

에어컨 실내기 팬 모터용 방진고무의 동특성 측정에 관한 연구

최 현*, 김 준우**, 강 태호**

A Study on the Measurement of Dynamic Properties of the Rubber Mount in the Impeller Fan Motor of the Air-conditioner

Hyun Choi*, JunWoo Kim**, TaeHo Kang**

The structure borne noise of the air-conditioner, which degrades the noise quality, is hardly reduced by the general noise treatments. It can be effectively reduced by eliminating the structural vibration which the noise originates from. The rubber vibration isolator prevents the dynamic force induced by the fan driving motor from exciting the chassis structure, which finally reduces the structure borne noise. The dynamic properties of the vibration isolation system such as the natural frequency of the vibration isolation and loss factor of the rubber isolator, need to be experimentally evaluated. In this paper, these dynamic properties were obtained by the resonant method using the impact hammer for 3 types of the isolator specimens. It is known that the isolation natural frequency of the axial direction of the rubber isolator is two times higher than that of the radial direction, and is proportional to the hardness of the rubber specimen.

1. 서 론

최근 환경 문제가 크게 부각되면서 대기오염 및 온난화 방지, 그리고 에너지 소비규제 등과 더불어 소음에 대한 규제도 강화되고 있는 상황이며, 이를 해결하기 위한 소음저감에 대한 연구가 꾸준히 이루어지고 있다. 특히, 경제수준의 향상 및 생활의 식의 변화로 소비자가 직접 접할 수 있는 가전제품을 중심으로 소음 저감에 대한 기술 개발이 매우 빠르게 진행되고 있으며, 그 중에서도 에어컨 소음을 저감하기 위한 연구가 국내외에서 활발히 진행되고 있다.

국내의 경우, 약 5~6 년 전까지만 해도 룸 에어컨(room air-conditioner)과 패키지 에어컨(package air-conditioner)에 대한 연구는 실내/외기의 열교

환 성능을 향상시키기 위한 내용이 대부분이었으며, 소음에 대한 관심은 미미했다. 특히, 패키지 에어컨의 대부분이 주변 소음이 높은 업소를 중심으로 판매됨으로서, 소비자로부터 직접적으로 소음에 대한 민감한 반응을 느낄 수 없었다. 그러나, 최근 일반 소비자들의 생활수준이 향상되어 점차 고가, 고급품을 선호하게 됨에 따라, 패키지 에어컨이 일반주택 및 아파트 등의 거실용으로 설치되는 비율이 증가하게 되었으며, 따라서 각 에어컨 제조업체에서는 패키지 에어컨의 실내기 소음저감에 대한 중요성을 인식하게 되었다.

일반적으로 에어컨에서 발생되는 소음(noise)은 공기유동에 의하여 발생되는 유동기인소음(air borne noise)과 구조물의 진동에 의하여 발생되는 구조기인소음(structure borne noise)으로 분류할 수 있다. 특히 구조기인소음은 구조물의 공진(resonance), 기구간섭 등 구조진동에 의하여 발생되며, 유동기인소음보다 낮은 주파수 특성을 갖는다. 이러한 구조진동의 낮은 주파수 특성으로 인

*시그널링크(주)

** 만도공조(주) 위니아연구소

하여, 흡음 및 차음 등의 일반적 소음제어대책으로는 구조기인소음을 효과적으로 저감시키기 곤란하며, 궁극적으로 소음의 직접적 원인이 되는 구조진동을 제어하는 것이 소음품질을 개선시킬 수 있는 방법이다. 이러한 측면에서 에어컨의 소음품질을 개선시키기 위해서는, 유동기인소음을 저감시키는 노력만으로는 한계가 있으며, 세트의 구조진동에 의하여 야기되는 구조기인소음을 제어하기 위한 연구가 필요하다.

2. 본 론

2.1 에어컨 실내기의 구조기인소음 특성

Fig. 1은 패키지 에어컨의 실내기에서 측정된 일반적 소음 주파수 스펙트럼이며, 에어컨 실내기 소음의 개략적 주파수 특성을 나타낸다. 가장 큰 소음이 발생되는 주파수는 약 120 Hz 주변대역이며, 이는 60 Hz 교류전원을 사용하는 팬 구동모터에서 직접 방사되거나, 모터에서 발생된 가진력에 의하여 샤시 구조물이 진동함으로써 발생되는 구조기인소음성분이다.^[1] 또한, 팬 날개(fan blade)와 공기와의 이탈(cut-off)에 의한 이산 주파수 소음 및 흡입 및 토출 그릴의 좁은 틈에서 발생하는 소음 등이 약 500 ~ 1500 Hz 사이에 존재하며, 2000 Hz 이상의 고주파 소음은 대부분 난류 유동에 의한 광대역 소음으로 이루어져 있다.

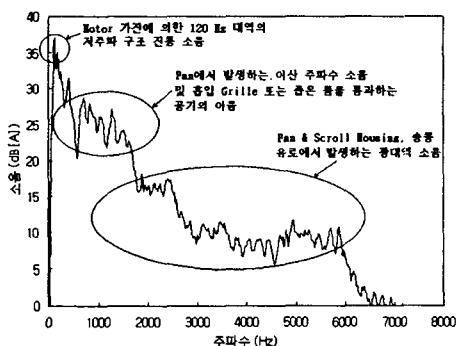


Fig. 1 General characteristic of the noise of the air-conditioner indoor unit

이러한 구조기인소음을 개선시키기 위해서는 (1) 진동원대책으로서, 진동 품질이 우수한 모터 적용 (2) 경로대책으로서, 방진고무를 통한 진동절연 (3) 수진점대책으로서, 샤시구조물의 공진회피 및 고강성화 구조설계 등이 요구된다.

2.2 방진고무의 동강성 및 손실계수^[2]

Fig. 2는 실내기 팬 어셈블리의 개략적 구조를 나타낸다. 임펠러가 축에 직결된 팬 구동모터는 방진모터에 의하여 샤시에 지지된다. 진동제어측면에서 임펠러가 조립된 팬 구동모터의 질량과 방진고무로 구성된 진동시스템으로 표현될 수 있다. 여기서, 방진고무는 팬 구동 모터에서 발생된 다양한 주파수 성분의 가진력이 샤시 구조물로 전달되어 구조기인소음을 발생시키는 것을 진동절연(vibration isolation)함으로써, 실내기의 소음특성 중 구조기인 소음을 개선시키는 효과를 갖는다.

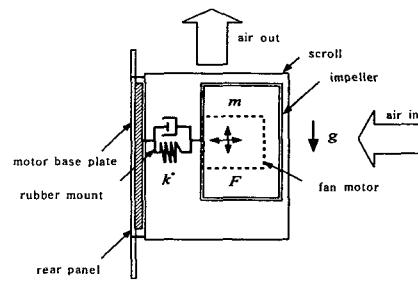


Fig. 2 Simplified vibration model of the impeller fan assembly

Fig. 3의 (a)는 방진고무에 부가된 부가질량과 방진고무의 동강성으로 구성된 1 자유도 진동모델이다.

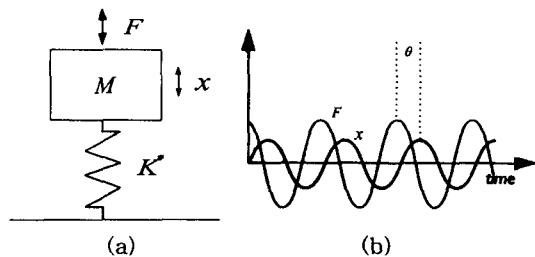


Fig. 3 Dynamic force and response of SDOF vibration system supported by the rubber isolator

방진고무에 작용하는 동하중과 방진고무에서 발생하는 동적 변위응답 사이에는 Fig. 3의 (b)에서와 같이 위상차, θ 가 발생하게 되며, 동하중과 변위응답을 각각 식으로 표현하면 다음과 같다.

$$F = \hat{F} \times e^{j\omega t}, \quad x = \hat{x} \times e^{j(\omega t - \theta)} \quad (1)$$

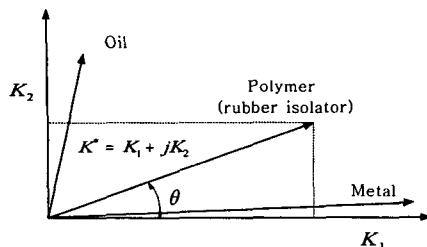


Fig. 4 Real and imaginary part of dynamic stiffness

Fig. 4에서와 같이 방진고무의 동강성, K^* 는 방진고무에 작용하는 동하중에 대하여, 동일한 위상(in phase)으로 변위응답이 발생하는 실수부 강성과 위상차(out of phase)가 발생되는 허수부 강성으로 구성된 복소수 강성을 나타내며, 다음 식과 같이 표현된다.

$$K^* = \frac{F}{x} = \frac{\hat{F}}{\hat{x}} e^{j\theta} = K_1 + j K_2 \quad (2)$$

$$\eta = \tan \theta = \frac{K_2}{K_1} \quad (3)$$

방진고무에 조화 가진(sinusoidal excitation) 형태의 동하중이 작용하는 경우, 진동응답도 조화응답 형태로 나타나며, 이때, 방진고무에 작용하는 동하중 당, 방진고무에서 발생되는 동적 변위응답의 비, 즉 콤플라이언스(compliance) 형태의 전달함수(transfer function)는 다음 식과 같이 표현된다.^[3]

$$|H(\omega)| = \left| \frac{1}{(K^* - \omega^2 M)} \right| \quad (4)$$

식 (3)에서와 같이 표현되는 손실계수, η 는 방진고무에 발생된 변위응답 사이클에서, 방진고무에 저장된 최대 포텐셜 에너지(peak potential energy)와 방진고무 내부의 열, 마찰 등의 뎁핑특성에 의하여 외부로 손실되는 에너지의 비(ratio)로서 정의되며, 따라서 다음 식과 같이 표현된다.

$$\eta = \frac{\Delta E}{2\pi U_{\max}} \quad (5)$$

방진고무의 동강성 및 손실계수를 측정하는 방

법^{[4][5]}중에서, 공진법(resonant method)에 의한 방진고무의 손실계수 측정방법은 부가질량과 방진고무의 동강성이 형성하는 방진고유진동수를 측정하고, 공진봉의 형태를 이용하여 손실계수를 측정하는 방법^[6]으로써, 이때, 손실계수는 실험을 통해 얻은 주파수응답함수의 공진파크를 기준(dB scale)으로 공진봉 값에서 -3dB 저하된 주파수 폭을 고유진동수로 나눈 값으로 계산된다^[3].

$$\eta = \frac{\Delta f}{f_n} \quad (6)$$

이때, 방진고무의 동강성은 방진고유진동수와 방진고무의 동강성 사이의 관계를 나타내는 식(7)을 이용하여 구할 수 있다.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K^*}{M}} \quad (7)$$

2.3 공진법에 의한 방진고무의 손실계수 측정

팬 구동모터의 방진을 목적으로 일반적으로 사용되고 있는 Fig. 5와 같은 3종의 방진고무에 대하여, 공진법에 의한 방진고유진동수 및 손실계수 측정실험을 수행하였다.

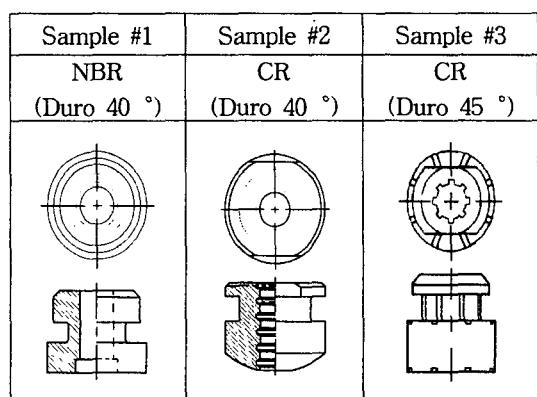


Fig. 5 Physical and material properties of the rubber isolator samples

팬 모터 구조물에는 외부 케이싱을 포함하여, 다양한 유연모드(flexible modes)의 진동이 존재하며, 이는 공진법 실험에서 측정 노이즈(noise)로 작용한다. 따라서, 임펠러가 조립된 팬 모터 질량에 해당하는 5.03 kg의 강철 블록 형태의 부가질량을

이용하여, 등가 부가질량과 방진고무로 이루어진 1 자유도 진동계를 구성하였다.

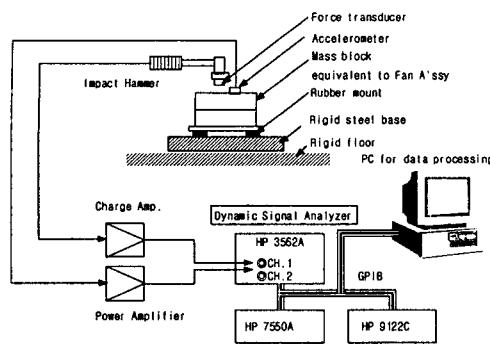
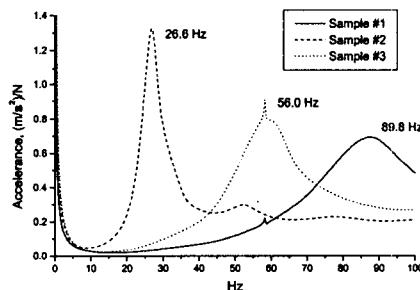
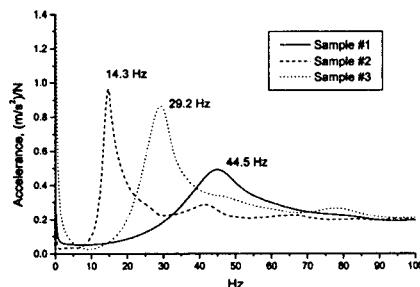


Fig. 6 Experimental setup of the resonant test

Fig. 6에서와 같이 임팩트 해머(impact hammer)를 이용하여 수직 및 반경 방향으로 부가질량을 각각 가진(excitation)하고, 부가질량의 중앙부 및 측면에 설치된 가속도계를 이용하여 수직방향 및 반경방향의 주파수응답함수(frequency response function)를 각각 측정하였다.



(a) axial direction



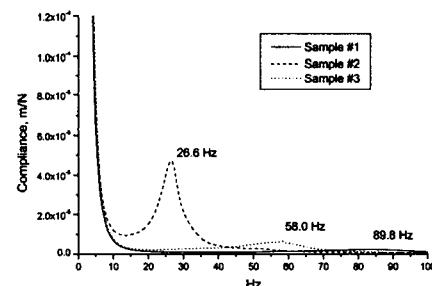
(b) radial direction

Fig. 7 Axial and radial acceleration FRF

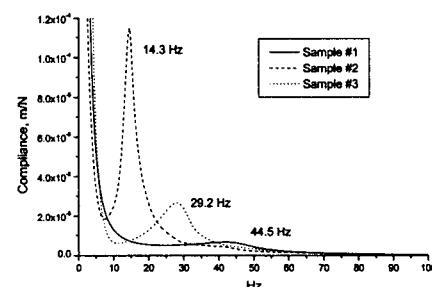
팬 모터의 방진고유진동수가 수십 Hz 대의 비교적 낮은 주파수 대역임을 고려하여, 측정주파수대역은 최대 200 Hz로 설정하였으며, 측정된 주파수응답함수는 신뢰성 향상을 위하여, 5회 평균화(averaging)한 결과를 사용하였다.

Fig. 7은 방진고무 샘플별로 측정된 액셀러런스(acceleration) 형태의 주파수응답함수를 나타낸다. 이로부터 식 (6)과 식 (7)을 이용하여 각각 방진고무의 동강성 및 손실계수를 각각 계산하였으며, 그 결과는 Table 1과 같다. 계산된 방진고무의 동강성 및 손실계수는 모터를 지지하는 총 4개의 방진고무를 1개의 방진고무로 등가 치환한 값을 나타낸다.

Fig. 8은 Fig. 7의 액셀러런스 형태의 주파수 응답함수를 시간에 대하여 2회 적분한 콤플라이언스(compliance) 형태의 주파수응답함수로서, 단위 동하중에 대한 변위응답의 관계를 나타낸다. Fig. 7의 실험결과에서, 반경방향의 방진고유진동수가 축방향에 비하여 1/2 수준이며, 방진고무에 따라서 동강성 및 손실계수에 큰 차이가 있음을 알 수 있다.



(a) axial direction



(b) radial direction

Fig. 8 Axial and radial compliance FRF

이는 방진고무에 따라서 방진효율이 크게 달라질 수 있음을 의미한다. 또한, 샘플 2의 방진고무는 방진고유진동수 및 손실계수가 모두 가장 낮아, 진동절연면에서는 높은 방진효율을 기대할 수 있으나, 공진 응답이 크게 발생할 수 있음을 알 수 있다. 측정된 주파수응답함수에서 공진법 실험에서 전제가 된 부가질량과 방진고무의 동강성 사이의 수직방향 1자유도 진동계에서 기대되는 결과와는 달리 방진고유진동수 피크 외에 다른 피크 성분이 존재하는 것을 알 수 있으며, 이는 Fig. 3 과 같이 단순화 된 1자유도계 모델에서 고려되지 못한 회전진동모드의 영향으로서, 임팩트 해머로 부가질량을 가진할 때와 부가질량에서의 진동응답을 측정할 때, 정확하게 질량의 중심을 가진하는 것과 진동응답을 측정하는 것이 곤란하기 때문에 발생되는 실현오차이다.

2.4 방진고무의 경도별 방진특성

방진고무 경도에 따른 진동절연 특성을 비교하기 위하여, 샘플 1의 방진고무 형상으로 경도(Duro Hardness), 35°, 45°, 55°의 3종의 시편을 제작하였으며, Fig.9는 팬 구동모터를 지지하는 방진고무의 경도에 따라 축방향 및 반경방향으로 측정된 방진고유진동수를 나타낸다.

Table 1 Natural frequency, loss factor and dynamic stiffness of rubber samples obtained by the resonant test

	Sample #1		Sample #2		Sample #3	
	axial	radial	axial	radial	axial	radial
f_n [Hz]	89.8	44.5	26.6	14.3	58.0	29.2
η	0.130	0.168	0.076	0.090	0.112	0.134
K^* [N/m]	1.60E6	3.93E5	1.40E6	4.06E5	6.68E6	1.69E5

Fig. 10은 방진고무에 의하여 지지되지 않고, 스폰지 위에서 무부하 회전하는 팬 구동 모터의 축방향 및 반경방향 진동가속도 스펙트럼을 나타낸다. 15 Hz의 진동주파수 성분은 모터의 무부하 정격 회전수, 900 rpm에 해당하는 주파수이며, 60 Hz 전원을 사용하는 AC 모터의 자기진동 주파수 성분은 전원 주파수의 2배인 120 Hz의 하모닉 성분으로 나타나고 있다. 또한, 800 ~ 900 Hz의 비교적 높은 주파수 대역에서 모터 자체의 구조진동

이 존재함을 알 수 있다.

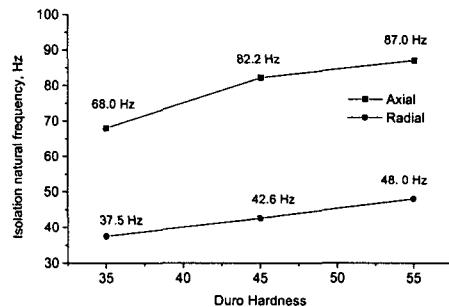


Fig. 9 Isolation natural frequency depending on the hardness of the rubber isolator

Fig. 11은 스폰지 위에 강판 베이스 플레이트를 설치하고, 방진고무를 이용하여 팬 구동 모터를 설치하였으며, 팬 구동 모터가 무부하 상태에서 정격 회전하는 동안 베이스 플레이트에서 수직방향 진동 가속도를 측정하였다. 측정주파수 대역을 1000 Hz까지 설정하고, 20회 평균화한 결과이다.

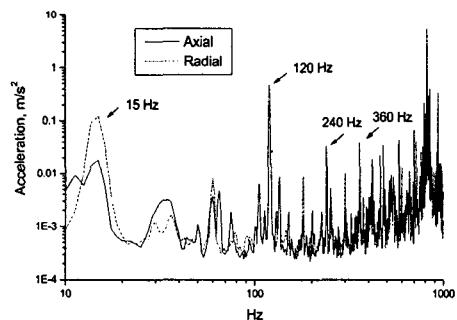


Fig. 10 Frequency spectrums of the vertical acceleration measured on the fan driving motor

팬 구동모터의 무부하 정격회전수, 900 rpm에 해당하는 15 Hz에서는 방진고무의 경도차이에 의한 진동차이가 거의 없으며, 이는 3 가지 경도의 방진고무 모두 수직방향 방진고유진동수가 15 Hz 이상으로 방진에 의한 진동절연효과를 기대할 수 없는 주파수대역이기 때문이다. 그러나, 모터의 자기진동 주파수 성분인 120 Hz의 하모닉 성분에서는 방진고무 경도별 진동 차이가 뚜렷하게 나타나며, 이는 방진고무의 경도 차이에 따라서, 방진

고무의 절연성능, 즉 베이스 플레이트에 전달되는 가진력의 크기에 차이가 있음을 나타낸다.

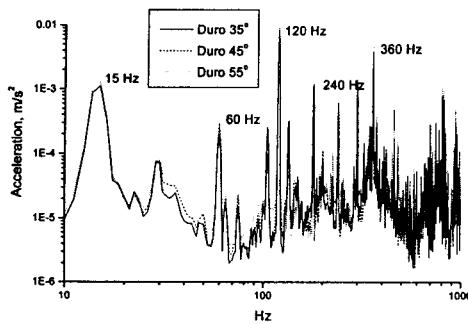


Fig. 11 Frequency spectrums of the vertical acceleration measured on the base plate

Fig. 12는 에어컨의 실내기에서 측정된 소음 스펙트럼이며, 소음 및 구조진동과 관련된 대책 적용 이전 및 이후의 소음특성을 함께 나타낸다. 비교적 높은 주파수의 유동기인 소음은 실내기 내부에 흡음재 적용, 유로 개선 등의 방법으로 개선될 수 있었으며, 가장 큰 소음이 발생되는 120 Hz 주위의 구조기인소음을, 에어컨 실내기에 적용되는 유일한 진동원인 팬 구동모터에 대하여, 진동원(source) 대책으로서, 허용진동기준 (allowable vibration criteria) 마련 및 이에 따른 품질검사, 경로(path)대책으로서, 방진효율, 지지안정성 및 공진 응답 등을 동시에 고려한 방진고무 선정을 통하여 Fig. 12에서와 같이 일반적 소음대책으로는 저감이 곤란한 120 Hz 주위의 구조기인소음을 효과적으로 저감시킬 수 있었다.

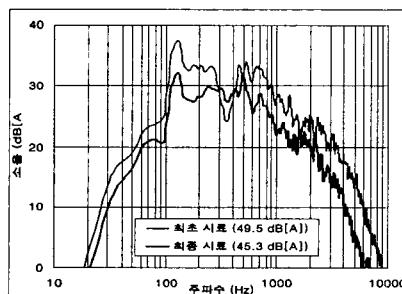


Fig. 12 The noise control effect of the indoor unit of the air-conditioner

3. 결 론

에어컨 실내기의 저주파수 구조기인 소음개선을 목적으로, 임팩트 해머를 이용한 공진법으로 팬 구동모터의 방진고유진동수 및 방진고무의 손실계수를 측정하고, 방진고무의 경도별 진동전달 특성을 비교하는 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 임팩트 해머를 이용한 공진법 시험방법은 비교적 용이하게 에어컨 실내기의 팬 구동모터의 방진 특성, 즉 방진고유진동수 및 방진고무의 손실계수를 측정할 수 있는 실험방법이다.
- 2) 팬 구동모터에 적용되고 있는 방진고무는 대부분 축방향 방진고유진동수가 반경방향 고유진동수의 약 2배 수준으로 큰 값을 나타내고, 방진고무의 재질과 형상에 따라서 동강성 및 손실계수에 큰 차이를 있어, 실내기 팬 구동모터의 방진시스템 설계시 방진고무의 설계 및 공진법 등의 실험을 통한 성능평가가 중요하다.
- 3) 동일한 형상의 방진고무를 기준으로, 방진시스템의 축방향 및 반경방향 방진고유진동수는 방진고무의 경도에 비례한다.

참고문헌

1. M. P. Norton, "Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers", pp. 525~527.
2. Daniel J. Inman, 1996, "Engineering Vibration", Prentice Hall, pp. 142~144.
3. Francis S. Tse, "Mechanical vibrations", Allyn and Bacon, Inc., pp. 49~52.
4. S. Gade, K. Zaveri, H. Konstantin-Hansen and H. Herlufsen, 1995, "Stress/Strain Measurements of Viscoelastic Materials", Sound and Vibration, March, pp.16~19.
5. 최 현, 박 건록, 김 두훈, 이 상조, 1997, "점탄성 재료의 동적특성 측정에 관한 연구", 소음진동 공학회논문집, 제 7권 제 6호, pp. 937~943.
6. 최 현, 김 두훈, 이 상조, 1998, "공진법시험에서 나타난 점탄성재료의 히스테레시스 영향평가", 소음진동공학회, 춘계학술대회 논문집, pp. 596~601.