

MR댐퍼를 이용한 철도 차량의 진동제어 및 조향성능 고찰

Vibration Control and Steering Performance Evaluation of Railway Vehicle Using Magnetorheological Damper

하성훈* · 최승복† · 유원희**

Sung-Hoon Ha, Seung-Bok Choi and Won-Hee You

(2007년 12월 18일 접수 ; 2008년 4월 15일 심사완료)

Key Words : Magnetorheological Fluid(자기유변유체), Vibration Control(진동 제어), MR Damper(MR댐퍼), Yaw Vibration(요진동), Railway Vehicle(철도차량), Primary Suspension(1차현가장치)

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. 서 론

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 분담 구조를 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, 곡선통과 시 곡선선회성능을 향상시키는 장치로 레일에 대한 차륜의 영입각을 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 주행 시 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. 또한, 기존의 철도차량 현가시스템의 가장 큰 문제점은 차량과 대차의 주행 안정성을 유지하기 위해 대차와 윤축 사이에 필요 이상의 높은 강성에 있다. 그래서 조향 성능을 확보

† 교신저자: 정희원, 인하대학교 기계공학과

E-mail : seungbok@inha.ac.kr

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

* 정희원, 인하대학교 대학원 기계공학과

** 정희원, 한국철도기술연구원

하기 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 MR유체를 이용한 반능동 현가 장치는 큰 동력없이 댐퍼의 감쇠력을 효과적으로 조절함으로써 능동형 현가장치와 대등한 성능을 발휘할 수 있다.

따라서, 이 연구에서는 곡선 선로 주행 시 차량의 조향 성능을 향상시키기 위해 저강성 현가시스템을 도입하고, 이로 인해 발생하는 진동문제를 반능동 MR댐퍼를 이용하여 제어함으로써 곡선 선로에서 우수한 조향 성능과 직선 선로 고속 주행 안정성을 동시에 확보하는 MR댐퍼를 포함한 저강성 현가시스템을 제안한다. 이를 위해 철도 차량을 차체, 대차, 윤축 및 MR댐퍼를 포함한 총 17자유도 시스템으로 모델링하고, 이의 수학적 운동방정식을 도출한다. 이와 함께 MR댐퍼에 PID제어기법을 도입하여 MR댐퍼 시스템으로 인한 윤축의 진동제어 성능을 평가하여 주행 성능 향상에 미치는 영향을 평가 한다.

2. 철도 차량 동특성

철도 차량의 동특성에 영향을 미치는 주요 인자로는 주행장치인 대차의 구성요소와 관련된 대차의 1, 2차 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 1차 현가장치의 전후, 좌우방향 강성의 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 변수에서 시스템 스스로 발생하는 진동으로 고속으로 주행하는 철도차량에 경우 윤축이나 대차의 사행동에 의해 심한 요진동인 현팅이 발생하게 되고, 이는 승차감과 주행안정성에 악영향을 미치게 되며 기관차와 같이 무거운 차량

이 심한 사행동을 일으키면 그 에너지가 크기 때문에 레일 파손이 일어나 중대사고가 유발된다⁽⁴⁾. Fig. 1은 윤축의 사행동을 나타낸 것이다. 일반적으로 차량 설계 시 이러한 사행동을 억제하기 위하여 철도차량의 1차 현가장치는 필요 이상의 높은 강성을 가지게 되며 이것은 조향성을 저감하는 효과로 나타난다⁽⁵⁾. 그러므로 이 연구에서는 1차 현가장치의 전후 및 좌우 강성을 저감하여 조향성을 향상시키며 고속 주행 시 발생된 사행동에 따른 요진동을 MR댐퍼를 이용하여 제어함으로써 직선 선로에서의 고속 주행 안정성을 향상시키는데 목표가 있다.

3. MR댐퍼의 설계

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

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

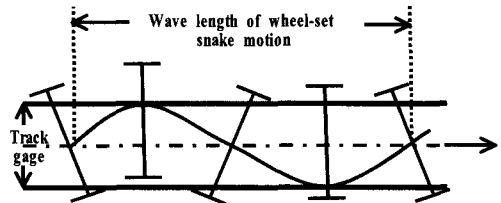


Fig. 1 Snake motion of wheel-set

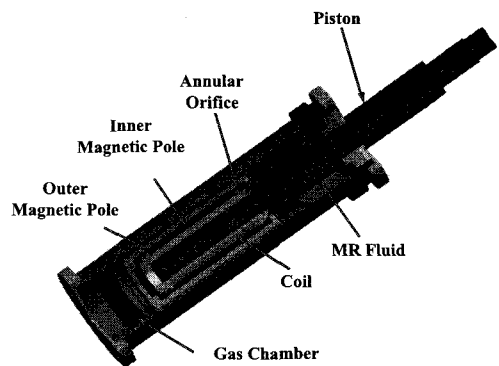


Fig. 2 Cylindrical MR damper

여기서, τ 는 MR유체의 전단응력을 나타내며, η 는 MR유체의 기본점성계수, $\dot{\gamma}$ 는 전단비이며, H 는 전류 I 에 비례하는 자기장이다. $\tau_y(H)$ 는 MR유체의 항복 전단응력을 표현하는 것으로서, H 증가와 더불어 증가한다. MR유체의 항복전단응력은 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 측정한 전단응력들을 이용하여 구한 선형식에서 전단비가 영(zero)일때의 전단응력을 동적 항복응력으로 정의한다. 일반적으로, 동적 항복응력이 MR유체의 항복전단응력으로 취급되며, 자기장의 세기에 대한 지수함수로 표현된다. 이때 구하는 비례상수 α 와 지수 β 는 MR유체에 사용된 용매와 입자의 종류, 조성비, 조성환경 등에 의하여 결정되는 고유특성치이다. 이 연구에서 상용 MR유체는 MRF-132 LD(LORD Corp)를 고려하였으며 이때 α 와 β 는 각각 83.46, 1.246이다.

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

MR유체가 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 무부하 시 MR유체의 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.

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

여기서, ρ 는 MR유체의 밀도이고, A_e 는 원형 덕트의 단면적이고 Q 는 MR유체의 유량이다. 그리고 자

기장 부하 시 MR유체의 전단응력 증가에 따른 압력 강하는 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 MR댐퍼의 댐핑력을 유도하면 다음과 같다.

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

여기서, A_p 는 피스톤 헤드의 면적, A_r 는 피스톤 로드의 면적, V_p 는 피스톤의 속도로 식의 우변은 각각 원형 내의 유체질량에 의한 유체관성력, 유체 점성저항에 의한 유체점성력, 자기장 인가 시 발생하는 MR유체의 항복응력에 의한 힘이다⁽⁶⁾.

4. 철도 차량의 운동방정식

이 연구에서는 2개의 대차를 가지는 차량 1량을 모델로 사용하였다. 차량 1량에 대한 운동은 Table 1과

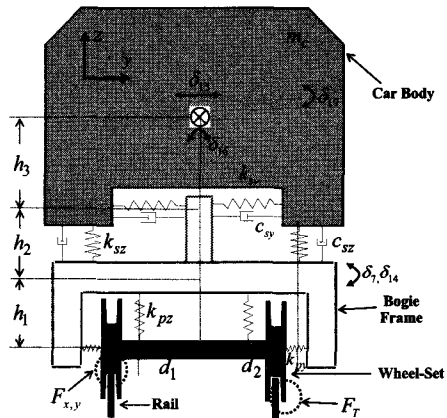
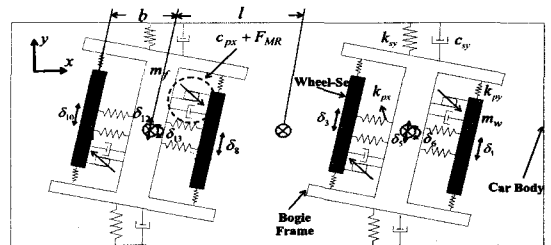


Fig. 3 Railway vehicle model

Table 1 Motion of railway vehicle

	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}

같은 총 17자유도를 갖는 운동방정식으로 표현할 수 있으며 Fig. 3은 이 연구에서 제안한 모델로 첫 번째 및 두 번째 그림은 각각 차량을 x - y , z - y 평면으로 구현했을 때의 그림이다. 첫 번째로 MR댐퍼의 댐핑력에 관한 방정식은 다음과 같은 식으로 표현한다.

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

이 연구에서는 MR댐퍼의 지배방정식을 단순화하기 위하여 식 (5)의 우변 첫 번째항을 C_{px} 라 하며 여기서 C_{px} 는 MR유체의 점성력에 의한 감쇠계수, F_{MR} 는 MR유체의 항복응력에 의한 힘이다.

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

1st 윤축의 운동방정식:

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

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

2nd 윤축의 운동방정식:

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

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

3rd 윤축의 운동방정식:

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

$$I_w \ddot{\delta}_9 + 2k_{px}d_1^2(\delta_9 - \delta_{13})$$

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

4th 윤축의 운동방정식:

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

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

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

그리고 2개의 대차는 각각 횡운동, 요운동 및 롤운동을 갖고 있으며 이는 다음과 같은 6개의 지배방정식으로 표현된다.

1st 대차의 운동방정식:

$$m_f \ddot{\delta}_5 - 2k_{py}(\delta_1 - \delta_5 - b\delta_6) - 2k_{py}(\delta_3 - \delta_5 + b\delta_6) + 2k_{sy}(\delta_5 - \delta_{15} - h_3\delta_{17} - l\delta_{16}) + 2c_{sy}(\dot{\delta}_5 - \dot{\delta}_{15} - h_3\dot{\delta}_{17} - l\dot{\delta}_{16}) = 0$$

$$I_{fy} \ddot{\delta}_6 - b\{2k_{py}(\delta_1 - \delta_5 - b\delta_6)\} + b\{2k_{py}(\delta_3 - \delta_5 + b\delta_6)\} - 2k_{px}d_1^2(\delta_2 - \delta_6) - 2k_{px}d_1^2(\delta_4 - \delta_6) - c_{px}d_1^2(\dot{\delta}_2 - \dot{\delta}_6) - c_{px}d_1^2(\dot{\delta}_4 - \dot{\delta}_6) - 2d_1F_{MR} = 0$$

2nd 대차의 운동방정식:

$$I_{ff} \ddot{\delta}_7 - h_1\{2k_{py}(\delta_1 - \delta_5 - b\delta_6)\} - h_1\{2k_{py}(\delta_3 - \delta_5 + b\delta_6)\} - h_2\{2k_{sy}(\delta_5 - \delta_{15} - h_3\delta_{17} - l\delta_{16})\} + 2c_{sy}(\dot{\delta}_5 - \dot{\delta}_{15} - h_3\dot{\delta}_{17} - l\dot{\delta}_{16}) + 2c_{sz}d_2^2(\dot{\delta}_7 - \dot{\delta}_{17}) + 2k_{sz}d_2^2(\delta_7 - \delta_{17}) + 4k_{pz}d_1^2(\delta_7 - \delta_{17}) = 0$$

$$m_f \ddot{\delta}_{12} - 2k_{py}(\delta_8 - \delta_{12} - b\delta_{13}) - 2k_{py}(\delta_{10} - \delta_{12} + b\delta_{13}) + 2k_{sy}(\delta_{12} - \delta_{15} - h_3\delta_{17} - l\delta_{16}) + 2c_{sy}(\dot{\delta}_{12} - \dot{\delta}_{15} - h_3\dot{\delta}_{17} - l\dot{\delta}_{16}) = 0$$

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

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

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

차체의 운동방정식:

$$\begin{aligned}
 & m_c \ddot{\delta}_{15} + 2k_{sy} (\delta_{15} - \delta_5 + h_3\delta_{17} + h_2\delta_7) \\
 & \quad + 2c_{sy} (\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_5 + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_7) \\
 & \quad + 2k_{sy} (\delta_{15} - \delta_{12} + h_3\delta_{17} + h_2\delta_{14}) \\
 & \quad + 2c_{sy} (\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_{12} + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_{14}) = 0 \\
 & I_{cy} \ddot{\delta}_{16} + 2lk_{sy} (\delta_{15} - \delta_5 + h_3\delta_{17} + h_2\delta_7) \\
 & \quad + 2lc_{sy} (\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_5 + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_7) \\
 & \quad - 2lk_{sy} (\delta_{15} - \delta_{12} + h_3\delta_{17} + h_2\delta_{14}) \\
 & \quad - 2lc_{sy} (\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_{12} + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_{14}) = 0 \\
 & I_{cr} \ddot{\delta}_{17} + 2h_3k_{sy} (\delta_{15} - \delta_5 + h_3\delta_{17} + h_2\delta_7) \\
 & \quad + 2h_3c_{sy} (\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_5 + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_7) \\
 & \quad + 2h_3k_{sy} (\delta_{15} - \delta_{12} + h_3\delta_{17} + h_2\delta_{14}) \\
 & \quad + 2h_3c_{sy} (\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_{12} + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_{14}) = 0
 \end{aligned} \tag{9}$$

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.

이 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. 4와 같이 나타낼 수 있으며 이를 수학적으로 표현하면 다음과 같다⁽⁵⁾.

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

($i = 1, 3, 8, 10$)

여기서, k_0 는 레일의 강성이고 φ 는 레일과 휠의 간극이다. 또한, 차륜이 레일과 접촉에 의하여 발생하는 크립력은 Johnson and Vermeule의 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_z 는 수직방향 크립력, F_R 는 수평방향 크립페이지, F_y 는 횡방향 크립페이지, ξ_R 는 수직방향 크립페이지, Φ, Ψ 는 Johnson계수이다. F_R, ξ_y, ξ_x, ξ_R 는 다시 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
 F_R &= \mu N \begin{cases} u - 1/3u^2 + 1/27u^3, & u < 3 \\ 1, & u \geq 3 \end{cases} \\
 u &= (G \pi a_e b_e / \mu N) \xi_R \\
 \xi_y &= \frac{\delta_{1,3,8,10}}{\nu} - \delta_{2,4,9,11} \\
 \xi_x &= \frac{\lambda \delta_{1,3,8,10}}{r_0} + \frac{a \delta_{2,4,9,11}}{\nu} \\
 \xi_R &= \sqrt{\left(\frac{\xi_x}{\Phi} \right)^2 + \left(\frac{\xi_y}{\Psi} \right)^2}
 \end{aligned} \tag{12}$$

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

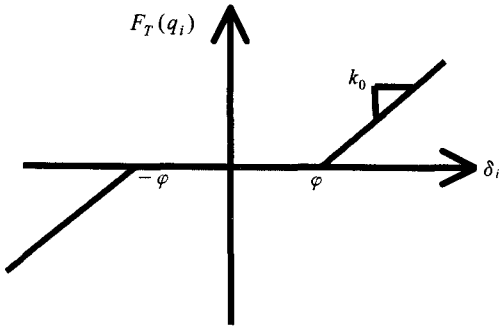


Fig. 4 Contact theory between wheel and rail

r_0 는 차륜반경이다.

5. 진동 제어 성능 평가

이 연구의 목적은 MR댐퍼를 이용하여 철도차량의 요진동을 제어하는 것이다. Fig. 5는 철도 차량용 MR댐퍼의 제어시스템이다. 철도 차량은 차체, 대차 및 윤축은 서로 연계되어 있으므로 시스템의 오차 값을 차량의 상호 작용에서 발생된 대차와 윤축의 상대 요변위를 시스템의 오차 값이라 하겠다. 또한 MR댐퍼의 제어를 수행하기 위해 PID제어기를 사용하였으며 오차에 대한 제어 입력 $u(t)$ 는 다음과 같은 식으로 나타낸다⁽⁹⁾.

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

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

이 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. 6은 차량이 30 m/s로 주행 시 진동제어 결과를 나타낸 것이다. 결과에 나타난 바와 같이 강성의 감소에 따라 요변위가 0.002 rad 정도 증가하였고 이를 MR댐퍼로 제어하였으며 이때의 요구 댐핑력은 9000 N이다. Fig. 7은 차량의 속도가 42 m/s일때의 요변위의 그래프로 강성을 저감한 경우는 요변위가 점점 증가하면서 발산하는 형태를 보이지만 MR댐퍼를 이용한 경우는 발산하는 요변위를 효과적으로 제어하였으며 이때의 요구 댐핑력은 11000 N이다. Fig. 8과 Fig. 9는 차량의 속도가 45

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_{cv}, 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_{fv}, 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
1st Suspension stiffness k_p	MN/m	9.84(x), 6.96(y), 2.18(z)
2nd Suspension stiffness k_s	MN/m	0.14(x), 0.14(y), 0.39(z)
2nd Suspension damping coefficient C_y, C_z	MNs/m	0.094, 0.01
Lateral track stiffness k_0	MN/m	14.6
Rail-flange clearance φ	m	0.009

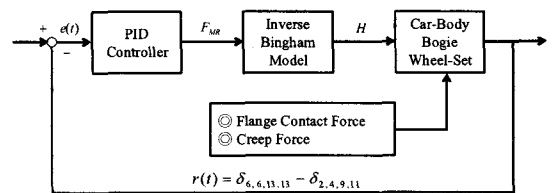
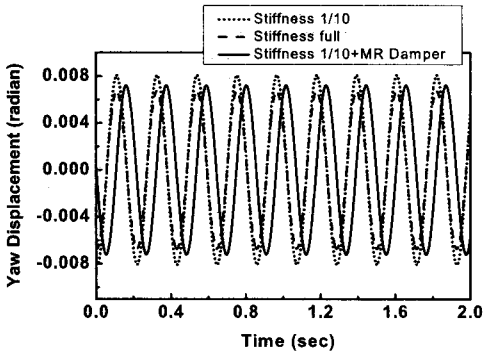
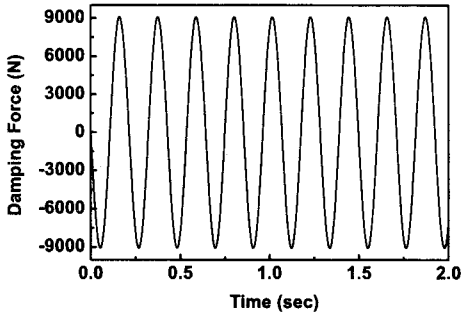


Fig. 5 Configuration of control system

m/s일때의 각각의 댐핑력에 따른 그래프로 강성을 저감한 경우, MR댐퍼를 추가한 경우로 MR댐퍼에 인가되는 전류를 변화시켜 표현하였고 결과에 따르면 각각 속도 $v=45$ m/s에서 댐핑력 11000 N을 부가 하였을 때 시스템은 발산하고 댐핑력을 20000 N으로 부가 했을 때도 시스템은 발산하게 된다. 이는 1/10저감한 강성과 MR댐퍼를 포함한 시스템의 경우는 철도 차량 윤축의 발산 속도는 42 m/s이라는 의

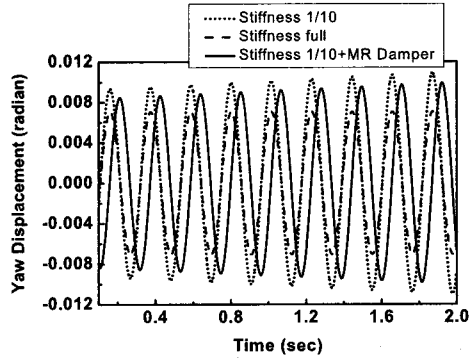


(a) Yaw displacement

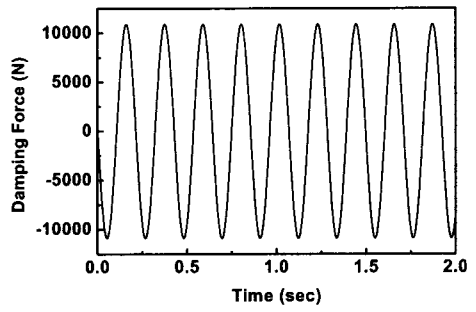


(b) Control input ($I=1.8A$)

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

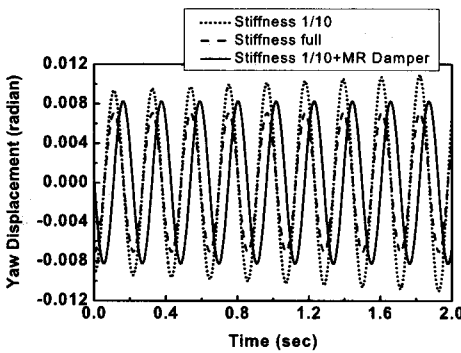


(a) Yaw displacement

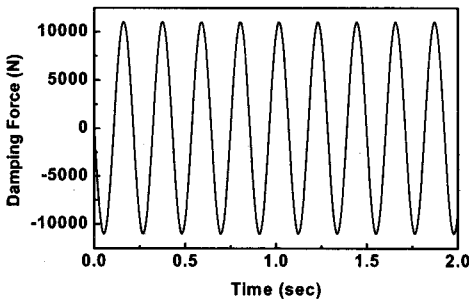


(b) Control input ($I=2A$)

Fig. 8 Simulation results ($v=45$ m/s, $I=2A$)

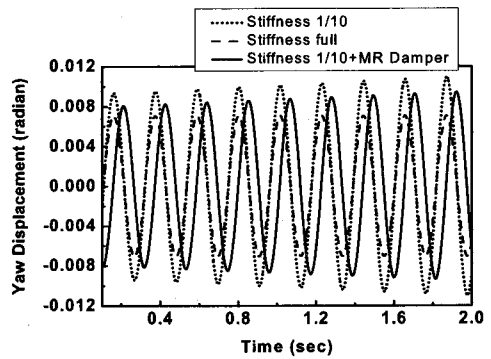


(a) Yaw displacement

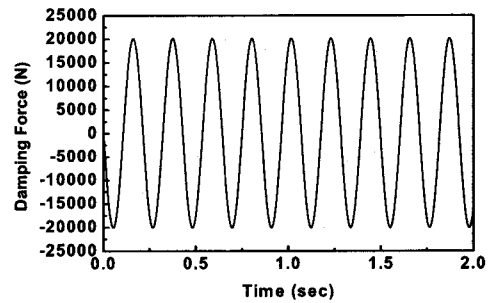


(b) Control input ($I=2A$)

Fig. 7 Simulation results ($v=42$ m/s)



(a) Yaw displacement



(b) Control input ($I=3.6A$)

Fig. 9 Simulation results ($v=45$ m/s, $I=3.6A$)

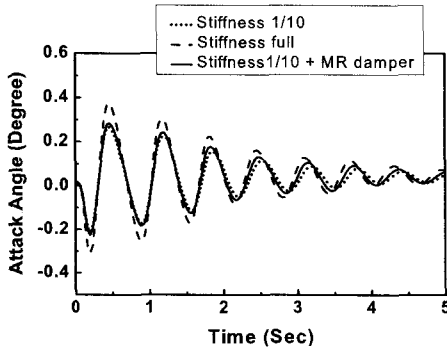


Fig. 10 Attack Angle at curve track(v=8.3 m/s)

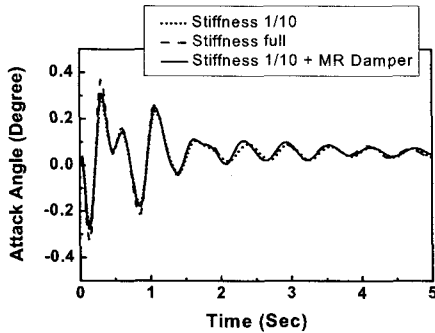


Fig. 11 Attack Angle at curve track(v=13.6 m/s)

Table 3 Parameters of MR damper

Parameters	Unit	Range
Length of magnetic pole L_m	mm	118
Gap between magnetic poles h_m	mm	1
Inside diameter of outer cylinder $D_p(A_p = D_p^2 \times \pi)$	mm	69
External diameter of inner cylinder $D_r(A_r = D_r^2 \times \pi)$	mm	71
Bingham parameter α, β	Constant	83.46, 1.246

미로 더 이상의 댐핑력은 무의미하다는 뜻이다. 따라서 이 연구에서는 속도 42 m/s를 철도 차량 윤축의 발산속도로 정하고 그에 따른 최적의 댐핑력을 11000 N로 설정하였다.

이로 인해, 제어 입력으로부터 윤축의 원활한 진동제어를 위해서는 약 11000 N의 댐핑력이 요구됨을 알 수 있다. 이로부터 이 연구에서 제안된 철도 차량용 저항성 현가시스템에 적합한 제어력을 가지기 위한 MR댐퍼의 설계변수는 Table 3과 같다.

이 연구에서는 차량의 1차 현가장치를 1/10로 저

감하였는데 1/10의 수치는 윤축의 고유진동수 및 파동의 크기가 변하는 최소의 크기로 따라서 1/10로 저감한 경우에는 윤축 진동의 크기가 저감하지 않은 경우와도 크기를 비교하면 진동의 크기는 큰 차이를 보이지 않고 있다. 하지만 저감하지 않은 경우에 비하여 윤축의 진동이 발산하는 속도가 차이를 보이고 있는데 이는 철도 차량 진동의 원인인 크립력이 속도의 함수이므로 발산 속도의 차이를 보이게 되며 이 연구에서는 강성을 저감한 모델에 MR댐퍼를 추가함으로써 발산 속도를 향상 시켰다.

철도차량에서 곡선 선로의 조향성능을 평가하기 위해서는 영입각(attack angle)의 개념이 도입된다. 영입각이란 철도차량 윤축의 플랜지와 레일이 형성하는 각도로 영입각의 각도가 크면 클수록 나쁜 주행성능을 나타낸다⁽¹¹⁾.

이 연구에서는 철도차량 1차 현가장치의 강성을 변화시켜 영입각의 각도를 줄이고자 한다. 강성을 줄이면 윤축의 선회력이 커져 윤축은 곡선 선로에서 보다 자연스럽게 회전을 하게 되며 이것은 영입각의 크기를 저감한다. Fig. 10과 Fig. 11은 강성을 1/10로 저감하여 평가한 그래프로 강성을 줄이지 않은 경우에 비하여 각도가 저감된 것을 볼 수 있다. 이는 곡선 선로에서는 윤축에 인가되는 힘을 최소화하기 위하여 MR댐퍼에 인가되는 자기장을 0로 하여 MR유체에 의한 항복응력을($F_{MR}=0$)로 놓았다. 하지만, 식 (6)의 첫 번째 항에서 보는 바와 같이 MR댐퍼의 지배방정식에는 점성에 의한 기본 댐핑력($C_{px} \cdot \dot{\delta}$)이 존재하고 이 연구는 철도 차량에 MR댐퍼를 직접 장착하기 위한 연구이므로 시뮬레이션 상에서도 기본 댐핑력을 무시하지 못하기 때문에 기본 댐핑력을 추가한 결과 강성을 1/10저감한 모델에 MR댐퍼를 추가한 모델은 강성을 1/10저감한 모델의 결과는 약간의 오차가 발생했다. 그러나 MR댐퍼를 포함한 시스템은 강성을 저감하지 않은 경우에 비해서는 영입각이 상당량 저감된 것을 볼 수가 있다. 따라서 곡선 선로에서 MR댐퍼를 포함한 저항성 현가시스템이 철도 차량의 조향 성능을 향상시키는 것을 의미한다.

6. 결 론

이 연구에서는 차량의 조향 성능을 향상시키기 위

해 저장성 1차 현가장치를 도입하였고 이로 인해 발생하는 진동을 억제하기 위해 반능동 MR댐퍼를 이용한 윤축의 진동제어를 수행하였다. 이를 위해 차체, 대차, 윤축으로 구성된 철도 차량의 17자유도 모델로부터 34차의 동적 지배방정식을 도출하였고 PID제어 기법을 도입하여 요진동 제어의 모의시험을 수행하였다. 진동제어의 결과로부터 저장성 현가시스템의 도입에 따른 요진동의 증가분은 MR댐퍼로 인해 효과적으로 억제됨을 확인 할 수가 있었다. 또한, 실제 차량 시스템에 저장성 현가시스템을 적용하기 위한 MR댐퍼의 설계변수 값을 도출하였으며 향후 설계된 MR댐퍼를 사용하여 실제 철도 차량에 적용하여 성능을 평가할 예정이다.

후 기

이 연구는 2007년도 한국철도기술연구원 연구과제인 철도용 “MR댐퍼 성능해석 기술개발” 과제의 일환으로 수행되었습니다. 관계기관 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) Streiter, R., 2004, “Active Lateral Suspension for High Speed Trains”, A Step Towards the Mechatronic Bogie.
 (2) Polach, O., 2004, “Curving and Stability of Locomotive Bogies Using Interconnected Wheelset”, Vehicle Systems Dynamics, Vol. 41, pp. 53~62.
 (3) Michitsuji, Y. and Suda, Y., 2006, “Running Performance of Power-steering Railway Bogie with Independently Rotating Wheels”, Vehicle Systems

Dynamics, Vol. 44, pp. 71~82

(4) Lee, S. I., Choi, Y. S., 2003, “Analysis on the Snake Motion of One Freight Car for High Speed Running”, Journal of the Korean Society for Railway, Vol. 6, No. 3, pp. 149~155.

(5) Chung, W. J. and Shin, J. R., 2001, “A Study on the Factors Influencing the Non-linear Stability of Railway Vehicles”, Proceedings of the KSME, Vol. 1, No. 2, pp. 513~518.

(6) 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.

(7) Grag, V. K., 1984, “Dynamics of Railway Vehicle Systems”, Academic Press Canada, pp. 239~262.

(8) Nath, Y. and Jayadev, K., 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) Ahmadian, M., Mohan, A., 2004, “Nonlinear Investigation of the Effect of Primary Suspension on the Hunting Stability of a Rail Wheelset”, Joint Rail Conference, pp. 53~61.

(11) Mei, T. X. and Goodall, R. M., 2003, “Recent Development in Active Steering of Railway Vehicles, Vehicle System Dynamics, Vol. 39, No. 6, pp. 415~436.