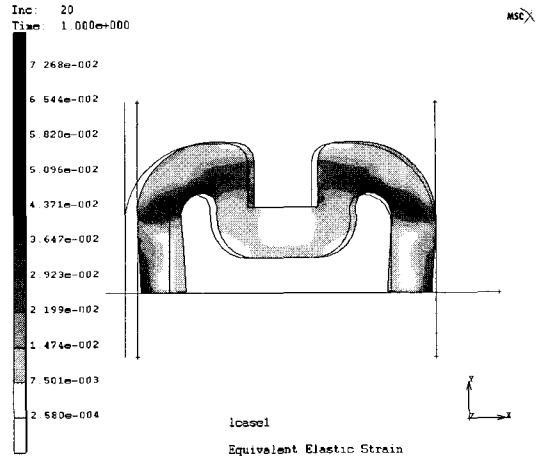
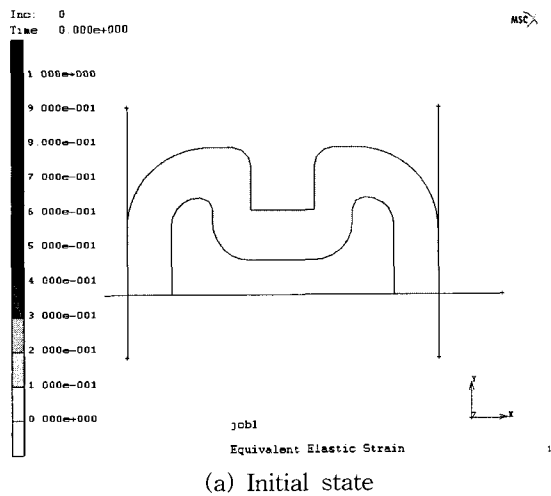
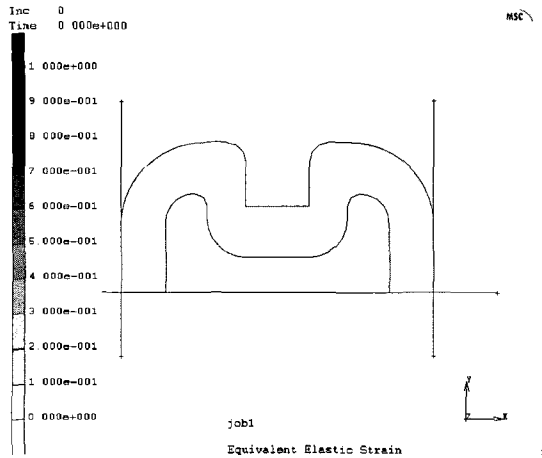
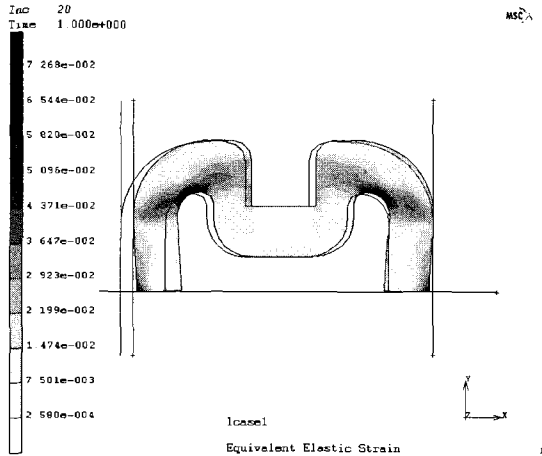


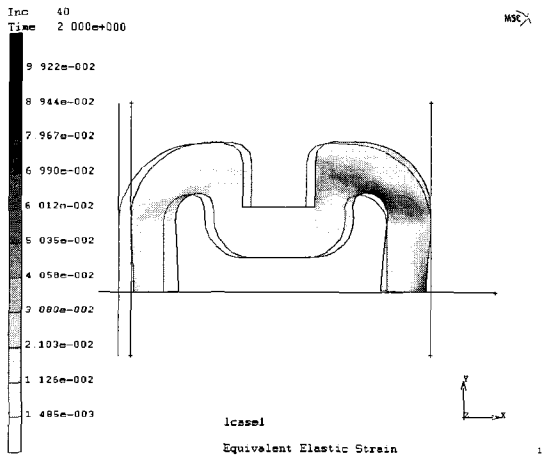
Fig. 6 Deformation and stress distribution of rubber mount for  $\phi 4.5$  outer diameter of boss



(a) Initial state



(b) Contact process (screwing)



(c) System weight loading

Fig. 7 Deformation and stress distribution of rubber mount for  $\phi 4.1$  outer diameter of boss

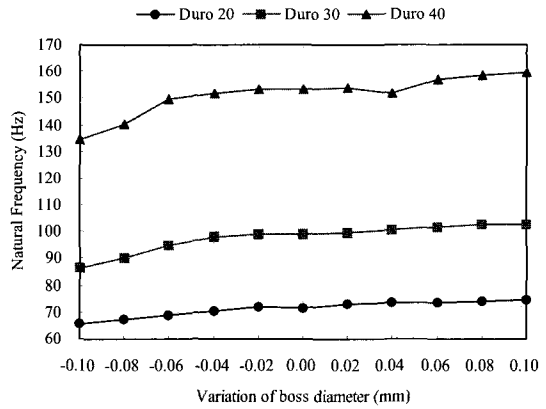


Fig. 8 Natural frequency with boss diameter

의 접촉이 거의 없기 때문에 주로 시스템의 무게에 의한 응력증가 현상을 보이게 된다. 즉, 픽업부를 지지하는 방진마운트의 아래부분(그림에서 우측부분)만이 변형하는 형태를 보인다.

이와 같은 방법으로 0.2 mm의 초기 압축량,  $\phi 4.3$ 의 방진마운트 내경에 대해서, 보스의 외경을  $\phi 4.1 \sim \phi 4.5$ 로 변화시킬 때 경도 20°, 30°, 40° 방진마운트의 정적 강성을 계산하고 고무재료의 정동비를 이용하여 Fig. 8과 같이 시스템의 고유진동수를 계산하였다. 고려된 3가지 경도 모두 보스의 외경이 증가할수록, 즉 방진마운트와 보스의 끼는 맞춤이 심해질수록 방진마운트의 강성이 증가하고 이에 따라 시스템의 고유진동수가 증가하였다. 경도 20°, 30°, 40° 각각에 대해 보스의 외경이 방진마운트 내경보다 0.1 mm 작을 경우에 비해 0.1 mm 큰 경우 시스템의 고유진동수는 약 14.3%, 18.7%, 18.5% 증가하였다.

#### 4. 실험과의 비교

제작된 방진마운트와 실험 지그를 이용해서 시스템 고유진동수 측정 실험을 수행하였다. 각 경도 및 보스의 외경에 대해 각각 3번씩 실험을 하였다. Fig. 9는 고유진동수 실험장치를 나타내고 있는데, 파형발생기(function generator)로부터 발생된 사인과 신호가 증폭기(amp.)를 통하여 가진기(exciter)에 전달되면 밀판(base)와 여기에 놓여진 시스템이 가진되게 된다. 이때 밀판과 모형에 각각 부착된 가속도계(accelometer)에서 검출된 신호는 가속도 증폭기에서 증폭되어 FFT로 보내진다. 파형발생기에서 발생된

신호는 20~200 Hz 사이를 1 octave/min 왕복으로 sine와 sweep 하였다. 실험에 사용된 장비의 모델명을 Table 2에 나타내었다.

Fig. 10 (a)~(c)는 각각 경도 20°, 30°, 40°의 방진마운트에 대한 가진실험 결과를 나타낸다. 나사에 의한 초기 압축량은 모두 0.2 mm이고, 사용된 보스의 외경은 세 종류이다. 결과에서 보는 바와 같이 보스의 외경에 의한 고유진동수에의 전반적인 영향은 예상대로 비례적인 관계로 나타난다. Fig. 11은 실험치와 해석치의 직접적인 비교를 나타낸다. 해석과 실험은 비교적 잘 맞는 결과를 보여준다. 특별히, 유한요소 해석은 보스의 외경이 방진마운트의 내경보다 작을 때, 고유 진동수가 작아지는 효과를 잘 보여주지만, 보스의 외경이 방진마운트의 내경보다 클 경우에는, 약간의 오차를 보인다. 고려된 3가지 경도 모두 보스의 외경이 방진마운트의 내경보다 클 경우 측정된 고유진동수는 다른 경우에 비해 큰 편차를 보였는데, 이것은 실험에서 방진마운트를 보스에 끼울 때, 표면의 마찰에 의해 고무가 겹치거나 예상치 못한 상

태로 오그라들어 안착되기 때문이라 사료된다. 실제로 제품 조립 시 이러한 상황이 발생하면, 고유 진동수의 편차가 크기 때문에 시스템의 신뢰성에 문제가 생길 수 있다. 따라서, 보스의 외경의 경우는 음수의 공차가, 방진마운트의 내경의 경우는 양수의 공차가 부여되어야 할 것이다. 일반적으로 보스에 부여되는 공차는 방진마운트에 비해 작으며, 제작 시에도 일관성 있게 분포되기 때문에 방진마운트의 내경 공차에 특히 주의를 기울여야 할 것이다.

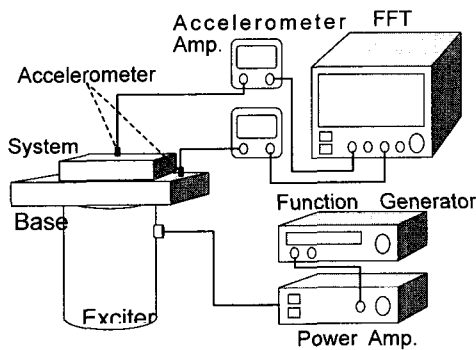
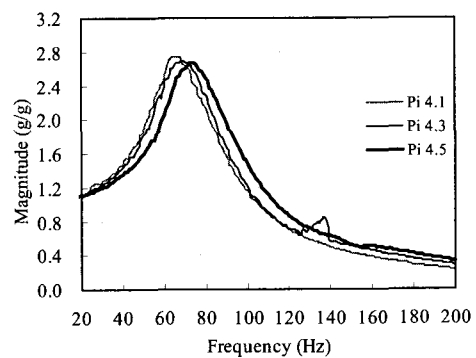


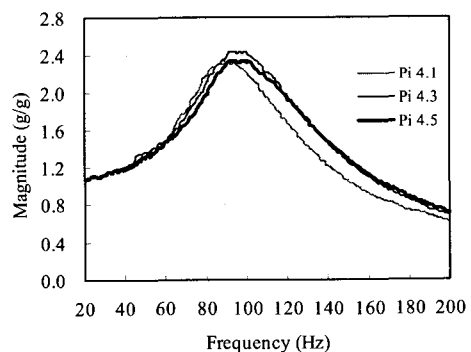
Fig. 9 Dynamic test setup

Table 2 Experimental apparatus

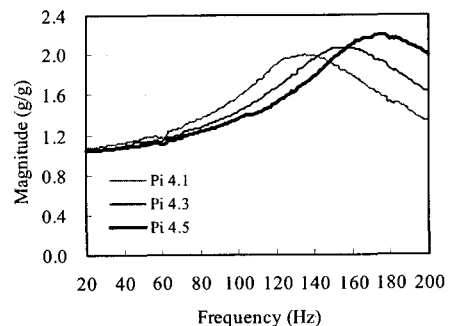
		Company	Model
PC based FFT Analyzer	Software	B & K	Pulse ver. 4.1
	Data Acquisition Unit	B & K	Type 2816
Exciter		LDS	V4.50
Accelerometer		B & K	4374
Function Generator		LDS	DSC4-CE



(a) Duro hardness 20°



(b) Duro hardness 30°



(c) Duro hardness 40°

Fig. 10 Results of sweep test

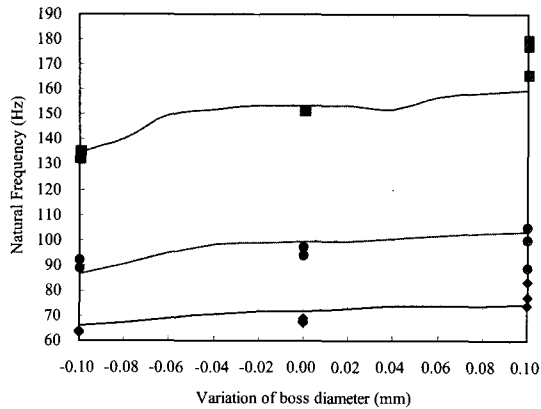


Fig. 11 Comparison between FEM results and experimental results (line : FEM, symbol : experiment)

### 5. 결 론

본 연구에서는 방진마운트의 내경과 보스의 외경의 상호 작용이 시스템의 고유진동수에 미치는 영향을 해석적으로 접근할 수 있는 방법을 연구하였고, 실험으로 검증하였다. 연구결과 다음의 결론을 얻을 수 있다.

(1) 방진마운트 내경이 보스의 외경보다 클 때와 작을 때 모두 고유진동수에 영향을 초래한다. 일정한 방진마운트의 내경에 대해 보스의 외경을 증가시키는 해석 및 실험에서 보스의 외경이 증가할수록 시스템의 고유진동수는 증가하였다. 즉 헐거운 맞춤에서 끼는 맞춤으로 바뀔 때 따라 시스템의 고유진동수는 증가하였다.

(2) 보스의 외경이 방진마운트의 내경보다 클 경우, 측정된 고유진동수는 비교적 큰 편차를 보였으며 이는 시스템의 신뢰성에 문제가 생길 수 있다. 따

라서, 보스의 외경의 경우는 음수의 공차가, 방진마운트의 내경의 경우는 양수의 공차를 부여하는 것이 추천된다.

### 후 기

본 연구과제는 2001년도 순천향대학교 학술연구조성비 일반연구과제로 지원을 받아 수행하였음.

### 참 고 문 헌

- (1) 김국원, 임종락, 한용희, 손희기, 안태길, 1998, "압축하중을 받는 방진고무의 동특성 해석 및 실험", 한국소음진동공학회지, 제 8 권 제 5 호, pp. 900~907.
- (2) 김남웅, 김국원, 홍 구, 정문채, 김외열, 1999, "슬립형 광 디스크 드라이브의 방진설계", 한국소음진동공학회지, 제 9 권 제 2 호, pp. 324~330.
- (3) 김국원, 임종락, 손희기, 안태길, 1999, "압축된 고무재료의 정적 변형 해석과 동특성 예측", 한국소음진동공학회지, 제 9 권 제 3 호, pp. 472~476.
- (4) 김국원, 임종락, 안태길, 1999, "압축된 방진고무의 강성 해석", 한국정밀공학회지, 제 16 권 제 6 호, pp. 141~147.
- (5) MARC, 1997, "Analysis of Non-linear Material Behaviour Using the MARC Finite Element Program", MARC Analysis Research Corporation.
- (6) Gent, A. N., 1958, "On the Relation Between Indentation Hardness and Young's Modulus," Rubber Chemistry and Technology, Vol. 31, pp. 896~906.