

MR 댐퍼를 이용한 철도 차량 조향 장치의 진동제어

Vibration Control of Railway Vehicle Steering Mechanism Using Magnetorheological Damper

하성훈*최승복† · 유원희**
Sung-Hoon Ha, Seung-Bok Choi and Weon-Hee Yoo

Key Words : Magnetorheological Fluid(자기유변유체), Vibration Control(진동 제어), MR Damper(MR 댐퍼), Yaw Vibration(요진동), Running Stability(주행안정성),

ABSTRACT

This paper presents yaw vibration control performances of railway vehicle featuring controllable magnetorheological damper. A cylindrical type of MR damper is devised and its damping force is evaluated by considering fluid resistance and MR effect. Design parameters are determined to achieve desired damping force level. The MR damper model is then incorporated with the governing equations of motion of the railway vehicle which includes vehicle body, bogie and wheel-set. Subsequently, computer simulation of vibration control via proportional-integral-derivative (PID) controller is performed using Matlab. Various control performances are demonstrated under external excitation by creep force between wheel and rail.

1. 서론

도로 교통 수송수단의 증가에 따른 오염 피해를 줄이고 환경을 보호하고자 하는 노력이 세계적으로 공감을 얻으면서 철도의 운송수단으로서 가치가 증가하고 있다. 도로 교통에 집중되어 있는 수송 분담구조를 재조정하기 위해서는 철도 차량의 운행속도 향상은 필수적이다. 최근에는 철도 차량의 주행 속도를 높이기 위한 다양한 연구들이 진행 중이다⁽¹⁾.

조향 장치란 직선선로에서의 고속 주행안정성을 유지하고, 곡선통과시 곡선선회성능을 향상시키는 장치로 레일에 대한 차량의 공격각을 줄여 부드러운 구름접촉을 증대시켜 횡압을 감소시키는 원리로 작동한다. 철도 차량에서의 조향 장치는 외부 구동에너지의 유무에 따라 비강제방식과 강제방식으로 나뉘며, 비강제 방식에는 자기 조향 장치(self-steering mechanism)와 자기조절형 조향 장치(self-energizing steering mechanism)가 있다.⁽²⁾ 하지만 비강제 조향방식은 대차의 안정성을 위해 윤축과 일정 이상의 강성을 유지해야 하므로 고속 주행시 조향 성능에 한계를 갖고 있다. 따라서 최근 새로운 조향 메커니즘에 대한 다양한 연구가 수행되고 있으며, 대표적으로 대차와 윤축의 강성을 극복하기 위한 능동형 강제 조향 방식이 있다.⁽³⁾

하지만 이 방법은 구조가 복잡하고 고비용, 신뢰성 등의 문제점을 안고 있다. 이와 같이 기존의 조향시스템의 가장 큰 문제점은 차량과 대차의 주행안정성을 유지하기 위해 대차와 윤축 사이에 필요 이상의 높은 강성에 있다. 그래서 조향 성능을 확보하기 위해 강성을 줄이면 대차의 진동이 커져 주행 안정성을 저해하고 이는 특히 고속 주행에 있어 심각한 문제를 야기시킨다.

이러한 진동문제는 댐핑력의 조절이 가능한 반능동 댐퍼를 적용하면 효과적으로 저감시킬 수 있으며, 떨어진 주행안정성을 다시 확보할 수 있다. 특히 지능재료 중의 하나인 MR 유체를 이용한 반능동 현가 장치는 큰 동력없이 댐퍼의 감쇠력을 효과적으로 조절함으로써 능동형 현가장치의 가까운 성능을 발휘할 수 있다.

따라서, 본 연구에서는 곡선 선로 주행시 대차의 조향 성능을 향상시키기 위해 저강성 현가시스템을 도입하고, 이로 인해 발생하는 진동문제를 반능동 MR 댐퍼를 이용하여 제어함으로써 우수한 조향 성능과 고속 주행 안정성을 동시에 확보하는 저강성 조향장치를 제안한다. 이를 위해 철도 차량을 차체, 대차, 윤축 및 MR 댐퍼를 포함한 총 17 자유도 시스템으로 모델링하고, 이의 수학적 운동방정식을 도출한다. 이와 함께 MR 댐퍼에 PID 제어기법을 도입하여 MR 댐퍼 시스템으로 인한 윤축의 진동제어 성능을 평가하여 주행 성능 향상에 미치는 영향을 평가 한다.

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

* 인하대학교 대학원 기계공학과

** 한국철도기술연구원

2. 철도 차량 동특성

철도 차량의 동특성에 영향을 미치는 주요 인자로는 주행장치인 대차의 구성요소와 관련된 대차의 1, 2 차 현가장치, 차체와 대차간의 지지장치, 윤축질량, 선로조건, 그리고 운행속도 등을 들 수 있다. 이들 인자의 특성에 따라 차량의 동적 성능을 대표하는 승차감, 주행안정성, 조향성 등에 영향을 받게 된다. 특히 철도 차량의 고유한 특성인 사행동은 윤축의 동특성에서 비롯되며 이는 1 차 현가장치의 전후, 좌우방향 강성에 영향을 크게 받는다. 사행동이란 차륜과 레일의 답면 구배에 의해 나타나는 윤축의 좌우 직선운동과 연직축 주위의 회전운동이 연성된 자러진동이다. 따라서 외부로부터의 가진력이 없이 음의 감쇠력, 주행속도 등의 특정 파라미터에서 시스템 스스로 발생하는 진동으로 고속으로 주행하는 철도차량에 경우 윤축이나 대차의 사행동에 의해 심한 요진동인 헌팅이 발생하게 되고, 이는 승차감과 주행안정성에 악영향을 미치게 되며 기관차와 같이 무거운 차량이 심한 사행동을 일으키면 그 에너지가 크기 때문에 레일 파손이 일어나 중대사고가 유발된다⁽⁴⁾. Fig. 1 은 윤축의 사행동을 나타낸 것이다. 일반적으로 대차 설계 시 이러한 사행동을 억제하기 위하여 1 차 현가장치는 필요 이상의 높은 강성을 가지게 되며 이것은 조향성을 저감하는 효과로 나타난다⁽⁵⁾. 본 연구에서는 1 차 현가장치의 전후 및 좌우 강성을 저감하여 조향성을 향상시키며 고속 주행 시 발생된 사행동에 따른 요진동을 MR 댐퍼를 이용하여 제어함으로써 직선과 곡선 부에서 고속 주행 안정성을 향상시키는데 목표가 있다.

3. MR 댐퍼의 설계

MR 댐퍼(magnetorheological damper)는 자기장의 세기에 따라 댐핑력을 연속적으로 제어할 수 있으며, 시스템을 단순화할 수 있는 특성을 가지고 있다. 이러한 전단모드에서의 MR 유체의 거동은 일반적으로 다음과 같은 빙햄모델로 표현할 수 있다.

$$\tau = \tau_y(H) + \eta \dot{\gamma} \quad \tau_y(H) = \alpha H^\beta \quad (1)$$

여기서, τ 는 MR 유체의 전단응력을 나타내며, η 는 MR 유체의 기본점성계수, $\dot{\gamma}$ 는 전단비이며, H 는 전류 I 에 비례하는 자기장이다. $\tau_y(H)$ 는 MR 유체의 항복전단응력을 표현하는 것으로서, H 증가와 더불어 증가한다. MR 유체의 항복전단응력

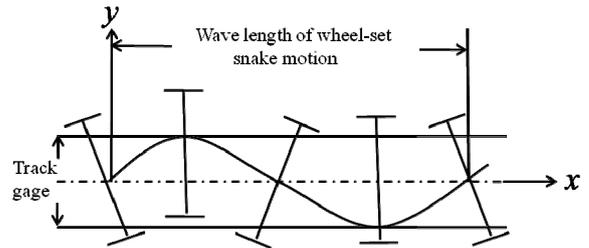


Fig. 1 Snake motion of wheel-set

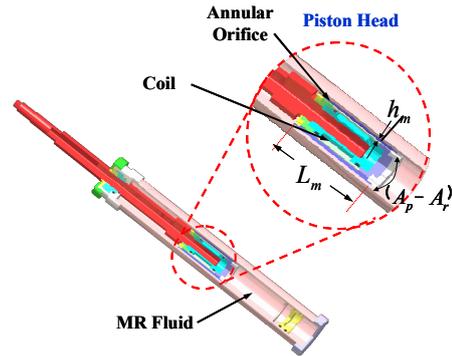


Fig. 2 Cylindrical MR damper

은 외부에서 자기장이 가해질 때 유체가 유동을 일으키는 순간의 전단응력을 나타낸다. 유체의 유동은 매우 짧은 시간에 시작되고 또한 복잡한 거동을 하기 때문에 항복전단응력을 정확히 측정하는 것은 어렵다. 따라서, 전단비를 변화하면서 측정된 전단응력들을 이용하여 구한 선형식에서 전단비가 영(zero)일 때의 전단응력을 동적 항복응력으로 정의한다. 일반적으로, 동적 항복응력이 MR 유체의 항복전단응력으로 취급되며, 자기장의 세기에 대한 지수함수로 표현된다. 이 때 구하는 비례상수 α 와 지수 β 는 MR 유체에 사용된 용매와 입자의 종류, 조성비, 조성환경 등에 의하여 결정되는 고유 특성치이다. 본 연구에서 상용 MR 유체는 MRF-132 LD(LORD Corp)를 고려하였으며 이때 α 와 β 는 각각 83.46, 1.246 이다.

제안된 조향장치를 위해 본 연구에서는 Fig. 2 에서 나타낸 실린더형 MR 댐퍼를 도입하였으며, 이의 댐핑력 해석을 위해 MR 유체는 비압축성으로 가정하였고, 동일 공간에서 내부압력은 모든 방향으로 균일하게 작용하여, 유로 형상에 따른 압력 손실은 없다고 가정하였다.

MR 유체가 원형 덕트 사이로 유동될 때 발생하는 유체 저항은 R_e 는 다음과 같다.

$$R_e = \frac{12\eta L}{rh^3} \quad (2)$$

여기서, η 는 자기장 무부하시 MR 유체의 점성계수, L 은 내부 실린더 길이, r 은 내부 실린더의

외부 원둘레, h 는 내부 실린더와 외부 실린더 사이의 간격을 의미한다. 또한 원형 덕트 내의 유체 질량에 의해 발생하는 유체 관성을 I_e 라 하면, 압력은 다음과 같이 표현된다.

$$p = I_e \dot{Q} \quad I_e = \rho \frac{L}{A_e} \quad (3)$$

여기서, ρ 는 MR 유체의 밀도이고, A_e 는 원형 덕트의 단면적이다. 그리고 자기장 부하시 MR 유체의 전단응력 증가에 따른 압력강하는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$P_{MR} = 2 \frac{L_m}{h_m} \tau_y(H) = 2 \frac{L_m}{h_m} \alpha H^\beta \quad (4)$$

여기서, L_m, h_m 은 각각 상부와 하부자극 길이의 합과 자극의 간격이다. 따라서 식 (2)~(4)로부터 MR 댐퍼의 댐핑력을 유도하면 다음과 같다.

$$F_d = (A_p - A_e)^2 (I_e \dot{V}_p + R V_p) + (A_p - A_e) P_{MR} \quad (5)$$

식의 우변은 각각 원형 덕트내의 유체질량에 의한 유체관성력, 유체 점성저항에 의한 유체 점성력, 자기장 인가시 발생하는 MR 유체의 항복응력에 의한 힘이다⁽⁶⁾.

4. 철도 차량의 운동방정식

본 연구에서는 2 개의 대차를 가지는 차량 1 량을 모델로 사용하였다. 차량 1 량에 대한 운동은

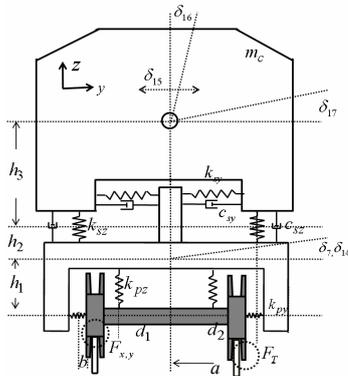
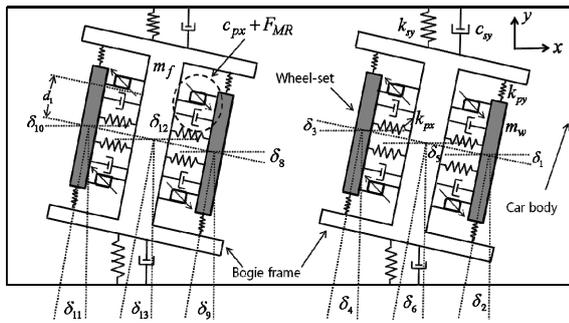


Fig. 3 Railway vehicle model

Table 1 Motion of railway vehicle

Element	Lateral	Yaw	Roll
1st Wheel-Set	δ_1	δ_2	
2nd Wheel-Set	δ_3	δ_4	
3rd Wheel-Set	δ_8	δ_9	
4th Wheel-Set	δ_{10}	δ_{11}	
1st Bogie-Frame	δ_5	δ_6	δ_7
2nd Bogie-Frame	δ_{12}	δ_{13}	δ_{14}
Car Body	δ_{15}	δ_{16}	δ_{17}

Table 1 과 같은 총 17 자유도를 갖는 운동방정식으로 표현할 수 있으며 Fig. 3 은 본 연구에서 제안한 모델로 첫 번째 및 두 번째 그림은 각각 차량을 $x-y$, $z-y$ 평면으로 구현 했을 때의 그림이다. 첫 번째로 MR 댐퍼의 댐핑력에 관한 방정식은 다음과 같은 식으로 표현한다.

$$F_d = C_{px}(\dot{\delta}_{2,4,9,11} - \dot{\delta}_{6,6,13,13}) + F_{MR} \quad (6)$$

여기서, C_{px} 는 MR 유체의 관성력 및 점성력에 의한 힘, F_{MR} 는 MR 유체의 항복응력에 의한 힘이다.

다음으로 윤축의 운동방정식으로 윤축의 횡운동, 요운동을 가지고 있으며 다음과 같은 8 개의 지배 방정식으로 나타내어진다.

1st 윤축의 운동방정식:

$$m_w \ddot{\delta}_1 + 2k_{py}(\delta_1 - \delta_5 - b\delta_6) + 2F_{y1} + F_T(\delta_1) = 0$$

$$I_w \ddot{\delta}_2 + 2k_{px}d_1^2(\delta_2 - \delta_6) + 2C_{px}d_1^2(\dot{\delta}_2 - \dot{\delta}_6) + 2F_{MR} + 2aF_{x1} = 0$$

2nd 윤축의 운동방정식:

$$m_w \ddot{\delta}_3 + 2k_{py}(\delta_3 - \delta_5 + b\delta_6) + 2F_{y2} + F_T(\delta_3) = 0$$

$$I_w \ddot{\delta}_4 + 2k_{px}d_1^2(\delta_4 - \delta_6) + 2C_{px}d_1^2(\dot{\delta}_4 - \dot{\delta}_6) + 2F_{MR} + 2aF_{x2} = 0$$

3rd 윤축의 운동방정식:

$$m_w \ddot{\delta}_8 + 2k_{py}(\delta_8 - \delta_{12} - b\delta_{13}) + 2F_{y3} + F_T(\delta_8) = 0$$

$$I_w \ddot{\delta}_9 + 2k_{px}d_1^2(\delta_9 - \delta_{13}) + 2C_{px}d_1^2(\dot{\delta}_9 - \dot{\delta}_{13}) + 2F_{MR} + 2aF_{x3} = 0$$

4th 윤축의 운동방정식:

$$m_w \ddot{\delta}_{10} + 2k_{py}(\delta_{10} - \delta_{12} + b\delta_{13}) + 2F_{y4} + F_T(\delta_{10}) = 0$$

$$I_w \ddot{\delta}_{11} + 2k_{px}d_1^2(\delta_{11} - \delta_{13}) + 2C_{px}d_1^2(\dot{\delta}_{11} - \dot{\delta}_{13}) + 2F_{MR} + 2aF_{x4} = 0 \quad (7)$$

여기서, m_w 은 윤축의 질량, k_{px} 은 1 차 현가장치의 수평방향 강성, k_{py} 은 1 차 현가장치의 횡방향 강성, I_w 는 윤축의 관성모멘트, $F_{x,y}$ 는 휠과 레일에 접촉에 의해 발생하는 크립력, $F_{T(i)}$ 는 레일과 플랜지 접촉에 의하여 발생한 접촉력, d_1 는 1 차 현가장치 거리의 반, b 는 윤축간의 액슬박스 거리의 반이며 a 는 고정 축거리의 반이다.

그리고 2 개의 대차는 각각 횡운동, 요운동 및

롤운동을 갖고 있으며 이는 다음과 같은 6 개의 지배방정식으로 표현된다.

1st 대차의 운동방정식:

$$\begin{aligned}
 & m_f \ddot{\delta}_5 - 2k_{py}(\delta_1 - \delta_5 - b\delta_6) - 2k_{py}(\delta_3 - \delta_5 + b\delta_6) \\
 & + 2k_{sy}(\delta_5 - \delta_{15} - h_3\delta_{17} - l\delta_{16}) + 2c_{sy}(\dot{\delta}_5 - \dot{\delta}_{15} - h_3\dot{\delta}_{17} - l\dot{\delta}_{16}) = 0 \\
 & I_{fy} \ddot{\delta}_6 - b\{2k_{py}(\delta_1 - \delta_5 - b\delta_6)\} + b\{2k_{py}(\delta_3 - \delta_5 + b\delta_6)\} - \\
 & 2k_{px}d_1^2(\delta_2 - \delta_6) - 2k_{px}d_1^2(\delta_4 - \delta_6) - 2c_{px}d_1^2(\dot{\delta}_2 - \dot{\delta}_6) \\
 & - 2c_{px}d_1^2(\dot{\delta}_4 - \dot{\delta}_6) - 4d_1F_{MR} = 0 \\
 & I_{fr} \ddot{\delta}_7 - h_1\{2k_{py}(\delta_1 - \delta_5 - b\delta_6)\} - h_1\{2k_{py}(\delta_3 - \delta_5 + b\delta_6)\} \\
 & - h_2\{2k_{sy}(\delta_5 - \delta_{15} - h_3\delta_{17} - l\delta_{16})\} = 0 \\
 & + 2c_{sy}(\dot{\delta}_5 - \dot{\delta}_{15} - h_3\dot{\delta}_{17} - l\dot{\delta}_{16}) + 2c_{sz}d_2^2(\dot{\delta}_7 - \dot{\delta}_{17}) \\
 & + 2k_{sz}d_2^2(\delta_7 - \delta_{17}) + 4k_{pz}d_1^2(\delta_7 - \delta_{17}) = 0
 \end{aligned}$$

2nd 대차의 운동방정식:

$$\begin{aligned}
 & m_f \ddot{\delta}_{12} - 2k_{py}(\delta_8 - \delta_{12} - b\delta_{13}) - 2k_{py}(\delta_{10} - \delta_{12} + b\delta_{13}) \\
 & + 2k_{sy}(\delta_{12} - \delta_{15} - h_3\delta_{17} - l\delta_{16}) + 2c_{sy}(\dot{\delta}_{12} - \dot{\delta}_{15} - h_3\dot{\delta}_{17} - l\dot{\delta}_{16}) = 0 \\
 & I_{fy} \ddot{\delta}_{13} - b\{2k_{py}(\delta_8 - \delta_{12} - b\delta_{13})\} + b\{2k_{py}(\delta_{10} - \delta_{12} + b\delta_{13})\} \\
 & - 2k_{px}d_1^2(\delta_9 - \delta_{13}) - 2k_{px}d_1^2(\delta_{11} - \delta_{13}) - 2c_{px}d_1^2(\dot{\delta}_9 - \dot{\delta}_{13}) \\
 & - 2c_{px}d_1^2(\dot{\delta}_{11} - \dot{\delta}_{13}) - 4d_1F_{MR} = 0 \\
 & I_{fr} \ddot{\delta}_{14} - h_1\{2k_{py}(\delta_8 - \delta_{12} - b\delta_{13})\} - h_1\{2k_{py}(\delta_{10} - \delta_{12} + b\delta_{13})\} \\
 & - h_2\{2k_{sy}(\delta_{12} - \delta_{15} - h_3\delta_{17} - l\delta_{16}) + 2c_{sy}(\dot{\delta}_{12} - \dot{\delta}_{15} - h_3\dot{\delta}_{17} - l\dot{\delta}_{16})\} \\
 & + 2c_{sz}d_2^2(\dot{\delta}_{14} - \dot{\delta}_{17}) + 2k_{sz}d_2^2(\delta_{14} - \delta_{17}) + 4k_{pz}d_1^2(\delta_{14} - \delta_{17}) = 0
 \end{aligned} \tag{8}$$

여기서, m_f 는 대차의 질량, k_{pz} 는 1 차 현가장치의 수직방향 강성, k_{sy} 는 2 차 현가장치의 횡방향 강성, c_{sy} 는 2 차 현가장치의 횡방향 감쇠, I_{fy} 는 대차의 요운동 관성모멘트, I_{fr} 대차의 롤운동 관성모멘트, h_1 는 대차무게중심 높이이며 d_2 는 2 차 현가장치 거리의 반이다.

마지막으로, 차체는 횡운동, 요운동 및 롤운동을 가지고 있으며 지배방정식은 다음과 같다.

차체의 운동방정식:

$$\begin{aligned}
 & m_c \ddot{\delta}_{15} + 2k_{sy}(\delta_{15} - \delta_5 + h_3\delta_{17} + h_2\delta_7) + 2c_{sy}(\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_5 + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_7) \\
 & + 2k_{sy}(\delta_{15} - \delta_{12} + h_3\delta_{17} + h_2\delta_{14}) + 2c_{sy}(\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_{12} + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_{14}) = 0 \\
 & I_{cy} \ddot{\delta}_{16} + 2l k_{sy}(\delta_{15} - \delta_5 + h_3\delta_{17} + h_2\delta_7) + 2l c_{sy}(\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_5 + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_7) \\
 & - 2l k_{sy}(\delta_{15} - \delta_{12} + h_3\delta_{17} + h_2\delta_{14}) - 2l c_{sy}(\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_{12} + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_{14}) = 0 \\
 & I_{cr} \ddot{\delta}_{17} + 2h_3 k_{sy}(\delta_{15} - \delta_5 + h_3\delta_{17} + h_2\delta_7) + 2h_3 c_{sy}(\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_5 + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_7) \\
 & + 2h_3 k_{sy}(\delta_{15} - \delta_{12} + h_3\delta_{17} + h_2\delta_{14}) + 2h_3 c_{sy}(\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_{12} + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_{14}) = 0
 \end{aligned} \tag{9}$$

여기서, m_c 는 차체의 질량, I_{cy} 는 차체의 요운동에 의한 관성모멘트, I_{cr} 는 차체의 롤운동에 대한 관성모멘트, l 는 대차중심간의 거리이고 h_3 는 차체무게중심의 높이이다.

본 연구에서 제안된 모델에서 차량은 강체로 가정하였고, 차륜과 레일의 접촉은 차륜의 플랜지로 인한 간극으로 구속되어 있다. 따라서 차륜과 플랜지와 레일의 접촉에 의해 발생하는 힘 F_T 는 Fig. 4 와 같이 나타낼 수 있으며 이를 수학적으로 표현하면 다음과 같다⁽⁵⁾.

$$F_T(\delta_i) = \begin{cases} k_0(\delta_i - \varphi), & \varphi < \delta_i \\ 0 & -\varphi \leq \delta_i \leq \varphi \\ k_0(\delta_i + \varphi), & \delta_i < -\varphi \end{cases} \tag{10}$$

여기서, k_0 는 레일의 강성이고 φ 는 레일과 휠의 간극이다. 또한, 차륜이 레일과 접촉에 의하여 발생하는 크립력은 Johnson and Vermeule 의 접촉이론에 의해 다음과 같이 표현된다^(7,8).

$$\begin{aligned}
 F_{x1,2,3,4} &= (\xi_x / \Phi) F_R / \xi_R \\
 F_{y1,2,3,4} &= (\xi_y / \Psi) F_R / \xi_R
 \end{aligned} \tag{11}$$

여기서 F_x 는 수평방향 크립력, F_y 는 횡방향 크립력, F_R 는 수직방향 크립력, ξ_x 는 수평방향 크립페이지, ξ_y 는 횡방향 크립페이지, ξ_R 는 수직방향 크립페이지, Φ, Ψ 는 Johnson 계수이다. F_R, ξ_y, ξ_x, ξ_R 는 다시 다음과 같이 표현된다.

$$F_R = \mu N \begin{cases} u - 1/3u^2 + 1/27u^3, & u < 3 \\ 1, & u \geq 3 \end{cases}$$

$$u = (G\pi a_e b_e / \mu N) \xi_R \tag{12}$$

$$\begin{aligned}
 \xi_y &= \frac{\dot{\delta}_{1,3,8,10}}{\nu} - \delta_{2,4,9,11} \\
 \xi_x &= \frac{\lambda \delta_{1,3,8,10}}{r_0} + \frac{a \dot{\delta}_{2,4,9,11}}{\nu} \\
 \xi_R &= \sqrt{\left(\frac{\xi_x}{\Phi}\right)^2 + \left(\frac{\xi_y}{\Psi}\right)^2}
 \end{aligned}$$

여기서, ν 는 차량의 속도, G 는 전단계수, a_e, b_e 는 접촉타원면의 반지름, λ 는 차륜의 곡면구배이며 r_0 는 차륜반경이다.

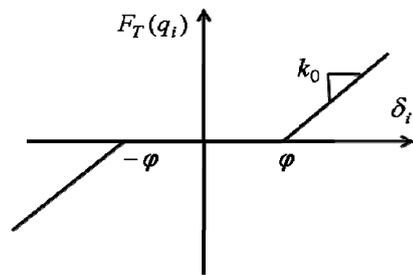


Fig. 4 Contact theory between wheel and rail

5. 진동 제어 성능 평가

본 연구의 목적은 MR 댐퍼를 이용하여 철도차량의 요진동을 제어하는 것이다. Fig. 5는 철도차량용 MR 댐퍼의 제어시스템이다. 철도차량은 차체, 대차 및 윤축은 서로 연계되어 있으므로 시스템의 오차 값을 차량의 상호 작용에서 발생된 대차와 윤축의 상대 요변위를 시스템의 오차 값이라 하였다. 또한 MR 댐퍼의 제어를 수행하기 위해 PID 제어기를 사용하였으며 오차에 대한 제어 입력 $u(t)$ 는 다음과 같은 식으로 나타낸다⁽⁹⁾.

$$u(t) = K_p e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(t) dt + K_p T_d \frac{de(t)}{dt} \quad (13)$$

여기서, K_p 비례이득, T_i 는 적분시간, T_d 미분시간이며 $e(t)$ 는 대차와 윤축의 상대 요변위이다.

본 연구에서 철도차량에 도입된 치수와 설계변수는 Table 2와 같으며 조향 성능을 확보하기 위해서는 1차 현가장치 강성 k_{px}, k_{py} 를 기존의 1/10로 선정하였다^(8,10). Fig. 5는 차량이 50m/s로 주행 시 진동제어 결과를 나타낸 것이다. 결과에 나타난 바와 같이 강성의 감소에 따라 요변위가 0.002rad 이상 급격히 증가하고 있다. 하지만 MR 댐퍼를 적용함에 따라 진동은 효과적으로 감소하고 있으며, 기존 차량과 거의 유사한 주행 안정성을 보여주고 있다. 이로부터 고속 주행 시 1차 현가장치의 저강성으로 나타나는 요진동의 증가를 MR 댐퍼가 효과적으로 저감하고 있음을 알 수 있다. Fig. 6은 철도차량이 주행 속도가 30m/s 일 때의 제어 결과이며 50m/s에 비해 상대적으로 적은 양이지만 1차 현가장치의 저강성으로 인해 요진동이 증가하였고 MR 댐퍼로 제어를 수행함에 따라 진동이 효과적으로 감소하고 있다. 이로부터 제안된 조향장치는 고속주행에 보다 효과적인 것을 알 수 있다.

또한, 제어 입력으로부터 윤축의 원활한 진동제어를 위해서는 약 12000N의 댐핑력이 요구됨을 알 수 있다. 이로부터 본 연구에서 제안된 철도차량용 저강성 조향장치에 적합한 제어력을 가지기 위한 MR 댐퍼의 설계변수는 식(2)~(6)으로부터 도출할 수 있으며 그 결과는 Table. 3과 같다.

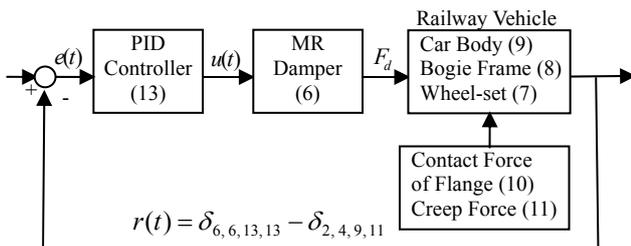
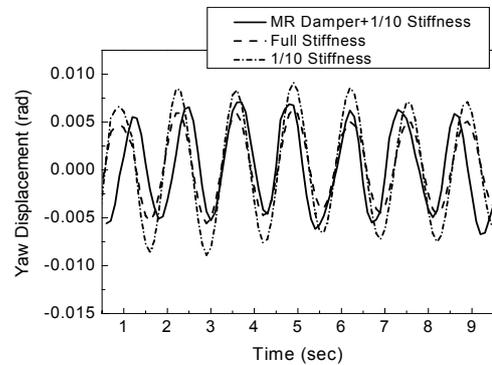


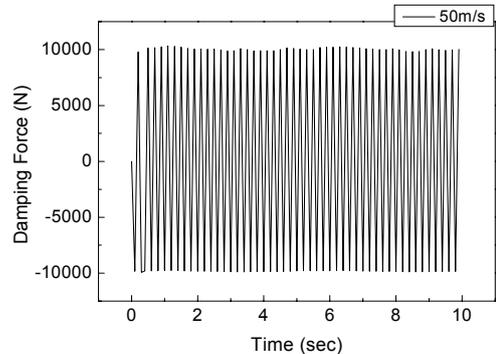
Fig. 5 Configuration of control system

Table 2. Parameters of railway vehicle

Parameters	Unit	Value
1/2 Bogie distance l	m	13.8
1/2 Track Gage a, 1/2 Axle distance b,	m	0.706, 1.05
1/2 Suspension distance d_1, d_2	m	0.985, 1.125
Shear Modulus G	MNm ²	808
Rolling Radius of Wheel r_0	m	0.43
Car Body, Bogie Frame, Wheel-set Center Pivot h_1, h_2, h_3	m	1.585, 0.64, 0.397
Johnson Formula Φ, Ψ	Constant	0.54219, 0.60252
Semixaxis of Contact Ellipse a_e, b_e	mm	6.578, 3.934
Weight of Car Body m_c	Mg	25.4
Inertia Moment of Car Body I_{cy}, I_{cr} (yaw, roll)	Mgm ²	767.5, 58.4
Weight of Bogie Frame m_f	Mg	3.88
Inertia Moment of Bogie Frame I_{fy}, I_{fr} (yaw, roll)	Mgm ²	3.3, 1.57
Weight of Wheel-Set m_w	Mg	1.61
Inertia Moment of Wheel-set I_w	Mgm ²	0.83
1 st Suspension Stiffness k_p	MN/m	9.84(x), 6.96(y), 2.18(z)
2 nd Suspension Stiffness k_s	MN/m	0.14(x), 0.14(y), 0.39(z)
2 nd Suspension Coefficient C_s, C_z	MNs/m	0.094, 0.01
Lateral Track Stiffness k_0	MN/m	14.6
Rail-flange Clearance φ	m	0.009

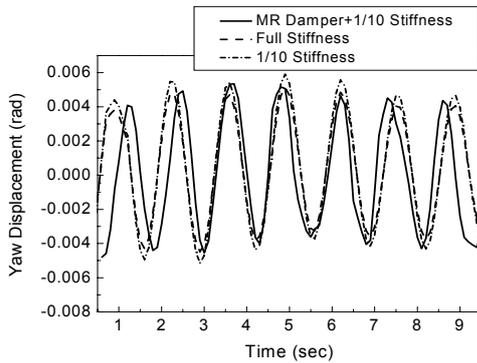


(a) yaw displacement

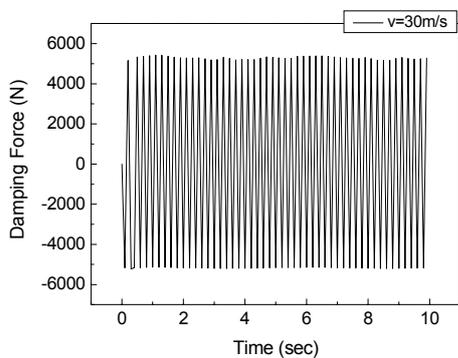


(b) control input

Fig. 6 Simulation results (v=50m/s)



(a) yaw displacement



(b) control input

Fig. 6 Simulation results (v=30m/s)

Table 3 Parameter of MR damper

Parameters	Unit	Range
Length of Magnetic Pole L_m	mm	70~90
Gap between Magnetic Poles h_m	mm	1
Inside Diameter of Out Cylinder $D_p (A_p = D_p^2 \times \pi)$	mm	80.1~100.1
External Diameter of Inner Cylinder $D_r (A_r = D_r^2 \times \pi)$	mm	80~100
Bingham Parameter α, β	Constant	83.46, 1.246

6. 결론

본 연구에서는 차량의 조향 성능을 향상 시키기 위해 저장성 1 차 현가장치를 도입하였고 이로 인해 발생하는 진동을 억제하기 위해 반능동 MR 댐퍼를 이용한 윤축의 진동제어를 수행하였다. 이를 위해 차체, 대차, 윤축으로 구성된 철도 차량의 17 자유도 모델로부터 34 차의 동적 지배방정식을 도출하였고 PID 제어 기법을 도입하여 요진동 제어의 모의시험을 수행하였다. 진동제어의 결과로부터 저장성 현가시스템의 도입에 따른 요진동의 증

가분은 MR 댐퍼로 인해 효과적으로 억제됨을 확인 할 수가 있었다. 또한, 실제 차량 시스템에 저장성 조향장치를 적용하기 위한 MR 댐퍼의 설계 변수 값을 도출하였으며 향후 설계변수들의 최적화를 통해 실제로 제작하여 MR 댐퍼의 제어 성능을 평가할 것이다.

후 기

본 연구는 2007 년도 한국철도기술연구원 연구 과제인 철도용 “MR 댐퍼 성능해석 기술개발” 과제의 일환으로 수행되었습니다. 관계기관 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) Ralph Streiter, 2004, Active Lateral Suspension for High Speed Trains, A Step Towards the Mechatronic Bogie.
- (2) O. Polach, 2004, Curving and Stability of Locomotive Bogies Using Interconnected Wheelset, Vehicle Systems Dynamics, Vol. 41, pp. 53~62.
- (3) Y. Michitsuji, Y. Suda, 2006, Running Performance of Power-Steering Railway Bogie with Independently rotating Wheels, Vehicle Systems Dynamics, Vol. 44, pp. 71~82
- (4) Lee, Seung Il, Choi, Yeon Sun, 2003, Analysis on the Snake Motion of One Freight Car for High Speed Running, Journal of Korean Society for Railway, Vol. 6, No. 3, pp. 149~155.
- (5) Chung, Woo Jin, Shin, Jeong Ryol, 2001, A Study on the Factors Influencing the Non-Linear Stability of Railway Vehicles, KSME, Proceedings of KSME, Vol. 1, No. 2, pp. 513~518.
- (6) Lee, H. S., Choi, S. B., Lee, S. K., 2001, Vibration Control of Passenger Vehicle Featuring MR Suspension Units, Transactions of KSNVE, Vol.11, No.1, pp. 41~48.
- (7) Grag, Vijay K., 1984, Dynamics of Railway Vehicle Systems, Academic Press Canada, pp. 239~262.
- (8) Y. Nath, K. Jayadev, 2005, Influence of yaw stiffness on the nonlinear dynamic of railway wheelset, Communication in Nonlinear Science and Numerical Simulation, Vol. 10, pp. 179~190.
- (9) Antonio Visioli, 2006, Practical PID Control, Springer, Derby.
- (10) Mehdi Ahmadian, Anant Mohan, 2004, Nonlinear Investigation of the Effect of Primary Suspension on the Hunting Stability of a Rail Wheelset, Joint Rail Conference, pp. 53~61.