

타이어 압력 변화에 따른 1/4 MR 댐퍼 차량의 승차감 고찰

Ride Comfort Investigation of 1/4 MR Damper Vehicle under Different Tire Pressure

맹 영 준* · 성 민 상** · 최 승 복† · 권 오 영***

Young-Jun Maeng, Min-Sang Seong, Seung-Bok Choi and Oh-young Kwon

(2011년 9월 22일 접수 ; 2011년 10월 12일 심사완료)

Key Words : Tire Pressure(타이어 공기압), Tire Stiffness(타이어 강성), MR Damper(MR 댐퍼), Vibration Control(진동 제어), Ride Comfort(승차감)

ABSTRACT

This paper presents ride comfort characteristics of a quarter-vehicle magneto-rheological(MR) suspension system with respect to different tire pressure. As a first step, controllable MR damper is designed and modeled based on both the optimized damping force levels and mechanical dimensions required for a commercial full-size passenger vehicle. Then, a quarter-vehicle suspension system consisting of sprung mass, spring, tire and the MR damper is constructed. After deriving the equations of the motion for the proposed quarter-vehicle MR suspension system, vertical tire stiffness with respect to different tire pressure is experimentally identified. The skyhook controller is then implemented for the realization of the quarter-vehicle MR suspension system. Finally, the ride comfort analysis with respect to different tire pressure is undertaken in time domain. In addition, a comparative result between controlled and uncontrolled is provided by presenting vertical RMS displacement.

1. 서 론

자동차의 주행 시 노면의 가진은 타이어를 거쳐 현가장치로 전달되며, 이때 현가장치 시스템의 특성에 따라 승차감에 큰 영향을 미치게 된다. 따라서 차량의 진동 및 소음을 저감시켜 승차감을 증가시키는 연구는 최근 자동차의 고급화와 더불어 그 중

요성이 증대되고 있다.

차량의 승차감과 안정성 및 조향특성 등의 성능에 영향을 미치는 현가장치는 노면으로부터 올라오는 진동이 직접 차체로 전달되지 않도록 하는 동적성능이며, 탑승자가 느끼는 승차감을 향상시킴과 동시에 기계부의 손상을 방지하는 역할을 한다. 따라서, 이러한 동적 성능을 향상시키기 위해 모터 또는 유압 밸브 등을 이용한 ECS(electronic control suspension)가 적용되고 있는 추세이나, 비연속적인 댐핑력, 구조의 복잡성 및 높은 가격 등의 이유로 보편화 되지 않는 실정이다. 그런 이유로 최근에는 ER(electro-rheological) 또는 MR(magneto-rheological) 유체를 이용한 반응동형 현가장치에 대한 연구가 많이 진행되고 있다. 여기서, MR 유체는 자기장(magnetic field)에 의해 상변화가 일어나는 지능 유체로서 ER

† 교신저자; 정회원, 인하대학교 기계공학과
E-mail : seungbok@inha.ac.kr
Tel : (032)860-7319, Fax : (032)868-1716

* 인하대학교 기계공학과

** 정회원, 인하대학교 기계공학과

*** 한국폴리텍 II대학 남인천캠퍼스

이 논문의 일부는 2011년 추계 소음진동 학술대회에서 발표되었음.

유체에 비하여 침전물 발생이 매우 적을 뿐만 아니라 비교적 큰 항복응력을 발생시켜 보다 큰 힘을 요하는 각종 응용장치에 적용하려는 연구가 시도되고 있다. Carlson⁽¹⁾ 등은 차량용 MR 댐퍼를 제안하였으며, 스카이훅 제어기(skyhook controller)의 구현을 통하여 제안된 댐퍼의 우수성을 입증하였다. Spencer⁽²⁾ 등은 지진을 방지하기 위한 MR 댐퍼를 제안하여 이론적 모델의 타당성을 입증하였고, Kamath⁽³⁾ 등은 반능동형 MR 댐퍼를 제안하고 댐핑력 히스테리시스(hysteresis)에 대한 이론적 모델을 제시하고 실험결과와 비교 분석하였다. 최근에 Choi⁽⁴⁾ 등은 실린더형 MR 댐퍼를 제안하고, MR 댐퍼를 장착한 자동차의 댐핑력 제어특성을 고찰하였다.

이 연구에서는 노면의 가진입력에 대하여 1차 필터역할을 하는 타이어의 공기압 변화에 따른 특성을 파악하여 MR 댐퍼를 이용한 승용차의 승차감 변화를 평가하고자 한다. 이를 위해 타이어 공기압에 따른 타이어 강성을 실험을 통하여 구하고, 이를 모델링에 이용하였다. 다음으로는, MR 댐퍼의 모델링 및 지배방정식을 도출하였고, 1/4 차량 현가장치의 승차감 제어를 위한 스카이훅 제어기를 구성하였다. 제안된 MR 현가장치의 타이어 공기압 변화에 따른 승차감 성능을 분석하기 위하여, 여러 공기압에 따른 승차감 결과를 시간영역에 따라 제시하였다.

2. MR 댐퍼 모델링

MR 댐퍼의 구조를 Fig. 1에 나타내었다. MR 댐퍼는 크게 3부분으로 구성되는데 실린더, 피스톤, 가스챔버로 구분되며, 피스톤의 운동에 따른 로드의 부피를 보상하기 위하여 부동피스톤을 구성하였다. 또한 피스톤 내에 원형 덕트(duct)를 구성하기 위하여 피스톤 양 끝단에 지그를 설치하였으며, 이를 통하여 MR 유체가 원형 덕트 내의 자극(magnetic pole) 사이를 원활하게 흐를 수 있도록 하였다. 따라서, 피스톤의 원형 덕트는 자기회로로 이루어지도록 하였으며, 부하되는 자기장에 따라 MR 유체가 항복응력을 발생시킬 수 있도록 설계하였다. 내측 피스톤 양 끝단 및 외측 피스톤은 강자성체(ferromagnetic substance)인 알루미늄으로 구성되어 자극

을 형성하게 되며, 내측 피스톤의 중간부분은 상자성체(paramagnetic substance)인 철로 구성되어 생성된 자기장이 자극에 집중되어 MR 효과를 효율적으로 발생시킬 수 있도록 하였다.

피스톤을 중심으로 위쪽을 상부챔버, 아래쪽을 하부챔버로 정의하고, 이 두 챔버와 실린더 내에 MR 유체가 완전하게 채워진다. 자기회로에 전류가 인가되면 자극에 자기장이 부하되고, 자극을 지나는 MR 유체에 의하여 항복응력이 증가하게 되어 유체의 유동저항을 증가시키게 된다. 이것은 상부와 하부 챔버에 압력강하를 발생시키고, 이에 따라 피스톤의 상하운동에 저항하는 방향의 댐핑력이 발생된다. 따라서, 자기장 무부하 시에는 피스톤의 속도에 따라 유체점성에 의한 댐핑력만 발생되지만, 자기장 인가 시 MR 유체의 항복응력으로 인한 댐핑력이 발생된다. MR 댐퍼의 모델링을 위해 MR 유체는 비압축성 유체로 가정하였고, 동일공간에서의 내부 압력은 모든 방향으로 균일하게 작용하며, 유로 형상에 따른 압력손실은 없다고 가정하였다. 따라서, MR 유체의 유동을 두 평판사이의 유동으로 가정한 유체저항(R_c)과 가스챔버의 가스압력에 의한 컴플라이언스(compliance, C_g)는 각각 다음과 같이 구할 수 있다.

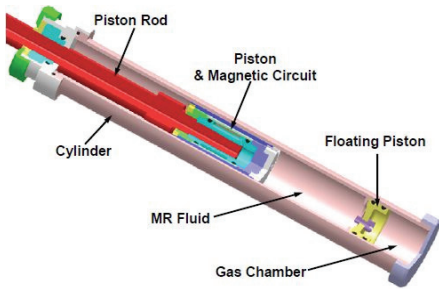
$$R_c = \frac{12\eta L}{bh^3}, C_g = \frac{V_0}{P_0\kappa} \quad (1)$$

여기서, η 는 자기장 무부하 시 MR 유체의 점성계수, L 은 자기회로 내 유로의 길이, b 는 내측 코어의 바깥 원둘레, h 는 자극의 간극이며, V_0 , P_0 는 초기 작동점에서 가스챔버의 부피와 압력을 나타낸다. κ 는 비열비(specific heat ratio)로 정적비열과 정압비열의 비를 나타낸다.

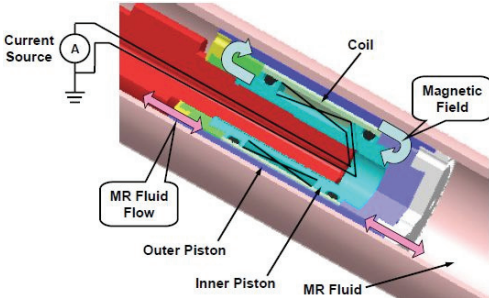
MR 유체의 항복응력 변화에 따른 댐퍼 내의 압력 강하(pressure drop)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_{MR} = 2 \frac{cL_p}{h} \tau_y(B) \quad (2)$$

여기서, τ_y 는 부하된 자기장에 의해 발생한 항복응력이며, B 는 자기장에 의해 발생한 자속밀도(magnetic flux density)이다. c 는 유체의 속도와 관계된 계수이며, 일반적으로 2에서 3사이의 값이다. L_p 는 자극의 길이(magnetic pole length)이다. MR 댐퍼의 동적



(a) MR damper



(b) Piston

Fig. 1 Schematic configuration of the proposed MR damper

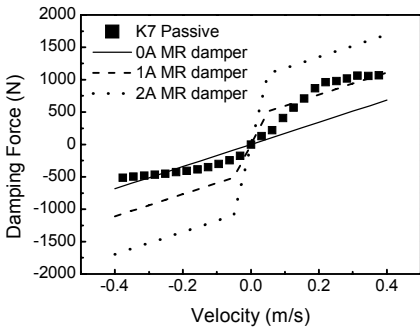


Fig. 2 Field-dependent damping forces of the MR damper

Table 1 Design parameters of the MR damper

Parameter	Value
Piston head length(L)	87.2 mm
Piston area(A_p)	1661.90 mm ²
Piston rod area(A_r)	380.13 mm ²
Inner core circumference(b)	117.81 mm
Magnetic pole length(L_p)	11.74 mm
Maximum stroke	164 mm

지배방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$F_D = k_e x_p + C_e \dot{x}_p + F_{MR}$$

$$k_e = \frac{A_r^2}{C_g}, C_e = (A_p - A_r)^2 R_e \quad (3)$$

$$F_{MR} = (A_p - A_r) P_{MR} \text{sgn}(\dot{x}_p)$$

여기서, x_p, \dot{x}_p 는 피스톤의 변위와 속도를 나타내며, A_p, A_r 은 피스톤과 로드의 면적이다.

위 식 (2)와 (3)으로 부터 부하되는 자기장에 따라 댐퍼에 발생하는 댐핑력은 자기장 부하에 따른 자속 밀도뿐만 아니라 MR 유체가 흐르는 덕트의 형상에도 영향을 받는다. 위 모델을 바탕으로 Table 1과 같은 설계 변수를 결정하였다. Fig. 2는 실제 K7에 장착되는 수동형 댐퍼(passive damper)의 댐핑력 특성과, 설계변수에 따른 MR 댐퍼의 시뮬레이션을 통한 성능을 도시한 것이다. 설계된 MR 댐퍼의 댐핑력 범위가 K7 댐퍼의 댐핑력을 포함하고 있는 것을 볼 수 있다. 따라서, 이 연구에서 제안한 MR 댐퍼가 충분한 성능을 낼 수 있을 것으로 기대된다⁵⁾.

3. 시스템 모델

3.1 타이어 강성시험

타이어의 강성은 자동차의 승차감과 안정성에 밀접한 관계를 가지며, 이는 공기압에 따라 변화하는 특징이 있다. 이 연구에서는 준대형 승용차인 K7용 타이어 중 225-45-R18을 선정하고, 이에 대한 타이어 강성실험을 수행하였다.

타이어의 강성은 Fig. 3과 같이 타이어를 고정된 상태에서 위에 보이는 판에 하중을 점점 늘려가면서 로드 셀(load cell)을 이용하여 힘을 측정하고 그에 따라 타이어가 압축되어 움직이는 변위를 측정하여 산출하였다. 이 논문에서는 1/4 차량의 수직성분만 고려하므로 타이어의 3가지 강성인 종강성, 횡강성 및 비틀림강성 중 종강성만을 고려하였고, 이는 차량의 승차감과 관계가 있다. 강성실험은 각각의 압력에 따라 수행하였는데 타이어가 극한의 상황일 경우도 가정하여 5 psi를 시작으로 최대 45 psi 까지 압력을 5 psi씩 올려가며 수행하였다.

이 연구에서 사용된 타이어의 적정 공기압은 38 psi이다⁶⁾. 실험결과 Fig. 4와 같이 공기압과 선형적

으로 비례관계를 보이는 것으로 확인되었으며, 이에 따라 최소자승법(least square method)을 통하여 식 (4)와 같이 1차 함수의 형태로 나타낼 수 있다. 이는 공기압이 증가하면 타이어의 인장력이 커지기 때문에 강성이 증가되는 것이다.

$$k_t = k_0 + \alpha(T_{p0} + \Delta P) \quad (4)$$

여기서, k_0 는 타이어의 기본 강성계수를 나타내고, α 는 타이어 압력과 강성과의 관계를 나타내는 실험값이며, T_{p0} 는 타이어의 기준 압력이고, ΔP 는 타이어 압력이 변화하는 값을 의미한다.



Fig. 3 Experimental apparatus for vertical tire stiffness test

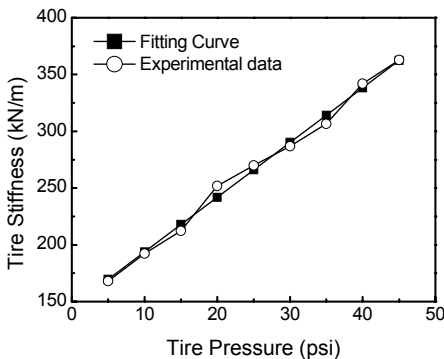


Fig. 4 Measure tire stiffness(225-45-R18)

3.2 1/4 차량의 모델

이 연구에서는 MR 댐퍼를 장착한 1/4 차량의 지배방정식을 도출하기 위하여, 차량의 차체는 강체로 가정하고, 실제 자동차에서 발생할 수 있는 타이어의 댐핑은 타이어의 강성(k_t)에 비해 무시할 만큼 작다는 가정하에 차량에 대한 모델을 단순화하였다. 따라서, 차륜은 mass와 타이어 공기압에 따른 강성만을 갖는 모델로 하였다. 이를 고려한 1/4 차량 및 MR 현가장치에 대한 시스템의 모델을 Fig. 5에 나타내었으며, 이의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s &= -(k_s + k_e)(z_s - z_u) \\ &\quad - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - F_{MR} \\ m_u \ddot{z}_u &= (k_s + k_e)(z_s - z_u) + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \\ &\quad - k_t(z_u - z_r) + F_{MR} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 m_s 는 차체질량이고, m_u 는 비현가질량이며, k_s 는 스프링 상수, c_s 는 댐핑계수, k_e 는 MR 댐퍼의 가스챔버를 의미하고, z_s, z_u 는 각각 자동차의 차체와 휠의 변위를 의미한다.

식 (5)에서 타이어 강성(k_t)을 식 (4)에서 구한 k_t 값을 적용해 상태방정식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_s \dot{x}_2 &= -(k_s + k_e)(x_1 - x_3) \\ &\quad - c_s(x_2 - x_4) - F_{MR} \\ m_u \dot{x}_4 &= (k_s + k_e)(x_1 - x_3) + c_s(x_2 - x_4) \\ &\quad - \{k_0 + \alpha(T_{p0} + \Delta P)\}(x_3 - z_r) + F_{MR} \end{aligned} \quad (6)$$

여기서

$$[x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T = [z_s \ \dot{z}_s \ z_u \ \dot{z}_u]^T \quad (7)$$

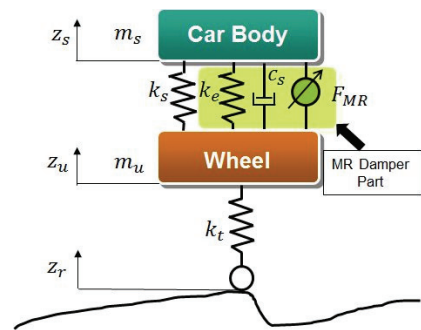


Fig. 5 Quarter vehicle model of the MR suspension system

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ \frac{(k_s+k_e)}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & \frac{(k_s+k_e)}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{(k_s+k_e)}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{\{(k_s+k_e)+k_0+\alpha(T_{p_0}+\Delta P)\}}{m_u} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_s} \\ 0 \\ \frac{1}{m_u} \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_0+\alpha(T_{p_0}+\Delta P)}{m_u} \end{bmatrix} z_r, u=F_{MR} \quad (8)$$

그러므로 식 (8)과 같은 행렬 상태공간 방정식으로 표현 할 수 있다.

1/4차량의 차체질량(m_s)은 실제 준대형 차량의 질량을 고려하여 450 kg으로 적용하였고, 타이어질량(m_u), 현가장치의 스프링 강성(k_s)은 각각 25.3 kg, 26300 N/m으로 적용하였다.

4. 제어성능평가

여러 노면조건에 대하여 우수한 진동절연 성능을 얻기 위해서는 적절한 제어 알고리즘에 의한 진동 제어가 필요하다. 따라서 타이어 공기압 변화에 따른 MR 현가장치를 장착한 차량의 진동제어성능을 평가하기 위하여 스카이훅 제어기를 사용하였다. 스카이훅 알고리즘은 Karnopp⁽⁷⁾에 의하여 제안되었으며, Fig. 6과 같이 차체 위의 공간상에 절대고정변위를 갖는 가상의 댐퍼를 설치하고 이때 발생하는 댐핑력을 요구 댐핑력으로 사용하는 것이다. 스카이훅 알고리즘의 요구 댐핑력은 각 차륜 위치에서의 차체의 수직속도를 고려하여 다음과 같이 정의한다.

$$u = C_{sky} \cdot \dot{z}_s \quad (9)$$

여기서, C_{sky} 는 제어게인이며, 물리적으로 댐핑계수를

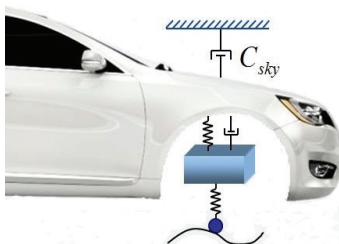
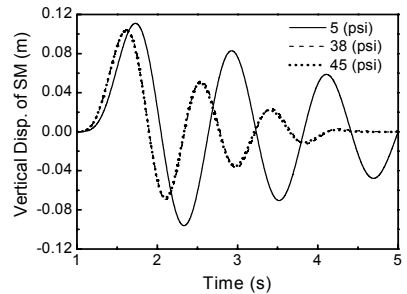


Fig. 6 Sky-hook controller for the MR suspension system

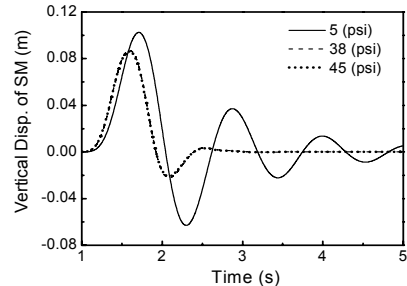
의미한다. 위 식에서 도출된 요구댐핑력은 MR 댐퍼의 댐핑력과 같다. 이때 MR 현가장치는 반능동형(semi-active)이므로 위의 수식에 구해진 제어신호에서 다음과 같은 조건을 만족해야 한다.

$$u = \begin{cases} u, & \text{for } u(\dot{z}_s - \dot{z}_u) > 0 \\ 0, & \text{for } u(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \leq 0 \end{cases} \quad (10)$$

이 연구에서는 MR 현가장치 시스템을 장착한 1/4 차량의 응답특성을 고찰하기 위하여 노면에 순간적으로 단일 범프(bump) 형태의 입력을 가한 경우에



(a) Uncontrolled



(b) Controlled

Fig. 7 Bump road responses of the quarter-vehicle MR suspension system with respect to different tire pressure

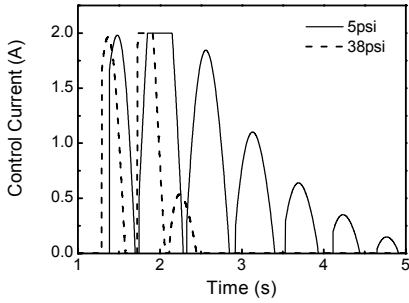


Fig. 8 Control current with respect to different tire pressure

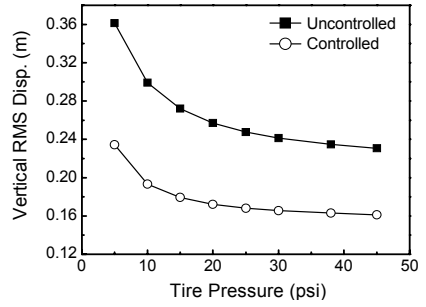
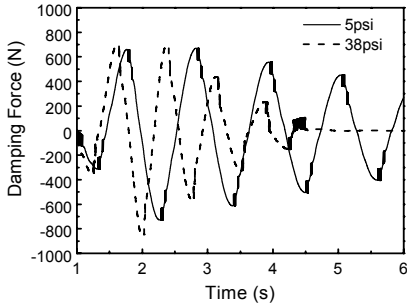
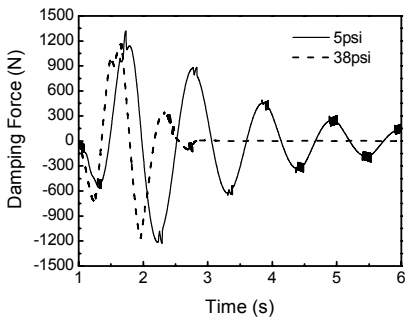


Fig. 10 Ride comfort comparison of vertical displacement RMS of the MR suspension on different tire pressure



(a) Uncontrolled



(b) Controlled

Fig. 9 Damping force with respect to different tire pressure

대한 응답특성을 1/4 차량 시뮬레이션을 통하여 고찰하였다.

우선, 높이가 7 cm이고, 폭이 80 cm인 정현모양의 범프를 1/4 차량이 3.08 km/h로 주행할 때의 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 7은 비제어 및 제어 시 타이어 공기압 5 psi, 38 psi, 45 psi하에서의 차체의 변위를 시뮬레이션을 수행한 결과를 비교한 그래프이며, 여기에서 사용된 타이어의 표준 공기압은 38 psi이다. 결과에서 보듯이 타이어 공기압이 낮을수록

승차감이 떨어지는 것을 알 수 있다. 또한, 이 연구에서 이용된 타이어의 표준 공기압 보다 낮은 압력인 5 psi 및 높은 압력인 45 psi일 때 MR 현가장치에 스카이훅 제어기를 적용시킨 결과 진동제어에 효과적인 것을 확인 할 수 있다. Fig. 8은 타이어 공기압에 따라 제어하는 동안 발생하는 전류(A)를 나타낸 그래프이다. 낮은 압력인 경우 시간에 따라서 제어인가전류가 많이 발생하는 것을 알 수 있으며 표준 공기압보다 높은 공기압의 경우에는 제어인가전류가 거의 비슷한 것을 알 수 있다. Fig. 9는 타이어 공기압에 따라 제어하는 동안 발생하는 댐핑력을 나타낸 그래프이다. 낮은 압력인 경우 압력이 높을 때 보다 더 많은 댐핑력이 발생하는 것을 알 수 있다. Fig. 10은 RMS(root mean square) 결과로써 승차감 평가를 위하여 타이어 공기압이 5, 45 psi일 때 현가질량의 변위를 측정 후 데이터 값을 제공한 뒤 모두 더하고 루트를 취한 후 데이터 개수로 나누는 방법으로 비제어 및 제어 시 결과이며, 타이어의 압력에 관계없이 MR 댐퍼의 댐핑력 제어를 통하여 승차감 향상을 가져올 수 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

이 연구에서는 타이어의 공기압 변화에 따른 정확한 종강성 모델을 통하여 MR 현가장치를 장착한 1/4 차량의 승차감을 분석하였다. 이를 위하여 준대형 승용차인 K7에 장착이 가능한 MR 댐퍼를 설계하고 이의 댐핑력 특성을 시뮬레이션을 통해 분석하였다. 또한, 타이어 공기압에 따른 종강성을 실험

을 통하여 도출하였고, 1/4 차량에 MR 현가장치와 공기압에 따른 타이어 강성을 적용한 뒤에 이에 대한 모델링 및 지배방정식을 도출하였다. 1/4 차량 현가장치의 진동 및 승차감 향상을 위하여 스카이훅 제어기를 구성하였으며, 타이어 공기압에 따른 진동제어 특성을 평가하였다. 시뮬레이션 결과, 타이어 압력이 떨어짐에 따라 승차감이 급격히 나빠지는 것을 확인할 수 있었다. 그러나 알맞은 MR 댐퍼의 댐핑력 제어를 통하여 낮은 타이어 압력하에서도 승차감 향상을 가져올 수 있음을 확인하였다. 향후 보다 정교한 제어로직을 통하여 압력변화에 대한 MR 댐퍼 제어를 수행하고 이를 통하여 승차감과 안정성을 평가 할 예정이다.

후 기

이 연구는 지식경제부와 한국과학기술재단의 전략 기술인력 양성사업으로 수행 된 연구결과입니다.

참 고 문 헌

(1) Carlson, J. D., Cantanzarite, D. M. and St.Clair, K. A., 1995, Commercial Magnto-rheological Fluid Devices, Proceedings of the 5th International Conference on ER Fluids, MR Suspensions 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 Magnetorheological Fluid Lag Mode Damper, Proceedings of The SPIE Conference on Smart Structures and Integrated Systems, SPIE Paper 3329~3337, SanDiego, CA.

(4) Lee, H. S. and Choi, S. B., 2000, Control and Response Characteristics of a Magnetorheological Fluid Damper for Passenger Vehicles, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 11, pp. 80~87.

(5) Sung, K. G. and Choi, S. B., 2008, Optimal Design of Magnetorheological Shock Absorbers for Passenger Vehicle via Finite Element Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 2, pp. 169~176.

(6) <http://www.kia.co.kr>

(7) Karnopp, D. C., Corsby, M. J. and Harwood, R. A., 1974, Vibration Control Using Semi-active Force Generators, ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 96, No. 2, pp. 619~626.