

# 고배속 CD-ROM Drive의 진동댐퍼 설계에 관한 연구

장승환\* · 김현석\* · 최진경\* · 이대길\*\*

(1997년 10월 21일 접수)

## A Study on the Design of Vibration Damper for High Speed CD-ROM Drives

S. H. Chang, H. S. Kim, J. K. Choi and D. G. Lee

**Key Words :** Vibration Damper(진동댐퍼), Core(코어), Loss Factor(손실계수), Nomogram(노모그램)

### Abstract

Rubber dampers are widely used to damp out vibrations generated in many mechanical elements because of the excellent damping characteristics of rubber. The damping characteristics of rubber is much dependent on temperature and frequency, which, in some cases, limit the effectiveness of rubber dampers. In this study, in order to increase the damping properties and axial and cross stiffnesses of rubber vibration dampers which are used in recording and regenerating devices, solid cores were inserted with interference tolerance in the rubber dampers. The damping characteristics of the rubber dampers with cores were investigated by experimentally and numerically using finite element method with respect to the interference tolerance, the core roughness, the materials of the core and the environmental temperature. From the experimental and theoretical investigations, it was found that the core in the rubber increased both the damping and stiffness of the damper. Also, it was found that the damping and stiffness of the rubber damper were much dependent on the temperature and frequency. Using the results of the experimental and theoretical investigations, the optimum design method for the cored rubber damper for recording and regenerating devices was developed.

### 1. 서 론

현대 산업사회의 급속한 발달 속에서 다양한 장치와 기계의 개발이 이루어지고 있으며, 이 과정에서 새롭게 야기되는 문제가 진동 및 소음문제이다. 모터 등의 진동원으로부터 발생된 진동은 정밀한 기계요소 및 전자부품에서 오동작의 원인이 될 수 있다. 또한, 소음은 환경문제뿐 아니라 제품의 부가가치를 결정하는 중요한 요소가 되고 있다. 이러

한 연구의 일환으로 진동댐퍼에 관한 연구가 많이 이루어지고 있다.<sup>(1)</sup>

진동을 억제하거나 완충시키기 위해서는 가진력에 의해 시스템에 부가된 에너지를 전단변형, 마찰, 유체 점성 또는 재료 자체의 감쇠력 등의 다양한 형태로 소실시키는 메커니즘이 필요하다. 재료 자체의 감쇠력은 재료의 고유한 특성이므로 재료 자체의 감쇠력이 부족한 경우 감쇠효과를 발생시킬 수 있는 장치를 부가하게 된다. 댐퍼의 진동감쇠효과를 높이기 위해 재료의 특성에 관한 연구와 진동 메커니즘에 관한 연구가 활발히 이루어지고 있으며, 진동의 제어에 있어서도 수동적인 제어방식에

\*한국과학기술원 기계공학과

\*\*회원, 한국과학기술원 기계공학과

서 능동적인 제어방식으로 발전하고 있다. 진동댐퍼의 재질로는 고무가 예전부터 널리 사용되어 왔으며, 많은 기계장치의 완충재로 만족할 만한 역할을 해 왔다.<sup>(1)</sup>

고무의 감쇠효과를 더욱 강화하기 위하여 셀형태의 진동댐퍼 내부에 여러 가지 분말을 충전하여 감쇠성능을 향상시킨 진동댐퍼, 셀형태의 고무 내부에 기름 등을 충전한 진동댐퍼, 내부에 자성 물체를 삽입하여 감쇠를 향상시킨 진동댐퍼, 내부에 코어를 함께 만들어서 좌우의 흔들림을 억제하는 진동댐퍼 등이 제안되었다.<sup>(2~5)</sup>

이와 같이 진동댐퍼 재질 자체의 감쇠 특성을 이용하여 진동을 감쇠시키는 진동댐퍼 외에도 부가적인 감쇠처리를 하여 기계구조물의 진동을 효과적으로 감쇠시키기 위한 연구가 계속 수행되고 있다. 그중 마찰에 의한 감쇠성능 향상에 대한 연구가 꾸준히 이루어지고 있는데, Tomlinson은 비선형의 쿨롱장치를 가지는 구조의 동적 특성을 실험데이터와 이론적 결과를 비교하였으며,<sup>(6)</sup> Hundal은 점성 및 쿨롱마찰 요소를 가지는 1자유도계 시스템의 연속적 운동과 한 사이클당 두 번 멈추는 경우에 대한 해석적 해를 제시하였다.<sup>(7)</sup> 그리고 Schlesinger는 쿨롱감쇠가 강제적, 탄성적 커플이 되어 있을 때 마찰력과 전달률의 관계를 정량적으로 제시하였으며, 미끄럼운동(sliding motion)과 스틱-슬립운동(stick-slip motion)의 모델링을 제시하였다.<sup>(8)</sup>

Wang은 점성특성과 마찰특성을 가지는 유체-기저(fluid-based)의 전자유동학적(electrorheological: ER) 감쇠장치를 이용하여 유연한 구조물(flexible structure)의 진동을 제어하는 연구에서 마찰에 의한 감쇠 성능의 중요성을 입증하였고,<sup>(9)</sup> Sun은 건조 마찰감쇠(dry friction damping)요소를 가진 불규칙 진동(random vibration)을 받는 시스템에 단시간 가우스근사법(short-time Gaussian approximation)에 근거한 셀사상(cell mapping) 방법을 적용하여 해석하였다.<sup>(10)</sup> 또한 Tan은 다자유도계(multi degree of freedom)에서 등가 마찰감쇠에 의해 발산된 마찰에너지를 추론하는 해석을 수행하였으며,<sup>(11)</sup> Sherif는 두 마찰체의 계면에서 발생하는 수직하중 및 접촉강성(contact stiffness) 등을 변수로 하는 해석과 실험을 통하여 마찰감쇠에 중요한 계면요소를 결정하였다.<sup>(12)</sup> 이 외에도 마찰감쇠에 대한 많은 연구들이 수행되었다.<sup>(13,14)</sup>

마찰력을 이용한 감쇠 향상 연구와 더불어 고무

와 같은 점탄성 재료의 전단변형을 유발하여 감쇠를 향상시킨 연구도 활발히 진행되어 진동이 발생하는 여러 가지 구조물에 적합한 감쇠처리방법에 대한 정량적인 연구가 수행되었다. 이들 연구에서는 여러 가지 감쇠재료와 구조간의 기하학적 치수비를 조절하여 최적의 감쇠조건을 발견하였다.<sup>(15)</sup> 이러한 연구에 기초하여, 점탄성 재료의 물성을 측정하는 방법도 많이 개발되었으며, 이들 방법을 이용하여 점탄성 재료의 물성을 측정한 연구들이 수행되었다.<sup>(16~22)</sup> 이러한 연구들을 바탕으로 심 송 등은 점탄성 재료를 이용하여 구조물에 표면감쇠처리를 통한 감쇠 향상에 관한 연구를 수행하였다.<sup>(23)</sup>

본 연구는 구동 주파수에서 안정된 진동 특성을 가지는 고배속 CD-ROM Drive의 진동댐퍼를 설계하는 것이다. 구동 주파수에 의한 공진현상은 대부분 구동부나 지지부의 단품의 강성보다는 진동댐퍼의 강성이 약하기 때문에 주로 진동댐퍼 부분에서 발생하게 되어 진동댐퍼의 설계가 매우 중요하다.

진동댐퍼의 설계시, 진동댐퍼의 강성을 조절하여 구동 주파수 대역을 피하거나, 공진 주파수에서 감쇠특성을 향상시켜 공진이 발생할 경우 진폭이 최소화될 수 있도록 한다. 그러나 고 감쇠특성의 재질로 진동댐퍼를 제작하는 것만으로는 충분한 진동 감쇠효과를 기대할 수 없는 경우도 있으므로 다른 감쇠기구가 고려되어야 한다. 고배속 CD-ROM Drive의 진동댐퍼는 주로 고무를 사용하여 제작하는데, 정해진 형상에서 고무의 경도만을 변경해서는 사용 목적에 따라 만족할 만한 감쇠 향상과 강성증가효과를 기대할 수 없다. 또한, 회전체를 포함하는 평판에서 진동이 발생하는 경우, 편심된 질량분포로 인해 진동댐퍼 위에서 틸팅(tilting)현상이 발생하는 경우도 있다. 이러한 현상은 셀형상(shell type)의 진동댐퍼를 사용하는 경우 진동댐퍼의 축방향의 강성보다 반경방향의 강성이 상대적으로 작은 것에 기인한 현상이다. 따라서, 이런 모든 경우의 문제를 해결하기 위해서는 셀형상(shell type) 진동댐퍼의 감쇠 및 강성증가를 위한 부가적인 메카니즘이 도입되어야 한다.

본 연구에서는 고 감쇠특성을 가지는 진동댐퍼를 설계하기 위하여, 감쇠성능이 우수한 부틸고무(butyl rubber)를 사용하고, 부가적인 감쇠효과 및 반경방향으로의 강성증가를 위하여 셀형상(shell type)의 진동댐퍼 내부에 코어를 삽입한 진동댐퍼를 개발하였다. 삽입된 코어에 의해 코어와 진동댐

퍼 사이에 내압이 걸리며, 부가된 내압에 의한 마찰력때문에 전단변형이 발생하여, 축방향의 강성 및 감쇠효과가 증대되며, 코어의 지지로 반경방향의 강성도 증가하여 틸팅(tilting) 등의 현상을 방지할 수 있다.

코어를 삽입한 진동댐퍼의 최적설계를 위하여, 코어의 외경, 재질, 표면처리에 따른 진동댐퍼의 특성을 관찰하였다. 또한, 진동댐퍼의 재질인 고무의 주파수 및 온도에 따른 특성을 파악하기 위한 실험을 수행하였으며, 실험에서 얻은 진동특성과 해석으로 얻은 결과를 비교하였다.

이상의 실험결과를 바탕으로 최적의 감쇠성능을 가진 고속 CD-ROM Drive를 위한 진동댐퍼를 설계하였다.

## 2. 개선된 진동댐퍼를 위한 성능평가실험

### 2.1 기존 진동댐퍼의 성능실험

고속 CD-ROM Drive에 사용되는 기존 진동댐퍼의 성능평가실험을 수행하였다. 우선 실험에 사용된 진동댐퍼의 재질은 부틸고무이며, 형상은 Fig. 1과 같고 고무 진동댐퍼의 두께는 표시된 두께의 약 1/2배 정도여서 Fig. 1에 표시된 고무 진동댐퍼에 비해 약 1/4배의 스프링상수를 가진다.

실험은 듀로미터 경도(Durometer hardness) 45도, 55도, 65도의 3가지 진동댐퍼에 대해서 수행하였다. 듀로미터(Durometer)는 휴대용 고무 경도 측정기로서, 다이알 게이지에 연결된 바늘(indentor)로 고무 표면을 눌러서 경도를 측정한다.<sup>(17)</sup>

Fig. 2는 고무댐퍼의 진동특성을 측정하기 위한 실험장치를 나타낸다. 실험장치는 알루미늄 재질의 상판과 하판, 그리고 베이스로 구성된다.

상판에 가속도계를 부착한 후 부가질량을 가진하여 고무댐퍼의 1차 공진 주파수와 감쇠비를 측정하였다.

실험결과 Fig. 3에서 보는 바와 같이 경도변화에 따른 1차 공진 주파수는 다소 증가하는 경향을 나타내었으나, 감쇠비의 경우 별 다른 경향을 나타내지는 않았다. 따라서 사용 목적에 맞는 고 감쇠특성을 얻기 위해서 기존의 진동댐퍼 내부에 원형 단면 막대형태(solid cylinder type)의 코어를 삽입하여 진동댐퍼의 전단변형에 의한 부가적인 감쇠효과를 얻을 수 있는 진동댐퍼를 설계 하였다.

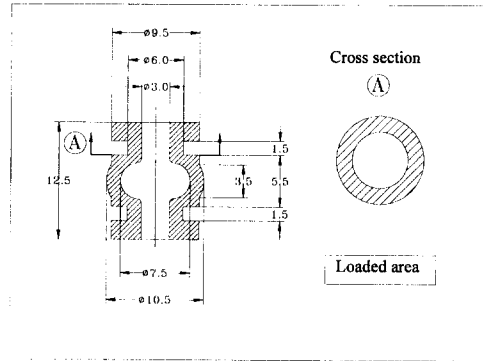


Fig. 1 Shape and dimensions of the vibration damper (Dimensions are in mm).

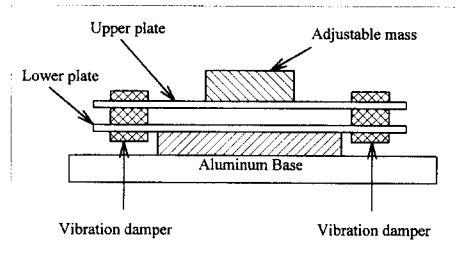


Fig. 2 Apparatus for measuring vibration characteristics of the rubber vibration damper.

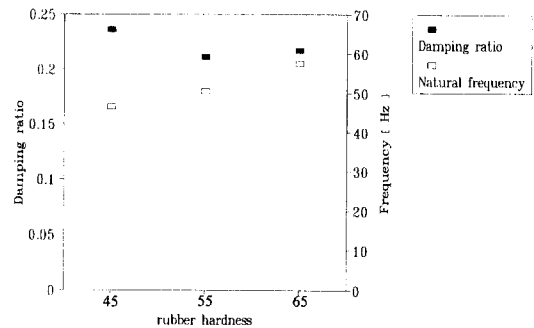


Fig. 3 Dynamic characteristics of the vibration damper.

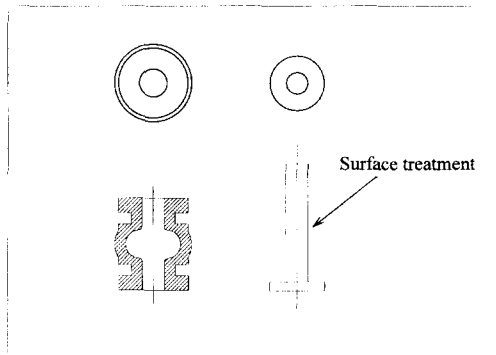
### 2.2 코어의 제작

평판계의 진동감쇠를 위한 고무댐퍼의 감쇠효과를 증진시키기 위해 코어를 삽입하여 전단변형을 이용하는 새로운 진동댐퍼를 설계하였다. 코어의 외경과 재질 및 표면조도를 설계변수로 하여 이들 변수가 진동댐퍼의 진동특성에 미치는 영향을 관찰하였다.

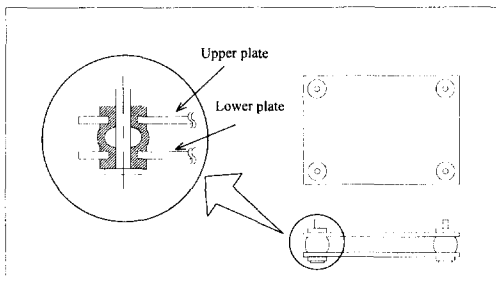
코어의 재질은 에폭시 수지, 알루미늄, 강철 등

**Table 1** Properties of IPCO 9923 epoxy.

	IPCO 9923
Tensile modulus (GPa)	1.3
Shear modulus (GPa)	0.46
Poisson's ratio	0.41
Tensile strength (MPa)	45.0
Shear strength (MPa)	29.5
Lap shear strength (MPa)	13.7
Density (kg/m <sup>3</sup> )	1200

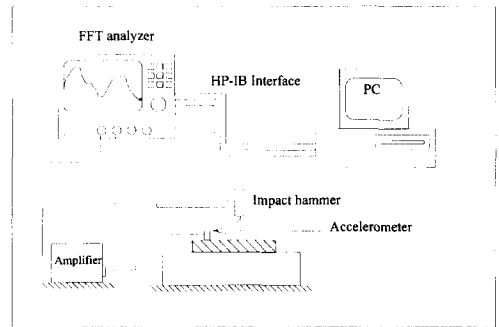


**Fig. 4(a)** Shapes of the vibration damper and the core.



**Fig. 4(b)** Mounted shape of the core-inserted vibration damper.

을 사용하였으며, 각각 표면처리를 하였다. 표면처리는 #60, #100, #150, #220, #800의 사포로 하였으며, 코어의 외경을 3.0~3.5로 0.1 mm씩 증가시켜서 진동댐퍼의 내경에 압력을 가하였다. 에폭시 코어는 IPCO 9923을 사용하였으며, 각 크기별 급형을 제작하여 80℃로 4시간 동안 경화시킨 후 표면처리를 통해 최종 치수를 맞추었다. IPCO 9923의 물성은 Table 1에 나타내었으며, 제작된 코어



**Fig. 5** Measuring apparatus for vibration characteristics of rubber dampers.

의 형상을 Fig. 4에 나타내었다.

### 2.3 진동특성 측정

실험에 사용된 고무는 Fig. 1에서 보인 경도 55인 부틸 재질의 셀형태의 고무를 사용하였으며, B & K사의 주파수 분석기(FFT Analyzer, Type 2032)를 사용하여 진동실험을 하였다.

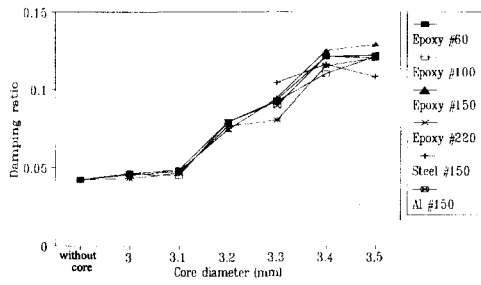
본 연구에서 코어를 삽입함에 따른 진동댐퍼의 진동특성을 측정하기 위한 실험장치는 Fig. 5와 같다.

우선 주파수 분석기를 PC와 인터페이스 한 후 충격망치(impact hammer)와 가속도계(accelerometer)를 주파수 분석기와 전하 증폭기(charge amplifier)에 각각 연결시킨 후 가속도계를 피측정물에 부착시킨다. 실험장치를 이용하여 코어의 재질, 외경, 표면조도를 변화시키면서 진동특성을 측정하였다.

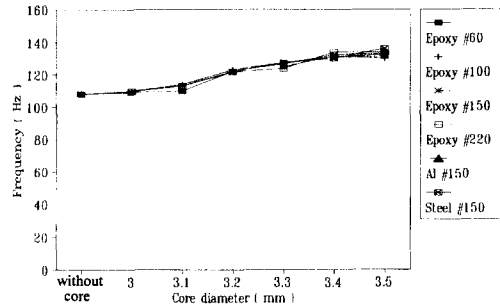
각 실험변수에 대한 영향을 파악하기 위해 각각의 실험변수중 두 가지를 고정하고 나머지 한가지를 변화시키면서 실험을 하였다.

우선 에폭시로 제작된 코어를 #60 사포로 표면처리한 후 외경을 3.0~3.5까지 0.1 mm씩 변화시키면서 공진위치에서의 감쇠비와 공진 주파수를 측정하였다. 그 다음은 #100 사포로 표면처리된 에폭시 코어의 외경을 0.1 mm씩 변화시켜서 측정을 하고, #150, #220, #800 사포 표면처리에 대해서도 실험을 반복하였다.

실험결과 표면처리된 에폭시 코어에 대한 감쇠비 및 1차 공진 주파수는 코어의 표면조도보다는 코어의 외경변화에 따른 내압의 변화에 민감하게 변화하는 것을 확인하였다. 특히  $\phi 3.3$ ,  $\phi 3.4$ ,  $\phi 3.5$ 코

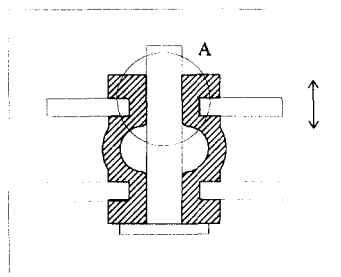


(a) Damping ratio

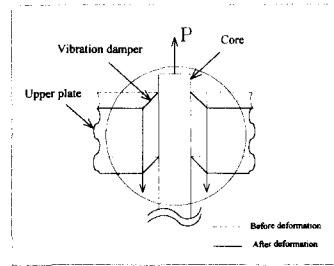


(b) First natural frequency

Fig. 6 Damping ratio and first natural frequency of the vibration damper with respect to the material type, surface roughness and diameter of the core.



(a) Area of shear deformation



(b) Mechanism of shear deformation

Fig. 7 Schematic diagram of shear deformation at the interface between the rubber and the core.

어에 대해서는 감쇠비가 급격히 증가하는 것을 볼 수 있었다. 실험결과를 통해 코어의 표면조도는 진동계의 감쇠비와 공진 주파수에 영향을 거의 미치지 않는 것으로 판단하여 실험변수에서 제외시켰다.

다음은 알루미늄과 강철 재질의 코어에 대한 외경변화 실험을 위와 같은 방법으로 수행하였다. 에폭시 코어의 실험결과, 코어의 외경변화에 의한 진동특성의 변화가  $\phi 3.3$ ,  $\phi 3.4$ ,  $\phi 3.5$  코어에 대해서 두드러지게 나타났으므로 이 세 가지 외경에 대해서만 실험을 수행하였다.

알루미늄과 강철 재질로 제작된 코어의 경우도 코어의 외경이 변할 경우 감쇠비와 공진 주파수가 민감하게 변화하였으며, 그 값이 에폭시로 제작된 코어와 거의 일치함을 알 수 있었다. Fig. 6(a)는 재질, 표면조도, 외경에 따른 감쇠비의 변화를 나타내며, Fig. 6(b)는 세 가지 실험변수에 대한 공진 주파수의 변화를 나타낸다.

위의 실험을 통하여 코어 삽입에 따른 진동특성 향상은 코어의 재질과 표면조도보다는 코어의 외경

변화에 따른 내압의 변화에 민감하게 변화함을 알았다.

이러한 현상의 원인은 다음과 같이 분석될 수 있다. 삽입된 코어에 의해 진동댐퍼의 내부에 압력이 걸리게 되고, 이러한 진동댐퍼에 상하 방향의 가동을 할 경우 코어와 진동댐퍼의 계면에서 발생된 마찰력에 의한 전단변형에 의해서 고무부분의 에너지 손실이 커지게 된다. 코어의 외경이 증가할수록 고무 내부의 증가된 내압은 계면에서 마찰력을 증가시켜서 미끄러짐을 억제하며, 에너지를 발산시킬 수 있는 전단변형을 증가시킨다. 따라서 감쇠비가 증가하게 되고, 코어 삽입에 의해 증가된 고무 내부의 압력으로 인해 고무의 강성이 증가하게 되어 공진 주파수가 증가하게 된다. Fig. 7은 코어가 삽입된 진동댐퍼가 외력에 의해 가동될 때 코어와 고무 계면에서 발생된 마찰력에 의해 A영역에서 전단변형이 일어나는 모습을 개념적으로 보여 준다.

증가된 마찰력에 의한 전단변형의 영역 및 크기의 증가가 댐퍼의 감쇠비에 미치는 영향을 조사하기 위하여 다음과 같은 부가실험을 수행 하였다.

표면에 윤활제를 바른 에폭시 코어를 준비하여 위의 실험을 반복한 결과 윤활을 하지 않은 같은 치수의 코어가 최고 200%의 감쇠 향상을 얻을 수 있었던 것에 비해 감쇠 향상의 정도가 급격하게 낮아져서 코어를 삽입하지 않은 경우에 비하여 약 40% 증가에 그치는 것을 알 수 있었다. 이와 같은 실험결과는 계면의 마찰계수가 작은 경우, 계면에서 충분한 마찰력이 발생하지 않아 미끄러짐이 발생하여 상대적으로 전단 변형량이 감소했기 때문이다.

위의 사실로부터 공진 주파수에서의 과도한 진동을 제어하기 위한 진동댐퍼의 설계안을 도출할 수 있다. 즉, 셀 형태의 고무에 적절한 내압을 가할 수 있는 코어를 삽입하여 계면에서 미끄러짐을 방지할 수 있는 충분한 마찰력을 발생시킬 경우 계면에서의 전단변형을 유발하여 고 감쇠특성의 진동댐퍼를 설계할 수 있다.

### 3. 온도 및 주파수에 대한 고무 물성의 의존성

고무를 이용한 진동댐퍼의 설계를 위해서는 정확한 고무의 물성측정이 중요하다. 고무는 점탄성 재료이기 때문에 온도와 시편의 형상에 의해 결정된 주파수에 따라 비선형적인 특성을 가진다.<sup>(17,23)</sup> 따라서, 고무를 이용하여 제품을 설계하는 경우 사용되는 전체 범위에서의 물성을 확보하여야 안정된 설계가 가능하다.

점탄성 재료의 물성을 측정할 수 있는 방법은 크게 공진방법(resonance method)과 비공진방법(non-resonance method)으로 나뉘는데, 전자의 경우 Oberst에 의해 제안된 방법으로 외팔보에 감쇠재료를 코팅한 시편을 사용하는 진동보실험법(vibrating beam test)과 공진위치에서의 전달률(transmissibility)을 측정하는 공진측정법(resonance test)이 있으며, 후자로는 부가한 힘과 그에 따른 변위의 변화를 측정하는 임피던스측정법(impedance test) 등 몇 가지가 있다.<sup>(16~22)</sup>

이러한 측정방법에 대한 많은 연구가 수행되었는데, Ahn은 비공진방법에서 측정오차(measurement error)의 영향과 주어진 오차경계(error bound)에 대하여 신뢰할 만한 주파수 구역을 얻는 것에 관한 연구를 하였으며,<sup>(18)</sup> Jones는 여러 가지 점탄성 재료로 된 얇은 층(layer)의 물성을 진동보측정법과

공진측정법을 이용하여 측정하고 이들의 값을 비교하였다.<sup>(21)</sup>

본 연구에서는 이들 방법중 비교적 실험이 간단한 공진측정법을 수행하여 고무의 강성과 감쇠비율 주파수와 온도변화에 따라 측정하였다.

#### 3.1 실험 시편 및 장치

공진측정법(resonance test)에 사용된 시편은 Fig. 1에서 보인 고무 4개를 사용하였으며, 고무 경도는 듀로미터 경도(Durometer hardness) 45도, 55도, 65도인 세 가지 고무를 사용하였다.

각각의 고무를 가로, 세로 50 mm의 알루미늄 재질의 상판과 가진 테이블 사이에 고정시키기 위해 구멍을 내어 끼워 넣었다.

상판의 기능은 그 자체로서 질량의 역할을 하도록 설계되었으며, 공진 주파수를 변화시키기 위해서 그 위에 부가적인 질량을 부착할 수 있도록 제작되었다. 결합된 상판과 고무를 가진기에 연결된 가진 테이블에 결합시켜서 온도조절을 할 수 있는 챔버(Chamber) 내부에 설치하였다.

Fig. 8에 실험에 사용된 시편과 상판, 가진 테이블 및 가진기를 나타내었다.

#### 3.2 실험방법

측정하고자 하는 온도를 정하여 챔버 내부의 온도를 원하는 온도로 온도 평형이 이루어질 때까지 약 10~15분 가량 유지한 후 가속도계를 상판 질량에 연결한 상태에서 신호발생기의 주파수로 가진기를 가진 한다. 주파수를 변경하면서 공진 주파수를 찾아서 그때의 가속도량을 전압수준(voltage level)으로 측정한다. 그 후 가속도계를 가진 테이블에 접착하고, 공진 주파수에서의 가속도량을 전압수준(voltage level)으로 측정을 한다.

이렇게 측정된 공진 주파수와 가속도비 및 부가 질량, 고무의 질량, 하중을 받는 면적 등을 아래의 식 (1)과 (2)에 대입하여 각각 손실계수(loss factor)와 영계수(Young's modulus)  $E$ 를 구하게 된다.<sup>(16,21)</sup>

식 (1)과 (2)는 다음과 같다.

$$\eta = \sqrt{(A^2 - 1)^{-1}} \quad (1)$$

$$E = 4\pi^2 f^2 h (M + m/3) / S \quad (2)$$

여기서,

$$\eta = \text{Loss factor}$$

$$A = \text{Acceleration ratio}$$

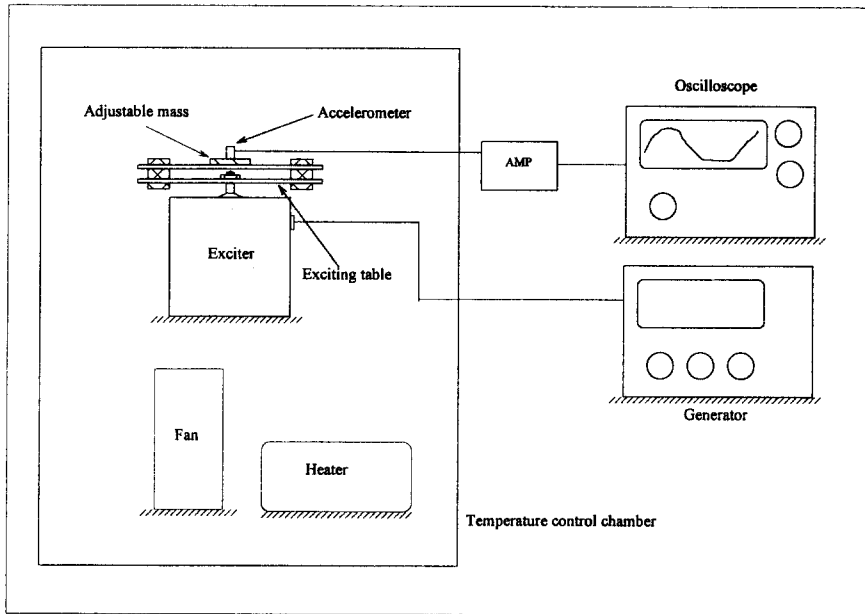


Fig. 8 Apparatus for measuring Young's modulus and loss factor of the rubber damper.

- $f_r$  = Resonance frequency [Hz]
- $h$  = Height of rubber specimen [m]
- $M$  = Added mass [kg]
- $m$  = Mass of rubber specimen [kg]
- $S$  = Loaded area [m<sup>2</sup>]

3.3 실험결과

본 연구에서는 측정 온도범위를 0 °C ~ 50 °C로 10 °C씩 증가시키면서 고무의 영계수와 손실계수를 측정 하였다.

위와 같은 계산식으로부터 나온 값을 경도 45도, 55도, 65도 부틸고무에 대해서 각각의 온도와 주파수에 대해 Table 2~Table 4에 나타내었다.

측정된 데이터를 로그 평면에 영계수와 손실계수를 그려서 수평방향으로 적절하게 이동하면 한 개의 부드러운 곡선을 만들 수 있는데, 점탄성 재료에 대한 이러한 거동은 주파수-온도대응원리(frequency-temperature correspondence principle)로 알려져 있다.<sup>(17,24)</sup> 공학적 설계를 위해서는 이 원리가 실험데이터를 연관시키고 보간하는데 중요한 도구로 이용된다.

데이터가 적절한 위치로 수평이동을 하기 위해서는 측정된 주파수에 적당한 계수가 곱해져야 하는데, 이것이 바로 온도전환계수(temperature shifting

Table 2 Young's modulus and loss factor of the durometer hardness 45 butyl rubber w.r.t. temperature and frequency.

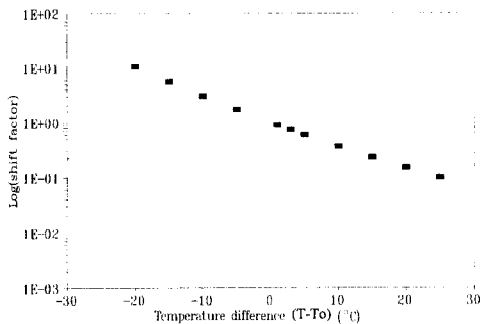
Temperature [°C]	Frequency [Hz]	Young's modulus [MPa]	Loss factor $\eta$
5	605	7.87	0.772
	815	9.54	0.686
10	575	7.11	1.198
	681	5.49	—
20	465	4.65	1.086
	582	4.54	0.611
25	445	4.20	0.966
	562	4.54	0.611
30	395	2.90	0.685
	425	3.89	0.672
	492	3.48	0.712
40	328	2.90	0.685
	342	2.52	0.452
	435	2.72	0.549
50	340	2.49	0.619
	395	2.24	0.473

**Table 3** Young's modulus and loss factor of the durometer hardness 55 butyl rubber w.r.t. temperature and frequency.

Temperature [°C]	Frequency [Hz]	Young's modulus [MPa]	Loss factor $\eta$
5	865	10.53	0.976
	582	7.19	1.126
10	545	6.31	—
	775	8.46	0.718
20	470	4.69	0.715
	587	4.85	0.465
25	495	5.20	0.859
	575	4.65	1.060
30	447	4.24	1.048
	495	3.45	0.699
40	368	2.88	0.545
	455	2.14	0.653
50	358	2.81	0.628
	422	2.51	0.536

**Table 4** Young's modulus and loss factor of the durometer hardness 65 butyl rubber w.r.t. temperature and frequency.

Temperature [°C]	Frequency [Hz]	Young's modulus [MPa]	Loss factor $\eta$
5	805	18.82	—
	1000	21.13	0.621
	1175	19.30	0.492
10	740	15.91	—
	850	15.27	0.520
	1030	14.83	0.595
20	740	11.57	0.910
	885	10.95	0.720
25	660	9.20	0.644
	825	9.51	0.664
30	595	7.48	0.394
	778	8.46	0.452
	475	6.55	—
40	515	5.60	0.503
	635	5.64	0.427
	485	4.97	0.506
50	570	4.54	0.317



**Fig. 9** Temperature shift factor versus temperature difference for butyl rubber.

factor)  $a_T$ 이고, 온도만의 함수이다.

부틸 고무의 온도전환계수는 다음과 같은 식 (3)으로 구했으며,<sup>(24)</sup> Fig. 9에 그 결과를 나타내었다.

$$\log a_T = \frac{-c_1(T - T_0)}{c_2 + (T - T_0)} \quad (3)$$

여기서,  $c_1=9.03$ ,  $c_2=201.6$  그리고  $T_0=298$  K

이다.<sup>(24)</sup>

이러한 방법으로 온도와 주파수를 변수로 가지는 영계수와 손실계수를 한 개의 변수, 즉 환원 주파수(reduced frequency)만으로 간단히 나타내었다.

Figs. 10~12는 경도 45도, 55도, 65도 고무에 대한 영계수와 손실계수를 환원 주파수의 함수로 나타낸 후 각 온도와 주파수에 대한 물성을 예측할 수 있는 노모그램(Nomogram)을 작성한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 환원 주파수가 증가함에 따라 영계수는 증가하지만, 손실계수의 경우 어느 정도까지는 영계수와 함께 증가하다가 특정한 주파수 이상이 되면 그 값이 다시 떨어지는 경향을 나타낸다.

작성된 노모그램은 원하는 온도와 주파수에서 각 재료의 영계수 및 손실계수를 예측하는데 사용되며, 이러한 값은 설계단계에서 중요한 변수로 사용될 수 있다.



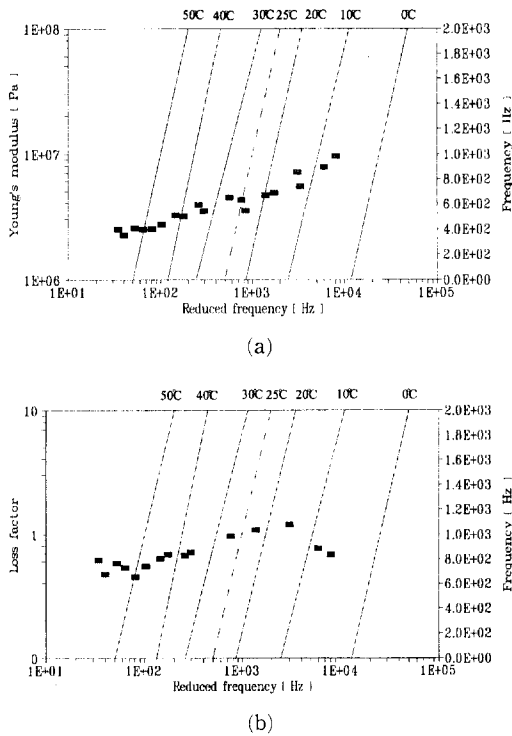


Fig. 10 Reduced temperature nomogram for the durometer hardness 45 butyl rubber.

3.4 고 감쇠진동댐퍼를 위한 변수의 최적화

코어가 삽입된 진동댐퍼의 성능에 영향을 주는 것으로 판단되는 온도와 압력을 변화시키면서 진동 특성을 측정하였다.

실험에 사용된 온도는 0℃~50℃까지 10℃씩 증가시켰으며, 내압은 3.0~3.5까지 0.1mm씩 증가시킨 알루미늄 코어를 삽입하여 압력을 부가하였다.

진동댐퍼의 내압은 코어가 삽입된 진동댐퍼를, 내압을 받는 두꺼운 원통으로 근사화하여 다음과 같이 계산하였다.<sup>(25)</sup>

$$p = \frac{\Delta d E}{2a \left[ \frac{1 + (a/b)^2}{1 - (a/b)^2} + \mu \right]} \quad (4)$$

여기서,

- $p$  = Internal pressure [MPa]
- $\Delta d$  = Increment of diameter [mm]
- $E$  = Young's modulus of Butyl rubber [MPa]
- $a$  = Inner radius [mm]
- $b$  = Outer radius [mm]

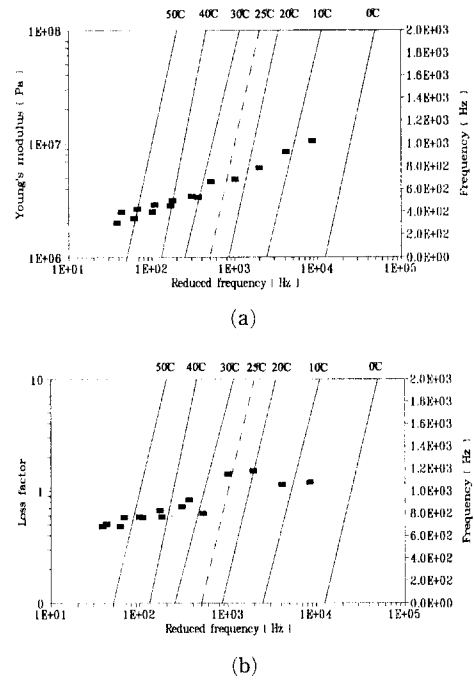


Fig. 11 Reduced temperature nomogram for the durometer hardness 55 butyl rubber.

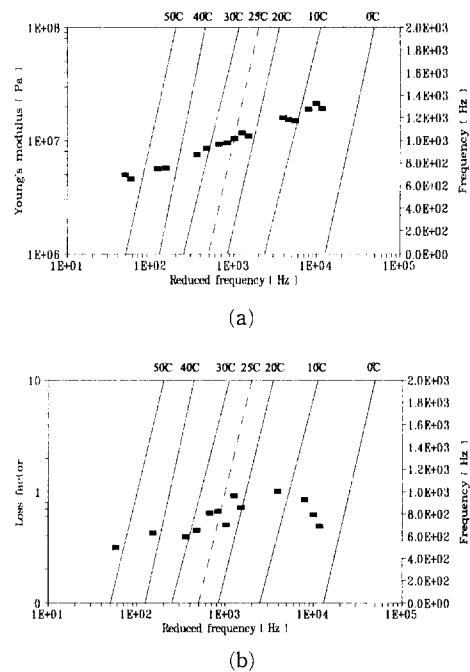


Fig. 12 Reduced temperature nomogram for the durometer hardness 65 butyl rubber.

$\mu$  = Poisson's ratio of Butyl rubber

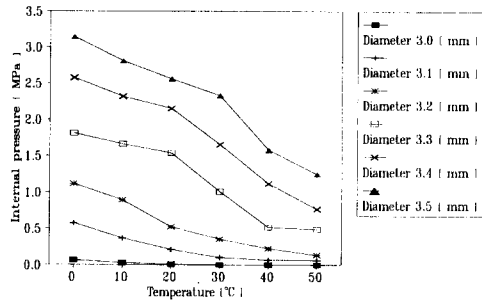


Fig. 13 Internal pressure caused by the inserted core w.r.t. temperature.

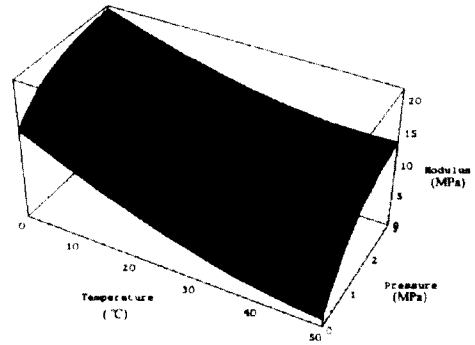
고무의 열팽창계수는  $200 \times 10^{-6} \text{ m/m}^\circ\text{C}$  이고 코어의 재질인 알루미늄은  $23 \times 10^{-6} \text{ m/m}^\circ\text{C}$  이므로 각 온도에 대해서 고무 내경의 변화량  $\Delta d$  를 구하여 식 (4)에 이용하였다. 식 (4)를 이용하여 코어를 삽입함에 따른 진동댐퍼의 내압을 Fig. 13에 나타내었다.

실험결과 각 온도환경에 대해서 내압이 증가함에 따라 영계수는 증가하였으며, 손실계수는 저온의 경우, 내압이 1.0 MPa 이하에서 가장 큰 값을 나타내었으며, 고온환경이 될수록 최적 내압이 증가하는 경향을 나타내었다. 실험데이터를 기초로 3차원 곡선보간(curve fitting)을 통해 손실계수 및 영계수의 온도와 내압 의존성을 Fig. 14에 나타내었다.

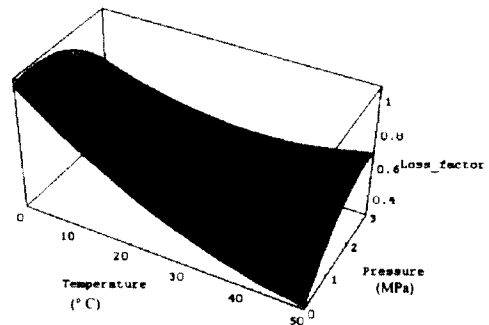
Fig. 15에서는 영계수와 손실계수의 증가선을 온도와 압력의 함으로 표시하고, 각 온도에서 최적의 손실계수를 가질 수 있는 압력을 구하여 직선 (A)로 표시하였다. 이 때 각각의 온도에 대해 가장 적합한 코어의 외경을 구할 수 있도록 여러가지 외경을 가진 코어를 삽입할 때 발생하는 내압을 온도의 1차 함수로 표시하였다.

CD-ROM Drive의 사용 환경온도를  $20^\circ\text{C} \sim 30^\circ\text{C}$  라고 가정하면 진동댐퍼가 최대의 손실계수를 가지기 위한 내압은 약 1.5 MPa~1.9 MPa 인것을 알 수 있다. 따라서 이 온도구간에서 진동 댐퍼의 강성을 약화시키지 않는 범위 내에서 최적의 감쇠 성능을 가지기 위해 삽입해야 할 코어의 외경은  $\phi 3.3$  이상이 되어야 함을 Fig. 15를 통해 예측할 수 있다.

위의 실험결과로부터 진동댐퍼가 사용되는 구동 주파수와 온도 범위에 대해서 최적의 내압을 결정



(a) Young's modulus vs. temperature and pressure.



(b) Loss factor vs. temperature and pressure.

Fig. 14 Dependency of modulus (MPa) and loss factor on temperature ( $^\circ\text{C}$ ) and pressure (MPa).

할 수 있다. 일반적으로 CD-ROM Drive는 0 Hz 부터 최고 구동 주파수에 걸쳐서 데이터를 읽어들이므로 구동 주파수 전범위에 대해서 감쇠 성능이 우수한 내압의 범위를 정할 경우 최적의 감쇠조건을 가진 진동댐퍼를 설계할 수 있다.

#### 4. 진동댐퍼의 유한요소해석

설계된 진동댐퍼의 과도응답특성을 상용 유한요소 프로그램을 이용하여 해석하였으며, 실험결과와 비교하였다.

사용된 유한요소 프로그램은 ANSYS5.3이며, 고무부분의 모델링을 위해서 8절점 3자유도를 가진 PLANE82를 사용하였으며, 코어를 삽입함에 따라 증가된 감쇠비와 스프링상수를 표현하기 위해 스프링, 댐퍼요소로 구성된 2절점 1자유도를 가진 COMBIN40 요소를 사용하였다. 모델링에 사용된 요소수는 각각 621개와 17개 이다. Fig. 16은 각각의 요소로 구성된 진동댐퍼의 모델링 모습을 나타낸

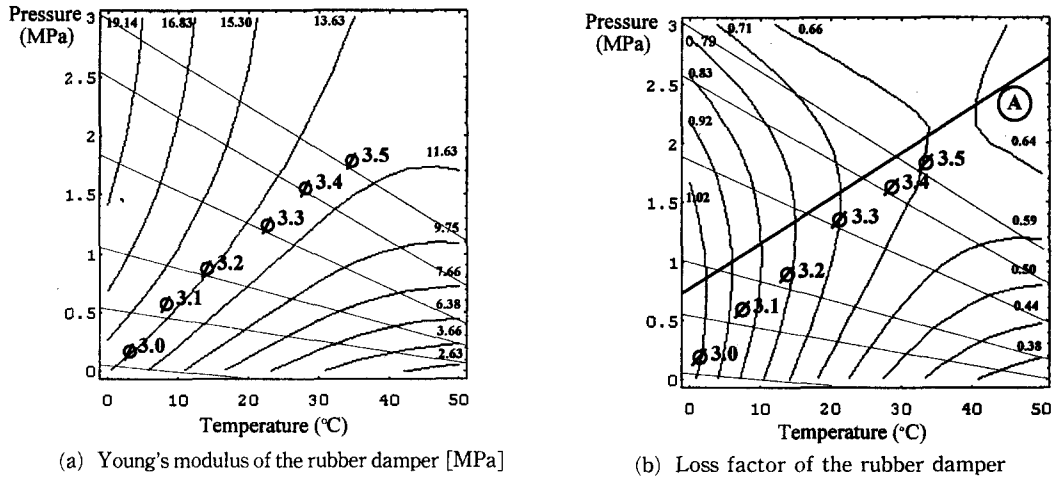


Fig. 15 Optimal condition of pressure w.r.t. temperature.

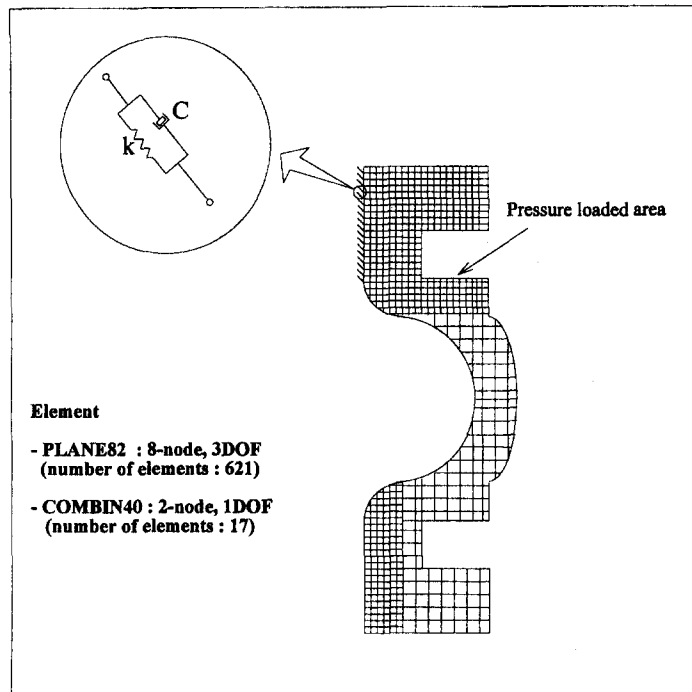


Fig. 16 Finite element modeling of the vibration damper.

다. 고무의 영계수는 물성 측정을 통해 얻은 노모그램을 이용하여 25°C(상온)에서의 값을 구해서 입력 물성으로 넣었으며, 가진한 충격량(impact)을 Fig. 17과 같은 시간이력을 가지는 압력으로 환산하여 시스템의 입력으로 설정하였다. 사용된 COMBIN40

요소의 스프링, 댐퍼, 질량요소에는 실험 값을 대입하였다.

실험결과와 해석결과를 비교하기 위해 경도 55도 고무를 사용하여 코어를 삽입하지 않은 경우와  $\phi 3.5$  코어를 삽입한 경우에 대해서 가진실험을 하였다. 각각의 경우 충격망치로 가진을 하고 가속도

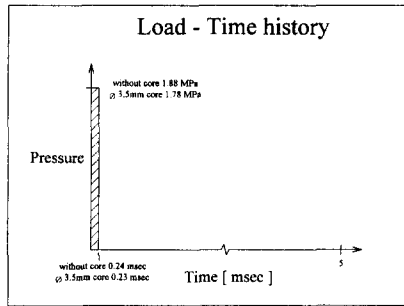


Fig. 17 Load-Time history of the input pressure which was converted from the impact experimentally produced on the rubber damper.

Table 5 Deflection of the vibration damper.

Condition	Test [mm]	Analysis [mm]	Error[%]
Without core	0.320	0.296	7.5
φ3.5mm core	0.125	0.131	4.8

제로 응답을 측정 한 후 가속도 데이터를 두번 적분 하여 처짐량을 계산하였다.

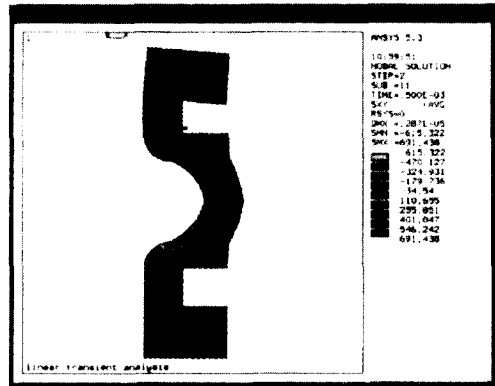
시스템의 과도시간 구역에 대한 처짐량을 실험 결과와 비교하여 Table 5에 나타내었다.

해석으로 얻은 두 가지 경우에 대한 최대 처짐량을 실험결과와 비교하면 약 5~8 %의 오차를 보이는데, 그 오차의 원인은 부틸 고무재료 자체의 비선형성을 무시한 선형해석과 실험장치의 횡방향 거동을 무시한 해석에 기인하는 것으로 판단된다. 그러나 코어를 삽입할 경우 진동댐퍼의 처짐량이 현저히 줄어드는 것을 확인하였으며, 감쇠비가 향상된 원인은 고무와 코어의 계면에서 발생한 마찰력에 의한 고무부분의 전단변형임을 해석을 통해서 확인할 수 있었다.

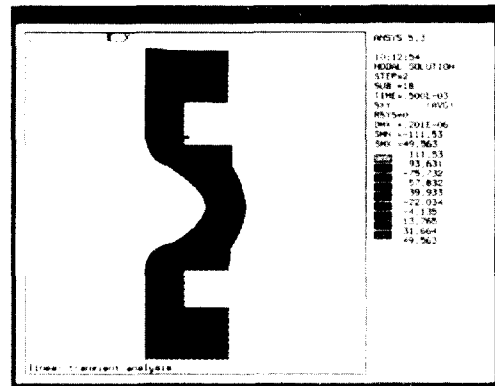
Fig. 18은 코어를 삽입하지 않은 경우와 φ3.5 코어를 삽입할 때의 가진 직후(t=0.5 msec)의 전단 응력분포를 나타내며, Fig. 19는 두 가지 경우에 대해 실험으로 얻은 과도시간 구역에 대한 처짐량이다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 고배속 CD-ROM Drive의 고무



(a) Without core.



(b) φ3.5 mm core inserted.

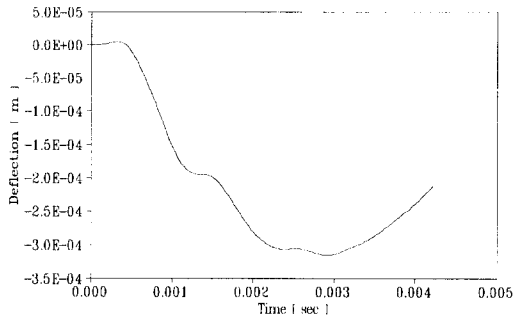
Fig. 18 Shear stress distributions of the vibration damper.

진동댐퍼의 감쇠를 향상시키기 위하여, 코어를 삽입하여 실험 및 해석을 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

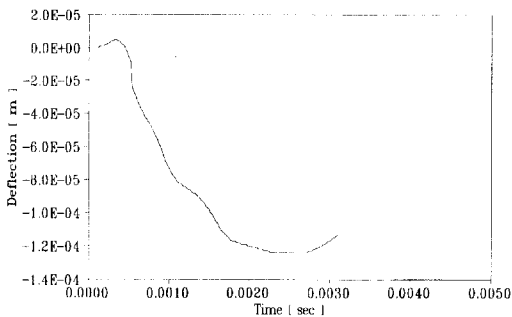
(1) 코어의 표면조도와 재질은 감쇠비와 1차 공진 주파수에 큰 영향을 미치지 않았으며, 코어 삽입에 따른 내압이 증가함에 따라 감쇠비가 현저히 증가하였다. 특히 진동댐퍼의 구멍과 코어 외경사이의 간섭량을 0.5 mm로 할 경우 상온에서 최고 200 % 가량의 감쇠비와 30 % 가량의 공진 주파수 향상을 얻을 수 있었다.

(2) 코어 삽입시 감쇠비의 증가는 계면에서 코어와 고무의 상대운동에 의한 마찰감쇠효과보다는 주로 코어와 고무의 계면에서 발생한 내압에 의한 전단변형에 기인한다.

(3) 고무 물성측정실험을 통하여 진동댐퍼에 사용된 고무 재질의 온도 및 주파수에 대한 영계수



(a) Without core.

(b)  $\phi 3.5$  mm core inserted.**Fig. 19** Test results of deflection.

및 손실계수를 예측할 수 있었으며, 이들은 설계 단계에서 중요한 설계변수로 사용될 수 있다.

(4) 코어를 삽입한 새로운 진동댐퍼를 설계한 결과, 각 온도에 대해서 진동댐퍼의 내압을 적절히 조절하여 최적의 감쇠 성능을 가질 수 있음을 알았다.

### 참고문헌

- (1) Gobel, E. F. and Brichta, A. M., 1974, *Rubber Springs Design*, Newnes-butterworth, London.
- (2) Nakamura, T., 1991, JP, *Recording/Regenerating Device 3-213740 (A)*, Matsushita Electronic co. ltd.
- (3) Morikawa, S., 1991, JP, *Vibration Proofing Damper 3-239831 (A)*, Pioneer Electron corp.
- (4) Takagi, S., 1990, JP, *Vibration Isolating Device 2-300542 (A)*, Mitsubishi electric corp.
- (5) Kawahara (3), H., 1992, JP, *Dynamic damper 4-258549 (A)*, Toyoda gosei co. ltd. (1).
- (6) Tomlinson, G. R. and Hibbert, J. H., 1979,

- “Identification of the Dynamic Characteristics of a Structure with Coulomb Friction,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 64, pp. 233~242.
- (7) Hundal, M. S., 1979, “Response of a Excited System with Coulomb and Viscous Friction,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 64, pp. 371~378.
- (8) Schlesinger, A., 1979, “Vibration Isolation in the Presence of Coulomb Friction,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 63, pp. 213~224.
- (9) Wang, K. W., Kim, Y. S. and Shea, D. B., 1994, “Structural Vibration Control via Electrorheological-fluid-based Actuators with Adaptive Viscous and Frictional Damping,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 177, pp. 227~237.
- (10) Sun, J. Q., 1995, “Random Vibration Analysis of a Non-linear System with Dry Friction Damping by the Short-time Gaussian Cell Mapping Method,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 180, pp. 785~795.
- (11) Tan, X. and Rogers, R. J., 1995, “Equivalent Viscous Eamping Models of Coulomb Friction in Multi-Degree-Of-Freedom Vibration Systems,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 185, pp. 33~50.
- (12) Sherif, H. A. and Bassioni, A. S., 1994, “Non-linear Identification of Mechanical Systems with Dynamic Dry Friction,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 178, pp. 513~533.
- (13) Maria A. Heckl and Abrahams, I. D. 1996, “Active Control of Friction-driven Oscillations,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 193, pp. 417~426.
- (14) Bapat, C. N., 1995, “The General Motion of an Inclined Impact Damper with Friction,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 184, pp. 417~427.
- (15) Nashif, A. D., Jones, D. I. G. and Henderson, J. P. 1985, *Vibration Damping*. John Wiley & Sons, New York.
- (16) Jones, D. I. G. and Parin, M. L., 1972, “Technique for Measuring Damping Properties of Thin Viscoelastic Layers,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 24, pp. 201~210.

- (17) Cyril M. Harris, 1996, *Shock and Vibration Handbook*. McGraw-Hill Book Company, New York, fourth edition.
- (18) Ahn, T. K. and Kim, K. J., 1994, "Sensitivity Analysis for Estimation of Complex Modulus of Viscoelastic Materials by Non-resonance Method," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 176, pp. 543~561.
- (19) Oyadiji, S. O. and Tomlinson, G. R., 1985, "Determination of the Complex Moduli of Viscoelastic Structural Elements by Resonance and Non-resonance Method," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 101, pp. 277~298.
- (20) Lundberg, B. and Odeen, S., 1993, "In Situ Determination of the Complex Modulus from Strain Measurements on an Impacted Structure," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 167, pp. 413~419.
- (21) Jones, D. I. G., 1974, "Temperature-frequency Dependence of Dynamic Properties of Damping Materials," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 33, pp. 451~470.
- (22) 1980, "Standard Method for Measuring Vibration Damping Properties of Materials," *American Society for Testing and Materials*, E756-80.
- (23) 심 송, 김광준, 1988, "점탄성 물질로 코팅된 부정정 외팔보계의 동적 해석," 대한기계학회 논문집, 제12권, 제4호, pp. 675~681.
- (24) Ferry, J. D., 1970, *Viscoelastic Properties of Polymers*, John Wiley, New York, Second Edition.
- (25) Spotts, M. F., 1985, *Design of Machine Elements*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 6<sup>th</sup> edition.