

# MR 댐퍼의 최적설계 : 이론적 방법 및 유한요소 방법

## Optimal Design of MR Damper : Analytical Method and Finite Element Method

하 성 훈\*.성 민 상\*.구 오 흥\*.최 승 복†

Sung Hoon Ha, Min-Sang Seong, Quoc-Nguyen Heung and Seung-Bok Choi

(2009년 3월 17일 접수 ; 2009년 9월 23일 심사완료)

**Key Words** : Magnetorheological Fluid(자기유변유체), Magnetic Field(자기장), MR Damper(MR 댐퍼), Finite Element Method(유한요소법), Optimal Design(최적설계), Analytical Analysis(이론적 해석), Objective Function(목적함수)

### ABSTRACT

This paper presents an optimal design of magnetorheological(MR) damper based on analytical methodology and finite element analysis. The proposed MR damper consists of MR valve and gas chamber. The MR valve is constrained in a specific volume and the optimization problem identifies geometric dimensions of the valve structure that maximize the pressure drop of the MR valve or damping force of the MR damper. In this work, the single-coil annular MR valve structure is considered. After describing the schematic configuration and operating principle of MR valve and damper, a quasi-static model is derived based on Bingham model of MR fluid. The magnetic circuit of the valve and damper is then analyzed by applying the Kirchoff's law and magnetic flux conservation rule. Based on the quasi-static modeling and the magnetic circuit analysis, the optimization problem of the MR valve and damper is built. The optimal solution of the optimization problem of the MR valve structure constrained in a specific volume is then obtained and compared with the solution obtained from finite element method.

### 1. 서 론

자동차의 승차감과 조종안정성은 댐퍼를 포함한 차량의 현가장치에 의하여 확보될 수 있는 차량의 동적 성능이다. 이러한 동적 성능을 향상하고자 모터 혹은 유압밸브 등을 이용한 전자제어 현가장치(electronic control suspension)가 적용되고 있는 추세이나, 비연속적인 감쇠력, 구조의 복잡성 및 높은 가격 등의 이유로 보편화 되지 않고 있는 실정이다. 최근에는 이를 개선하기 위하여 가변 유체 즉 ER

유체 및 MR 유체를 이용한 반능동형 현가장치에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

MR 유체는 자기장에 의하여 상변화가 일어나는 지능 유체로서 전기장에 의하여 상변화가 일어나는 ER 유체에 비하여 비교적 큰 항복응력을 발생시켜 보다 큰 힘을 요하는 각종 응용장치에 적용하려는 연구가 시도되고 있다. Carlson 등<sup>(1)</sup>은 차량용 MR 유체 댐퍼를 제안하였으며, 스카이 혹 제어기의 구현을 통하여 제안된 MR 댐퍼의 우수성을 입증하였다. Spenser 등<sup>(2)</sup>은 지진을 방지하기 위해 MR 댐퍼를 제안하여 이론적인 모델의 타당성을 입증하였다. 그리고 Kamath 등<sup>(3)</sup>은 반능동형 MR 유체 댐퍼를 제안하고 감쇠력 히스테리시스에 대한 이론적 모델을 제시하고 실험결과와 비교 분석하였다.

최근에 MR 유체 응용장치의 모델링 및 설계에

† 교신저자; 정회원, 인하대학교 기계공학부  
E-mail : seungbok@inha.ac.kr  
Tel : (032)872-7319, Fax : (032)872-7925

\* 정회원, 인하대학교 기계공학과

대한 연구가 활발히 수행되고 있으며<sup>(4,5)</sup>, 유한요소법을 이용한 모델링 및 해석에 대한 연구도 수행되고 있다. Wereley<sup>(6)</sup>는 분석적인 최적화 설계기법을 제안하였다. 이는 자기회로의 영구적 포화와 병목현상을 무시하고, 일정한 자속 밀도가 자기 회로내에 발생한다는 가정을 통하여 해석하였다. 그러나 압력강하는 자기 회로뿐만 아니라 MR 유체가 흐르는 덕트의 형상에도 영향을 받기 때문에, 이는 실제 응용장치에서 항상 성립되지 않는다. 따라서, MR 유체 댐퍼의 기하학적인 최적화 설계에 대한 연구가 필요한 실정이다.

따라서, 이 연구에서는 MR 댐퍼의 기하학적인 최적설계를 수행하기 위하여 하나의 코일을 가지는 MR 밸브를 수학적으로 모델링하며, 항복 응력 및 구조 설계 변수 제한조건에 의해 제안된 MR 댐퍼의 최적설계를 수행한다. 먼저 MR 밸브에 인가되는 자속 밀도와 자기장 세기를 수학적으로 모델링하고 이를 MR 댐퍼의 수학적 모델링과 결합하여 수치적인 해석으로 MR 댐퍼의 이론적 최적설계를 수행한다. 또한, Heung, Werely, Choi<sup>(7)</sup> 등이 수행한 연구인 3가지 종류의 MR 밸브 최적화를 통해 MR 밸브의 유한요소 방법의 최적화를 이 연구에서도 수행하며 이 연구가 제시한 이론적 방법의 MR 밸브 최적화를 검증할 것이다. 이를 위해 자기 해석 모델을 이용하여 결정된 설계 변수와 상용 유한요소 해석 소프트웨어인 ANSYS를 이용하여 최적설계를 수행한다. 두 가지의 방법으로 최적 설계된 MR 댐퍼의 결과를 비교 분석하며 제안된 이론적 최적 설계 방법의 타당성을 검증한다.

## 2. MR 댐퍼의 모델링

제안된 MR 댐퍼의 구조를 Fig. 1에 도시하였다. MR 댐퍼는 구조적으로 작동유를 MR 유체를 가지게 되며 유체에 자기장을 가할 수 있는 부분 즉 작동기가 부착이 된다. 이는 이전 MR 유체 및 댐퍼에 대한 연구들에서도 알 수 있으며, 또한 최근에는 MR 유체의 항복 응력을 크게 하기 위하여 작동기를 이중 또는 3중으로 설치하는 연구결과도 많이 보고되고 있다<sup>(8)</sup>. 하지만 이 연구에서는 일반 승용차용에 적용하고자 하는 MR 댐퍼를 제안하기 때문에 하나의 작동기 즉 싱글 코일 MR 밸브를 가지는

MR 댐퍼를 제안한다. 이에 따른 MR 댐퍼 구조는 크게 밸브 및 가스 챔버로 구분되며, 피스톤의 운동에 따른 로드와 부피를 보상하기 위하여 부동 피스톤을 구성하였다<sup>(9)</sup>. MR 밸브는 Fig. 2와 같이 밸브 코일, 외벽(housing) 및 상단 덮개(head cover)로 이루어져 있으며 피스톤 내에 원형 덕트로 구성하였다. 덕트를 통하여 MR 유체가 자극 사이를 흐를 수 있게 하였고 덕트에 부하되는 자기장에 따라 MR 유체가 항복응력을 발생시킬 수 있도록 덕트는 자기회로로 구성하였다<sup>(10)</sup>. 피스톤을 중심으로 위쪽을 상부챔버, 아래쪽을 하부챔버로 정의하고, 두 챔버와 실린더 사이에 MR 유체가 완전히 채워지게 된다. 자기회로에 전류를 인가시키면 자극에 자기장이 부하되고, 자극을 지나는 MR 유체의 유동 저항을 증가시켜 상부와 하부 챔버의 압력강하를 발생시킨다. 이에 따라 피스톤의 운동에 저항하는 방향의 감쇠력이 발생하게 된다.

MR 댐퍼의 모델링을 위하여 MR 유체는 비압축성 유체로 가정하였고, 유체저항에 의한 동일공간

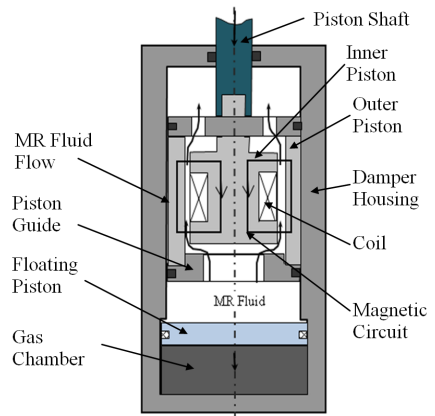


Fig. 1 Schematic configuration of MR damper

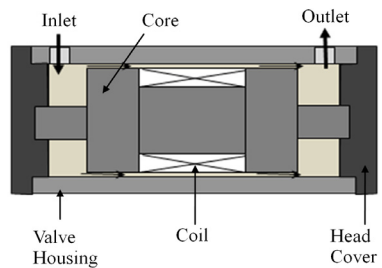


Fig. 2 Schematic configuration of MR valve

상의 내부압력은 모든 방향으로 균일하게 작용하고 있으며 유로형상에 의한 압력손실은 없다고 가정하였다. 따라서, MR 유체 기본 점성에 의한 압력강하와 MR 유체가 자기장에서 발생하는 항복응력에 대한 압력강하는 다음과 표현할 수 있다.

$$\Delta P_y = \Delta P_{vis} + \Delta P_y = \frac{6\eta L}{\pi d^3 R_d} Q + 2c \frac{L_p}{t_d} \tau_y \quad (1)$$

여기서  $Q$ 는 유체의 유량이고,  $\tau_y$ 와  $\eta$ 는 MR 유체의 항복응력, 자기장 무 부하시의 점성계수이다.  $R_d$ 는 원형 덕트의 평균 반지름으로 다음과 같이 정의될 수 있다.

$$R_d = R - t_h - 0.5t_d \quad (2)$$

그리고  $L$ 과  $R$ 은 자극과 외부 덮개를 포함하는 밸브 시스템의 전체 길이와 반지름을 의미한다.  $t_h$ 는 외부 덮개의 두께이고,  $t_d$ 는 덕트 사이의 틈새이고,  $L_p$ 는 자극의 길이이다.  $c$ 는 MR 유체 속도와 관련된 함수로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$c = 2.07 + \frac{12Q\eta}{12Q\eta + 0.8\pi R_d t_d^2 \tau_y} \quad (3)$$

또한, 자기장 세기에 의한 MR 유체의 항복응력은 다음과 같은 식으로 표현할 수 있으며, 계수  $C_0, C_1, C_2, C_3$ 는 최소 자승법을 이용한 근사적 방법으로 구해진다.

$$\tau_y = p(H_{mr}) = C_0 + C_1 H_{mr} + C_2 H_{mr}^2 + C_3 H_{mr}^3 \quad (4)$$

여기서  $H_{mr}$ 은 MR 밸브에 전류가 인가될 시 발생하는 자기장으로 밸브에 감긴 코일의 권선수, 밸브 사이 유로 두께 및 인가된 전류로 구해진다. 최종적으로 기계적 마찰을 무시한 MR 댐퍼의 동적 지배방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$F_d = P_a A_s + c_{vis} \dot{x}_p + F_{MR} \text{sgn}(\dot{x}_p) \quad (5)$$

식 (5)의 우변 첫 번째 항은 가스챔버에 의한 복원력을 나타내며, 두 번째 항은 MR 유체 점성에 기본 점성에 의한 감쇠력, 그리고 마지막 항은 MR 유체 항복응력에 의한 감쇠력을 나타낸다. 따라서

$A_s P_a$ ,  $c_{vis}$ 와  $F_{MR}$ 은 피스톤 샤프트의 면적, 가스챔버의 압력, MR 유체의 점성계수 및 MR 유체가 나타내는 항복응력을 나타내며 다음과 같이 주어진다.

$$P_a = P_0 \left( \frac{V_0}{V_0 + A_s x_p} \right)^\gamma \quad (6)$$

$$c_{vis} = \frac{12\eta L}{\pi R_d t_d^3} (A_p - A_s)^2 \quad (7)$$

$$F_{MR} = (A_p - A_s) \frac{2c L_p}{t_d} \tau_y \quad (8)$$

여기서  $A_p$ 는 피스톤의 면적이며,  $P_0$ 와  $V_0$ 는 가스 챔버의 초기압력과 초기 부피이다. 또한  $\gamma$ 는 열 팽창 계수이고 보통 1.4~1.7의 값을 사용하며,  $x_p$ 는 피스톤의 변위를 나타낸다.

### 3. MR 밸브의 자기회로 설계

제안된 단일 코일 MR 밸브의 자기 회로는 Fig. 3과 같으며 자기 회로는 Kirchoff의 법칙을 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\sum H_k l_k = N_c I \quad (9)$$

여기서  $H_k$ 는  $k$ 번째 고리의 자기장 세기이고,  $l_k$ 는  $k$ 번째 고리의 자기장 길이를 나타낸다. 또한  $N_c$ 는 밸브에 감은 코일의 수이며,  $I$ 는 인가되는 전류이다.

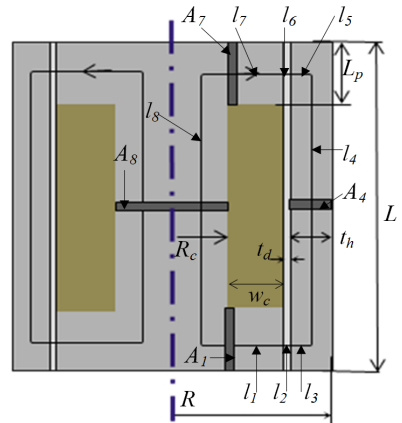


Fig. 3 Magnetic circuit and geometric of MR valve structure

또한, 자기 보존 법칙에 의한 자속은 다음과 같다.

$$\Phi = B_k A_k \quad (10)$$

여기서  $A_k$ 와  $B_k$ 는  $k$ 번째 회로의 단면적과 자기력선 속밀도를 의미한다. 자기 회로 해석을 위하여  $k$ 의 값이 커지면 커질수록 해석이 정확히 이루어지겠지만 해석 되는 부하를 줄이기 위하여 이 연구에서는 Fig. 3과 같이 자기 회로를 8개의 고리로 분할하여 해석을 수행하였으며 이를 수학적으로 표현 하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} H_1 l_1 + H_2 l_2 + H_3 l_3 + H_4 l_4 + H_5 l_5 + \\ H_6 l_6 + H_7 l_7 + H_8 l_8 = N_c I \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \Phi = B_1 A_1 = B_2 A_2 = B_3 A_3 = B_4 A_4 = \\ B_5 A_5 = B_6 A_6 = B_7 A_7 = B_8 A_8 \end{aligned} \quad (12)$$

그리고 자기 고리의 길이와 단면적은 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} l_1 = l_7 = \frac{R_c}{2} + w_c; \quad l_2 = l_6 = t_d; \\ l_3 = l_5 = \frac{t_h}{2}; \quad l_4 = l_8 = L - L_p; \\ A_1 = A_7 = 2\pi R_1 L_p; \quad A_2 = A_6 = 2\pi R_d L_p; \\ A_3 = A_5 = 2\pi R_3 L_p; \quad A_4 = \pi(R^2 - R_4^2); \\ A_8 = \pi R_c^2 \end{aligned} \quad (13)$$

여기서 각각의 자기 회로 고리 단면적의 반지름은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} R_1 = R_c \quad R_d = R_c + w_c + \frac{t_d}{2} \\ R_3 = R - \frac{3t_h}{4} \quad R_4 = R - \frac{t_h}{2} \end{aligned} \quad (14)$$

만약 자기 회로에 구성되는 자기장이 작을 경우 자기 밀도는 다음과 같이 자기장 세기에 따라 결정 된다.

$$B_k = \mu_0 \mu_k H_k \quad (15)$$

여기서  $\mu_0$ 는 자기장의 영향을 받아 구조물이 자화할 때에 생기는 자기력선속밀도와 자기장의 진공

중에서 세기의 비를 말하는 자기투과율로 진공 중에는  $\mu_0 = 4\pi 10^{-7} Tm/A$ 의 값을 가지고,  $\mu_k$ 는  $k$ 번째 고리의 상대 투과율을 말한다. 그리고 자기장이 클 경우에는 자기들이 분극되어 자기적 성질이 포화 상태에 이르는데 이 경우 물질의 자기적 성질은 일반적으로 B-H 커브를 통해 판별한다. 따라서 자기 세기가 작을 경우에 자속 밀도와 자기장의 세기는 식 (11), (12), (15)의 관계를 통해서 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$B_k = \frac{\mu_0 N_c I}{\frac{l_k}{\mu_k} + \sum_{i=1, i \neq k}^8 \frac{l_i A_k}{\mu_i A_i}} \quad (16)$$

$$H_k = \frac{N_c I}{l_k + \sum_{i=1, i \neq k}^8 \frac{\mu_k A_k}{\mu_i A_i} l_i} \quad (17)$$

또한, 밸브 구조물의 자기 성질이 비슷하다고 가정하고 ( $\mu_1 = \mu_3 = \mu_4 = \mu_5 = \mu_7 = \mu_8$ ) 이를 MR 밸브의 기하학적인 수식과 연계하면 식 (16), (17)은 다음과 같은 수식으로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} B_{mr} = B_2 = \frac{\mu_0 N_c I}{2 \frac{t_d}{\mu_{mr}} + \frac{2l_1 A_2}{\mu A_1} + \frac{2l_3 A_2}{\mu A_3} + \frac{l_4 A_2}{\mu A_4} + \frac{l_8 A_2}{\mu A_8}} \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} H_{mr} = H_2 = \frac{N_c I}{2t_d + \frac{2l_1 \mu_{mr} A_2}{\mu A_1} + \frac{2l_3 \mu_{mr} A_2}{\mu A_3} + \frac{l_4 \mu_{mr} A_2}{\mu A_4} + \frac{l_8 \mu_{mr} A_2}{\mu A_8}} \end{aligned} \quad (19)$$

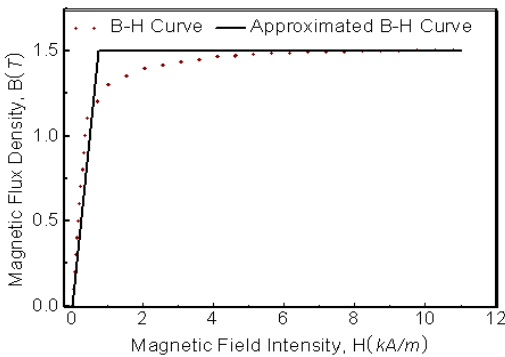
여기서  $\mu_{mr}$ 과  $\mu$ 는 MR 유체와 피스톤 재료의 상대 투과율이다.

#### 4. MR 댐퍼의 최적설계

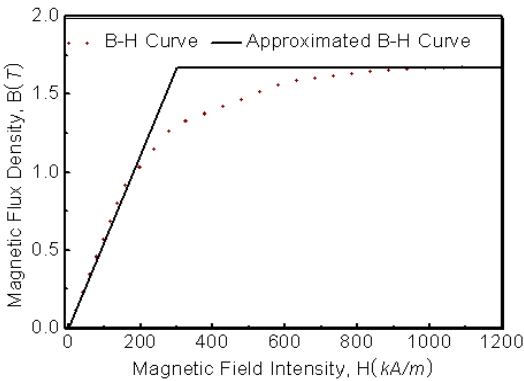
이 연구에서는 MR 댐퍼를 이론적인 방법과 유한요소 방법을 통하여 최적설계를 하였다. 먼저 이론적인 방법으로 최적화를 수행하기 위하여 MR 밸브를 포함하는 MR 댐퍼를 모델링하고 MR 밸브의 자기 해석을 수치적으로 수행하였다. MR 밸브는

MR 유체가 가지는 항복응력을 통해 압력강하를 발생시키는 장치로 자극의 길이, 코어 반지름 및 덕트 내부 틈새 등이 응력 크기에 영향을 미치나 기하학적으로 가장 큰 영향을 미치는 것은 덕트 내부 틈새의 크기이며 이는 식 (1)로 부터 알 수가 있다. 따라서 틈새의 크기는 MR 댐퍼의 성능 및 용량을 결정하므로 댐퍼의 설계 변수 중에 제일 먼저 고려해야 할 것이다. 따라서 이 연구에서는 댐퍼의 용량을 일정 수준 유지하기 위하여 덕트 틈새의 크기는 일정한 범위 (0.7 mm~1.2 mm)로 고정시켰다. 또한, 자기에 의한 MR 밸브 재질의 특성을 판단하기 위하여 그의 특징을 B-H커브로 표현하였다. MR 밸브에서 자기장을 형성하는 코어 부분과 외벽 두께는 실리콘 철강으로 이루어져 있고 그의 자기 특성은 Fig. 4(a) B-H커브로 나타낼 수 있다. 그리고 MR 유체(MRF132-LD, Lord Co.)의 자기 특성 또한 B-H 커브로 나타낼 수 있으며 Fig. 4(b)와 같다.

이들의 자기 특성은 두 가지 경우 모두 자기장이 증가하면 자속 밀도도 증가하고 최종적으로 자기가 포화상태에 이르는 것을 확인할 수 있다. MR 댐퍼의 최적설계를 수행하기 위하여 MR 밸브의 항복응력을 최대화 하는 목적함수를 식 (20)과 같이 설정하였다. 이는 밸브 덕트 틈새의 크기가 고정되면 MR 유체의 기본 점성에 의한 압력강하는 일정하고 가변적인 압력강하는 MR 유체 항복응력에 따른 압력강하이다. 따라서 고정된 상수값을 분자로 가지고 그의 값이 최소화하기 위해서는 분모의 값이 최대화 되어야 하므로 밸브 기하학적 형상에 따른 MR 유체 항복응력의 최대값을 도출할 수 있다. 또한 댐퍼가 낼 수 있는 감쇠력이 커지기 때문에 댐퍼의 동적 영역이 커지고 제어 할 수 있는 영역이 커지게 된다. 최종적으로 밸브의 기하학적 치수의 제한 조건 (밸브 반지름, 밸브 길이)을 가지고 목적함수가 최소값을 가지는 밸브 하우징의 두께, 자극의 길이 및 코어의 반지름의 최적화를 수행하였다. 이와 연관된 MR 유체의 항복 응력과 자기장의 세기는 식 (21), (22), (23)과 같이 밸브 기하학적인 형상의 함수로 표현하였다.



(a) B-H curve of silicon steel



(b) B-H curve of MR fluid

Fig. 4 Magnetic properties of silicon steel and MR fluid

$$\lambda = \frac{\Delta P_{vis}}{\Delta P_y} \quad (20)$$

$$\Delta P_y = 2c \frac{L_p}{t_d} (C_0 + C_1 H_{mr} + C_2 H_{mr}^2 + C_3 H_{mr}^3) \quad (21)$$

$$H_{mr} =$$

$$\frac{(L - 2L_p)(R - t_h - t_d - R_c)I}{A_w(2t_d + \frac{2l_1\mu_{mr}A_2}{\mu A_1} + \frac{2l_3\mu_{mr}A_2}{\mu A_3} + \frac{l_4\mu_{mr}A_2}{\mu A_4} + \frac{l_8\mu_{mr}A_2}{\mu A_8})} \quad (22)$$

$$B_j =$$

$$\frac{\mu_0(L - 2L_p)(R - t_h - t_d - R_c)I}{A_w(\frac{l_j}{\mu_j} + \sum_{i=1, i \neq j}^8 \frac{l_i A_j}{\mu_i A_i})} \leq B_s; \quad j = 1, 4, 8$$

$$L_{pmin} \leq L_p \leq L_{pmax} \quad (23)$$

$$R_{cmin} \leq R_c \leq R_{cmax}$$

$$t_{hmin} \leq t_h \leq t_{hmax}$$

두 번째로 MR 댐퍼를 유한요소 방법으로 최적설계하기 위하여 Fig. 5와 같이 MR 밸브의 자기 회로

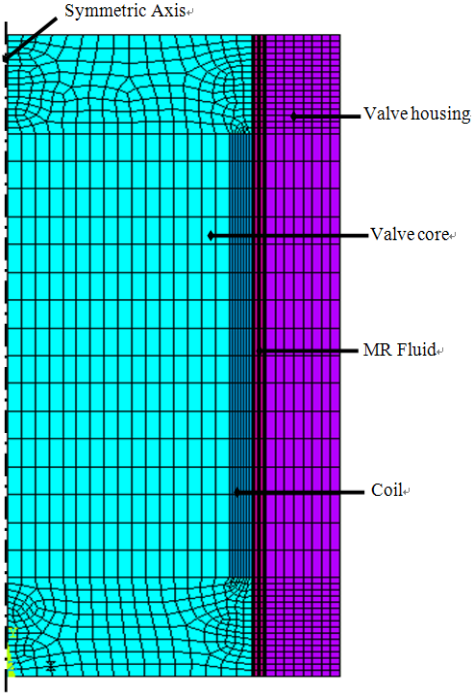


Fig. 5 FE model for magnetic circuit of MR valve

해석을 수행하였다. 그리고 ANSYS 변수 설계 프로그램(APDL)을 이용하여 최적화를 수행하였다<sup>(7)</sup>. 이는 3가지 종류의 MR 밸브 구조에 따른 최적 설계를 수행한 Nygeun 연구를 인용하여 이 연구에 도입하였으며, 이 연구에서는 앞에서 언급한 것과 마찬가지로 싱글 코일 밸브의 기하학적 최적화를 도출하였다. 최적화되는 변수들은 이론적인 해석 방법과 마찬가지로 코어의 반지름, 자극의 길이 및 외벽 두께이다. 이 연구에서는 시스템을 1차수로 분석하는 개선된 ANSYS 최적설계 프로그램을 이용하여 최적화를 수행하였고 이의 흐름도는 Fig. 6과 같다. 흐름도는 해석된 파일에서 코어 반지름, 자극 길이, 자속 및 자기 밀도를 정해 프로그램을 시작하며 이를 이용하여 최적화된 변수를 결정하게 된다. ANSYS 최적화 프로그램은 제한된 설계 변수를 패널티 함수를 통하여 제한되지 않은 설계 변수로 변경하여 최적화를 수행한다. 제한되지 않는 목적함수  $f(x)$ 는 다음 식과 같으며 무차원 변수이다.

$$f(x) = \frac{OBJ}{OBJ_0} + \sum_{i=1}^n P_{x_i}(x_i) \quad (24)$$

여기서  $OBJ_0$ 은 참조 목적함수로 설계가 진행되고 있는 현재 그룹으로부터 결정된다.  $P_{x_i}$ 는 설계 변수  $x_i$ 를 위한 외부의 패널티 목적함수이다.

### 5. 결과 및 논의

이 연구에서는 MR 댐퍼의 최적화를 수행하기 위하여 MR 댐퍼에서 감쇠력을 발생시키는 MR 밸브 구조를 수치적으로 모델링하여 이론적인 방법으로 최적화하였고 이와 함께 ANSYS 프로그램을 이용하여 유한요소 방법으로 최적화 하였다. Fig. 7은 MR 밸브의 최적화 결과로 밸브 반지름  $R=30$  mm, 길이  $L=50$  mm의 제한 조건 하에서의 결과이다. MR 밸브 재질 특성과 MR 유체의 특성은 Fig. 4를 통하여  $\mu = 1600$ ,  $\mu_{mr}=4.5$ ,  $B_s=1.5T$ ,  $B_{s,mr}=1.7T$ 로 결정하였다. 코일 사이즈는 24-gauge이며 코일의 코어 반지름 19.2 mm 그리고 자극 길이는 20.1 mm로 결정되었다. Fig. 7(b)는 유한요소 방법을 사용한 결과로 이론적인 방법과 마찬가지로 9번 반복 연산을 거쳤다. 여기서 최대 항복 응력은 37.35 bar, 외벽 두께

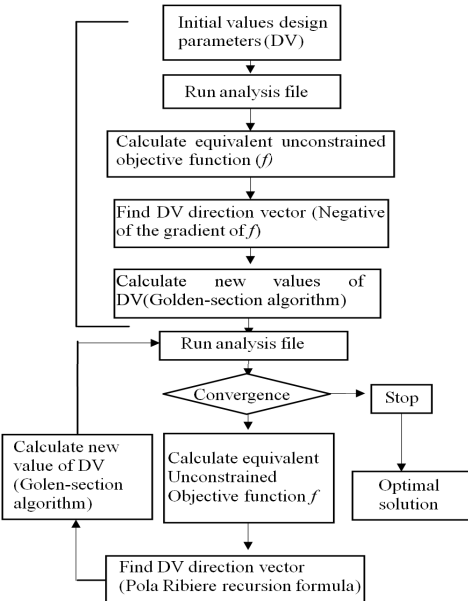
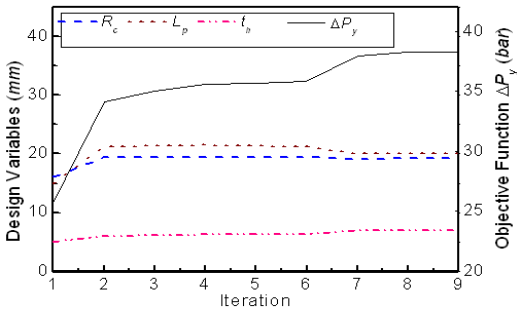
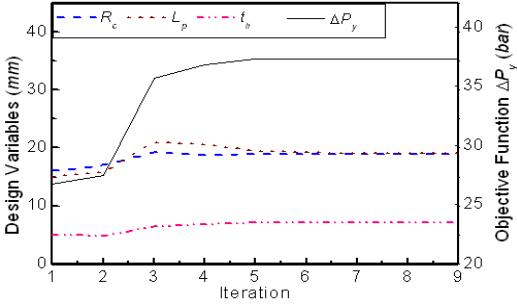


Fig. 6 Flow chart to achieve optimal design parameter

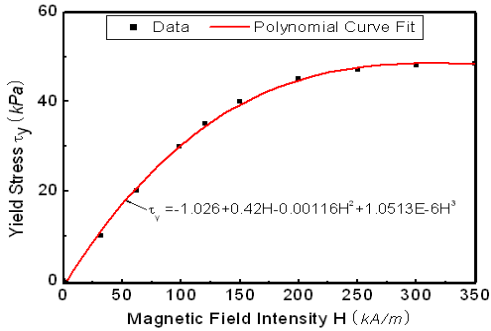


(a) Analytical optimal solution



(b) FEM based optimal solution

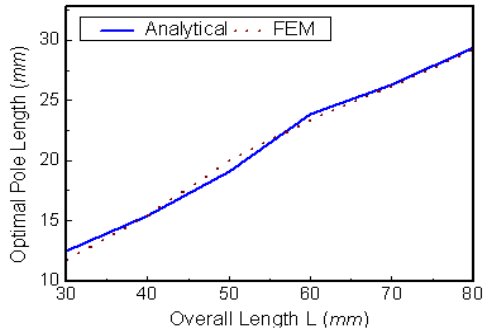
**Fig. 7** Optimal solution of the MR valve ( $R=30$  mm,  $L=50$  mm)



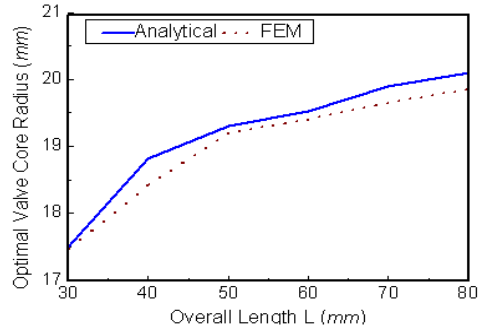
**Fig. 8** Yield stress of MR fluid

7.05 mm, 코어 반지름 19 mm 그리고 자극 길이는 19.4 mm로 결정되었다.

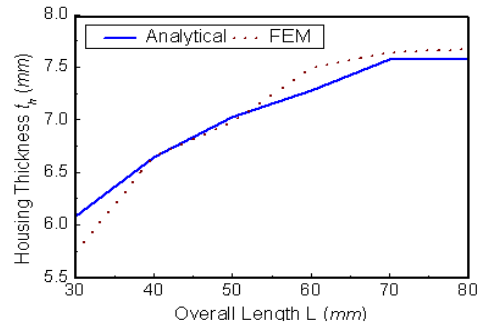
MR 밸브의 기하학적 형상이 다를 경우에 이론적 방법과 유한요소 방법의 최적화 결과의 타당성을 검증하기 위하여 설계 제한 조건의 변수(반지름, 길이)가 다른 두 가지 경우에 대하여 최적 설계 변수 값을 결정하였다. Fig. 9에서는 밸브 반지름을 고정시키고 각각의 최적 설계 변수 별로 밸브 길이의 변화를 결정하였고, Fig. 10은 밸브의 길이를 고정



(a) Pole length



(b) Core radius



(c) Housing thickness

**Fig. 9** Optimal solution of MR valve as a function of the constrained overall length  $L(R=30$  mm)

시키고 각각의 최적 설계 변수별로 밸브 반지름의 변화를 결정하였다. 설계 변수가 커짐에 따라 역방향의 흐름을 갖는다. 이 연구의 결과에서 보듯이 이론적 방법과 유한요소 방법의 두 경우 모두 정방향의 흐름을 가지므로 정확히 최적화가 되었다고 볼 수가 있다. 그리고 이론적인 방법과 유한요소 방법의 최적화 결과의 차이가 5% 이내로 측정되어 이 연구에서 제안된 이론적 최적 설계 방법의 최적 설계 방법의 타당함과 유용성을 입증할 수 있다.



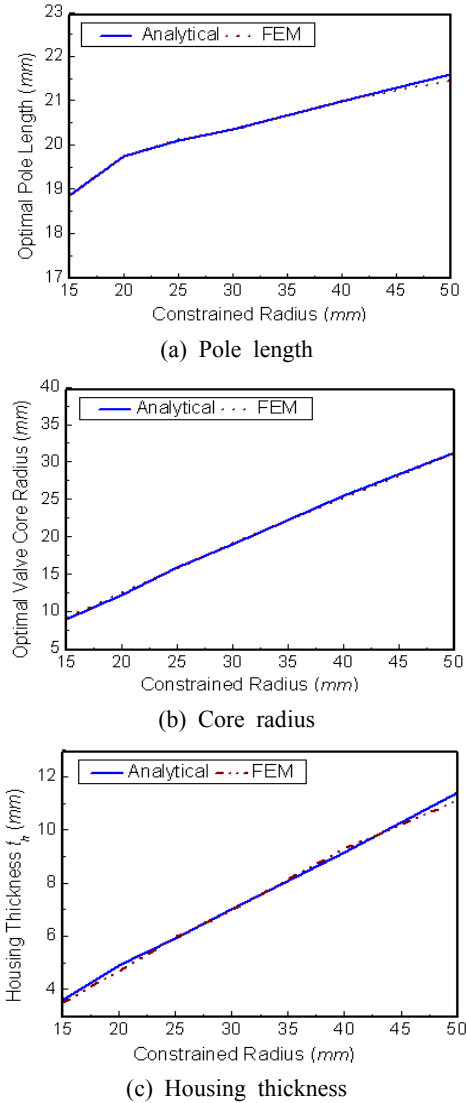


Fig. 10 Optimal solution of MR valve as a function of the constrained overall length  $R$  ( $L=50$  mm)

## 6. 결 론

이 연구에서는 기하학적인 제한 조건을 가지는 MR 댐퍼를 이론적인 방법과 유한요소 방법을 사용하여 최적 설계를 수행하였다. 먼저 MR 밸브와 가스 챔버를 포함하는 MR 댐퍼를 준정적 모델을 기반으로 설계하였다. 그리고 MR 밸브 자기회로를 수학적으로 모델링 하고 댐퍼의 수학적 모델과 결합하여 이론적인 방법으로 최적 설계를 수행하였다.

또한 상용 프로그램인 ANSYS를 이용하여 자기회로를 분석하였으며 이를 통하여 유한요소 방법으로 최적화를 수행하였다. MR 댐퍼의 최적화 목적은 MR 밸브에 전류가 인가될 시 최대 항복응력을 가지는 것으로 이를 위해 설계 변수 자극 길이, 외벽 두께 및 코어 반지름을 최적화 하였다. 이론적인 최적 설계 방법과 유한요소 방법의 결과가 비교적 잘 일치하였으며, 이는 제안된 이론적 방법의 유용성과 타당성을 의미한다.

## 후 기

이 연구는 한국과학재단 도약연구지원사업(R17-2007-028-01000-0) 지원에 의하여 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

- (1) Carsol, J. D., Cantanzarite, D. M. and St. Clair, K. A., 1995, "Commercial Magneto-rheological Fluid Devices," Proceedings of the 5th International Conference on ER Fluids, MR Suspension and Associated Technology, pp. 20~28.
- (2) Spencer Jr., B. F., Dyke, S. J., Sain, M. K. and Carlson, J. D., 1997, "Phenomenological Model for a Magnetorheological Damper," Journal of Engineering Mechanics, ASCE, Vol. 123, No. 3, pp. 230~238.
- (3) Kamath, G. M., Wereley, N. M. and Jolly, M. R., 1998, "Characterization of Semi-active Magneto-rheological Fluid Lag Mode Damper," Proceedings of the SPIE Conference on Smart Structure and Integrated Systems, SPIE Paper 3329~3337, San Diego, CA.
- (4) Wei, H. and Wereley, N. M., 2003, "Non-dimensional Damping Analysis of Flow Mode Magnetorheological and Electrorheological Dampers," Proceedings of IMECE'03, 43235.
- (5) Delivoria, R. P., 2004, "Application of ER and MR Fluid in an Automotive Crash Energy Absorber," Report No. MT04. 18.
- (6) Nicholas, C. R. and Wereley, N. M., 2004,



“Volume-constrained Optimization of Magneto-rheological and Electro-rheological Valves and Damper,” *Smart Materials and Structures*, Vol. 13, pp. 1303~1313.

(7) Nguyen, Q. H., Han, Y. M., Choi, S. B. and Wereley, N. M., 2007, “Geometry Optimization of MR Valves Constrained in a Specific Volume Using Finite Element Method,” *Smart Materials and Structures*, Vol. 16, No. 6, pp. 2242~2252.

(8) Lai, C. Y. and Liao, W. H., 2002, “Vibration Control of a Suspension System via a Magneto-

rheological Damper,” *Journal of Vibration and Control*, Vol. 8, pp. 527~547.

(9) Kim, K. D. and Jeon, D. Y., 1999, “Vibration Suppression in an MR Fluid Damper Suspension System,” *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 10, pp. 79~86.

(10) Lee, H. S., Choi, S. B. and Lee, S. K., 2001, “Vibration Control of Passenger Vehicle Featuring MR Suspension Units,” *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 11, No. 1, pp. 41~48.