

## 영구자석의 자력을 이용한 동흡진기의 설계

### Design of a Dynamic Absorber Using Permanent Magnet Force

손 솔 산\* · 김 원 진†

Sol-San Son and Won-Jin Kim

(2010년 9월 29일 접수 ; 2010년 11월 1일 심사완료)

**Key Words** : Dynamic Absorber(동흡진기), Magnetic Force(자력), Control Frequency(제어주파수), Compressor(압축기), Permanent Magnet(영구자석)

#### ABSTRACT

In this work, a dynamic absorber with a plate-type cantilever using magnetic force is proposed to reduce the vibration of a compressor directly. The dynamic absorber using magnetic force has some advantages of easily tuning the control frequency by adjusting the magnet spacing and obtaining wider control frequency band. The dynamic absorber is designed theoretically and tested experimentally to estimate the control frequency band. When the compressor is equipped with the dynamic absorber, the vibration of compressor and the noise level of refrigerator are reduced by 30 % and 3.2 dB respectively.

#### 1. 서 론

현대 사회의 기술이 비약적으로 발전함과 동시에 사람들의 편리성과 안전에 대한 욕구들도 증대되고 있다. 특히 자동차, 선박, 가전제품 등에 사용되는 엔진과 모터의 불균형력에 의한 진동이나 고충화된 건물의 경우에 외부에서 불어오는 바람이나 지진에 의한 발생하는 진동은 단순히 진동과 소음을 발생시키는 수준을 넘어서 각종 시스템의 수명을 단축시키거나 오작동을 일으키는 원인을 제공하기도 한다.

이러한 문제들을 해결하고, 예방하기 위하여 일반적으로 감쇠재료(damping materials)가 사용되어 왔다. 그러나 감쇠재료를 사용하게 되면 계의 특성이나 크기에 따라 많은 제약이 따르는데 구조물이 커지거나 복잡해지면 제어 위치 선정에 어려움이 있으며, 큰 효과를 기대하기 어렵게 된다. 다른 방법

으로는 기계 구조물의 설계를 변경하거나 동흡진기(dynamic absorber)를 이용하는 방법이 있다. 이미 설치된 구조물에 대한 설계변경은 비용이 많이 들기 때문에 동흡진기를 사용하여 진동을 제어하는 것이 매우 효과적이다.

다양한 형태의 동흡진기를 이용하여 진동을 저감시킨 연구를 살펴보면 Ahn<sup>(1)</sup> 등은 복합 동흡진기의 질량 및 스프링 상수 및 감쇠계수가 주진동계의 진폭비 및 고유진동수비에 미치는 영향에 대해서 연구하였고, Bac<sup>(2)</sup> 등은 대형 수직펌프의 진동특성을 규명하고, 질량 동흡진기를 설치하여 펌프 상부의 진동을 최대 90 % 이상 저감시켰으며, Lee<sup>(3)</sup>는 수치해석을 통하여 충격거동을 관찰하고 충격하중에 대한 HDD 헤드(head) 밀면에서의 반발력을 계산함으로써 HSA(head stack ass'y)의 내충격성능을 분석하고, 주 시스템인 암 블레이드(arm blade)의 특성에 맞게 동흡진기를 설계하여 액추에이터의 내충격성능을 향상시켰다. 또한 Kim과 Cho<sup>(4,5)</sup> 등은 유한요소 해석과 최적화 과정을 바탕으로 보 형태의 동흡진기를 제작하여 압력용기 및 디스크 드라이브

† 교신저자; 정회원, 계명대학교 기계자동차공학과  
E-mail : wjkim@kmu.ac.kr

Tel : (053)580-5265, Fax : (053)580-5165

\* 계명대학교 대학원 기계공학과

의 진동저감 성능을 평가하였다. 이상의 연구에서는 주로 주시스템에 적합한 질량과 스프링으로 구성된 동흡진기를 사용하였으며, 이러한 동흡진기는 일반적으로 공간상의 제한, 정확한 주파수 조정의 어려움 때문에 실제 적용이 어렵다. 그러나 영구자석을 이용한 동흡진기는 크기가 작고 다양한 형태로 제작할 수 있기 때문에 작은 공간 또는 여러 가지 형태를 갖는 주 시스템에 설치가 용이하다. 그리고 자석의 간격을 조정하므로 제어주파수의 튜닝을 쉽게 할 수 있는 장점이 있다. 하지만 현재까지 영구자석을 이용한 동흡진기의 설계나 제작에 대한 연구는 수행되지 않았다.

따라서 이 연구에서는 스프링력 대신에 영구자석의 자력을 이용하므로 다양한 제품에 폭넓게 적용시킬 수 있는 동흡진기를 개발하고자 한다. 영구자석을 이용한 동흡진기를 설계하고, 가진 실험과 이론 모델의 계산 결과를 비교·분석하여 제안한 동흡진기의 동특성을 규명하였다. 이 결과를 바탕으로 동흡진기의 샘플을 제작하고, 냉장고용 압축기에 적용하여 진동저감과 이에 따른 소음저감 효과를 확인하였다.

## 2. 자력을 이용한 동흡진기 설계

영구자석의 자력을 이용한 동흡진기의 설계를 위한 이론 모델의 계산 결과와 가진 실험 결과를 비교하여 자기 스프링의 특성을 규명하였다. 일반적으로 자석 사이에 작용하는 자력(magnetic force)은 식 (1)과 같이 쿨롱 법칙을 이용하여 구할 수 있으며, 여기서 자극의 세기( $p$ )는 표면 자속 밀도( $Bd$  : surface flux density)와 자화 방향에 직교한 자석의 단면적( $A$ )의 곱으로 계산된다<sup>(6)</sup>.

$$F = \frac{1}{\mu_0 \mu_r} \times \frac{p_1 p_2}{r^2} [N] \quad (1)$$

여기서

- $p_1, p_2$  : 각 자극의 세기[Wb]
- $r$  : 간극[m]
- $\mu_0$  : 진공의 투자율[H/m]
- $\mu_r$  : 비투자율

Fig. 1은 제안된 동흡진기의 구성을 나타내며, 제작

성을 고려하여 링형 NdFeB30 영구자석을 사용하였다. 식 (1)을 이용하여 동흡진기의 운동 질량(moving part)에 작용하는 힘을 계산할 수 있다. 동흡진기의 제작에 사용된 자석의 세기가 모두 같다면 자석 사이에 작용하는 힘은 초기 간극( $r$ )에 의해 결정된다. 따라서 운동 질량에 작용하는 힘의 합력은 식 (2)와 같이 계산된다.

$$F_{total} = F_l(r) - F_u(r) - mg [N] \quad (2)$$

여기서

- $F_l$  : 하부 자석 사이에 작용하는 힘[N]
- $F_u$  : 상부 자석 사이에 작용하는 힘[N]
- $m$  : 운동 질량[kg]

위 식에서  $F_l(r)$ ,  $F_u(r)$ 은 각각 식 (1)의 쿨롱 법칙을 이용하여 계산되며, 만약 초기 간극이 일정하게 유지된다면 운동 질량에 작용하는 힘의 합력은 0으로 평형상태를 이루게 된다. 하지만 상·하부의 자석 사이에 미소 변위( $\Delta r$ )가 발생하게 되면 힘의 평형은 깨지고, 힘의 합력은 변위 발생 방향과 반대 방향으로 작용하게 된다. 초기 간극이 일정한 상태에서 미소변위가 발생하였을 경우에 변위와 힘의 합력 사이의 관계를 Fig. 2에 나타냈다. Fig. 2(a)와 같이 운동 질량에 작용하는 힘의 합력은 변위의 발생 방향과 반대 방향이며, 변위가 커질수록 힘의 합력은 변위의 세제곱에 비례하여 증가하는 특성을 갖는다. 그러나 변위의 발생 범위가 -2~2 mm 수준으로 작은 경우에는 Fig. 2(b)와 같이 힘과 변위의 관계가 선형에 근사하는 것을 확인할 수 있다. 따라서 운동 질량의 작동 범위를 -2~2 mm 사이로 제한한다면 자기 스프링의 강성을 선형으로 가정할 수 있으며, 이때 얻어진 직선의 기울기는 자기 스프링의 강성이 된다. 동흡진기에 대한 모델은 Fig. 3과 같은 1자유도 계로 간단하게 나타낼 수 있으며, 주파수응답함수(frequency response function)는 식 (3)과 같이 계산된다<sup>(7)</sup>.

$$\left| \frac{X}{Y} \right| = \sqrt{\frac{1 + \left( 2\zeta \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2}{\left( 1 - \left( \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right)^2 + \left( 2\zeta \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2}} \quad (3)$$

여기서

$\omega$  : 외력의 진동수[rad/s]

$\omega_n$  : 동흡진기의 고유진동수[rad/s]

이론식을 검증하고, 동흡진기의 동특성을 규명하기 위하여 Fig. 1의 동흡진기 모델을 실제로 제작하고, Table 1에 나타난 계측 장비를 사용하여 가진 실험을 실시하였다. Fig. 4는 동흡진기 특성 실험 사진을 나타낸 것으로 먼저 동흡진기를 가진기(exciter)에 수직으로 고정하고, 입력과 응답을 가속도계로 측정하였다. 가진신호는 사인 스위프(sine sweep)으로 주파수 범위는 0~100 Hz이고, 사인 스위프율(sine sweep rate)은 0.5 Hz/s로 설정하였다. 동흡진기 제작에는  $\phi 20 \times 7 \times 5$  규격의 네오디뮴 자석을 사용하였고, 상·하부 자석 사이의 초기 간극을 6.5~16.5 mm까지 변경하며 실험하였다. 실험에서 감쇠비( $\zeta$  : damping ratio)는 식 (4)를 이용하여 구하였다.

$$\zeta = \frac{\omega_u - \omega_l}{2\omega_n} \quad (4)$$

여기서

$\omega_u$  : 반동력점의 상한 진동수[rad/s]

$\omega_l$  : 반동력점의 하한 진동수[rad/s]

$\omega_n$  : 고유진동수[rad/s]

이론식을 검증하기 위하여 식 (2)의 힘-변위 관계에서 구한 초기 간극 변화에 따른 자기 스프링의 강성과 실험 감쇠비를 식 (4)에 대입하여 계산한 주파수응답함수와 동흡진기 가진 실험 결과를 비교하여 Fig. 5에 나타내었다. 그리고 이론식과 실험에서 구한 고유진동수를 Table 2에 정리하였다. 결과를 분석해보면 이론과 실험의 주파수응답함수는 유사하며, 고유진동수의 차이는 약 0.5 Hz 수준으로 두 결과가 잘 일치하는 것을 확인할 수 있었다. 이상의 계산과 실험을 통하여 얻어진 자력 동흡진기의 특징을 정리하면 다음과 같다.

(1) 이론적으로 영구자석을 이용한 동흡진기의 설계가 가능하다.

(2) 초기 간극에 따라 고유진동수를 미세하게 조정할 수 있으며, 일반적인 질량 동흡진기보다 넓은 주파수영역에서 사용이 가능하다.

Table 1 Experimental equipments

Measurement equipment	Specification
Accelerometer	B&K accelerometer type 4393/4374
Amplifier	B&K NEXUS conditioning amplifier
Exciter	Ling electronics shaker LMT-100

Table 2 Natural frequencies and damping ratios for different initial gaps

Initial gap [mm]	Natural frequency[Hz]		Damping ratio [%]
	Calculation	Experiment	
16.5	12.6	12.9	3.3
14	16.0	16.1	4.2
11.5	19.5	19.4	3.4
9	25.1	24.8	3.5
6.5	36.3	35.8	0.5

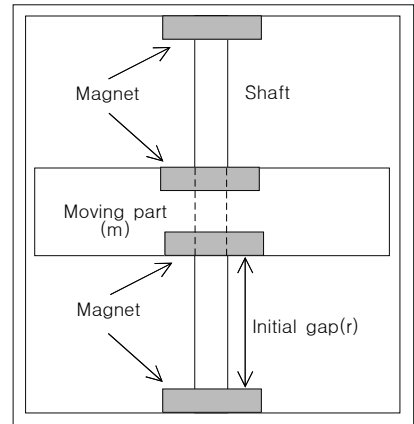
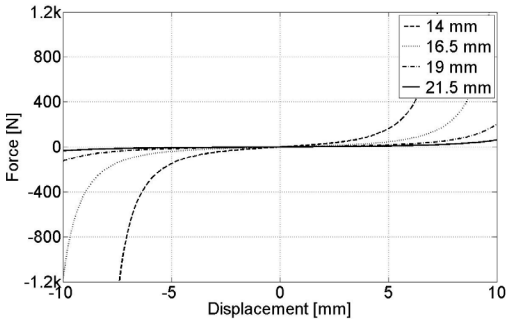


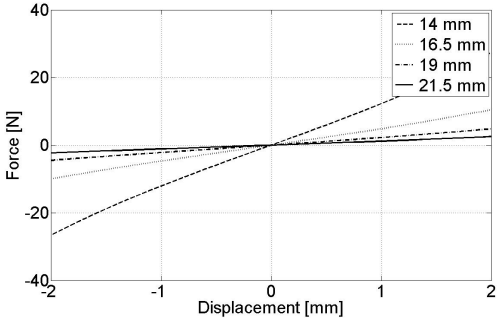
Fig. 1 Schematic of the magnetic dynamic absorber

(3) 운동 변위를 제한하면 자기 스프링을 선형으로 가정할 수 있으나, 고유진동수가 고주파영역으로 이동할수록 더 큰 입력원을 필요로 한다.

이상의 결과와 같이 자력을 이용한 동흡진기는 여러 장점이 있지만, 냉장고용 압축기의 운전주파수인 60 Hz 수준으로 동흡진기의 고유진동수를 조정하기 위해서는 압축기의 발생 진동레벨보다 상대적으로 큰 입력원을 필요로 한다. 따라서 냉장고 압축기에 동흡진기를 적용하기 위해서는 작은 입력에도 동흡진기가 민감하게 반응할 수 있도록 추가적인 보완 설계가 필요하다.



(a) Displacement : -10~10 mm



(b) Displacement : -2~2 mm

Fig. 2 Magnetic force versus the displacement of moving part for different initial gaps

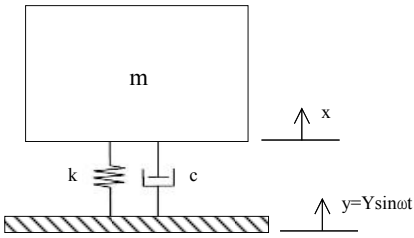


Fig. 3 1-DOF exciting system

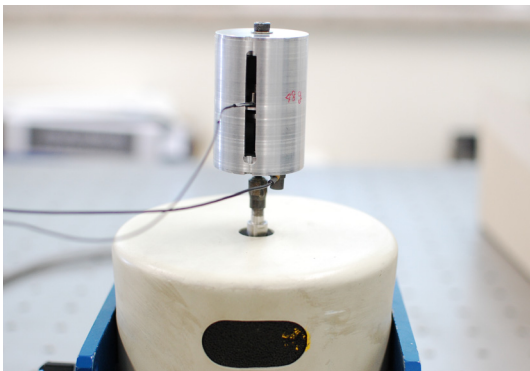


Fig. 4 Experimental setup for dynamic absorber test

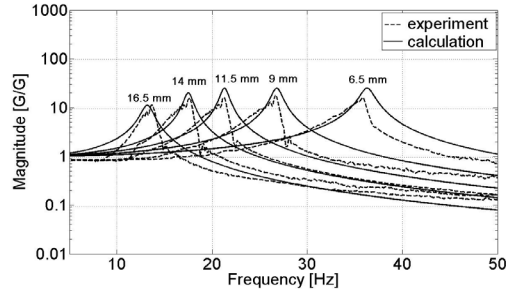


Fig. 5 Frequency response functions of the dynamic absorber for different initial gaps

### 3. 자력과 외팔보를 이용한 동흡진기 설계

이 장에서는 자기 스프링과 외팔보의 강성을 이용한 동흡진기를 설계하였다. 앞 절에서 확인된 것과 같이 자기 스프링으로 구성된 동흡진기의 고유진동수를 고주파영역으로 이동시키기 위해서는 보다 큰 입력원을 필요로 한다. 이러한 단점을 보완하기 위하여 외팔보의 첫 번째 진동모드에서 발생하는 동흡진 효과를 이용한 동흡진기를 설계하였다<sup>(8)</sup>. Fig. 6은 외팔보를 조합한 자력 동흡진기 모델을 나타낸 것으로 외팔보의 형태는 판 구조물로 선정하였다. 여기서 보의 질량은 무시할 수 없는 설계변수이기 때문에 보의 끝단에 집중되어 있는 유효 질량에 대한 계산이 필요하다. 만약 보의 처짐이 끝단에 가해진 집중하중에 의한 것이라고 가정하면 외팔보의 최대 운동에너지는 다음과 같으며

$$T_{\max} = \frac{1}{2} (0.23m_c) \dot{y}_{\max}^2 \quad (5)$$

여기서

$m_c$  : 외팔보의 질량[kg]

보의 끝단에 집중되어 있는 유효 질량은 식 (6)과 같다.

$$m_{eff} = M + 0.23m_c \quad (6)$$

여기서

$M$  : 자석의 질량[kg]

따라서 외팔보의 고유진동수는 다음과 같이 계산된다.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EI}{(M+0.23m_c)l^3}} \quad (7)$$

여기서

- $E$  : 탄성계수[Gpa]
- $I$  : 단면 관성모멘트[m<sup>4</sup>]
- $l$  : 외팔보의 길이[m]

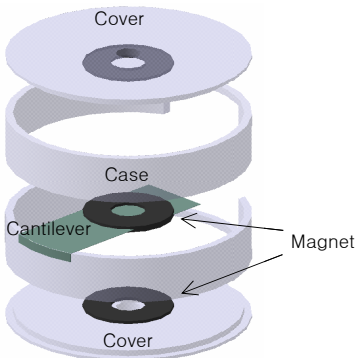
위 식에서 자기 스프링의 강성( $k_m$ )을 고려하면 동흡진기의 고유진동수는 식 (8)과 같이 계산된다.

**Table 3** Natural frequencies and stiffness of cantilever for different widths

Width [mm]	Natural frequency[Hz]	Stiffness [N/m]	Moment of inertia[m <sup>4</sup> ]
11	26.0	106.9	2.5 E-14
12	27.2	116.6	2.7 E-14
13	28.3	126.3	2.9 E-14
14	29.4	136.0	3.2 E-14
15	30.4	145.8	3.4 E-14

**Table 4** Natural frequencies of cantilever for different widths

Width [mm]	Natural frequency[Hz]		Difference [Hz]
	Calculation	Experiment	
11	56.0	56.1	0.1
12	56.6	56.7	0.1
13	57.1	57.2	0.1
14	57.7	58.9	1.2
15	58.4	60.5	1.9



**Fig. 6** Schematic of the magnetic dynamic absorber using cantilever

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EI+k_m}{(M+0.2357m_c)l^3}} \quad (8)$$

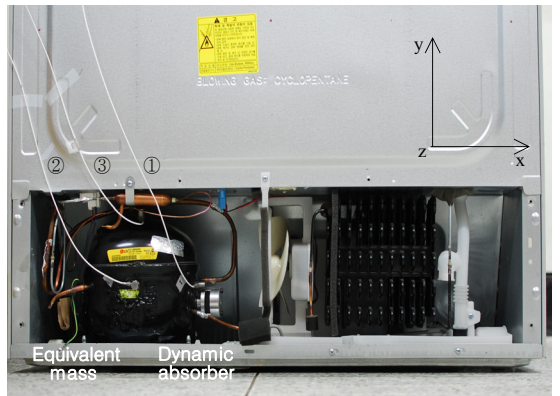
Table 3은 알루미늄 재질( $E$ : 70 Gpa)의 외팔보를 두께는 0.3 mm, 길이는 35 mm로 고정하고, 폭의 변화에 따른 외팔보의 고유진동수를 계산한 결과이다. Table 4는  $\phi 17.5 \times 7.2 \times 1$  규격의 네오디뮴 자석의 초기 간극을 12 mm로 고정하고, 외팔보의 폭 변화에 따른 동흡진기의 고유진동수를 식 (8)을 이용하여 계산한 결과와 샘플을 제작하여 실험한 결과를 비교한 것이다. 결과를 보면 외팔보의 폭이 15 mm인 경우를 제외하고 고유진동수의 차이는 약 1.2 Hz 수준으로 두 결과가 비교적 잘 일치하는 것을 확인할 수 있었다.

#### 4. 냉장고용 압축기에 적용

앞 절에서 설계된 동흡진기를 운전 중인 압축기의 외부 셸에 장착하여 압축기의 진동과 이로 인해 발생하는 구조진동음의 저감 성능을 평가하였다. Fig. 7에는 압축기 외부 셸의 가속도 측정 위치와 동흡진기의

**Table 5** Accelerations of compressor with and without DA(dynamic absorber)

Measurement point	Without DA [mG]	With DA [mG]	Difference [mG]
① (x-direction)	114	79.3	34.7
② (y-direction)	12.4	8.7	3.7
③ (z-direction)	9.2	16.1	6.9



**Fig. 7** Measurement points of acceleration and a position of the dynamic absorber

부착 위치를 나타내었다. 동흡진기의 부착은 압축기 외부 셀에서 가속도가 가장 큰 수평방향(x-direction)으로

하였으며 동흡진기를 설치한 반대편에는 질량이 동일한 0.1 kg의 구조물을 장착하여 불평형력이 발생하는 것을 최소화하였다. 주 시스템인 압축기와 동흡진기 사이의 질량비(mass ratio)는 약 7% 수준으로 설계된 동흡진기의 질량이 상당히 작은 것을 알 수 있다. 측정주파수 범위는 압축기의 운전주파수인 60 Hz를 포함하는 저주파영역을 보다 자세히 분석하기 위하여 100 Hz 이하로 하였고, 주파수 해상도는 0.06 Hz, 측정시간은 압축기가 운전 중일 때 200초간 측정하였다. 그리고 방사소음은 냉장고의 문이 설치되어 있는 전방에서 측정하였다. 전방은 소비자가 직접적으로 소음을 인지할 수 있는 매우 중요한 위치로서 일반적인 냉장고의 소음 레벨은 전방 1 m의 거리에서 측정한 음압레벨로 대표된다<sup>9)</sup>. 따라서 냉장고의 수평방향으로 전방 1 m, 수직방향으로 냉장고 높이의 중간 지점에 마이크로폰을 설치하여 소음 레벨을 측정하였으며, 발생소음의 주파수성분 분석에 있어서는 1/3 옥타브 밴드(octave band) 분석을 실시하였다. Fig. 8과 Table 5, Fig. 9는 가속도와 소음 측정 실험 결과이다. 동흡진기(DA) 부착 방향에서 압축기의 운전주파수인 60 Hz 주파수 성분의 가속도는 79.3 mG 수준으로 기준과 비교하여 약 34.7 mG 정도 감소하였다. 이에 따른 소음저감 효과는 100 Hz 이하 저주파영역에서 전체 소음레벨(overall level)은 27.0 dBA 수준으로 기준과 비교하여 약 3.2 dB 정도 감소하는 것을 확인하였다.

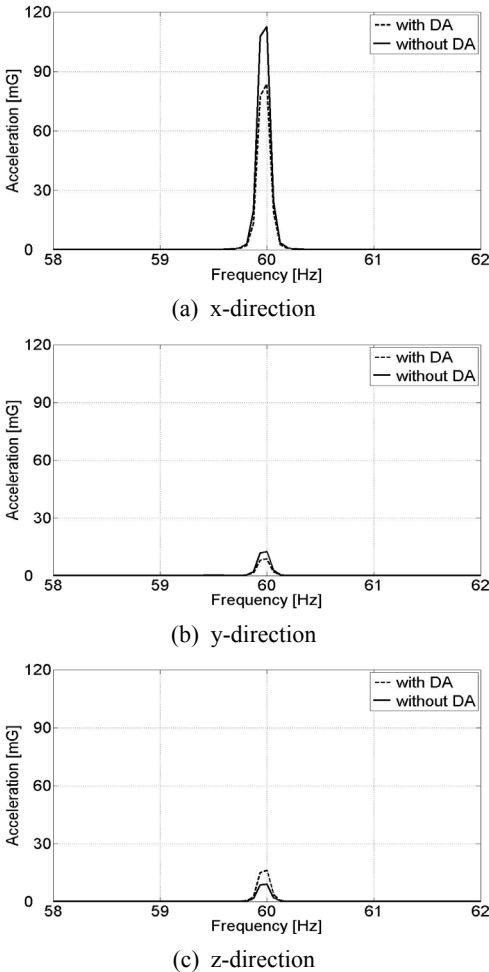


Fig. 8 Acceleration spectrums of Fig. 7 measurement points with and without dynamic absorber

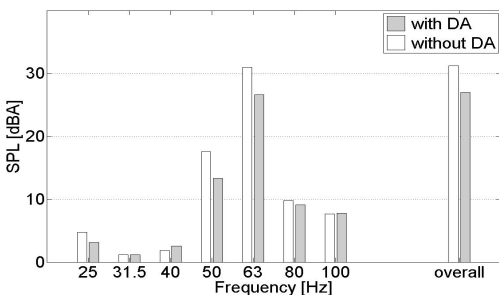


Fig. 9 Noise levels with and without dynamic absorber(1/3 octave band spectrums)

## 5. 결론

압축기에서 발생하는 진동을 저감하고, 이에 따른 구조진동음을 저감하기 위하여 영구자석과 외팔보를 이용한 동흡진기를 설계하였다. 제안된 동흡진기를 대상으로 이론 모델을 수립하고, 계산 결과와 가진실험 결과를 비교하여 동흡진기의 동특성을 규명하였다. 자력 동흡진기의 고유진동수는 자석 사이의 초기 간극을 조정함으로써 제어할 수 있으며, 일반적인 질량 동흡진기와 비교하여 보다 넓은 주파수 영역에서 사용이 가능하였다. 또한 자력 동흡진기를 압축기에 설치하여 성능을 평가하였으며, 이 실험 결과에서 60 Hz 주파수성분의 가속도는 기준과 비교하여 약 30% 정도 저감되었고, 이에 따른 소음저감 효과를 확인할 수 있었다. 제안된 동흡진기 설계방법

은 일반 가전제품뿐만 아니라 자동차, 선박 등 진동이 발생하는 모든 제품에 적용이 가능하며, 진동저감에 유용하게 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

## 후 기

이 연구는 2010년도 계명대학교 비사연구기금으로 이루어졌음.

## 참 고 문 헌

(1) Ahn, C. W., Choi, S. C. and Kim, D. Y., 1997, "A Study on the Effects of Dual Dynamic Vibration Absorber for Damped Vibration System," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 7, No. 6, pp. 1039~1048.

(2) Bea, C. H., Cho, C. W., Yang, K. H. and Park, Y. P., 2001, "Vibration Reduction By Dynamic Absorber of Vertical Pump System," Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 628~632.

(3) Lee, H. S., 2000, "Design of Dynamic Absorber to Improve Shock Performance of Actuator Arm in a Hard Disk Drive," Proceedings of the

KSNVE Annual Spring Conference, pp. 468~471.

(4) Kim, M. C., Lee, B. Y. and Kim, W. J., 2005, "Optimal Design of a Dynamic Absorber for the Large-size Pressure Vessel of the Petrochemical Plant," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 5, pp. 612~619.

(5) Cho, U. R., Lim, S. H., Park, Y. P., Park, N. C., Park, K. S., Soh, W. Y. and Kim, K. T., 2009, "Vibration Reduction in Optimal Disc Drive Using L-shape Type Dynamic Vibration Absorber," Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 334~336.

(6) No, T. H., 2006, Magnetic Materials, Dooyangsa, pp. 47~59.

(7) Kenneth, G. M., 1995, Vibration Testing, Jhon Wiley & Sons, NewYork.

(8) Park, J. H., Kim, S. D. and Kim, W. J., 2005, "Vibration Control of Membrane with Tension Gradient Using Multiple Dynamic Absorber," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 5, pp. 595~603.

(9) KSC9305, 1999, 9.2.14, Refrigerator-freezers and Freezers.