

MR 댐퍼를 적용한 철도차량의 안정성 해석

Stability Analysis of Railway Vehicle Featuring MR Damper

하성훈*최승복†·유원희**

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

Key Words : Magnetorheological Fluid(자기유변유체), Stability (안정성), MR Damper(MR 댐퍼), Railway Vehicle(철도차량), Primary Suspension(1 차현가장치), Limit Speed(임계속도)

ABSTRACT

This paper presents vibration control performances and stability evaluations of railway vehicle featuring controllable magnetorheological (MR) damper. The MR damper model is developed and then incorporated with the governing equations of motion of the railway vehicle which includes vehicle body, bogie and wheel-set. A cylindrical type of MR damper is devised and its damping force is evaluated by considering fluid viscosity and MR effect. Design parameters are determined to achieve desired damping force level applicable to real railway vehicle. Subsequently, computer simulation of vibration control and stability analysis is performed using Matlab Simulink.

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 분담구조를 재조정하기 위해서는 철도 차량의 운행속도 향상은 필수적이다. 최근에는 철도 차량의 주행 속도를 높이기 위한 다양한 연구들이 진행 중이며 특히, 차량의 안정성을 향상시켜 차량의 임계속도를 높게 설정하여 차량의 주행 속도를 향상시키는 연구가 활발히 진행 중이다⁽¹⁻³⁾.

철도차량의 안정성과 임계속도는 밀접한 관계가 있는데 차량의 임계속도 이상의 특정 범위 내에서 철도차량은 사행동을 나타낸다. 철도차량의 고유한 특성인 사행동은 윤축의 동특성에서 비롯되며 이는 1 차 현가장치의 전후, 좌우방향 강성의 영향을 크게 받는다. 사행동이란 차륜과 레일의 답면구배에 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 현탕이 발생하게 되고, 이는 승차감과 주행안정성에 악영향을 미치며 기관차와 같이 무거운 차량이 심한 사행동을 일으키면 그 에너지가 크기 때문에

레일 파손이 일어나 중대사고가 유발된다⁽⁴⁾.

이러한 이유로 현재 대부분의 철도차량의 최고 주행속도는 임계속도 이상으로 주행하지 못하고 있으며 또한, 차량의 주행속도 및 안정성을 향상시키기 위하여 철도차량의 1 차 현가장치의 전후, 좌우방향 강성은 높은 강성으로 지지되어 있다. 1 차 현가장치의 강성이 높아지면 윤축에서 차량으로 들어오는 진동이 저감되어 차량의 안정성은 향상되므로 차량의 고속 주행 안정성을 확보할 수 있다. 하지만 이는 곡선 선로에서는 1 차 현가장치와 결합된 윤축의 선회력을 저감하여 곡선 선로 주행 성능을 저감하고 있다⁽⁵⁻⁶⁾.

따라서, 본 연구에서는 차량의 곡선 선로 주행 시 차량의 주행 성능을 향상시키기 위하여 1 차 현가장치의 강성을 저감하여 곡선 선로에서 우수한 주행 성능을 확보하며 직선 선로 고속 주행 시 발생하는 진동문제를 반능동 MR 댐퍼를 이용하여 제어함으로써 직선 선로에서 안정성을 확보하는 시스템을 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 진동 제어 성능을 평가하며 또한 근계적법을 이용한 철도차량의 안정성을 평가하여 MR 댐퍼가 차량의 직선 선로 및 곡선 선로 주행 성능 향상에 미치는 영향을 평가 하고자 한다.

2. 철도차량의 모델링

본 연구에서는 2 개의 대차를 가지는 차량 1 량을 모델로 사용하였다. 철도차량 1 량의 모델은 차

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

* 인하대학교 대학원 기계공학과

** 한국철도기술연구원

체(car body), 대차(bogie), 차륜(wheel-set) 그리고 1차 및 2차 현가장치로 이루어진다. 차량 모델에 따라서 비선형 미분 방정식들로 구성된 운동방정식은 Table 1 과 같은 총 17 자유도로 표현 되어진다⁽⁷⁾. Fig. 1 은 본 연구에서 제안한 모델로 그림 좌측 상단의 그림은 철도 차량 1 량을 차체와 대차로 간략하게 표현한 그림이며, 상단 우측의 그림은 대차를 x - y 평면상에 표현한 것으로 일반적인 대차에 MR 댐퍼를 추가 하였으며, 하단의 그림은 차량을 y - z 평면상에 표현하였다.

본 연구에서는 차량 1 량에 두 개의 대차를 갖는 모델을 선정하였고 하나의 대차는 2 개의 윤축을 가진다. 윤축의 운동은 횡방향(lateral), 요방향(yaw)의 운동만 고려하였으며, 각각의 운동방정식은 다음과 같은 8 개의 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:

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

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

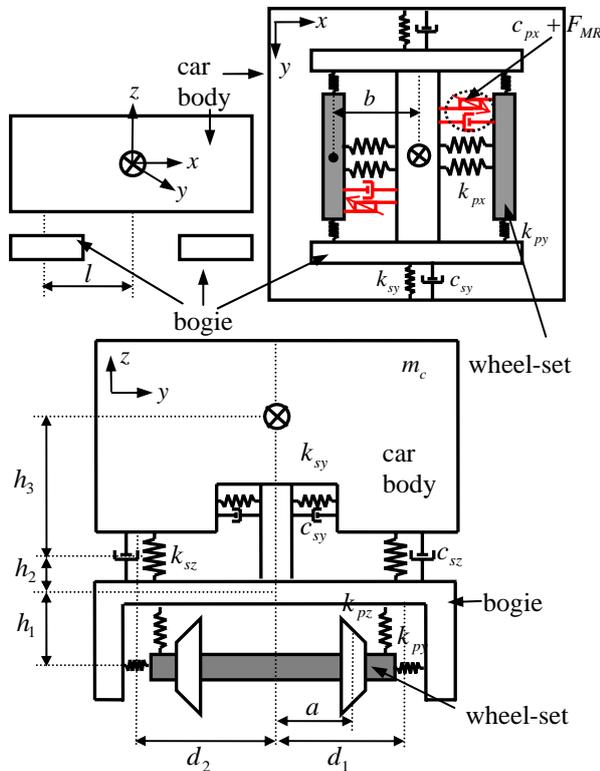


Fig. 1 Railway vehicle model

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}

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:

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

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

(1)

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, d_1 는 1 차 현가장치 거리의 반, b 는 윤축간의 엑슬박스 거리의 반이며, a 는 고정 축거리의 반이며, $F_{x,y}$ 는 휠과 레일에 접촉에 의해 발생하는 크립력, $F_{T(i)}$ 는 레일과 플랜지 접촉에 의하여 발생한 접촉력으로 철도차량에서 발생하는 진동의 원인이 된다.

그리고 2 개의 대차의 운동은 각각 횡방향(lateral), 요방향(yaw) 및 롤방향(roll)을 갖고 있으며 이는 다음과 같은 6 개의 지배방정식으로 표현된다.

1st 대차의 운동방정식:

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

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

$$I_{fr} \ddot{\delta}_7 - h_1\{2k_{py}(\delta_1 - \delta_5 - b\delta_6)\} - h_1\{2k_{py}(\delta_3 - \delta_5 + b\delta_6)\} - h_2\{2k_{sy}(\delta_5 - \delta_{15} - h_3\delta_{17} - l\delta_{16})\} = 0$$

$$+ 2c_{sy}(\dot{\delta}_5 - \dot{\delta}_{15} - h_3\dot{\delta}_{17} - l\dot{\delta}_{16}) + 2c_{sz}d_2^2(\dot{\delta}_7 - \dot{\delta}_{17}) + 2k_{sz}d_2^2(\delta_7 - \delta_{17}) + 4k_{pz}d_1^2(\delta_7 - \delta_{17}) = 0$$

2nd 대차의 운동방정식:

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

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, 차체의 횡방향, 요방향, 롤방향을 고려한 운동은 다음과 같은 지배방정식을 갖는다.

차체의 운동방정식:

$$\begin{aligned}
& m_c \ddot{\delta}_{15} + 2k_{sy}(\delta_{15} - \delta_5 + h_3\delta_{17} + h_2\delta_7) + 2c_{sy}(\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_5 + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_7) \\
& + 2k_{sy}(\delta_{15} - \delta_{12} + h_3\delta_{17} + h_2\delta_{14}) + 2c_{sy}(\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_{12} + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_{14}) = 0 \\
& I_{cy} \ddot{\delta}_{16} + 2l k_{sy}(\delta_{15} - \delta_5 + h_3\delta_{17} + h_2\delta_7) + 2l c_{sy}(\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_5 + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_7) \\
& - 2l k_{sy}(\delta_{15} - \delta_{12} + h_3\delta_{17} + h_2\delta_{14}) - 2l c_{sy}(\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_{12} + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_{14}) = 0 \\
& I_{cr} \ddot{\delta}_{17} + 2h_3 k_{sy}(\delta_{15} - \delta_5 + h_3\delta_{17} + h_2\delta_7) + 2h_3 c_{sy}(\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_5 + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_7) \\
& + 2h_3 k_{sy}(\delta_{15} - \delta_{12} + h_3\delta_{17} + h_2\delta_{14}) + 2h_3 c_{sy}(\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_{12} + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_{14}) = 0
\end{aligned} \tag{3}$$

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 연구에서는 레일에서 차량에 전달되는 힘을 휠과 레일의 횡방향 접촉에 의한 접촉력과 레일과 휠 사이의 마찰에 의한 발생하는 크립력으로 구분하여 모델을 설정하였다.

접촉력의 운동방정식은 철도차량을 강체, 차륜과 레일의 접촉은 차륜의 플랜지로 인한 간극으로 구속되어 있다고 가정하면 다음과 같이 표현된다⁽⁸⁾.

$$F_T(\delta_i) = \begin{cases} k_0(\delta_i - \varphi), & \varphi < \delta_i \\ 0 & \\ k_0(\delta_i + \varphi), & \delta_i < -\varphi \end{cases} \tag{4}$$

$-\varphi \leq \delta_i \leq \varphi \quad (i = 1, 3, 8, 10)$

여기서, k_0 는 레일의 강성이고 φ 는 레일과 휠의 간극이다. 그리고 차륜이 레일과 접촉에 의하여 발생하는 크립력은 철도차량에 적용되는 다양한

크립력 중에 수직의 간편화를 위하여 spin 크립력을 고려하지 않는 Johnson and Vermeule 의 접촉이론에 의해 다음과 같이 표현된다⁽⁸⁾.

$$\begin{aligned}
F_{x1,2,3,4} &= (\xi_x / \Phi) F_R / \xi_R \\
F_{y1,2,3,4} &= (\xi_y / \Psi) F_R / \xi_R \\
F_R &= \mu N \begin{cases} u - 1/3u^2 + 1/27u^3, & u < 3 \\ 1, & u \geq 3 \end{cases} \\
u &= (G\pi a_e b_e / \mu N) \xi_R
\end{aligned} \tag{5}$$

$$\xi_y = \frac{\dot{\delta}_{1,3,8,10}}{v} - \delta_{2,4,9,11}$$

$$\xi_x = \frac{\lambda \delta_{1,3,8,10}}{r_0} + \frac{a \dot{\delta}_{2,4,9,11}}{v}$$

$$\xi_R = \sqrt{\left(\frac{\xi_x}{\Phi}\right)^2 + \left(\frac{\xi_y}{\Psi}\right)^2}$$

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 계수이며, v 는 차량의 속도, G 는 전단계수, a_e, b_e 는 접촉타원면의 반지름, λ 는 차륜의 곡면구배 이며, r_0 는 차륜 반경이다.

3. MR 댐퍼 및 제어기의 설계

MR 댐퍼는 자기장의 세기에 따라 댐핑력을 연속적으로 제어할 수 있으며, 시스템을 단순화할 수 있는 특성을 가지고 있다. 이러한 전단모드에서의 MR 유체의 거동은 일반적으로 아래의 빙햄모델로 표현할 수 있다.

$$\tau = \tau_y(H) + \eta \dot{\gamma} \tag{6}$$

$$\tau_y(H) = \alpha H^\beta$$

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. 또한, 비례상수 α 와 지수 β 는 MR 유체에 사용된 용매와 입자의 종류, 조성비, 조성환경 등에 의하여 결정되는 고유 특성치이며 본 연구에서 상용 MR 유체는 MRF-132LD(LORD Corp)를 고려하였으며 이때 α 와 β 는 각각 83.46, 1.246 이다.

본 연구에서는 Fig.2 에서 나타난 실린더형 MR 댐퍼를 도입하였으며, 이의 댐핑력 해석을 위해

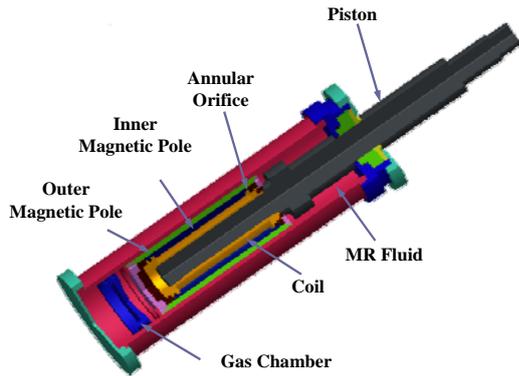


Fig. 2 Cylindrical MR damper

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.

$$R_e = \frac{12\eta L}{rh^3} \quad (7)$$

여기서, 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.

$$p = I_e \dot{Q} \quad (8)$$

$$I_e = \rho \frac{L}{A_e}$$

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

$$P_{MR} = 2 \frac{L_m}{h_m} \tau_y(H) = 2 \frac{L_m}{h_m} \alpha H^\beta \quad (9)$$

여기서, L_m, h_m 은 각각 상부와 하부 자극 길이의 합과 자극의 간격이다. 따라서 식 (7)~(9)로부터 MR 댐퍼의 댐핑력을 유도하면 다음과 같다.

$$F_d = (A_p - A_r)^2 (I_e \dot{V}_p + R_e V_p) + (A_p - A_r) P_{MR} \quad (10)$$

여기서, A_p 는 피스톤 헤드의 면적, A_r 는 피스톤 로드 면적, V_p 는 피스톤의 속도로 식의 우변은 각각 원형 내의 유체질량에 의한 유체관성력, 유체 점성저항에 의한 유체 점성력, 자기장 인가시 발생하는 MR 유체의 항복응력에 의한 힘이다⁽⁹⁾.

본 연구에서는 MR 댐퍼의 지배방정식을 단순화하기 위하여 식(5)의 우변 첫번째항을 C_{px} 라 하며,

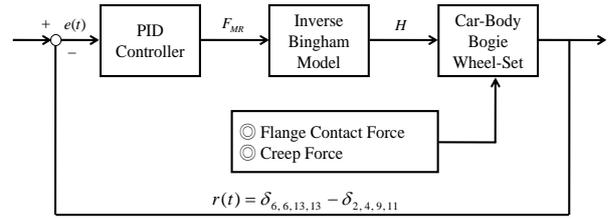


Fig. 3 Configuration of control system

두번째항을 F_{MR} 으로 설정하여 식(10)을 식(11)로 변환하였다. 여기서, C_{px} 는 MR 유체의 점성력에 의한 감쇠계수, F_{MR} 는 MR 유체의 항복응력에 의한 힘이며 C_{px} 와 F_{MR} 의 관계 통하여 A_p, A_r, L, r 을 도출하여 MR 댐퍼의 설계변수를 결정하였다.

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

철도 차량은 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 제어 수행하기 위해 PID 제어기를 사용하였으며 철도차량에 적용된 MR 댐퍼의 제어시스템은 Fig. 3과 같다.

4. 진동제어 성능 및 안정성 평가

본 연구에서 철도차량에 도입된 치수와 설계변수는 Table 2와 같으며, 곡선 선로 주행 성능을 향상시키기 위하여 1차 현가장치 강성 k_{px}, k_{py} 를 기존의 1/10로 선정하였다⁽¹⁰⁾. Fig. 4는 차량의 속도가 45m/s 일때의 차량의 요변위 그래프로 강성을 저감한 경우는 요변위가 점점 증가하면서 발산하는 형태를 보이지만 MR 댐퍼를 이용한 경우는 발산하는 요변위를 효과적으로 제어할 수 있음을 알 수 있고 이때의 요구 댐핑력은 11000N이다.

본 연구에서는 철도차량 1차 현가장치의 강성을 변화시켜 attack angle의 각도를 줄이고자 하며 여기서, attack angle은 철도차량의 곡선 선로 주행 성능 평가하는 척도로 attack angle의 각도가 작을수록 곡선 주행 성능이 좋다⁽¹¹⁾. 강성을 줄이면 윤축의 선회력이 커져 윤축은 곡선 선로에서 보다 자연스럽게 회전을 하게 되며 이것은 attack angle의 크기를 저감한다. Fig. 5는 각 모델에 대한 attack angle의 그래프로 강성을 1/10로 저감하여 평가한 그래프가 강성을 줄이지 않은 경우에 비하여 각도가 저감된 것을 볼 수 있다. 이는 곡선 선로에서는 윤축에 인가되는 힘을 최소화 하기 위하여 MR 댐퍼에

인가 되는 자기장을 0 로 하여 MR 유체에 의한 항복응력을 0 으로 놓았다. 하지만, 식(10)의 첫번째 항에서 보는 바와 같이 MR 댐퍼의 지배방정식에는 점성에 의한 기본 댐핑력이 존재하고 본 연구는 철도 차량에 MR 댐퍼를 직접 장착하기 위한 연구이므로 시뮬레이션 상에서도 기본 댐핑력을 무시하지 못하기 때문에 기본 댐핑력을 추가한 결과 강성을 줄인 모델과 MR 댐퍼를 추가한 모델의 각도 차이가 발생했다. 철도차량의 안정성을 판별하기 위하여 본 연구에서는 시스템이 갖고 있는 고유치의 특성을 이용한 Root-Locus 방법을 사용하여 평가하였다⁽¹²⁾.

Fig. 6 은 주행속도에 따른 철도차량 1 량의 안정성 해석결과를 나타내고 있다. 두 그래프 모두 강성을 저감하지 않은 모델로 $v=75\text{m/s}$ 에서는 고유치의 실근이 음(-)의 영역에만 존재하지만 $v=80\text{m/s}$ 에서는 고유치의 실근이 음(-)에서 양(+)이 되어 이 부근의 속도가 임계속도임을 확인할 수 있다. Fig. 7 은 강성을 1/10 으로 저감한 모델로 $v=35\text{m/s}$ 에서는 실근이 음(-)영역에만 존재하지만 $v=40\text{m/s}$ 에서는 실근이 음(-)에서 양(+)이 되므로, 강성을 저감한 모델의 임계속도는 $v=40\text{m/s}$ 부근의 속도라는 것을 의미한다. 이는 강성을 줄임으로써 임계속도가 급격히 낮아진 것을 증명하며 철도차량의 1 차 현가장치의 강성을 저감함에 따라 차량의 안정성이 상당량 저감되었음을 의미한다. Fig. 8 은 MR 댐퍼를 추가한 모델로 $v=45\text{m/s}$ 에서는 고유치의 실근이 음(-)영역에만 존재하지만 $v=50\text{m/s}$ 에서는 음(-)실근과 양(+)의 실근이 모두 존재하며, 이는 강성을 저감하고 MR 댐퍼를 추가한 모델의 임계속도는 $v=50\text{m/s}$ 부근의 속도라는 것을 의미한다. 강성을 줄이지 않은 모델에 비하여 MR 댐퍼를 추가한 모델은 임계속도에 있어서 동등한 효과를 보지는 못하지만 강성을 줄인 모델에 비하여는 상당량 임계속도가 향상된 것을 볼 수가 있으며, 이는 MR 댐퍼가 철도차량의 안정성을 향상시킴을 증명한다. 마지막으로 Fig. 9 는 강성 저감하고 MR 댐퍼를 추가한 모델에서 댐핑력의 크기에 따른 그래프로 댐핑력이 7000N, 20000N 경우에도 $v=50\text{m/s}$ 에서는 고유치의 실근이 양(+)영역에 존재한다. 이는 댐핑력의 크기에 따라 안정성이 향상되는 것이 아니며 철도차량의 설계변수에 따라서 최적의 댐핑력이 존재한다는 것을 의미한다. 따라서, 본 연구에서 제안한 모델에 적합한 최적의 댐핑력은 11000N 으로 판단된다. 이에 따라 적합한 댐핑력을 가지기 위한 MR 댐퍼의 설계변수를 Table 3 과 같이 선정하였다.

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
Center Pivot of Car Body, Bogie and Wheel-set 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 Damping Coefficient C_s, C_z	MN/s/m	0.094, 0.01
Lateral Track Stiffness k_0	MN/m	14.6
Rail-flange Clearance φ	m	0.009

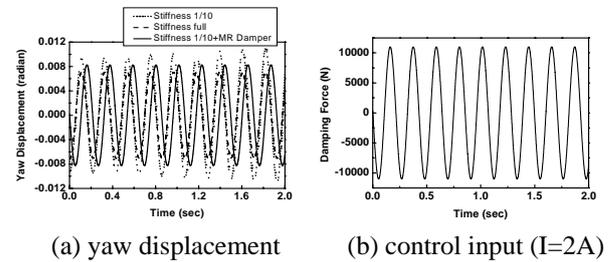


Fig. 4 Control results ($v=45\text{m/s}$)

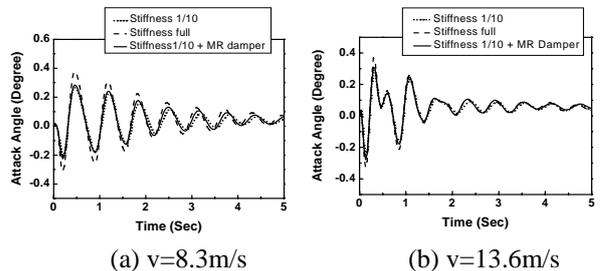


Fig. 5 Attack angle at curve track

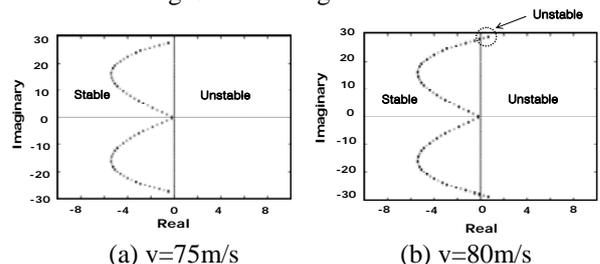


Fig. 6 Stability of full stiffness

Table 3 Parameters of MR damper

Parameters	Unit	Value
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

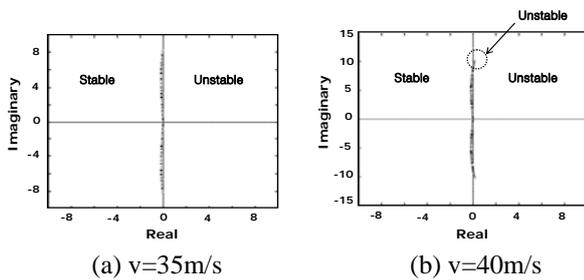


Fig. 7 Stability of 1/10 stiffness

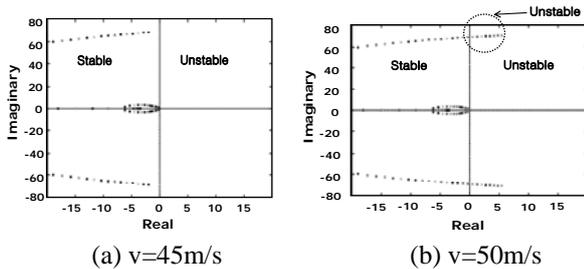


Fig. 8 Stability of 1/10 + MR damper

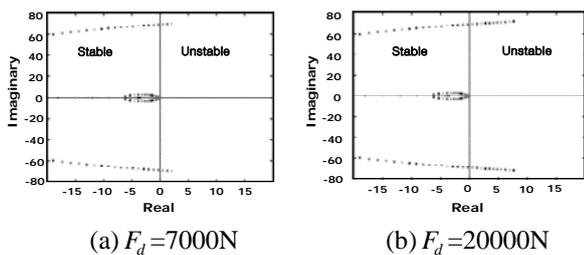


Fig. 9 Stability of 1/10 + MR damper with different damping force (v=50m/s)

5. 결론

본 연구에서는 철도차량의 곡선 선로 주행 성능을 향상시키기 위하여 철도차량의 1 차 현가장치의 강성을 1/10 로 저감하였다. 이에 따른 철도차량의 진동제어 및 안정성 향상을 위해 철도차량 1 차 현가장치에 MR 댐퍼를 설치하였다. 시스템의 검증에 위해 차체, 대차, 윤축으로 구성된 철도차

량 1 량과 실린더형 MR 댐퍼를 모델링 하였고 이에 따른 동적 지배방정식을 도출하였다. 도출된 지배방정식을 사용하여 진동제어 및 안정성 해석을 수행하였으며 도출된 결과로부터 MR 댐퍼가 철도차량 윤축의 진동을 저감함을 확인하였고 또한, MR 댐퍼가 차량의 임계속도를 높여 철도차량에 안정성을 향상시킴을 확인하였다. 마지막으로 실제 철도차량에 MR 댐퍼를 적용하기 위한 MR 댐퍼의 설계변수 값을 도출하였으며 향후 설계된 MR 댐퍼를 사용하여 실제 철도 차량에 적용하여 성능을 평가할 예정이다.

후 기

본 연구는 한국철도기술연구원 연구과제인 철도용 “MR 댐퍼 성능해석 기술개발” 과제의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) 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.
- (2) Ralph Streiter, 2004, Active Lateral Suspension for High Speed Trains, A Step Towards the Mechatronic Bogie.
- (3) O. Polach, 2004, Curving and Stability of Locomotive Bogies Using Interconnected Wheelset, Vehicle Systems Dynamics, Vol. 41, pp. 53~62.
- (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) Y. Michitsuji, Y. Suda, 2006, Running Performance of Power-Steering Railway Bogie with Independently rotating Wheels, Vehicle Systems Dynamics, Vol. 44, pp. 71~82
- (6) A. H. Wickens, 2000, Stability of High Speed Trains, British Rail Department, Derby.
- (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) 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.
- (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.
- (11) T.X. Mei and R.M. Goodall "Recent Development in Active Steering of Railway Vehicles, Vehicle System Dynamics, Vol. 39, No. 6, 2003, pp. 415-436.
- (12) Lee, Seung Il, Kim, Jea Chul, Choi, Yeon Sun,, Analysis on the Hunting Motion of the KTX, KSME, Vol.28, No. 6, pp. 755~762.