

철도차량 2 차 횡댐퍼 및 궤도특성에 따른 차체 횡변위 변화 연구

Carbody Lateral Displacement of Railway Vehicle According to 2nd Lateral Damper and Track Characteristics

유원희† · 신유정* · 허현무** · 박준혁**

Wonhee You, Yujeong Shin, Hyunmoo Hur and Joonhyeok Park

Key Words : Railway Vehicle(철도차량), Secondary Lateral Damper(2차 횡댐퍼), Track Class(궤도등급)
Carbody Lateral Displacement(차체 횡변위)

ABSTRACT

In railway vehicle, riding comfort depends mainly on the secondary lateral damper and track condition. When the damping force of lateral damper becomes abnormal condition or the track condition is worse, the running stability and ride comfort of the railway vehicles go down. In addition, the lateral motion of carbody is increased. Therefore, the lateral motion of carbody is reviewed carefully by considering lateral damping force and track condition of the railway line in design stage. In this study, the lateral displacement of carbody was studied in accordance with lateral damping force and track condition. The target vehicle is EMU for subway line.

기 호 설 명

m_{wi} = Mass of wheelset ($i=1\sim4$) (kg)
 I_{wi} = Inertia of wheelset ($i=1\sim4$) (kgm²)
 m_{tj} = Mass of truck ($j=1,2$) (kg)
 I_{tj} = Inertia of truck ($j=1,2$) (kgm²)
 m_c = Mass of carbody (kg)
 I_c = Inertia of carbody (kgm²)
 W_a = Load per wheelset (N)
 r_0 = Wheel rolling radius (m)
 k_{px} = Primary longitudinal stiffness (N/m)
 k_{py} = Primary lateral stiffness (N/m)
 k_{pz} = Primary vertical stiffness (N/m)
 k_{sx} = Secondary longitudinal stiffness (N/m)

k_{sy} = Secondary lateral stiffness (N/m)
 k_{sz} = Secondary vertical stiffness (N/m)
 c_{px} = Primary longitudinal damping (Ns/m)
 c_{py} = Primary lateral damping (Ns/m)
 c_{pz} = Primary vertical damping (Ns/m)
 c_{sx} = Secondary longitudinal damping (Ns/m)
 c_{sy} = Secondary lateral damping (Ns/m)
 c_{sz} = Secondary vertical damping (Ns/m)
 $2a$ = wheelset contact distance (m)
 V = Vehicle velocity(m/s)
 F_x, F_y, M_{sp} = Creep force and moment
 $f_{11}, f_{12}, f_{33}, f_{22}$ = Kalker's creep coefficient
 ξ_x, ξ_y, ξ_{sp} = Creepage of contact patch on wheel/rail
 C'_{ij} = Kalker's creepage and spin coefficients
 $2L_{x1}$ = truck wheelbase (m)
 $2L_{x2}$ = distance between truck centers (m)
 $2L_{y1}$ = lateral distance between primary

† 한국철도기술연구원 고속철도인터페이스연구실
 E-mail : whyou@krri.re.kr
 Tel : 031-460-5670, Fax : 031-460-5299

* 과학기술연합대학대학원
 ** 한국철도기술연구원 고속철도연구본부

suspensions (m)

$2L_{y2}$ = lateral distance between secondary suspensions (m)

1. 서 론

철도시스템에는 철도차량의 운동을 결정하는 많은 인자들이 있다. 철도차량의 1차 및 2차 현가장치 뿐 아니라 궤도와 레일 및 궤도를 구성하는 부품들의 동적인 특성이 주요 인자로서 작용하게 된다. 수직 방향 운동의 경우 철도차량의 현가장치와 차륜담면 및 레일의 두부 상태가 비교적 양호하게 유지되고 있기 때문에 문제시 되는 경우가 거의 없다. 또한 최근에는 용접기술의 발달로 장대레일이 도입되어 철도차량 주행 시 레일 접촉부에서의 순간적인 충격도 없어지고 있는 추세이다. 주행방향(전후 방향) 운동의 경우에는 철도차량 현가장치의 특성이나 궤도의 특성보다는 열차의 감속 특성이나 차량과 차량 사이의 연결기의 완충특성에 의해 결정되는 것이 일반적이다.

그러나, 횡방향 운동의 경우에는 매우 많은 영향 인자가 있다. 우선 궤도 및 레일의 진직도 및 수평도와 아울러, 궤간, 곡선부의 곡선반경, 캔트, 완화곡 선부의 특성 등 인프라의 특성과 함께 철도차량의 1차 및 2차 현가장치의 특성, 차륜 담면의 형상, 차체의 무게중심 등 매우 많은 영향인자가 존재한다. 그러나 이들을 모두 고려하여 철도차량의 횡방향 운동을 미리 예측해 보는 것은 상당한 시간의 손실을 가져오게 된다. 따라서 특정한 영향인자에 대한 해석을 통해 그 영향인자들이 승차감에 얼마나 많은 영향을 미치는지 검토하는 것이 보다 효과적인 일이라 할 수 있다.

본 연구에서는 횡방향의 운동에 미치는 영향인자 중 가장 민감한 인자인 2차 횡댐퍼 및 궤도의 특성을 고려하였다. 철도차량이 터널을 통과하거나, 곡선부를 통과하는 경우 및 직선부에서 조차도 횡방향의 변위는 궤도에 부설되는 구조물들의 안전성에 영향을 끼치므로 철도차량의 설계단계에서 차체의 횡방향 변위는 필수적으로 검토되어야 할 사항이다. 2차 횡댐퍼의 댐핑계수 변화에 따른 차체의 횡방향 변위의 변화 및 궤도의 특성을 나타내는 궤도 등급에 따

른 차체의 횡방향 변위를 검토하였다. 대상 철도차량은 도시철도용 전동차로 하였다.

2. 철도차량의 동적 모델

철도차량의 수학적인 모델은 다물체 동역학 접근 방법을 이용하여 윤축, 대차프레임, 차체를 강체로 놓고 이것을 다양한 현가장치에 의해 연결된 것으로 표현한다. 윤축과 대차는 일차현가장치에 의해 연결되고, 대차와 차체는 이차현가장치에 의해 연결된다. 현가장치의 강성값은 주행속도 및 구조적 특징에 따라 다르게 선정되는데, 일차현가장치는 주행안정성에 많은 영향을 주고, 이차현가장치는 승차감 및 차체의 변위와 밀접한 관련이 있다.⁽¹⁾⁽²⁾ 본 연구에서는 철도차량 이차현가장치의 횡댐퍼 감쇠계수 변화에 따른 차체의 운동을 파악하기 위하여 다음과 같이 모델링 하였다.

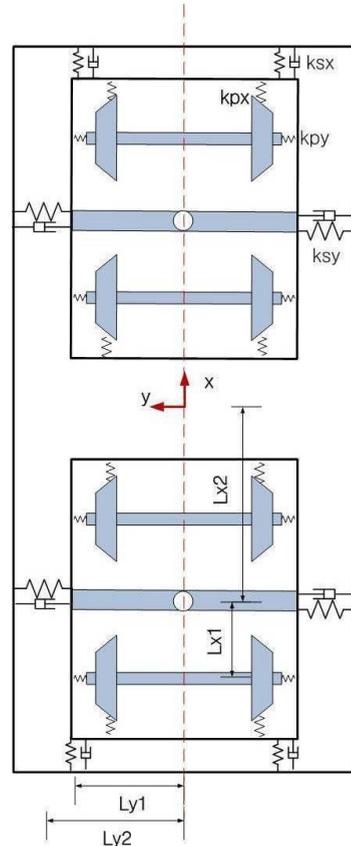


Fig. 1 Railway vehicle model

2.1 철도차량의 수학적 모델

철도차량의 운동방정식은 철도차량의 운동을 잘 설명해 주는 상태변수 x 를 이용하여 연립 상미분 방정식으로 나타낼 수 있다. 이를 위하여 Table 1에서 보는 바와 같이 윤축의 횡방향과 요방향을 고려하고, 대차와 차체에 대해서는 횡방향, 요방향 및 롤방향을 고려하여 17 자유도로 표현하였다.⁽³⁾

Table 1 DOF of vehicle model

Parameters	Lateral	Yaw	Roll
Wheelset 1	y_1	ψ_1	-
Wheelset 2	y_2	ψ_2	-
Wheelset 3	y_3	ψ_3	-
Wheelset 4	y_4	ψ_4	-
Truck 1	y_{T1}	ψ_{T1}	Φ_{T1}
Truck 2	y_{T2}	ψ_{T2}	Φ_{T2}
Carbody	y_c	ψ_c	Φ_c

여기서 상태변수 x 및 철도차량 시스템의 상태방정식은 다음과 같이 표현된다.⁽⁴⁾⁽⁵⁾

$$x = [y_i, \psi_i, y_{ti}, \psi_{ti}, \phi_{ti}, y_c, \psi_c, \phi_c, \dot{y}_i, \dot{\psi}_i, \dot{y}_{ti}, \dot{\psi}_{ti}, \dot{\phi}_{ti}, \dot{y}_c, \dot{\psi}_c, \dot{\phi}_c]^T \quad (1)$$

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (2)$$

$$\dot{y} = Cx + Du \quad (3)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0_{17 \times 17} & I_{17 \times 17} \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0_{17 \times 17} \\ -M^{-1}F \end{bmatrix} \quad (5)$$

따라서 x 는 시스템의 상태를 나타내는 총 34개의 상태변수를 갖는 상태벡터이며, A 는 시스템 매트릭스, B 는 입력항, C 는 변환상수항, D 는 직접전달항을 나타낸다.

2.2 차륜/레일의 접촉특성

차륜과 레일의 구름접촉특성은 하중과 응력 및 접촉면에서의 환경조건에 따라 많은 영향을 받는다. 본 논문에서는 차량의 주행성능 해석에 일반적으로 사용되고 있는 Kalker의 선형이론을 이용하였다. 차륜과 레일의 접촉에 의한 힘은 차륜과 레일의 접촉면에서의 압축력에 의해 탄성변형이 발생하고, 접촉영역에서의 상대적인 움직임에 의해 크립력이 발생하게 된다. 이 때 발생하는 미소 슬립을 크리피지라 한다. 본 연구에서는 Herz의 접촉이론과 Kalker의 차륜/레일의 접촉력을 계산하는 방법을 사용하였다. 접촉면의 반경 a , b 를 이용하여 선형화된 크립력은 다음과 같이 표현되는 식을 통해 계산하였다.⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾

$$F_x = -f_{33} \cdot \xi_x \quad (6)$$

$$F_y = -f_{11} \cdot \xi_y - f_{12} \cdot \xi_{sp} \quad (7)$$

$$M_z = -f_{12} \cdot \xi_y - f_{22} \cdot \xi_{sp} \quad (8)$$

여기서 F_x , F_y , M_z 는 각각 종방향 크립력, 횡방향 크립력 및 크립모멘트를 나타내며, f_{11} , f_{12} , f_{22} 및 f_{33} 는 Kalker의 선형이론에 의해 계산되는 크립계수이다. 이 크립계수는 다음의 식 (9)~(12)를 이용하여 구해지는데, C_{11} , C_{22} , C_{23} 및 C_{33} 는 Fig. 2와 같이 표현되는 차륜과 레일의 접촉면의 크기와 반경 및 영률(Young's Modulus)에 의해 결정되는 값으로서 Kalker에 의해 정의된 값을 사용하였다.⁽³⁾

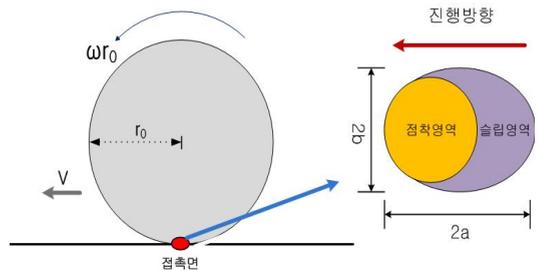


Fig. 2 Contact patch of wheel/rail

$$f_{11} = E \cdot C_{22} \cdot (a \cdot b) \quad (9) \quad \text{다.}$$

$$f_{12} = E \cdot C_{23} \cdot (a \cdot b)^{\frac{3}{2}} \quad (10)$$

$$f_{22} = E \cdot C_{33} \cdot (a \cdot b)^2 \quad (11)$$

$$f_{33} = E \cdot C_{11} \cdot (a \cdot b) \quad (12)$$

ξ_x, ξ_y, ξ_{sp} 는 각각 차륜/레일 접촉면에서의 주행방향, 횡방향 및 스핀방향에 대한 크리피지를 나타낸다.

3. 궤도의 특성

본 연구에서는 미국철도청(FRA)에서 많은 측정자료를 기초로 제안한 다음 식 (13)과 같이 궤도틀림에 관한 공간영역의 PSD(Power Spectral Density)를 사용하였으며 식 (13)에 표현된 파라미터를 Table 2와 같다.⁽⁶⁾⁽⁷⁾

$$S_c(\Omega) = \frac{4A_v}{C_g^2} \frac{\Omega_c^2 \Omega^2}{(\Omega^2 + \Omega_r^2)(\Omega^2 + \Omega_c^2)(\Omega^2 + \Omega_s^2)} \quad (13)$$

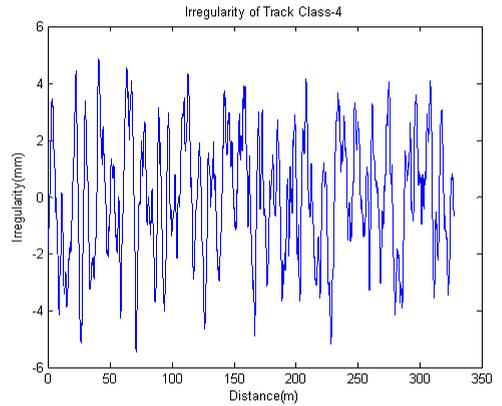
Table 2 Parameter of track irregularity PSD

Track Quality (FRA class)	4 Very poor	5 Poor	6 Moderate
A_v [m]	2.39E-5	9.35E-6	1.50E-6
Ω_s [rad/s]	1.130	0.821	0.438
Ω_r [rad/s]	2.06E-2	2.06E-2	2.06E-2
Ω_c [rad/s]	0.825	0.825	0.825

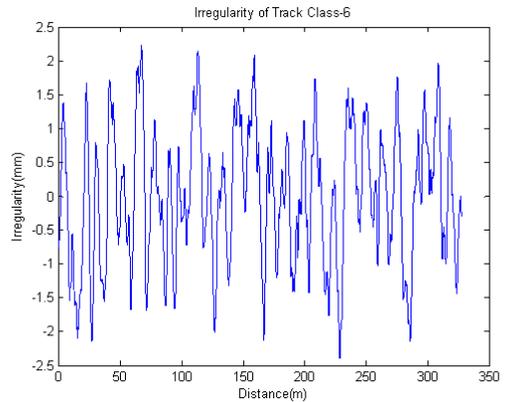
이와 같이 궤도의 특성을 나타내는 PSD를 식 (2)와 (3)의 상태방정식에 그대로 적용하기는 불가능하다. 따라서 다음과 같은 푸리에변환을 이용하여 궤도의 틀림에 대한 공간영역의 데이터를 도출해 내었

$$R_x(0) = x(d) \cdot x^*(d) = \int_0^\infty 2S_c(\Omega)d\Omega \quad (14)$$

식 (14)에서 $x(d)$ 및 $x^*(d)$ 는 공간영역 궤도틀림 및 그 공액복소수를 나타내고, $R_x(0)$ 는 자기상관함수이다, 이를 이용하여 얻은 FRA 궤도등급 4 및 궤도등급 6에 대한 공간영역 궤도틀림데이터는 Fig. 3과 같다.



(a) Track class 4



(b) Track class 6

Fig. 3 Track irregularity(space domain)

Fig. 3의 궤도틀림 데이터는 식 (2)의 상태방정식의 입력항에 반영된다.

4. 해석결과 및 검토

본 연구에서는 앞에서 기술한 식들을 토대로 동력학 시뮬레이션 프로그램을 작성하여 차량의 주행속도의 변화, 2차 횡댐퍼의 댐핑계수(c_{sy})의 변화 및 궤도틀림 등급(FRA class)에 따라 차체의 횡방향 변위가 어떻게 변화되는가를 살펴보았다.

4.1 속도에 따른 차체 횡변위

Fig. 4는 궤도 등급 4에서 여러 가지 횡댐퍼의 댐핑계수에 대하여 속도에 따른 차체 횡변위의 변화를 시간영역에서 살펴본 그림이다. 횡댐퍼의 댐핑계수가 30kNs/m 이하일 경우에는 약 80km/h의 속도에서 차체의 횡변위가 최대값을 가짐을 알 수 있다. 그러나, 40kNs/m 이상의 값을 가질 경우에는 약 90km/h 이상의 속도에서 차체 횡변위가 최대값을 보이고 있으며, 2차 횡댐퍼의 댐핑계수의 변화에 크게 상관없이 속도에 따라 유사한 경향을 보이고 있음을 알 수 있다.

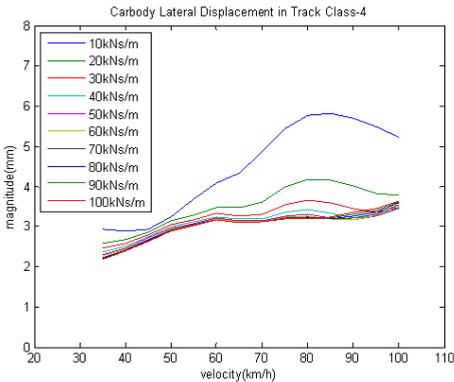


Fig. 4 Carbody lateral displacement on track class-4(time domain)

Fig. 5는 궤도등급 4에서 여러 가지 횡댐퍼의 댐핑계수에 대하여 속도에 따른 차체 횡변위의 변화를 주파수 영역에서 살펴본 그림이다. 1Hz 부근에서는 차량의 주행속도에 무관하게 유사한 값을 나타내고 있다. 그러나 1Hz 이상의 주파수에서는 많은 차이를 보이고 있으며, 주행속도가 높을수록 횡변위가 커짐을 알 수 있다. 아울러 80km/h 이상의 속도에

서는 거의 유사한 경향을 보이고 있다. 한편, 1Hz는 본 연구의 대상인 전동차의 횡방향 고유진동수에 해당한다.

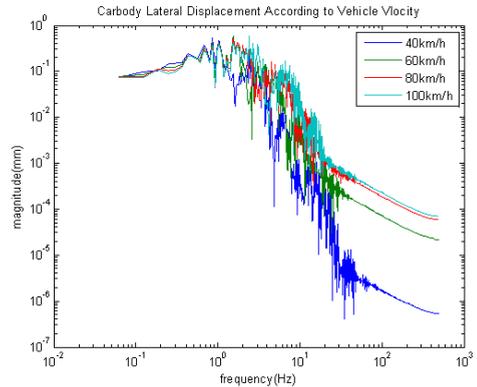


Fig. 5 Carbody lateral displacement on track class-4(frequency domain)

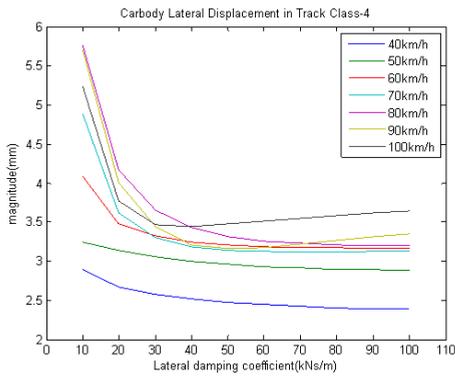
4.2 2차 횡댐퍼에 따른 차체 횡변위

Fig. 6은 여러 가지 차량 주행속도에 대하여 2차 횡댐퍼의 댐핑계수 값의 변화에 따라 차체의 횡변위가 변하는 것을 보여주고 있다. 이 그림에서 보여주는 값은 시간영역에서 차체의 최대 횡변위를 나타내 준다.

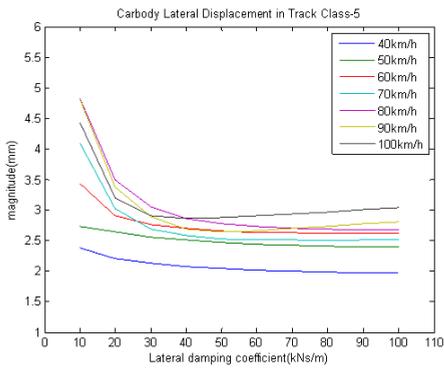
궤도 등급을 막론하고 2차 횡댐퍼의 댐핑계수에 따른 차체 횡변위의 변화 특성은 유사하게 나타나고 있으나, 궤도의 상태가 좋지 않은 궤도등급 4에서 뚜렷한 경향이 잘 나타나고 있다. 특히, 본 연구의 대상이 되고 있는 철도차량에서는 30kNs/m 이하의 댐핑계수에서는 차체의 횡변위가 매우 커짐을 알 수 있다. 따라서 2차 횡댐퍼의 댐핑계수가 30kNs/m 이하로 저하되는 경우에는 궤도 등급에 관계없이 횡댐퍼를 교체해 주는 것이 바람직 하다.

4.3 궤도 등급에 따른 차체 횡변위

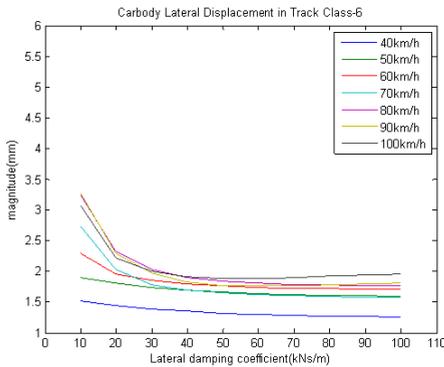
Fig. 7은 횡댐퍼의 댐핑계수 값이 10kNs/m 일 때 궤도 등급별로 속도에 따른 차체 횡변위를 보여주고 있다. 약 80km/h 일 때 차체의 횡변위는 최대값을 보이고 있으며, 80km/h 보다 높은 속도에서는 차체의 횡변위값이 작아지고 있음을 알 수 있다. 또한, 당연히 예측하는 대로 궤도의 등급이 높을수록 철도 차량 차체의 횡변위는 작게 나타나고 있다.



(a)



(b)



(c)

Fig. 6 Carbody displacement according to 2nd lateral damper

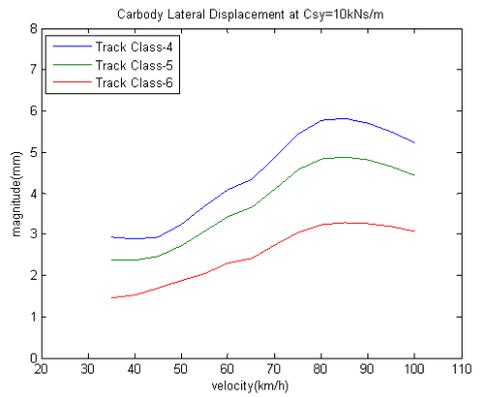


Fig. 7 Carbody displacement according track class

5. 결론

본 연구에서는 도시철도용 전동차에 대해 2차 횡댐퍼 및 궤도 등급이 차체의 횡방향 변위에 미치는 영향을 검토하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 횡댐퍼의 댐핑계수가 30kNs/m 이하일 경우에는 약 80km/h의 속도에서 차체의 횡변위가 최대값을 가짐을 알 수 있다. 그러나, 40kNs/m 이상의 값을 가질 경우에는 약 90km/h 이상의 속도에서 차체 횡변위가 최대값을 보이고 있다.

(2) 차량의 횡방향 고유진동수인 1Hz 부근에서는 차량의 주행속도에 무관하게 유사한 값을 나타내고 있으나 1Hz 이상의 주파수에서는 많은 차이를 보이고 있으며, 주행속도가 높을수록 횡변위가 커짐을 알 수 있다.

(3) 본 연구 대상인 전동차의 경우 30kNs/m 이하의 댐핑계수에서는 차체의 횡변위가 매우 커짐을 알 수 있다. 따라서 2차 횡댐퍼의 댐핑계수가 30kNs/m 이하로 저하되는 경우에는 궤도 등급에 관계없이 횡댐퍼를 교체해 주는 것이 바람직 하다.

(4) 궤도 등급을 막론하고 2차 횡댐퍼의 댐핑계수에 따른 차체 횡변위의 변화 특성은 유사하게 나타나고 있으나, 궤도의 상태가 좋지 않은 궤도등급 4에서 뚜렷한 경향이 잘 나타나고 있다.

후 기

본 연구는 지식경제부 산업원천기술개발사업 중 ‘철도차량 능동현가장치 기술개발’ 과제의 일환으로 수행된 결과임.

참 고 문 헌

(1) Shin, Y. J., You, W. H., Hur, H. M. and Park, J. H., 2011, A Study on Eigen Mode Characteristic of the Railway Vehicle using Scaling Method, *Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference*, pp.801~803.

(2) Shin, Y. J., You, W. H., Park, J. H. and Hur, H. M., 2009, A Study on the Eigenmode characteristics by Changing Damping Parameters of Secondary Suspension (Damper) on Railway Vehicles, *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 26, No.1, pp. 1~9.

(3) Vijay K. Garg and Rao V. Dukkipati, 1984, *Dynamics of Railway Vehicle Systems*, Academic Press Canada.

(4) Ahmed A. Shabana, 2000, *Railroad Vehicle Dynamics : A computational approach*, CRC Press LLC.

(5) A. H. Wickens, 2003, *Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics*, Swets & Zeitlinger.

(6) M. Majka and M. Hartnett, 2009, Dynamic response of bridges to moving trains : A study on effects of random track irregularities and bridge skewness, *Computers and Structures*, vol. 87, pp.1233-1252.

(7) Yang, Y. B., Yau, J. D. and Wu, Y. S., 2004, *Vehicle-Bridge Interaction Dynamics*, World Scientific.