

마찰력을 고려한 군용 MR 현수 장치의 설계 및 제어

Design and Control of MR Military Suspension System Considering Friction Force

하 성 훈*·최 승 복†·이 은 준**·강 필 순**

Sung-Hoon Ha, Seung-Bok Choi, Eun-Jun Rhee and Pil-Soon Kang

(2009년 9월 21일 접수 ; 2009년 12월 2일 심사완료)

Key Words : Magnetorheological Fluid(자기유변유체), MR Valve(MR 밸브), Friction Force(마찰력), Suspension System(현수 장치), Military Vehicle(군용차량)

ABSTRACT

This paper presents dynamic modeling and control analysis of a military vehicle suspension featuring MR valve structure. Firstly, the dynamic model of the suspension system which is included gas spring, MR valve and gas chamber is established with respect to the disturbance. Secondly, the friction model of the suspension system is derived by considering experiment result of the MR suspension system. And then, response characteristics of the damping force with respect to the magnetic field and friction force with the proposed friction model are provided to show the feasibility of practical application. In addition, control performance of the proposed MR suspension system is evaluated with quarter vehicle.

1. 서 론

상대운동을 하는 모든 기계 요소에는 마찰력이 존재하며, 대부분의 경우 마찰력은 기계 요소의 특성에 영향을 미칠 뿐만 아니라 제어성능 향상에 나쁜 영향을 미친다. 특히 현수장치를 포함한 유체 및 기체를 이용한 작동 기계들은 유체 및 기체의 흐름을 제어하고 유체의 움직임에 따라 고압 및 고하중 하에서 작동된다. 따라서 유체 및 기체의 밀폐를 관장하는 씌일의 팽창에 의한 마찰, 상대 운동을 하는 각 기계 부품 부위에서 마찰이 존재하므로 이를 고려해야 한다. 상대 운동을 하는 두 물체는 상호 접촉에 의한 반력이 형성되며, 이는 윤활 물질에 의해

일부 지지되며 일부는 고체와 고체간의 접촉에 의해 지지된다⁽¹⁻²⁾. 특히 현수장치를 효율적으로 설계 하는데 있어서 가장 중요하게 고려해야 할 요소 중의 하나는 마찰현상이라고 할 수 있다. 유기압현수 장치와 같이 유체나 기체의 누수가 허용되지 않고 밀폐 능력이 중요시 되는 기계 요소에는 동적 씌일에 의한 마찰 손실이 중요하다.

험준한 지형을 통과해야 하는 군용 차량은 일반적인 승용차 보다 충격 및 진동이 커서 효과적인 기능을 할 수 있는 현수장치가 필요하다. 군용차량의 현수장치는 노면으로부터 인가되는 외란을 적절히 흡수하여 승무원의 피로를 감소시키고 차체의 불필요한 거동을 최대한 억제시켜 야지 주행능력을 향상시킬 수가 있다. 또한 현수장치가 파손이 일어나는 가장 큰 원인인 큰 외란에 강건해야 한다. 그리하여 현재까지 군용차량에 사용되고 있는 대부분의 현수장치는 수동형 현수장치로 구조가 간단하고 신뢰성은 높다. 하지만, 충격 및 진동 저감에는 위

† 교신저자; 정회원, 인하대학교 기계공학부
E-mail : seungbok@inha.ac.kr

Tel : (032)860-7319, Fax : (032)868-1716

* 정회원, 인하대학교 대학원 기계공학과

** 현대 로템 중앙연구소

에서 언급한 요구조건을 만족시키기에는 한계가 있어 군용차량 현수장치에도 제어 개념이 도입된 반능동형 혹은 능동형 현수장치가 요구되고 있으며, 이와 연관된 현수장치의 연구는 국내외에서 활발히 진행되고 있다⁽³⁻⁵⁾.

따라서, 이 연구에서는 군용차량 주행 시 효과적인 충격 및 진동저감을 위해 차량에 제어 가능한 현수장치를 제안한다. 제안된 현수장치는 MR 유체를 작동유로 가지며 MR 밸브 기준으로 상·하부 챔버를 구성하여 댐퍼를 구성하였다. 또한 외부로부터 들어오는 외란에 의해서 댐퍼는 가스 스프링 내부로 왕복 운동하게 되어 스프링의 탄성력을 발생시키도록 구성하였다. 그리고 제작된 현수장치의 마찰력 실험을 거쳐 현수장치 주요 부분의 마찰모델을 결정한다. 결정된 마찰모델은 시뮬레이션 상에서 평가되며 최종적으로 1/4 차량 모델을 통해 마찰모델을 포함하는 현수장치의 진동 제어 성능을 평가하고자 한다.

2. 현수장치 모델링

이 연구에서 제안한 MR 현수장치는 차체와 바퀴를 연결하는 로드암 내부에 기체를 매개체로 하는 가스 스프링과 MR 유체의 항복응력을 이용하는 MR 댐퍼를 가지는 유기압현수장치의 한 종류라고 할 수 있다. 이 MR 현수장치는 기체 스프링을 사용하여 작동 압력이 높고 밀폐계에 씨일링 문제 그리고 열발산 문제를 가지고 있는 단점이 있다. 하지만 종래의 수동형 코일 스프링 현수장치에 비해 중량이 가볍고 제어가 가능하며 장착공간이 작다는 장점을 지니고 있다⁽⁶⁾.

Fig. 1은 이 연구에서 제안한 MR 현수장치의 개략도를 나타내고 있다. 피스톤과 연결된 헤드 부분에는 MR 밸브를 설치하여 밸브 기준으로 상·하부 챔버에 압력강하를 발생시키며, 이에 따른 부피를 보상하기 위하여 하부 챔버 하단에 부동 피스톤을 이용하여 가스 챔버를 구성하였다. 그리고 MR 밸브가 설치되고 MR 유체로 채워져 있는 댐퍼 부분은 기체로 채워져 있는 스프링 부분 속으로 왕복 운동을 하게 된다.

MR 현수장치가 가지고 있는 에너지 소산 및 발산 기능은 기체의 압력에 의한 탄성력과 챔버 전후

의 압력강하에 의해 발생하는 댐핑력이다. 또한 기체의 압축 팽창시 발생하는 상대 운동분위의 마찰력도 에너지 발산의 한 요인이 되는 것으로 나타나고 있다. Fig. 2는 MR 현수장치의 피스톤 및 실린더의 배치를 연결된 압력의 관계로 나타낸 것이다. 이 때 차량의 바퀴에서 현수장치로 외란이 인가되면 댐퍼의 하부 챔버의 MR 유체가 MR 밸브를 통과하며 에너지를 발산하며, 상부 챔버로 이동한 유체는 댐퍼 헤드를 압축함으로써 가스 챔버의 가스를 압축하여 에너지를 저장한다.

가스 스프링에 있어서 정적상태에서의 가스 초기 체적을 $V_{g,s}^{st}$ 라 하면, 가스 스프링의 체적 $V_{g,s}$ 과 체적 변화율 $\dot{V}_{g,s}$ 은 댐퍼의 변위 x_d 및 단면적 A_d 으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

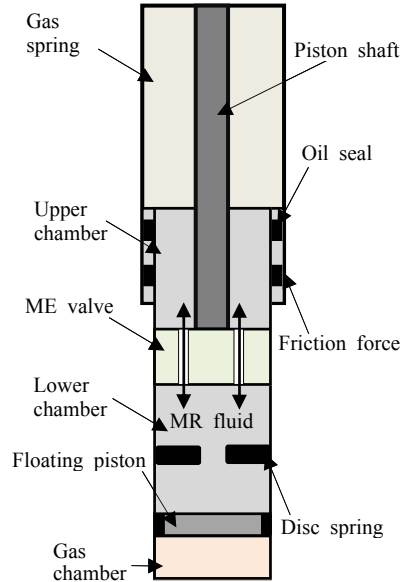


Fig. 1 Configuration of MR suspension system

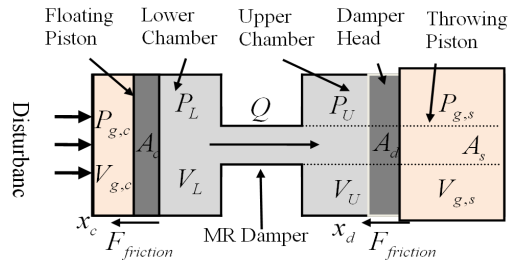


Fig. 2 Piston and cylinder arrangement

$$V_{g,s} = V_{g,s}^{st} - A_d x_d \quad (1)$$

$$\dot{V}_{g,s} = -A_d \dot{x}_d \quad (2)$$

또한, 상부 챔버의 압력 P_U 과 가스 스프링의 압력 $P_{g,s}$ 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_U = P_{g,s} + \frac{1}{A_d} F_{fric,spring} \quad (3)$$

여기서 $F_{fric,spring}$ 은 댐퍼가 가스스프링을 압축할 때 발생하는 마찰력으로서 이 부위에 작용하는 마찰력은 밀봉 역할을 하는 씌일이 내부압력에 의해 팽창하여 실린더와 접촉에 의해 발생한다. 이와 마찬가지로 하부 챔버의 압력 P_L 는 댐퍼의 부피 보상을 위한 가스 챔버의 압력 $P_{g,c}$ 과 가스 챔버의 단면적 A_c 으로부터 구할 수 있다.

$$P_L = P_{g,c} - \frac{1}{A_c} F_{fric,chamber} \quad (4)$$

만약 MR 유체의 압축성을 무시할 수 있으면 댐퍼의 속도 \dot{x}_d 와 가스 챔버 부동 피스톤의 속도 \dot{x}_c 는 피스톤의 속도 \dot{x}_p 를 통하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{x}_d = \dot{x}_p (A_p / A_d) \quad (5)$$

$$\dot{x}_c = \dot{x}_p (A_p / A_c) \quad (6)$$

MR 유체의 압축성을 무시하고 댐퍼에서의 압력 강하량이 ΔP 라고 하면, 외란에 의하여 하부 챔버 및 상부 챔버 사이에 나타나는 압력 강하량은 다음과 같이 나타난다.

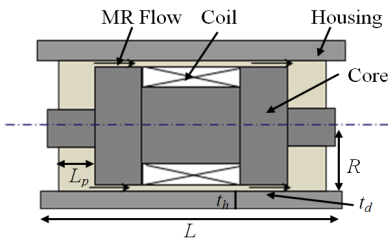


Fig. 3 Schematic configuration of MR valve

$$\Delta P = P_L - P_U \quad (7)$$

이 연구에서 제안한 현수장치는 MR 유체가 MR 밸브의 덕트를 지나갈 때 오리피스 유동을 통하여 상·하부 챔버의 압력강하를 도출한다. 제안한 MR 밸브의 구조는 Fig. 3에 나타내었다. MR 밸브는 자극을 형성하는 코일, 외벽(housing) 및 코어로 이루어져 있으면 피스톤 내에 원형 덕트로 구성하였다. MR 밸브는 피스톤과 결합되어 있으며 밸브 주위는 항상 MR 유체로 채워져 있고, 덕트를 통하여 MR 유체가 자극 사이를 흐를 수 있게 하였고 덕트에 부하되는 자기장에 따라 MR 유체가 항복응력을 발생시킬 수 있도록 하며, 자기 회로에 전류를 인가시키면 자극에 자기장이 부하되고, 자극을 지나서 MR 유체의 유동 저항을 증가시켜 밸브 상하부의 압력 강하를 발생시킨다.

MR 밸브의 모델링을 위하여 MR 유체의 압축성을 무시하고, 유체저항에 의한 동간 상의 내부압력은 모든 방향으로 균일하게 작용하며 있으며 유로 형상에 의한 압력손실은 없다고 가정하였다. 따라서, MR 유체 기본 점성에 의한 압력강하와 MR 유체가 자기장에서 발생하는 항복응력에 대한 압력 강하는 다음과 같이 표현할 수 있다⁷⁾.

$$\Delta P = \Delta P_{vis} + \Delta P_y = \frac{6\eta L}{\pi d^3 R_d} Q + 2c \frac{L_p}{t_d} \tau_y \quad (8)$$

여기서 Q 는 유체의 유량이고, η 는 MR 유체의 자기장 무 부하시의 점성계수이며, R_d 는 원형 덕트의 반경이다. 그리고 L 은 자극과 외부 덮개를 포함하는 밸브 시스템의 전체 길이를 의미한다. t_h 는 외부 덮개의 두께이고, t_d 는 덕트 사이의 틈새 두께이고, L_p 는 자극의 길이이다. c 는 MR 유체 속도와 관련된 계수로 보통 2.5~3의 값을 가진다.

가스 스프링에 변위가 발생하면 유체의 유동에 의해 스프링 내부의 가스가 압축되고 이로 인해 발생하는 압력 차이에 의한 힘은 가스 압축에 의한 폴리트ropic 법칙으로 표현된다. 이에 따라 스프링 내부의 초기 내압과 초기 부피를 $P_{g,s}^{st}$ 와 $V_{g,s}^{st}$ 이라고 하고 댐퍼의 변위 x_d 일 때의 압력과 부피를 $P_{g,s}$, $V_{g,s}$ 라 하면 두 상태의 관계식은 다음 식과 같다.

$$P_{g,s} = P_{g,s}^{st} (V_{g,s}^{st} / V_{g,s})^n \quad (9)$$

이 때 스프링의 단면적을 A_s 라 하면 압축과정에서 발생하는 스프링의 힘은 다음과 같다.

$$F_{g,s} = A_s P_{g,s}^{st} (V_{g,s}^{st} / V_{g,s})^n \quad (10)$$

여기서, 식(1)의 가스 스프링 부피 변화를 적용하면 가스 스프링이 발생하는 힘은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{g,s} = A_s P_{g,s}^{st} (V_{g,s}^{st} / V_{g,s} - A_d x_d)^n \quad (11)$$

위와 마찬가지로 댐퍼의 부피 보상을 위한 가스 챔버가 나타내는 힘도 다음과 같다.

$$F_{g,c} = A_c P_{g,c}^{st} (V_{g,c}^{st} / V_{g,c} - A_c x_c)^n \quad (12)$$

최종적으로 이 연구에서 제안한 MR 현수장치가 나타내는 힘을 댐퍼에 의한 힘 F_d 및 스프링에 의한 힘 F_s 으로 구분하여 나타내면 다음과 같다.

$$F_d = F_{g,c} + (A_p - A_f)\Delta P + F_{friction} \quad (13)$$

$$F_s = F_{g,s} \quad (14)$$

여기서 A_p , A_f 는 피스톤 헤드 및 샤프트의 면적이다.

3. 마찰력 모델

현수장치 내부의 씨일에 의해 발생하는 마찰력을 단순히 마찰계수와 수직하중으로 표현하면, 마찰계수는 실린더나 피스톤 같은 유압 시스템의 표면 재질 및 거칠기, 씨일의 재질, 상대운동을 하는 피스톤의 속도, 유체 특성 및 온도의 함수이다. 그리고 수직하중은 씨일의 압축량, 시스템의 압력, 씨일의 형상 및 직경의 함수이다. 일반적으로 씨일을 유기압 기계 요소에 조립하기 위해서는 씨일의 탄성체를 압축해야 한다. 따라서 조립이 이루어지면 시스템의 압력이 없는 상태에서도 압축에 의한 수직하중이 발생한다. 만약 마찰계수가 일정하다고 가정하면, 씨일에 작용하는 수직하중은 Fig. 4와 같이 씨일 장착 시 압축량과 시스템의 압력에 의해 발생한다.

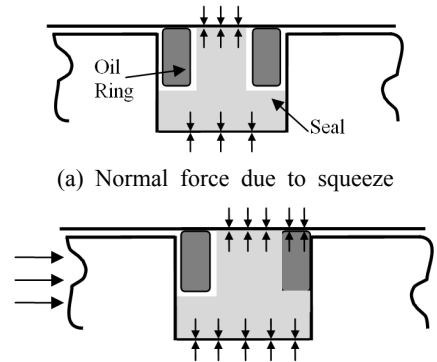
이는 씨일과 고정링의 결합에 의한 마찰 면적을 향상시켜 마찰력을 증가하는 역할을 한다.

마찰현상을 이해하고 해석하기 위해서는 시스템에 적절한 마찰 모델이 필요하다. 마찰에 관한 연구는 오랜 역사를 가지고 있지만 아직까지도 정확한 마찰현상을 표현하는 마찰모델은 구성하지 못하고 있다. 특히 유기압현수장치와 같이 강성이 강한 철강요소와 탄성체인 고무요소와의 마찰 현상을 표현하고 이를 실제 시스템에 적용하기 위해서는 고무의 압축성으로 인한 점착 마찰력을 표현할 수 있는 모델이 필요하다. 일반적으로 마찰모델은 크게 정적 마찰모델과 동적 마찰모델로 구분할 수 있는데 이 연구에서는 각각의 마찰모델의 특성에 따라서 제안한 시스템에 적용할 수 있는 마찰모델을 선택하도록 하였다.

3.1 쿨롱 마찰모델

쿨롱의 마찰모델은 정적 마찰모델의 일종으로 힘이 전달되는 역방향으로 감쇠력이 존재하는 것을 이용하여 설정된 모델로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$F_{friction} = F_{co} \cdot \text{sign}(\dot{x}_{d,c}) \quad (15)$$



(b) Normal force due to squeeze and pressure

Fig. 4 Normal load acting on the seal

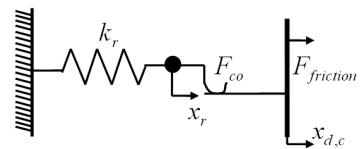


Fig. 5 Spring model of friction

여기서 F_{co} 는 쿨롱 마찰 계수이고, $\dot{x}_{d,c}$ 는 마찰력이 일어나는 속도로 이 연구에서 고려한 마찰력은 댐퍼 속도와 가스 챔버의 부동 피스톤 속도에 의한 마찰력이다. 쿨롱 마찰은 수식적으로는 간편하지만 시스템의 정확성 즉 마찰이 일어나는 재질의 압축으로 인한 강성 등을 표현하지 못하고 있다.

3.2 스프링 모델

스프링 모델은 쿨롱의 모델을 발전시킨 것으로 시스템의 압축에 따른 강성을 추가하여 동적 마찰 모델을 구성하였다. Fig. 5는 스프링 모델의 일반적인 그림을 나타낸 것으로 압축에 의한 강성 k_r 이 표현 되었으며 그에 따른 변위 x_r 이 나타난 것을 볼 수 있다. 그러나 수치해석이나 실제 실험 상에서 압축에 의한 변위 x_r 을 측정하기는 어려운 점이 많다. 따라서 마찰이 일어나는 부분의 변위 즉 $x_{d,c}$ 와 무 차원화된 변수 x_f 를 이용하여 마찰 시스템을 다음과 같이 구현하였다⁽²⁾.

$$F_{friction} = k_f \cdot k_r \cdot x_{d,c} + (c_f \cdot \frac{k_r}{\pi \cdot \omega}) \cdot \dot{x}_{d,c} \quad (16)$$

$$x_f = \frac{x_g}{F_{co} / k_r} \quad (17)$$

여기서 k_f, c_f 는 강성, 쿨롱계수 및 시스템의 변수를 등가 시켜 무 차원화된 변수 x_f 에 대한 보상 값으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$k_f = \frac{1}{\pi} [\cos^{-1}(1 - \frac{2}{x_f}) - 0.5 \cdot \sin(2 \cdot \cos^{-1}(1 - \frac{2}{x_f}))] \quad (18)$$

$$\text{if } x_f \leq 1, c_f = 0, \text{ else } c_f = \frac{4}{x_f} \cdot (1 - \frac{1}{x_f}) \quad (19)$$

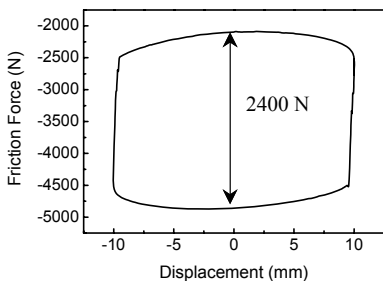


Fig. 6 Result of friction test

또한 Karnop의 정적 마찰모델, LuGre의 동적 마찰모델과 같이 상호 두 물체 간의 마찰 중에 일어나는 스트리백 현상, 스틱 현상 등을 표현하여 더 정교한 마찰모델을 설정할 수 있다⁽⁸⁾. 하지만 이를

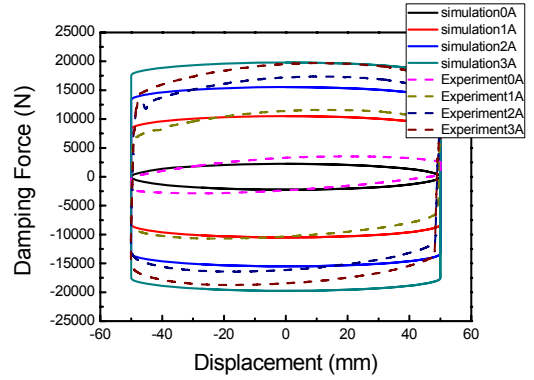


Fig. 7 Results of simulation and experiment at 0.1 m/s

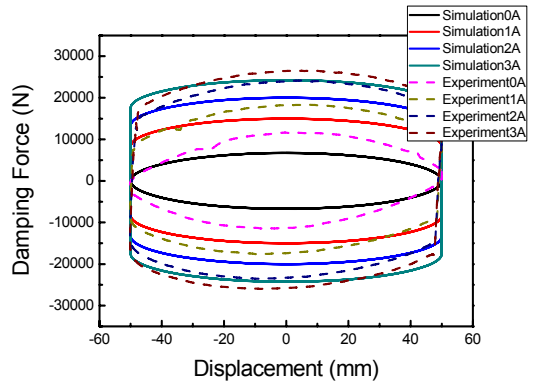


Fig. 8 Results of simulation and experiment at 0.3 m/s

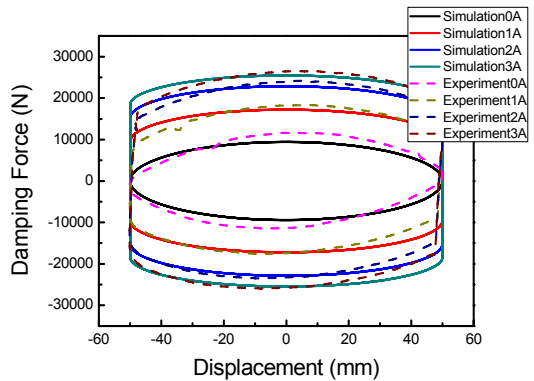


Fig. 9 Results of simulation with friction and experiment at 0.3 m/s

위해서는 상호간의 정확한 상대 변위와 스트리백 속도 등을 측정하여야 한다. 이 연구에서 제안한 모델은 현수장치 내부에 씨일에 의해서 마찰이 진행되며 마찰 현상이 일어나는 주변은 고압으로 밀폐되어 있다. 따라서 상대 속도, 스트리백 속도 등 각 부분의 정밀한 계측값을 측정하기가 어렵다. 따라서, 이 연구에서는 댐퍼 및 부동 피스톤의 속도만으로 상호 마찰력이 예측이 가능한 스프링 모델을 이용하여 마찰력을 적용하도록 하겠다.

마찰모델의 강성 및 쿨롱 계수 등의 변수를 결정하기 위해서는 현수장치가 나타내는 최대의 마찰력을 측정할 필요가 있다. 이를 측정하기 위해서는 스프링이 나타내는 변위의 변화를 최소화하고 유체의 유동을 최소화 하여 시스템이 가지는 마찰력만 측정이 되게 하여야 한다. 따라서 이 연구에서 마찰력을 측정하기 위해서는 시스템이 낼 수 있는 최저의 속도와 최저 변위로 외란을 인가하여야 하므로 속도 0.0005 m/s, 가진 변위 ±10 mm로 현수장치를 가진하였다. 그에 따른 결과는 Fig. 6과 같으며 스프링 및 가스챔버 씨일에 의한 총 마찰력이 약 2400 N으로 측정되었다. 식 (3), (4), (7)에 따르면 댐퍼에 의한 압력강하는 상·하부 챔버의 압력의 차와 마찰력으로 표현된다. 측정된 결과는 현가장치를 저속으로 가진하였고, MR 밸브에 전류도 인가하지 않았다. 따라서 MR 밸브에 의한 압력강하는 거의 존재하지 않았기 때문에 측정된 결과는 전부 마찰력의 값이라고 할 수 있겠다. 측정된 마찰력 값과 댐퍼 및 부동 피스톤의 속도를 이용하여 마찰계수의 값을 고정하였다.

Fig. 7과 Fig. 8은 마찰력을 고려하지 않을 때의 시뮬레이션 값과 실험값이다. 먼저 Fig. 7은 속도 0.1 m/s, 변위 ±50 mm로 가진한 결과이다. 이에 따르면 각각의 전류에 따라 나타나는 댐핑력이 시뮬레이션 값과 실험값이 비슷한 경향을 나타내는 것을 확인 할 수 있다. 이는 마찰력이 속도의 함수로 구성되어 있기 때문에 저속 영역에서 큰 힘을 내지 못한 것으로 판단된다. 하지만 Fig. 8과 같이 속도 0.3 m/s로 가진했을 때는 시뮬레이션값과 실험값이 확연히 차이 나는 것을 볼 수가 있으며 이는 속도가 높아질수록 마찰력이 커져 댐핑력이 상승한 것으로 판단된다. 특히 전류를 인가하지 않을 경우 큰 차이를 보이고 있는데 이는 밸브에 의한 압력 강하량

이 마찰력 보다 작을 경우 외란에 의하여 들어오는 충격량을 적절히 저감하지 못하여 ride harshness 현상이 나타날 수 있음을 의미한다.

따라서, Fig. 9는 이 연구에서 제안한 마찰모델과 현수장치 모델을 이용하여 실험 조건과 같은 가진 입력으로 시뮬레이션을 수행한 결과이다. 이에 따르면 시뮬레이션 값과 실험값이 거의 비슷한 값을 나타내고 있는 것을 확인할 수가 있으므로 이 연구에서 제안한 마찰모델의 타당성을 증명할 수 있다.

4. 제어성능 평가

Fig. 10은 이 연구에서 제안한 현수장치와 차량의 현가장치 구성도를 나타내고 있다. 이에 따라 차량의 1/4 스프링 질량과 언스프링 질량에 대한 운동 방정식은 다음과 같다⁹⁾.

$$m_s \ddot{z}_s = -F_s - F_d \tag{20}$$

$$m_{us} \ddot{z}_{us} = F_s + F_d - k_t(z_u - z_r) \tag{21}$$

여기서 z_s, z_u, z_r 은 각각 스프링, 언스프링 및 노면으로 들어오는 변위로 스프링 변위 z_s 과 언스프링 변위 z_u 의 차는 피스톤의 변위로 계산된다.

이 연구에서 제안한 현수장치의 제어를 위하여 스카이훅 제어 이론을 이용하도록 하겠다. 스카이훅 제어 이론은 가상의 관성 기준(inertial reference)과 질량 사이에 수동댐퍼를 장착한다. 이 댐퍼를 스카이훅 댐퍼라고 한다. 이렇게 하면 질량의 절대 속도에만 관계되는 감쇠력이 발생한다. 그러나 이상적인 스카이훅 댐퍼를 실제 시스템에 적용할 수 없다. 그래서 MR 댐퍼와 같은 가변 댐퍼를 기저와 질량사이에 장착하고 해당하는 댐핑력을 발생시킬 수 있다. 이와 같은 제어 개념도를 가지는 것을 스카이훅 제어라고 한다. 따라서 스카이훅 제어기의 요구 댐핑력은 차체의 수직속도를 고려하여 다음과 같이 정의된다.

$$u_D = C_{sky} \cdot \dot{z}_s \tag{22}$$

여기서 C_{sky} 는 스카이훅 제어기의 제어이득치이며, 물리적으로는 댐핑계수를 의미한다. MR 현수장치는 반능동형 현수장치이므로 다음과 같은 조건을

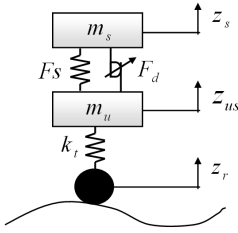


Fig.10 Mechanical model of the quarter car

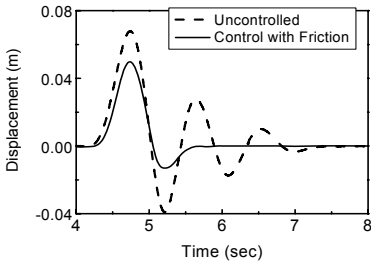


Fig. 11 Displacement of sprung mass at bump response

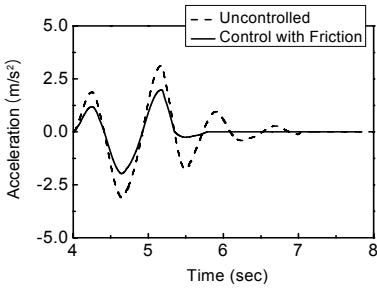


Fig. 12 Acceleration of sprung mass at bump response

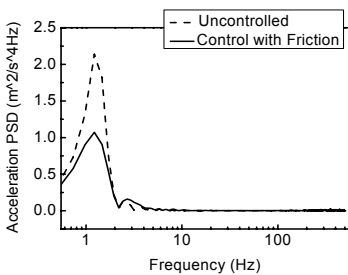


Fig. 13 Frequency analysis at bump response

만족해야 한다.

$$u_D = \begin{cases} u_D, & \text{for } u_D(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) > 0 \\ 0, & \text{for } u_D(\dot{z}_s - \dot{z}_{us}) \leq 0 \end{cases} \quad (23)$$

Fig. 11과 Fig. 12는 MR 현수장치 시스템을 장착한 1/4차량에 단일 범프(bump) 형태의 노면 조건으로 가진한 경우에 대한 결과 값이다. 이 때 차체의 변위 및 가속도가 이 연구에서 제안된 현수장치를 통하여 기존의 수동형 현수장치보다 적절히 제어된 것을 확인할 수 있었다.

또한, 상부 가속도를 주파수 영역에서 분석한 결과 Fig. 13과 같이 이 연구에서 제안한 현수장치에 의하여 제어가 되는 것을 확인할 수 있었다. 이는 현수장치의 마찰력을 고려하여 외부로부터 들어오는 외란을 적절한 제어 입력으로 제어가 된 것을 증명하고 있다.

5. 결 론

이 연구에서는 군용 차량의 진동 제어 성능을 향상시키기 위하여 반능동 MR 현수장치를 도입하였고, 이의 수학적 모델을 도출하였다. 그리고 제안된 MR 현수장치의 마찰력 실험을 통해 마찰력이 일어나는 현수장치 주요 부분의 마찰모델을 결정하였다. 결정된 마찰모델을 시뮬레이션 상에 평가하기 위하여 가진 속도와 입력 전류에 따른 실험 결과값과 시뮬레이션 값을 비교하였다. 수행된 시뮬레이션은 제안된 마찰모델이 이 시스템에 적합하다는 것을 증명하였다. 또한 1/4차량 모델을 이용하여 제안된 마찰모델을 포함하는 현수장치의 진동 제어 성능을 평가하여 이 연구에서 제안한 현수장치 및 마찰모델의 타당성을 검증하였다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 도약연구지원사업(R17-2007-028-0100-0) 지원에 의하여 이루어졌으며 이에 감사 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Lee, Y. B. and Song, O. S., 2003, "Practical Semiactive Control of Hydropneumatic Suspension Units," The Korea Institute of Military Science and Technology, Vol. 6, No. 4, pp. 9~21.
- (2) Zubieta, M., Elejabarrieta, M. J. and Bou-Ali,

M. M., 2008, "Characteristic and Modeling of the Static and Dynamic Friction in a Damper," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 44, pp. 1560~1569.

(3) Deakin, A., Crolla, D., Roberts, S., Holman, T., Culmerland, D. and Blatchford, P., 2000, "Implementation of a Practical Semi-active Damper on a Combat Support Vehicle," SAE Technical Paper, 2000-01-3541.

(4) Wray, A. C., Francis, B., Garabedian, H. S., Anderfaas, E. and Hopkins, B., 2003, "Magneto-Rheological Fluid Semi-active Suspension Performance Testing," U.S. Army TankAutomotive Research, Development and Engineering Center, No 13882.

(5) Kovant, A. R., 1997, "Electromechanical Actuators for Active Suspension Systems," U.S. Army TankAutomotive Research, Development and Engineering Center, No. 13703.

(6) Park, D. W., Choi, S. B., Kang, Y. S., Shin,

M. J. and Han, M. S., 2002, 1999, "Vibration Control of a Tracked Vehicle with ER Suspension Unit (1)," *The Korea Society of Mechanical Engineers*, Vol. 23, No. 10, pp. 1758~1766.

(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) Yang, F., Sedaghati, R. and Esmailzadeh, E. 2008, "A New LuGre Friction Model for MR-9000 type MR Damper," *Proceedings of 2008 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, pp. 401~408.

(9) 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.