

MR 댐퍼의 제작과 Bingham 모델의 매개변수 추정

이건명[#], 박문수^{*}

([#] 경상대학교 기계공학부, ^{*} 한국폴리텍 VII대학 진주캠퍼스)

Manufacturing of MR Dampers and Estimation of the Bingham Model Parameters

Gun-Myung Lee[#], Mun-Soo Park^{*}

(Received 10 October 2014; received in revised form 12 December 2014; accepted 17 December 2014)

ABSTRACT

Small MR dampers with a simple structure were designed and manufactured. The Bingham model was used to represent the dynamic characteristics of the damper, and the parameters of the model were estimated from experimental data which were obtained by harmonic tests. The value of the estimated yield shear force remains positive when no electric current is applied, and it increases slowly with the current. The estimated viscous damping coefficient has a value close to zero when no electric current is applied, and it increases almost linearly with the current.

Key Words : MR Fluid(MR 유체), MR Damper(MR 댐퍼), Bingham Model(Bingham 모델), Yield Shear Force(항복전단력), Viscous Damping Coefficient(점성감쇠계수)

1. 서 론

자기유변유체인 MR유체 (magneto-rheological fluid)는 외부로부터 인가되는 자기장의 세기에 따라 특성이 변화하는 유체로서 2,000년 이후 이를 이용한 진동제어에 관한 연구가 활발하게 진행되고 있다. MR 유체를 사용하는 MR댐퍼의 연구분야를 보면 상용차의 운전석, 차량용 현가장치 등 자동차 분야에 관한 연구가 가장 큰 비중을 차지하고 있으며, 대형버스의 현가장치, 철도차량의 조향시스템, 헬리콥터 착륙장치의 반능동제어에

MR댐퍼를 적용하는 연구가 수행되었다. 그리고 대형구조물이나 시설분야에 MR댐퍼를 적용하는 연구가 시작되어 풍하중을 받는 대형구조물과 지진하중을 받는 빌딩구조물의 반능동제어 연구, 엘리베이터 진동 저감장치의 성능해석, 교량의 실시간 준능동진동제어, 이동질량에 의한 보 구조물 진동의 반능동제어 연구 등이 수행되었다. 최근에는 이론적 방법 및 유한요소법을 이용한 MR댐퍼의 최적설계^[1], 통합계진마운트용 MR댐퍼의 성능평가^[2], MR 현가장치를 장착한 차량의 제어성능평가^[3], 붕괴하중을 받는 MR댐퍼의 저항성능 해석^[4] 등 MR댐퍼의 설계, 수치적 해석, 실제 제작 및 성능 평가에 관한 연구가 수행되고 있다.

* Jinju Campus, Korea Polytechnic VII College.

Corresponding Author : School of Mechanical Engineering, Engineering Research Institute, Gyeongsang National Univ.

E-mail : gmlee@gnu.ac.kr

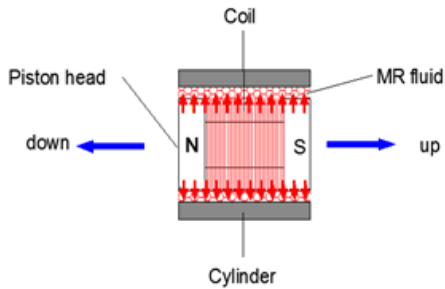


Fig. 1 Piston head

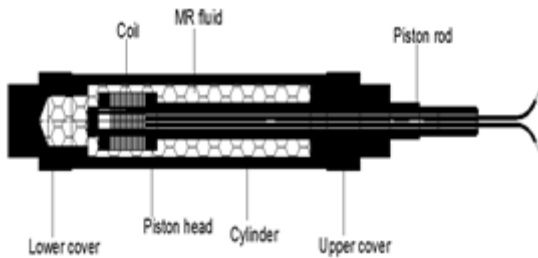


Fig. 2 Structure of the damper

Table 1 Dimensions of the damper

Material of cylinder	Aluminum
Outer diameter of cylinder	26.0
Inner diameter of cylinder	20.0
Length of cylinder	109.0
Diameter of piston head	16.0
Length of piston head	25.0
Length of piston rod	167.0
Diameter of coil wire	0.3

(unit : mm)

그동안 개발되어 온 MR 댐퍼의 주 기능은 외부로부터 들어오는 진동을 감쇠시켜 주는 역할이 대부분이며 차량, 철도의 현가장치, 세탁기 등의 가전제품, 건물 등 다양한 분야에 적용되고 있다. 이 때 사용된 댐퍼들은 큰 감쇠력을 발휘할 수 있도록 그 구조가 대부분 대형이다. 한편 본 연구에서는 저주파 가진기 개발^[5]의 가능성을 확인하기

위한 실험에 활용할 수 있는 소형의 MR 댐퍼를 필요로 하였으나 적합한 상용 제품을 찾을 수 없었다.

따라서 그동안 연구가 진행되어 온 다양한 분야에서 개발된 MR 댐퍼의 기능과 효율성을 참고로 하여 본 연구의 실험에 활용할 수 있는 MR 댐퍼를 설계하고 직접 제작하였다. 본 실험에서 요구되는 기능만을 고려하여 댐퍼의 구조를 단순하게 소형으로 하였고 MR 유체의 흐름 시 저항이 최소가 될 수 있도록 하였다. 제작한 댐퍼의 성능을 평가하기 위하여 댐퍼를 포함하는 간단한 1자유도계를 구성하여 조화가진 실험을 수행하였고, 이 실험데이터로부터 댐퍼의 Bingham모델의 매개변수를 추정하였다.

2. MR 댐퍼의 설계 및 제작

MR 댐퍼는 크게 두 가지 형태로 구분할 수 있다. 한 가지 방식은 댐퍼 내부에 가스를 충전하는 방식이고, 또 다른 방식은 피스톤이 댐퍼의 하우징을 관통하는 방식이다. 가스를 충전하는 방식의 댐퍼는 피스톤의 왕복운동 시 발생하는 댐퍼 내부의 부피 변화에 능동적으로 대처할 수 있고 관통형의 댐퍼에 비해 부피 변화에 대한 보상이 잘 이루어지기 때문에 다양한 조건에서도 안정적인 동작이 가능하다는 장점이 있는 반면, 댐퍼 제작 시 내부에 가스를 충전하는 어려움이 있고 가스압력을 유지하기 어렵다는 단점을 가지고 있다. 반면 관통형의 댐퍼는 제작이 비교적 간단하고 성능을 유지하기 쉽다는 장점을 가지고 있다.

본 논문에서는 Fig. 1과 같이 피스톤헤드를 간단하게 설계하였으며 실린더의 재질을 비자성체인 알루미늄으로 하여 피스톤헤드의 자력이 MR 유체까지만 미치게 함으로써 자력의 힘을 적게 하였다. 또한 Fig. 2 댐퍼 내부의 구조를 간단하게 하였으며, 감쇠를 최소화할 수 있도록 실린더의 내벽과 피스톤 로드 사이의 간격도 충분하게 하였다. Table 1은 댐퍼 부품들의 제원을 나타내고 있다.

설계한 MR 댐퍼는 다음 과정을 거쳐 제작되었

다. 피스톤 헤드의 코일에 전선을 연결하기 위하여 직경 4.3mm의 롱 드릴로 직경 10mm의 피스톤 로드에는 길이 167mm의 구멍을 가공하였고, 피스톤 헤드에 코일을 감기 위하여 구멍과 홈을 가공하였고, 피스톤 헤드의 홈에 코일을 감았으며, 실린더 내부의 MR 유체가 피스톤 로드의 전선통로를 따라 누설되는 것을 방지하기 위한 작업을 수행하였다. Fig. 3은 완성된 MR 댐퍼의 형상을 보이고 있다.



Fig. 3 Appearance of the damper

3. MR 댐퍼의 성능 실험

3.1 Bingham 모델

MR 댐퍼의 동적 특성을 나타내기 위하여 Bingham, 이점성(biviscous), 이력 이점성(hysteretic biviscous), Bouc-Wen 모델 등 여러 가지 모델이 사용되고 있다. 본 연구에서는 이들 중 수학적으로 제일 간단한 Bingham 모델을 사용하기로 하였다.

Bingham 모델에 의한 MR 댐퍼의 저항력은 다음과 같다^[6].

$$F_{MR} = f_a \operatorname{sgn}(\dot{x}) + c_a \dot{x} \quad (1)$$

여기서 f_a 와 c_a 는 각각 MR 유체의 항복전단력과 점성감쇠계수를, 그리고 \dot{x} 은 댐퍼 피스톤의 속도를 나타낸다. Fig. 4는 이 관계를 그림으로 나타내고 있다. 따라서 이 MR 댐퍼는 점성감쇠와 쿨롱감쇠가 결합된 형태의 감쇠를 받는다고 생각할 수 있다.

질량, 스프링, 그리고 MR 댐퍼로 이루어진 1자유도계가 조화력을 받을 때의 운동방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$m\ddot{x} + kx + c_a\dot{x} + f_a \operatorname{sgn}(\dot{x}) = f_0 \sin\omega t$$

(2)이 비선형 방정식의 엄밀해는 매우 복잡하므로 엄밀해를 구하는 대신 근사해를 생각해 보기로

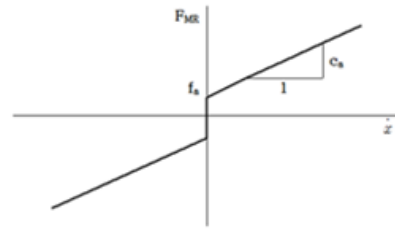


Fig. 4 Bingham model

하자. 유체의 항복전단력, 즉 쿨롱감쇠력 f_a 가 외력 f_0 보다 작다고 가정하면 정상상태의 해는 거의 조화적이라고 생각할 수 있으므로^[7] 변위 응답 $x(t)$ 는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\psi(t) \quad x(t) = X \sin(\omega t - \phi) \quad (3)$$

이 계가 조화적으로 응답한다고 가정하면 1사이클 당 쿨롱감쇠로 인하여 소산되는 에너지는

$$\Delta W_1 = 4f_a X \quad (4)$$

이고, 점성감쇠로 인하여 소산되는 에너지는

$$\Delta W_2 = \pi c_a \omega X^2 \quad (5)$$

가 된다. 이 계의 등가점성감쇠계수를 c_{eq} 라 하면 1사이클당 등가점성감쇠로 인하여 소산되는 에너지는

$$\Delta W = \pi c_{eq} \omega X^2 \quad (6)$$

이 된다. ΔW 를 ΔW_1 과 ΔW_2 의 합과 같다고 놓으면 다음과 같게 된다.

$$\pi c_{eq} \omega X^2 = 4f_a X + \pi c_a \omega X^2 \quad (7)$$

위 식을 정리하면

$$X[\pi(c_{eq} - c_a)\omega X - 4f_a] = 0 \quad (8)$$

X 는 0이 아니므로

$$\pi(c_{eq} - c_a)\omega X = 4f_a \quad (9)$$

가 되고, 이로부터 다음을 얻는다.

$$c_{eq} = \frac{4f_a}{\pi\omega X} + c_a \quad (10)$$

조화력을 받는 점성감쇠계의 변위 진폭 X 는

$$X = \frac{f_0}{[(k - m\omega^2)^2 + (c_a\omega)^2]^{1/2}} \quad (11)$$

이므로, 식 (10)을 (11)에 대입하고 정리하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{4f_a}{\pi\omega X} + c_a = \frac{\sqrt{f_0^2 - X^2(k - m\omega^2)^2}}{\omega X} \quad (12)$$

이 식은 Bingham 모델의 항복전단력 f_a 와 점성감쇠계수 c_a 는 조화가진을 받는 1자유도계의 질량 m , 스프링상수 k , 가진력의 진폭 f_0 , 주파수 ω , 그리고 변위 응답의 진폭 X 로 나타내어 짐을 의미한다. 여러 ω 값에 대하여 위 식을 쓰면

$$\begin{bmatrix} \frac{4}{\pi\omega_1 X_1} & 1 \\ \frac{4}{\pi\omega_2 X_2} & 1 \\ \vdots & \vdots \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_a \\ c_a \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\sqrt{f_{01}^2 - X_1^2(k - m\omega_1^2)^2}}{\omega_1 X_1} \\ \frac{\sqrt{f_{02}^2 - X_2^2(k - m\omega_2^2)^2}}{\omega_2 X_2} \\ \vdots \end{Bmatrix} \quad (13)$$

위 식에서 f_{0i} 와 X_i 는 주파수 ω_i 일 때의 가진력과 변위 응답의 진폭이다. 이 방정식은

$$[A]\{x\} = \{b\} \quad (14)$$

형태의 과다결정(over-determined) 방정식이므로 이 방정식의 해 $\{x\}$ 는

$$[A]^T[A]\{x\} = [A]^T\{b\} \quad (15)$$

로부터 구할 수 있다.

3.2 성능 실험

제작한 MR 댐퍼의 성능을 실험하기 위하여 간

단한 1자유도계를 제작하였다. 이 계는 받침대와 질량을 구성하는 강철판, 스프링, 그리고 앞에서 제작한 댐퍼로 이루어져 있으며 좌우 대칭이다. 계의 안정성을 위하여 좌우 양쪽에 각각 2개의 동일한 스프링을 병렬로 배치하였다. 계의 질량은 13.35kg이고, 각 스프링의 강성은 1841N/m이므로 계의 강성은 7364N/m이다. Fig. 5는 제작한 1자유도계를 보여주고 있다.

강철판의 중앙에 가진기를 설치하여 조화력으로 가진을 하며 force transducer를 사용하여 가진력을 측정하고, 같은 지점에서의 가속도 응답을 가속도계를 사용하여 측정하였다. 가속도 응답의

진폭을 주파수의 제곱인 ω^2 으로 나눔으로써 변위 응답의 진폭 X 를 구하였다. 조화력의 주파수를 3 Hz부터 10Hz까지 1Hz씩 증가시켜가며 실험을 반복하였다. MR 댐퍼에 공급하는 전류의 세기



Fig. 5 Experimental 1dof system

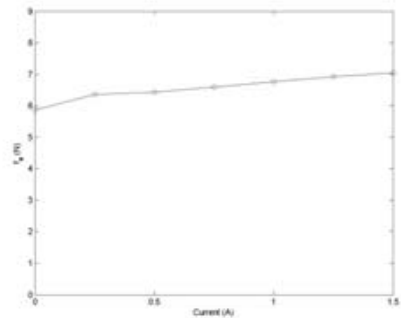


Fig. 6 Variation of the yield shear force with the applied current

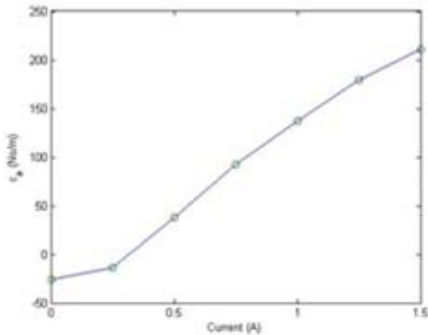


Fig. 7 Variation of the viscous damping coefficient with the applied current

에 따른 댐퍼의 특성 변화를 관찰하기 위하여 전류의 세기를 0부터 1.5A까지 0.25A씩 증가시키며 전체실험을 반복하였다.

각각의 전류의 세기에 대하여 측정된 데이터로부터 3.1절에서 설명한 방법을 사용하여 MR 댐퍼의 항복전단력 f_a 와 점성감쇠계수 c_a 를 구하였다. 그 결과를 각각 Fig. 6과 7에 나타내었다. 이 그림을 관찰하면 항복전단력 f_a 는 MR 댐퍼에 전류를 공급하지 않을 때에도 어느 정도의 값을 갖고 있으며 전류의 세기가 증가함에 따라 서서히 증가함을 알 수 있다. 한편 점성감쇠계수 c_a 는 전류를 공급하지 않을 때는 0 부근의 작은 값을 갖고, 전류의 세기와 함께 거의 직선적으로 증가한다. 전류의 세기가 작을 때 점성감쇠계수가 음의 값을 갖는 것은 현실적으로 불가능하나 Bingham 모델이 MR 유체의 특성을 정확하게 나타내지 못하므로 발생하는 결과라고 판단된다.

4. 결론

본 논문에서는 저주파 가진기의 개발 가능성을 확인하기 위한 실험에 사용할 수 있는 MR 댐퍼를 설계하고 직접 제작하였다. 이 댐퍼는 실험에서 요구하는 기능만을 갖도록 단순한 구조와 소형으로 하였다.

제작한 댐퍼에 Bingham 모델을 적용하고 모델

의 매개변수를 추정하기 위하여 조화가진 실험을 수행하였다. 댐퍼에 일정한 전류를 공급하고, 가진력의 주파수를 변화시키며 조화가진을 하여 가진력의 진폭과 가속도 응답의 진폭 등의 데이터를 측정하고, 이 데이터로부터 매개변수를 추정하였다. 댐퍼에 공급하는 전류를 변화시키며 이 과정을 반복하였다. 그 결과 댐퍼의 항복전단력은 MR 댐퍼에 전류를 공급하지 않을 때에도 어느 정도의 값을 갖고 있으며 전류의 세기가 증가함에 따라 서서히 증가하였다. 한편 점성감쇠계수는 전류를 공급하지 않을 때 0 부근의 작은 값을 갖고, 전류의 세기와 함께 거의 직선적으로 증가하였다.

후 기

이 연구는 2012년도 경상대학교 연구년제 연구교수 연구지원비에 의하여 수행되었음.

REFERENCES

- (1) Ha, S. H., Seong, M.-S., Heung, Q.-N. and Choi, S.-B., "Optimal Design of MR Damper : Analytical Method and Finite Element Method", Transactions of the KSNVE, Vol. 19, No. 11, pp. 1110~1118, 2009.
- (2) Seong, M.-S., Choi, S.-B., Kim, C.-H., Lee, H. K., Baek, J. H., Han, H. H. and Woo, J. K., "Experimental Performance Evaluation of MR Damper for Integrated Isolation Mount", Transactions of the KSNVE, Vol. 20, No. 12, pp. 1161~1167, 2010.
- (3) Kim, H.-S., Seong, M.-S., Choi, S.-B. and Kwon, O.-Y., "Performance Evaluation of a Full Vehicle with Semi-active MR Suspension at Different Tire Pressure", Transactions of the KSNVE, Vol. 21, No. 11, pp. 1067~1073, 2011.
- (4) Seong, J.-Y., Min, K.-W. and Kim, J., "Exact Solution for Resistance Capacity utilizing

Bingham Model of MR Dampers under Collapse Load”, Transactions of the KSNVE, Vol. 21, No. 3, pp. 234~240, 2011.

- (5) Lee, G.-M., Ju, Y.-H. and Park, M.-S., “Development of a Low Frequency Shaker using MR Dampers”, International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, Vol. 14, No. 9, pp. 1647~1650, 2013.
- (6) Stanway, R., Sproston, J. L. and Stevens, N. G., “Non-linear Modeling of an Electro-rheological Vibration Damper”, Journal of Electrostatics, Vol. 20, No. 2, pp. 167~184, 1987.
- (7) Rao, S. S., Mechanical Vibrations, Pearson Education, Inc., New Jersey, 2004.