

MR댐퍼를 적용한 철도차량의 안정성 해석[#]

Stability Analysis of Railway Vehicle Featuring MR Damper

하 성 훈* · 최 승 복† · 유 원 희**

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

(2008년 3월 10일 접수 ; 2008년 6월 3일 심사완료)

Key Words : Magnetorheological Fluid(자기유변유체), Stability(안정성), MR Damper(MR댐퍼), Railway Vehicle(철도차량), Primary Suspension(1차 현가장치), 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 분담 구조를 재조정하기 위해서는 철도차량의 운행속도 향상은 필수적이다. 최근에는 철도차량의 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 1차 현가장치의 전후, 좌우방향 강성의 영향을 크게 받는다. 사행동이란 차륜과 레일의 담면 구배에 의해 나타나는 윤축의 좌우 직선운동과 연직축 주위의 회전운동이 연성된 자려진동이다. 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 미치며 기관차와 같이 무거운 차량이 심한 사행동을 일으키면 그 에너지가 크기 때문에 레일 파손이 일어나 중대 사고가 유발된다⁽⁴⁾.

이러한 이유로 현재 대부분의 철도차량의 최고 주행속도는 임계속도 이상으로 주행하지 못하고 있으며 또한, 차량의 주행속도 및 안정성을 향상시키기 위하여 철도차량의 1차 현가장치의 전후, 좌우방향 강성은 높은 강성으로 지지되어 있다. 1차 현가장치의 강

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

* 정회원, 인하대학교 대학원 기계공학과

** 정회원, 한국철도기술연구원

이 논문은 2008 춘계학술대회에서 우수논문으로 추천되었음.

성이 높아지면 윤축에서 차량으로 들어오는 진동이 저감되어 차량의 안정성은 향상되므로 차량의 고속 주행 안정성을 확보할 수 있다. 하지만 이는 곡선 선로에서는 1차 현가장치와 결합된 윤축의 선회력을 저감하여 곡선 선로 주행 성능을 저감하고 있다^(5,6).

따라서, 이 연구에서는 차량의 곡선 선로 주행 시 차량의 주행 성능을 향상시키기 위하여 1차 현가장치의 강성을 저감하여 곡선 선로에서 우수한 주행 성능을 확보하며 직선 선로 고속 주행 시 발생하는 진동문제를 반능동 MR댐퍼를 이용하여 제어함으로써 직선 선로에서 안정성을 확보하는 시스템을 제안한다. 이를 위해 철도차량을 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 평가하며 또한 근궤적법을 이용한 철도차량의 안정성을 평가하여 MR댐퍼가 차량의 직선 선로 및 곡선 선로 주행 성능 향상에 미치는 영향을 평가 하고자 한다.

2. 철도차량의 모델링

이 연구에서는 2개의 대차를 가지는 차량 1량을 모델로 사용하였다. 철도차량 1량의 모델은 차체(car body), 대차(bogie), 차륜(wheel-set) 그리고 1차 및 2차 현가장치로 이루어진다. 차량 모델에 따라서 비선형 미분 방정식들로 구성된 운동방정식은 Table 1과 같은 총 17자유도로 표현되어진다⁽⁷⁾. 표현된 자유도와 뉴턴의 2법칙을 이용하여 방정식을 기술하였다. Fig. 1은 이 연구에서 제안한 모델로 그림 좌측 상단의 그림은 철도차량 1량을 차체와 대차로 간략하게 표현한 그림이며, 상단 우측의 그림은 대차를 x - y 평면상에 표현한 것으로 일반적인 대차에 MR댐퍼를 추가 하였으며, 하단의 그림은 차량을 y - z 평면상에 표현하였다.

이 연구에서는 차량 1량에 두 개의 대차를 갖는 모델을 선정하였고 하나의 대차는 2개의 윤축을 가진다. 윤축의 운동은 레일에서 들어오는 외력을 F_x, F_y 와 F_T 라 하고 윤축가지는 운동을 횡방향(lateral), 요방향(yaw)의 운동만 고려하였을 때, 각각의 운동방정식은 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:

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

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

(1)

여기서, m_w 은 윤축의 질량, k_{px} 은 1차 현가장치의 수평방향 강성, k_{py} 은 1차 현가장치의 횡방향 강성, I_w 는 윤축의 관성모멘트, d_1 는 1차 현가장치 거리의

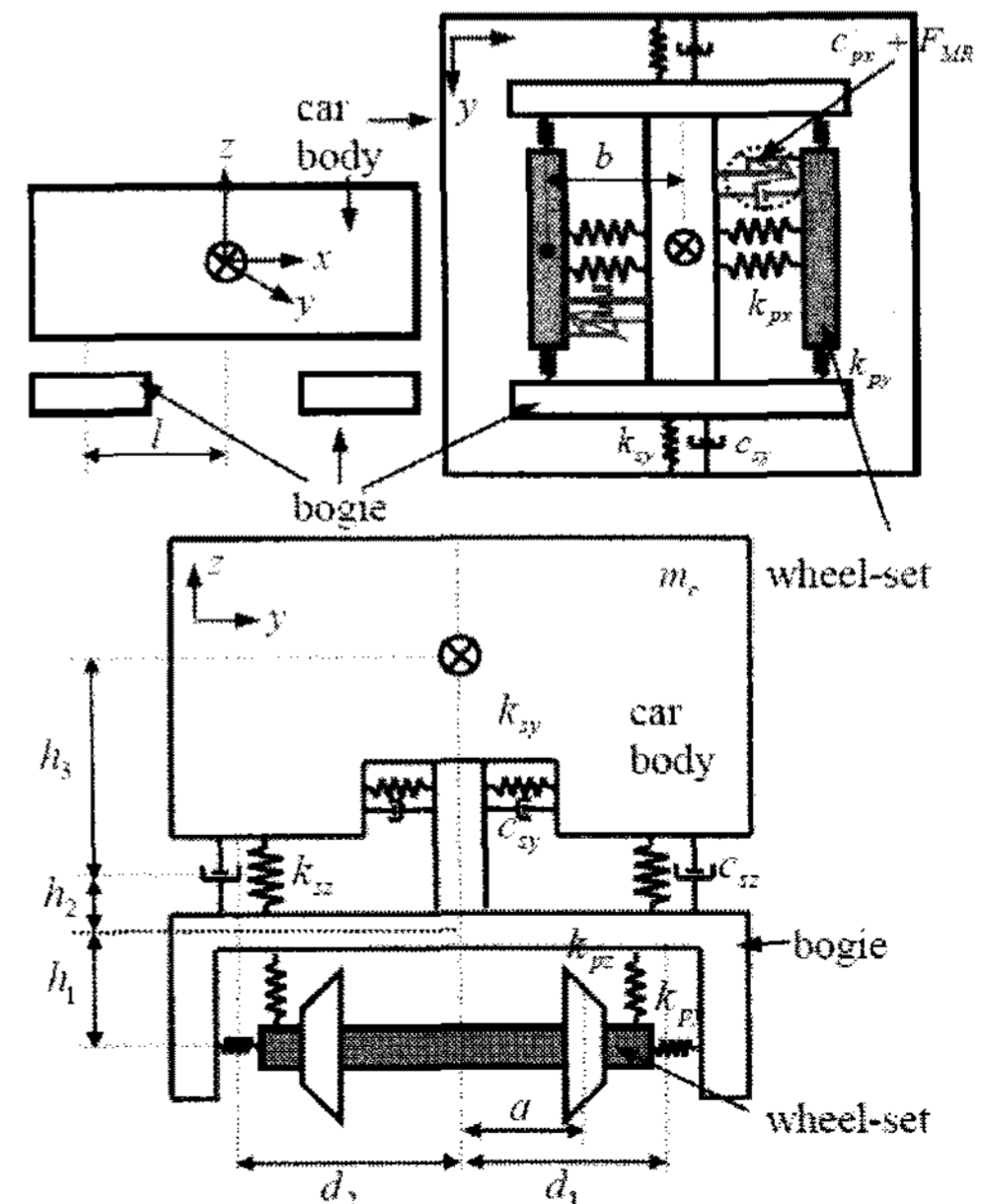


Fig. 1 Railway vehicle model

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 2개의 대차의 운동은 각각 횡방향(lateral), 요방향(yaw) 및 롤방향(roll)을 갖고 있으며 대차는 1차 및 2차 현가장치에 구속되어 있어 현가요소의 힘 방향을 고려하면 다음과 같은 6개의 지배방정식으로 표현된다.

1st 대차의 운동방정식:

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

2nd 대차의 운동방정식:

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

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}

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

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

마지막으로, 차체는 횡방향, 요방향, 롤방향을 운동을 고려하였고 차체는 2차 현가장치에 구속되어 있어 다음과 같은 지배방정식을 갖는다.

차체의 운동방정식:

$$\begin{aligned}
 & m_c \ddot{\delta}_{15} + 2k_{sy}(\delta_{15} - \delta_5 + h_3\delta_{17} + h_2\delta_7) \\
 & + 2c_{sy}(\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_5 + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_7) \\
 & + 2k_{sy}(\delta_{15} - \delta_{12} + h_3\delta_{17} + h_2\delta_{14}) \\
 & + 2c_{sy}(\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_{12} + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_{14}) = 0 \\
 & I_{cy} \ddot{\delta}_{16} + 2lk_{sy}(\delta_{15} - \delta_5 + h_3\delta_{17} + h_2\delta_7) \\
 & + 2lc_{sy}(\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_5 + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_7) \\
 & - 2lk_{sy}(\delta_{15} - \delta_{12} + h_3\delta_{17} + h_2\delta_{14}) \\
 & - 2lc_{sy}(\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_{12} + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_{14}) = 0 \\
 & I_{cr} \ddot{\delta}_{17} + 2h_3k_{sy}(\delta_{15} - \delta_5 + h_3\delta_{17} + h_2\delta_7) \\
 & + 2h_3c_{sy}(\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_5 + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_7) \\
 & + 2h_3k_{sy}(\delta_{15} - \delta_{12} + h_3\delta_{17} + h_2\delta_{14}) \\
 & + 2h_3c_{sy}(\dot{\delta}_{15} - \dot{\delta}_{12} + h_3\dot{\delta}_{17} + h_2\dot{\delta}_{14}) = 0
 \end{aligned} \tag{3}$$

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 차체무게

중심의 높이이다.

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

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

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

여기서, k_0 는 레일의 강성이고 φ 는 레일과 휠의 간극이다. 그리고 차륜이 레일과 접촉에 의하여 발생되는 크립력은 철도차량에 적용되는 다양한 크립력 중에 수직의 간편화를 위하여 spin 크립력을 고려하지 않는 Johnson and Vermeule의 접촉이론에 의해 다음과 같이 표현된다⁽⁸⁾.

$$\begin{aligned} F_{x1,2,3,4} &= (\xi_x / \Phi) F_R / \xi_R \\ F_{y1,2,3,4} &= (\xi_y / \Psi) F_R / \xi_R \\ F_R &= \mu N \begin{cases} u - 1/3u^2 + 1/27u^3, & u < 3 \\ 1, & u \geq 3 \end{cases} \\ u &= (G\pi a_e b_e / \mu N) \xi_R \\ \xi_y &= \frac{\delta_{1,3,8,10}}{\nu} - \delta_{2,4,9,11} \\ \xi_x &= \frac{\lambda \delta_{1,3,8,10}}{r_0} + \frac{a \delta_{2,4,9,11}}{\nu} \\ \xi_R &= \sqrt{\left(\frac{\xi_x}{\Phi}\right)^2 + \left(\frac{\xi_y}{\Psi}\right)^2} \end{aligned} \quad (5)$$

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

3. MR댐퍼 및 제어기의 설계

MR댐퍼는 자기장의 세기에 따라 댐핑력을 연속적으로 제어할 수 있으며, 시스템을 단순화할 수 있는 특성을 가지고 있어 승용차 진동 저감 장치로 널리 사용되고 있다. 이 연구에서는 이와 같은 MR댐퍼를 철도차량에 적용하기 위하여 다음과 같은 방법을 통해 MR댐퍼를 설계하였다.

MR유체의 거동은 일반적으로 아래의 빙햄모델로 표현할 수 있다⁽⁹⁾.

$$\begin{aligned} \tau &= \tau_y(H) + \eta \dot{\gamma} \\ \tau_y(H) &= \alpha H^\beta \end{aligned} \quad (6)$$

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 항복전단응력을 표현하는 것으로서, H 증가와 더불어 증가한다. 또한, 비례상수 α 와 지수 β 는 MR유체에 사용된 용매와 입자의 종류, 조성비, 조성환경 등에 의하여 결정되는 고유 특성치이며 이 연구에서 상용 MR유체는 MRF-132LD(LORD Corp)를 고려하였으며 이때 α 와 β 는 각각 83.46, 1.246이다.

이 연구에서는 Fig. 2에서 나타낸 실린더형 MR댐퍼를 도입하였으며, 이의 댐핑력 해석을 위해 MR유체는 비압축성으로 가정하였고, 동일 공간에서 내부 압력은 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.

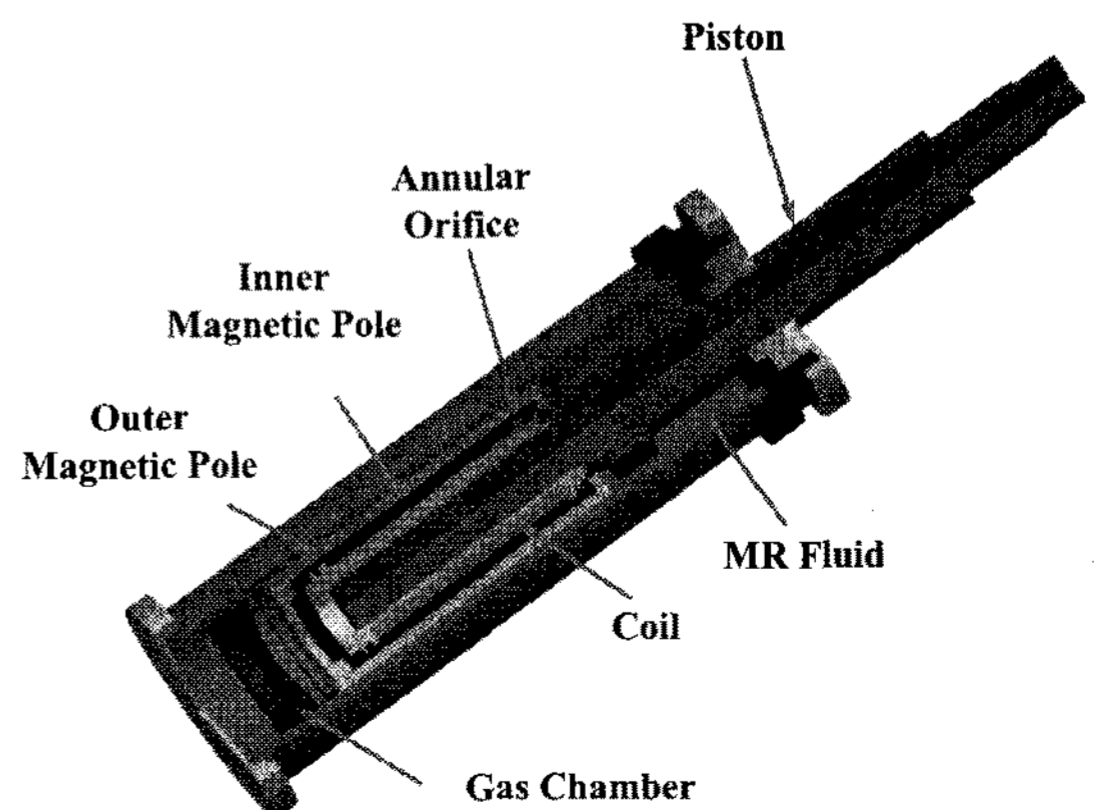


Fig. 2 Cylindrical MR damper

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

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.

$$p = I_e \dot{Q}$$

$$I_e = \rho \frac{L}{A_e} \quad (8)$$

여기서, ρ 는 MR유체의 밀도이고, A_e 는 원형 덕트의 단면적이고, Q 는 MR유체의 유량 그리고 자기장 부하시 MR유체의 전단응력 증가에 따른 압력강하는 다음과 같이 표현될 수 있다⁽¹⁰⁾.

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

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

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

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 인가 시 발생하는 MR유체의 항복응력에 의한 힘이다⁽¹¹⁾.

이 연구에서는 MR댐퍼의 지배방정식을 단순화하기 위하여 식 (5)의 우변 첫번째항을 C_{px} 라 하며

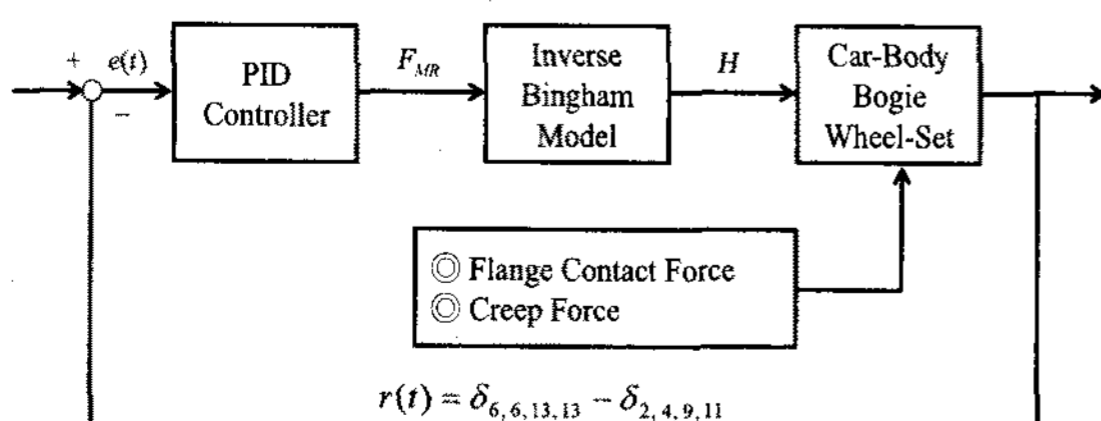


Fig. 3 Configuration of control system

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

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

철도차량은 차체, 대차 및 윤축은 서로 연계되어 있으므로 시스템의 오차 값을 차량의 상호 작용에서 발생된 대차와 윤축의 상대 요변위를 시스템의 오차 값이라 하였다. 또한 MR댐퍼의 제어를 수행하기 위해 PID제어기를 사용하였으며 철도차량에 적용된 MR댐퍼의 제어시스템은 Fig. 3과 같다.

4. 진동제어 성능 및 안정성 평가

이 연구에서 철도차량에 도입된 치수와 설계변수

Table 2 Parameters of railway vehicle

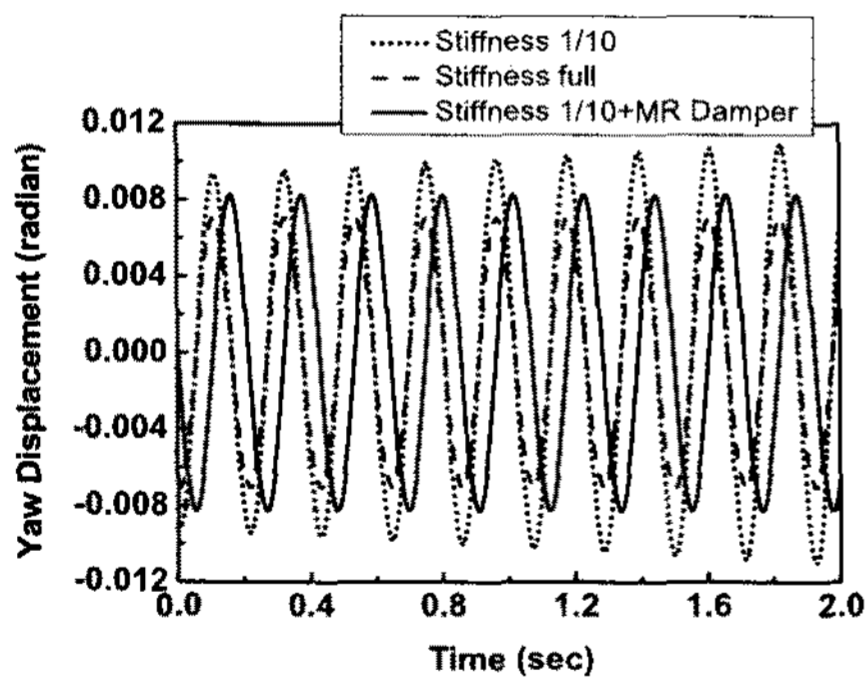
Parameters	Unit	Value
1/2 Bogie distance l	m	13.8
1/2 Track gage a, 1/2 Axle distance b,	m	0.706, 1.05
1/2 Suspension distance d_1, d_2	m	0.985, 1.125
Shear modulus G	MNm^{-2}	808
Rolling radius of wheel r_0	m	0.43
Center pivot of car body, Bogie and wheel-set h_1, h_2, h_3	m	1.585, 0.64, 0.397
Johnson formula Φ, Ψ	Constant	0.54219, 0.60252
Semiasis 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
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_s, C_z	MN/m	0.094, 0.01
Lateral track stiffness k_0	MN/m	14.6
Rail-flange clearance ϕ	m	0.009

는 Table 2와 같으며, 곡선 선로 주행 성능을 향상시키기 위하여 1차 현가장치 강성 k_{px}, k_{py} 를 기존의 1/10로 선정하였다⁽¹²⁾. Fig. 4는 차량의 속도가 45 m/s일때의 차량의 요변위 그래프로 강성을 저감한 경우는 요변위가 점점 증가하면서 발산하는 형태를 보이지만 MR댐퍼를 이용한 경우는 발산하는 요변위를 효과적으로 제어할 수 있음을 알 수 있고 이때의 요구 댐핑력은 11000 N이다.

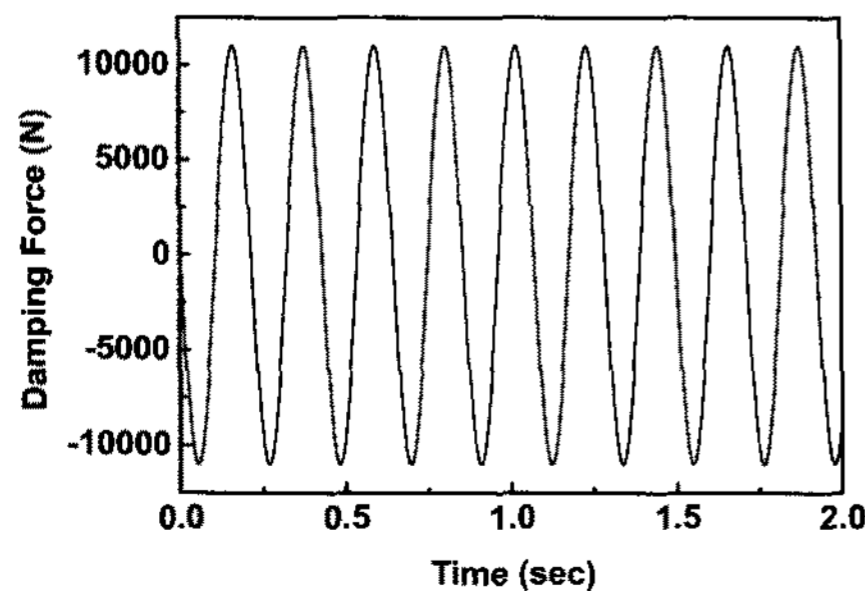
이 연구에서는 철도차량 1차 현가장치의 강성을 변화 시켜 attack angle의 각도를 줄이고자 하며 여기서, attack angle은 철도차량의 곡선 선로 주행 성능 평가하는 척도로 attack angle의 각도가 작을수록 곡선 주행 성능이 좋다⁽¹³⁾. 강성을 줄이면 윤축의 선회력이 커져 윤축은 곡선 선로에서 보다 자연스럽게 회전을 하게 되며 이것은 attack angle의 크기를 저감한다. Fig. 5는 각 모델에 대한 attack angle의 그래프로 강성을 1/10로 저감하여 평가한 그래프가 강성을 줄이지 않은 경우에 비하여 각도가 저감된 것을 볼 수 있다. 이는 곡선 선로에서는 윤축에 인가되는 힘을 최소화하기 위하여 MR댐퍼에 인가되는 자기장을 0로 하여 MR유체에 의한 항복응력을 0으

로 놓았다. 하지만, 식 (10)의 첫번째 항에서 보는 바와 같이 MR댐퍼의 지배방정식에는 점성에 의한 기본 댐핑력이 존재하고 이 연구는 철도차량에 MR댐퍼를 직접 장착하기 위한 연구로 시뮬레이션 상에서도 기본 댐핑력을 무시하지 못하기 때문에 기본 댐핑력을 추가한 결과 강성을 줄인 모델과 MR댐퍼를 추가한 모델의 각도 차이가 발생했다. 철도차량의 안정성을 판별하기 위하여 이 연구에서는 시스템이 갖고 있는 고유치의 특성을 이용한 Root-Locus 방법을 사용하여 평가하였다⁽¹⁴⁾.

Fig. 6은 주행속도에 따른 철도차량 1량의 안정성 해석결과를 나타내고 있다. 두 그래프 모두 강성을 저감하지 않은 모델로 $v=75$ m/s에서는 고유치의 실근이 음(-)의 영역에만 존재하지만 $v=80$ m/s에서는 고유치의 실근이 음(-)에서 양(+)이 되어 이 부근의 속도가 임계속도임을 확인할 수 있다. Fig. 7은 강성을 1/10로 저감한 모델로 $v=35$ m/s에서는 실근이 음(-)영역에만 존재하지만 $v=40$ m/s에서는 실근이 음(-)에서 양(+)이 되므로, 강성을 저감한 모델의 임계속도는 $v=40$ m/s부근의 속도라는 것을 의미한다. 이는 강성을 줄임으로써 임계속도가 급격히 낮

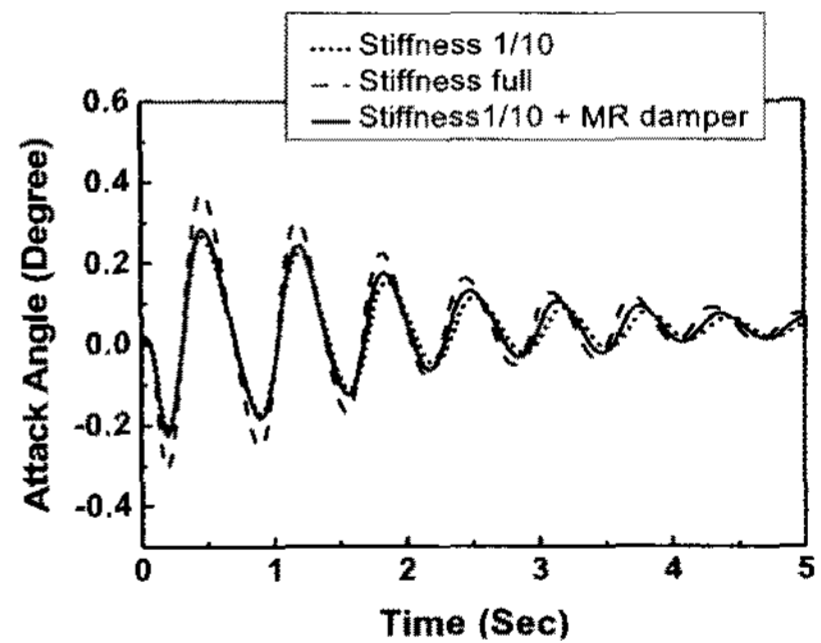


(a) Yaw displacement

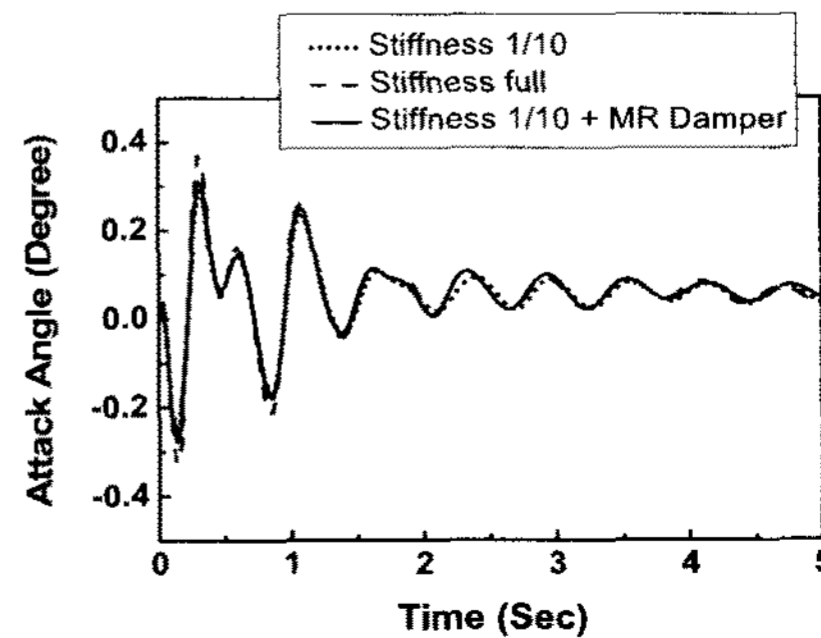


(b) Control input (I=2A)

Fig. 4 Control results ($v=45$ m/s)

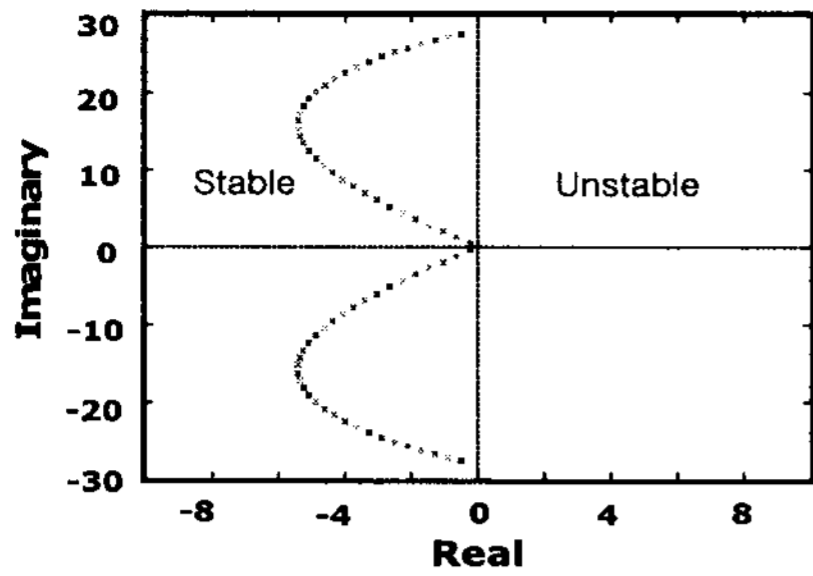


(a) $v=8.3$ m/s

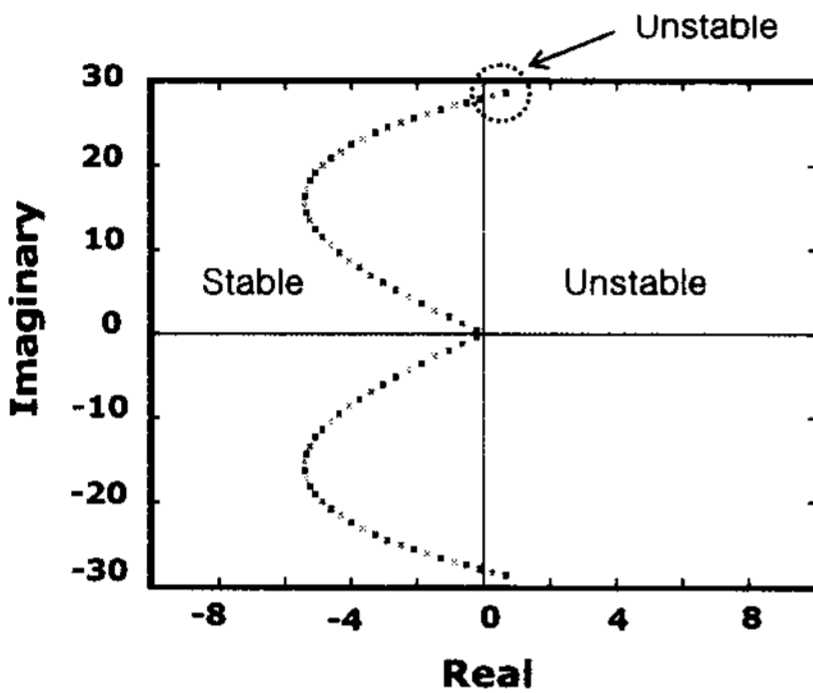


(b) $v=13.6$ m/s

Fig. 5 Attack angle at curve track

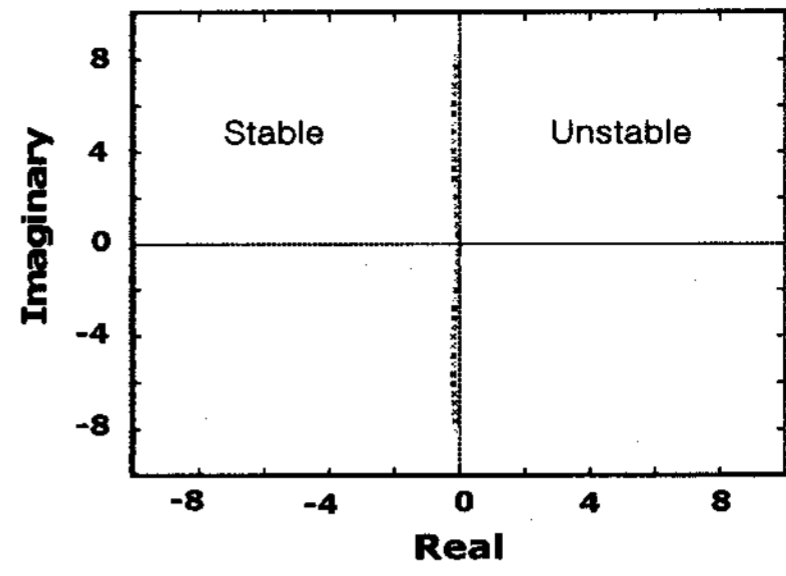


(a) $v=75$ m/s

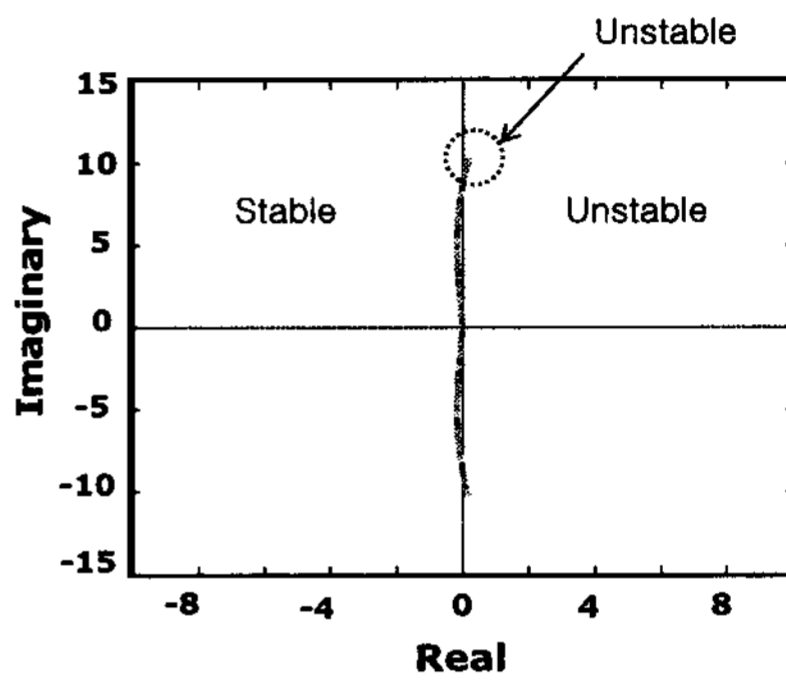


(b) $v=80$ m/s

Fig. 6 Stability of full stiffness



(a) $v=35$ m/s



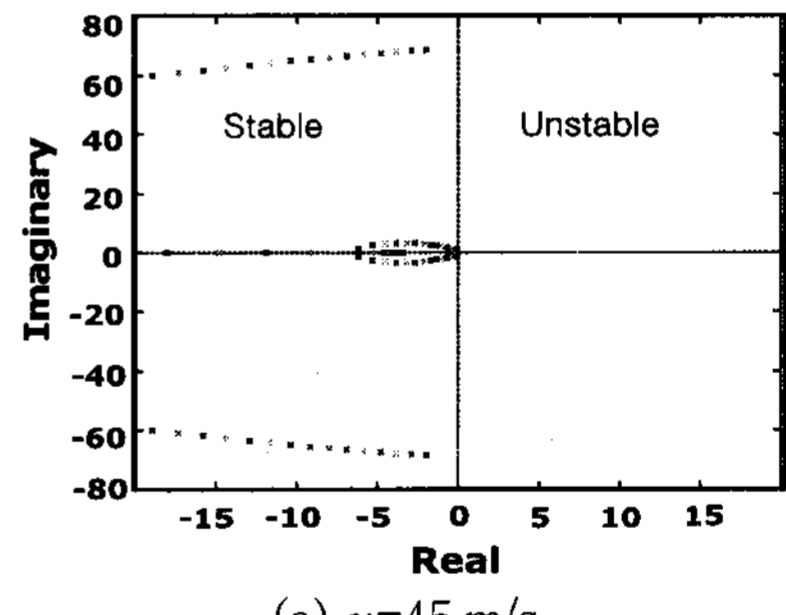
(b) $v=40$ m/s

Fig. 7 Stability of 1/10 stiffness

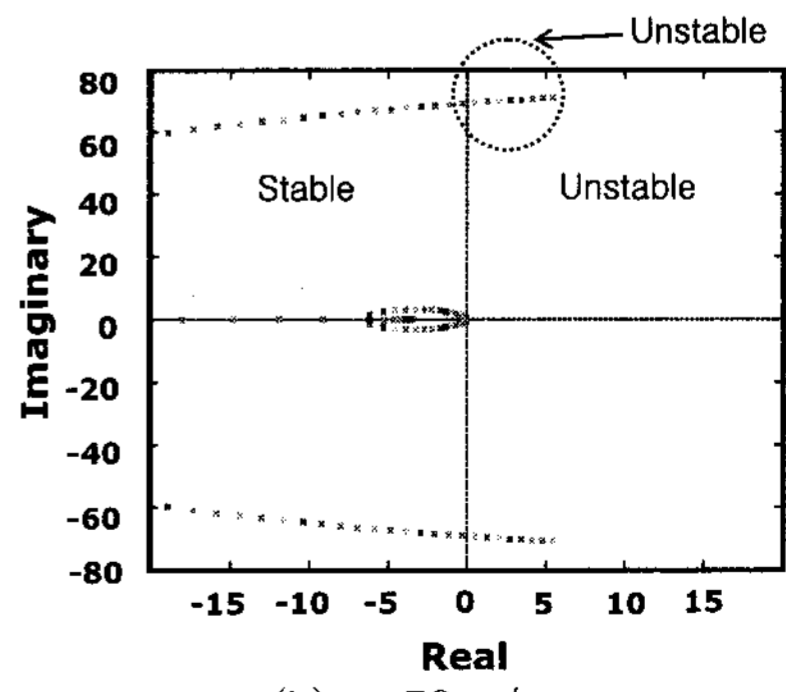
Table 3 Parameters of MR damper

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

아진 것을 증명하며 철도차량의 1차 현가장치의 강성을 저감함에 따라 차량의 안정성이 상당량 저감되었음을 의미한다. Fig. 8은 MR댐퍼를 추가한 모델로 $v=45$ m/s에서는 고유치의 실근이 음(-)영역에만 존재하지만 $v=50$ m/s에서는 음(-)실근과 양(+)의 실근이 모두 존재하며, 이는 강성을 저감하고 MR댐퍼를 추가한 모델의 임계속도는 $v=50$ m/s부근의 속도라는 것을 의미한다. 강성을 줄이지 않은 모델에 비하여 MR댐퍼를 추가한 모델은 임계속도에 있어서 동등한 효과를 보지는 못하지만 강성을 줄인 모델에 비하여는 상당량 임계속도가 향상된 것을 볼 수가 있으며, 이는 MR댐퍼가 철도차량의 안정성을 향상



(a) $v=45$ m/s



(b) $v=50$ m/s

Fig. 8 Stability of 1/10 + MR damper

시킴을 증명한다. 마지막으로 Fig. 9는 강성 저감하

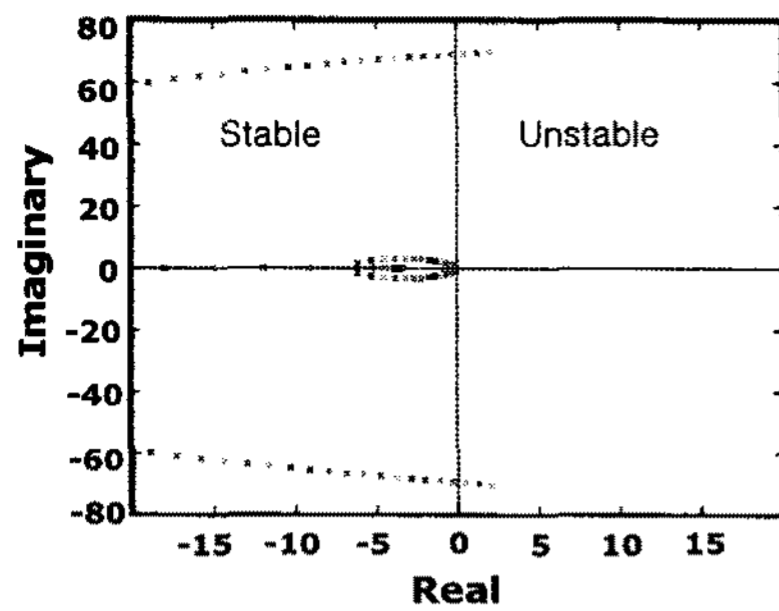
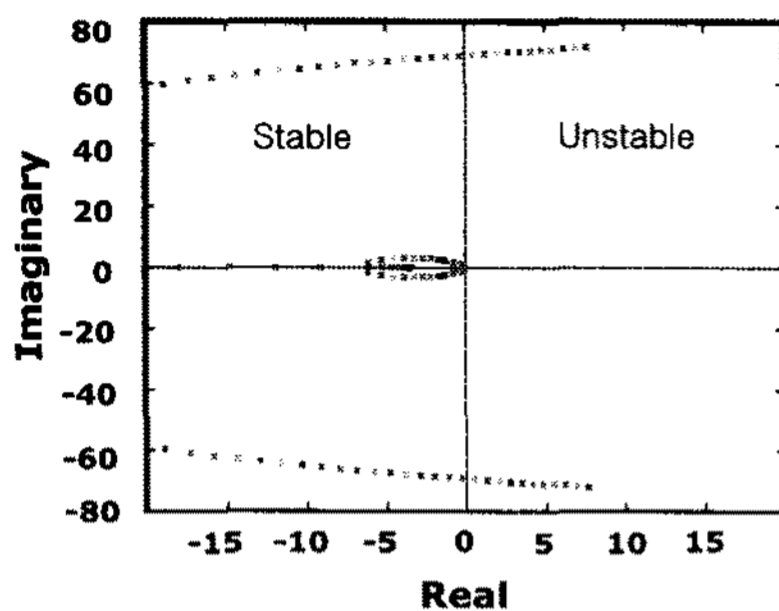
(a) $F_d = 7000$ N(b) $F_d = 20000$ N

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

고 MR댐퍼를 추가한 모델에서 댐핑력의 크기에 따른 그래프로 댐핑력이 7000 N, 20000 N 경우에도 $v=50$ m/s에서는 고유치의 실근이 양(+)영역에 존재한다. 이는 댐핑력의 크기에 따라 안정성이 향상되는 것이 아니며 철도차량의 설계변수에 따라서 최적의 댐핑력이 존재한다는 것을 의미한다. 따라서, 이 연구에서 제안한 모델에 적합한 최적의 댐핑력은 11000 N으로 판단된다. 이에 따라 적합한 댐핑력을 가지기 위한 MR댐퍼의 설계변수를 Table 3과 같이 선정하였다.

5. 결 론

이 연구에서는 철도차량의 곡선 선로 주행 성능을 향상시키기 위하여 철도차량의 1차 현가장치의 강성을 1/10로 저감하였다. 이에 따른 철도차량의 진동 제어 및 안정성 향상을 위해 철도차량 1차 현가장치에 MR댐퍼를 설치하였다. 시스템의 검증을 위해 차체, 대차, 윤축으로 구성된 철도차량 1량과 실린더형 MR댐퍼를 모델링 하였고 이에 따른 동적 지배방정식을 도출하였다. 도출된 지배방정식을 사용하여 진

동제어 및 안정성 해석을 수행하였으며 도출된 결과로부터 MR댐퍼가 철도차량 윤축의 진동을 저감함을 확인하였고 또한, MR댐퍼가 차량의 임계속도를 높여 철도차량에 안정성을 향상시킴을 확인하였다. 마지막으로 실제 철도차량에 MR댐퍼를 적용하기 위한 MR댐퍼의 설계변수 값을 도출하였으며 향후 설계된 MR댐퍼를 사용하여 실제 철도차량에 적용하여 성능을 평가할 예정이다.

후 기

이 연구는 한국철도기술연구원 연구과제인 철도용 “MR댐퍼 성능해석 기술개발” 과제의 일환으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) Chung, W. J. and Shin, J. R., 2001, “A Study on the Factors Influencing the Non-linear Stability of Railway Vehicles”, Journal of Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 1, No. 2, pp. 513~518.
- (2) Ralph S., 2004, “Active Lateral Suspension for High Speed Trains”, A Step Towards the Mechatronic Bogie.
- (3) Polach, O., 2004, “Curving and Stability of Locomotive Bogies Using Interconnected Wheelset”, Vehicle Systems Dynamics, Vol. 41, pp. 53~62.
- (4) Lee, S. I. and Choi, Y. S., 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) 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.
- (6) Wickens, A. H., 2000, “Stability of High Speed Trains”, British Rail Department, Derby.
- (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) Song, H. J., David, W. and Choi, S. B., 2006, “Dynamic Characteristic Analysis of MR Impact Damper for Vehicle System”, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 16, No. 7, pp. 754~761.

(10) Han, Y. M., Nam, M. H., Han, S. S., Lee, H. G. and Choi, S. B., 2002, “Vibration Control Evaluation of a Commercial Vehicle Featuring MR Seat Damper”, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 13, No. 9, pp. 575~579.

(11) 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.

(12) Ahmadian, M. and 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.

(13) 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.

(14) Lee, S. I., Kim, J. C., Choi, Y. S., 0000, “Analysis on the Hunting Motion of the KTX”, *Journal of Korean Society for Railway*, Vol. 28, No. 6, pp. 755~762.