

지하철 전동차 비정상 충격 방지를 위한 횡댐퍼에 관한 연구[§]

신유정*·유원희^{***}·박준혁^{**}·허현무^{**}·전주연^{***}

* 과학기술연합대학교대학원, ** 한국철도기술연구원, *** 서울도시철도공사

Lateral Damper of Subway Vehicle for Preventing Abnormal Impact

Yujeong Shin*, Wonhee You^{***}, Joonhyuk Park^{**}, Hyunmoo Hur^{**} and Juyun Jeon^{***}

* Univ. of Science and Technology

** Korea Railroad Research Institute

*** Seoul Metropolitan Rapid Transit

(Received April 23, 2012 ; Revised July 20, 2012 ; Accepted October 4, 2012)

Key Words: Subway Vehicle(지하철 전동차), Lateral Damper(횡댐퍼), Abnormal Impact(비정상 충격), Damping Coefficient(댐핑계수)

초록: 지하철 전동차에는 2 차 현가장치인 공기스프링의 횡강성 저하특성을 보강하기 위해 대차와 차체 사이에 횡댐퍼를 설치하게 되는데, 이 횡댐퍼는 주행 시 차체의 횡진동을 감소시키는 역할을 수행한다. 그러나, 횡댐퍼의 감쇠력이 저하될 경우 전동차의 주행안정성과 승차감이 함께 악화되며, 차체의 횡방향 운동이 증가되는 요인으로 작용하게 된다. 본고에서는 전동차 주행 시 비정상적으로 발생하는 충격에 대하여 그 원인을 살펴보고 해결방안을 마련하고자 횡댐퍼의 감쇠력에 따른 차체의 횡변위를 동역학 시뮬레이션을 통해 검토하였으며, 그에 따라 충격에 의한 이상진동 및 소음의 발생 유무를 파악하였다. 그로부터 충격이 발생되지 않는 적정 감쇠력을 구하고자 하였다.

Abstract: In a subway vehicle, a lateral damper is used for compensating the lateral stiffness deterioration due to the air-spring as a secondary suspension. This lateral damper can reduce the lateral vibration of the carbody. When the damping force of the lateral damper is lowered, the running stability and ride quality of the subway vehicles worsens and the lateral motion of the carbody is increased. In this study, the lateral displacement variation of the carbody according to the damping force of the lateral damper was analyzed by multi-body dynamics to solve the abnormal impact problem during vehicle operation. Furthermore, the noise and vibration due to abnormal impact were considered. An adequate damping coefficient of the lateral damper for the subway vehicle treated in this paper was suggested for preventing abnormal impact.

- 기호설명 -

y_i, ψ_i : 윤축 횡변위 및 요변위($i=1,2,3,4$)

y_n, ψ_n : 대차 횡변위 및 요변위($i=1,2$)

y_c, ψ_c, Φ_c : 차체 횡변위, 요변위 및 롤변위

1. 서 론

지하철이 도입된 후 여러가지 소음 및

진동으로인하여 승객들의 불만이 지속적으로 제기되고 있다. 특히 최근에는 전동차 주행 시 발생하는 정상적인 소음과 진동 이외에 비정상적인 충격진동과 소음으로 인하여 승객들의 불만이 다소 높아지고 있는 상황이다. 이러한 비정상적인 충격진동과 소음은 지하철 전동차의 주행특성이 어떤 원인에 의해서 변화되었기 때문이다. 그러나 이러한 현상은 전동차의 동역학적 특성을 이해하지 못하면 원인을 파악하고 문제를 해결하기가 어렵기 때문에 동역학적인 관점에서 이 문제를 풀고자 하였다.

철도차량에는 1 차 현가장치 및 2 차 현가장치가 있다. 1 차 현가장치는 주로 주행안정성에

[§]이 논문은 2012년도 대한기계학회 동역학 및 제어부문 춘계학술대회(2012. 4. 11.-13., 제주 KAL 호텔) 발표논문임.

† Corresponding Author, whyou@krri.re.kr

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

관여를 하고, 2 차 현가장치는 주로 승차감과 관련이 있다. 차체와 대차 사이의 2 차 현가장치에는 코일스프링 또는 공기스프링이 사용되고 있는데, 최근에는 공기스프링의 사용이 일반화되고 있다. 공기스프링의 사용이 일반화됨에 따라 횡강성이 저하되는 것을 보강하기 위해 횡댐퍼가 사용되는데, 횡댐퍼의 감쇠력이 저하될 경우 전동차의 주행안정성과 승차감이 함께 악화되며, 차체의 횡방향 운동이 증가되는 요인으로 작용하게 된다.^(1,2)

철도차량 현가장치의 결함 혹은 불량에 의해 생기는 비정상 충격음에 대한 연구의 결과는 보고되고 있지 않으며, 단지 현가장치 변화에 따른 동역학적인 특성에 관한 연구가 발표되었다.⁽³⁾ 현가장치의 설계단계에서 비정상 충격음을 고려하지는 않으며, 현가장치의 결함에 의해 비정상적인 동적거동이 발생하지 않도록 하는 데에 초점이 맞춰져 있음을 의미한다.

본고에서는 전동차 주행 시 발생하는 비정상적인 이상소음(충격소음)에 대하여 그 원인을 살펴보고 해결방안을 마련하고자 횡댐퍼의 감쇠력에 따른 차체의 횡변위를 동역학 시뮬레이션을 통해 검토하였으며, 그에 따라 이상소음의 발생 유무를 파악하였다. 그로부터 이상소음이 발생되지 않는 적정 감쇠력을 구하고자 하였다.

2. 전동차 비정상 충격 현상

2.1 비정상 충격에 의한 이상진동

서론에서 언급한 바와 같이 전동차의 2 차 현가장치로 사용되는 코일스프링에 비하여 공기스프링은 횡강성이 매우 낮다. 따라서 차체와 대차 사이에 횡댐퍼를 추가하여 보강을 하게 되는데, 횡댐퍼의 성능이 저하되는 경우 철도차량의 횡방향 거동이 커질 가능성이 있다.

본 연구의 대상이 되고 있는 충격현상은 전체 노선에서 발생되고 있는 것이 아니고, 여러 개의 일부 특정구간에서 발생하고 있으며, 순간적으로 발생하는 특성을 가지고 있다. 이는 해당구간의 선로의 조건이 다른 구간에 비하여 전동차의 동적 특성에 큰 영향을 주기 때문으로 보이는데, 충격현상이 발생할 때는 차체에서 횡방향의 충격성 진동이 감지되고 있다. 그러나 해당구간을 검측한 결과는 다른 구간의 선로에 비하여 뚜렷이 나쁜 조건을 보이고 있지는 않고 있다. 따라서 본 연구에서는 진동가속도계를 이용하여 충격 현상의 원인이 되는 것으로 예상되고 있는 차체와 대차 사이의 센터피봇에서의 충격 현상을 파악하고자 하였다.

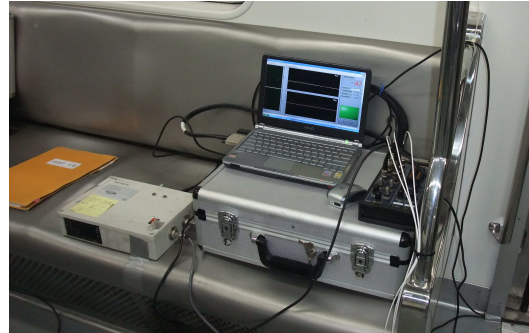
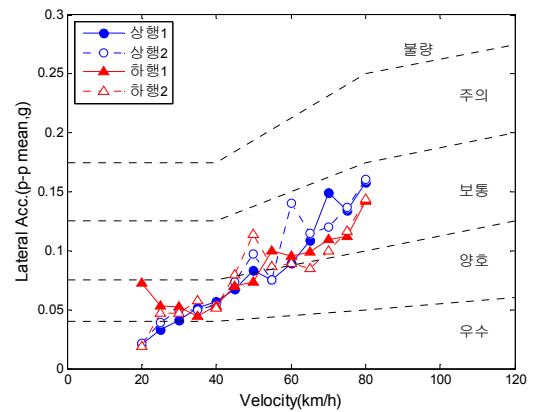
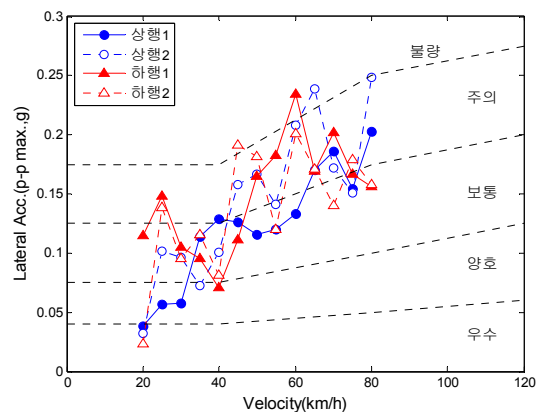


Fig. 1 Measurement system of carbody vibration acceleration



(a) Mean value



(b) Maximum value

Fig. 2 Lateral vibration characteristics of carbody

Fig. 1 은 충격 현상이 발생하는 구간에서의 차체 진동가속도를 측정하기 위한 측정시스템이다. 진동가속도계는 대차 중심위의 차체 바닥에 설치하였다. 진동가속도계는 센터피봇이 있는 차체바닥에 횡방향으로 설치하였으며, 1kHz 의 샘플주파수를 이용하였다.

이 시스템을 사용하여 얻어진 차체의 진동가속도를 분석하여 전동차 중정비 후에 보여지고 있는 일반적인 차체 진동가속도와 비교하여 보았다. 이

비교는 차체의 충격성 진동으로 인하여 나타날 수 있는 진동특성의 변화를 파악하고자 함이다. 충격현상에 의한 이상진동이 발생할 때 시간영역에서의 차체 횡방향 진동가속도 특성을 뚜렷이 구별하기는 쉽지가 않으므로 속도에 따른 횡방향 차체진동의 크기를 분석하여 비교하여 보았다. 전동차 차체의 횡진동에 관한 기준은 국토해양부에서 2008 년 고시한 ‘도시철도차량의 성능시험에 관한 기준’에 잘 나타나 있다. 이 방법은 구간을 100m 간격으로 나누고, 매 구간 마다 진동가속도의 최대진폭과 그 평균치를 구하여 평가하는 방법이다. 차체의 횡진동수준을 크게 ‘우수’, ‘양호’, ‘보통’, ‘주의’, ‘불량’의 5 단계로 구분하여 ‘보통’이하의 진동수준을 갖도록 하고 있다. Fig. 2 는 충격성 이상소음/진동이 나타나고 있는 전동차 차체의 진동가속도를 차량의 속도에 따라 분석한 그림으로서 (a)는 평균진동, (b)는 최대진동을 나타내고 있다.

이 그림을 보면 충격에 의한 이상진동이 나타나고 있는 차량의 차체 횡방향 진동특성은 전동차의 일반적인 진동특성과는 다르게 평균진동값도 높게 나타나고 있으며, 최대진동값도 ‘보통’을 넘어 ‘주의’로까지 나타나고 있음을 알 수 있다.

2.2 비정상 충격에 의한 이상소음

앞 절에서는 비정상 충격에 의한 이상진동에 대해 알아보았다. 본 절에서는 충격에 의한 이상진동과 함께 이상소음이 발생하는 부분으로 예상되는 센터피봇 주변에 마이크론을 설치하여 충격에 의한 이상소음의 현황을 분석하고자 하였다.

센터피봇 주위에 Fig. 3 과 같이 마이크론을 설치하여 충격소음의 원인으로 예상되는 차체와 대차 사이의 센터피봇의 충격현황을 분석하고자 하였다. Fig. 4 는 시간영역에서 살펴본 충격소음이 발생할 때의 소음신호이다. 빨간선으로 상하로 그어진 부분이 충격성 이상소음이 나타난 시간이며 이 경우에는 두 번의 이상소음이 나타나고 있음을 보여주고 있다. 그러나 뚜렷이 구분되는 현상을 찾기는 매우 어렵다. 따라서 본 연구에서는 이상소음이 나타날 때의 소음의 주파수분석을 통해서 무엇인가 구별되는 특성을 찾고자 하였다.

Fig. 5 는 이상소음이 나타나는 시점에서 마이크론에서 받은 소음신호를 주파수영역으로 분석한 그림이다. 이 그림에서 보듯이 이상소음이 나타날 때의 소음신호는 일반적인 소음신호(빨간색) 보다 저주파수 성분이 매우 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 대략 50Hz 이하의 주파수성분이 매우 높게 형성되고 있다.



Fig. 3 Installation of microphone

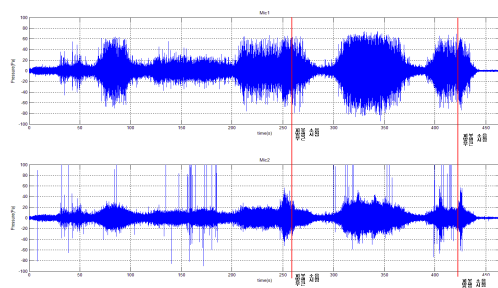


Fig. 4 Abnormal noise in time domain

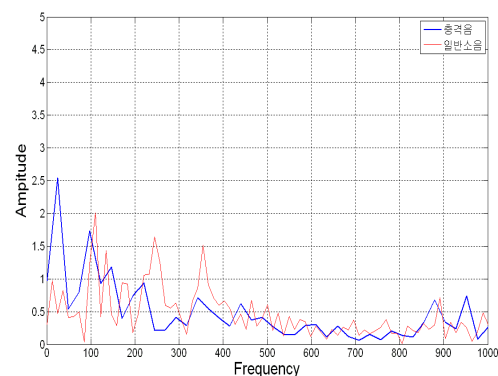


Fig. 5 Abnormal noise in frequency domain

3. 전동차 횡방향 운동특성

3.1 철도차량의 수학적 모델

본 연구에서 취급되고 있는 지하철 전동차는 4 개의 윤축과 2 개의 대차 및 1 개의 차체로 이루어져 있으며, 1 개의 대차와 2 개의 윤축은 1 차 현가장치에 의해 연결되어 있고, 2 개의 대차와 차체는 2 차 현가장치에 의해 연결되어 있다. 1 차 현가장치는 주로 주행안정성과 관련이

있으며, 2 차 현가장치는 승차감 및 차체의 변위와 밀접한 관련이 있다. 특히 전동차의 2 차 현가장치에는 공기스프링이 많이 사용되고 있기 때문에 횡댐퍼의 특성에 따라 횡방향의 변위가 많이 변화할 가능성이 있다.

따라서 본 연구에서는 Table 1 과 같이 전동차의 횡방향 운동을 잘 설명해 주는 17 자유도의 수학적 모델을 고려하였다.⁽⁴⁾ 윤축에 대해서는 횡방향과 요방향 운동을 고려하였고, 대차와 차체에 대해서는 횡방향, 요방향 및 롤방향 운동을 고려하였다.

수치해석을 위한 전동차 전체의 모델은 Fig. 6 과 같다.

이와 같이 17 자유도로 표현되는 전동차의 수학적 운동방정식은 상태변수 x 를 이용하여 연립 상미분 방정식으로 나타낼 수 있다. 이 상미분 방정식을 토대로 전동차 시스템에 대한 상태방정식을 표현하면 식 (1)~(5)와 같다.^(5,6)

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

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

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

Table 1 Degree of freedom 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

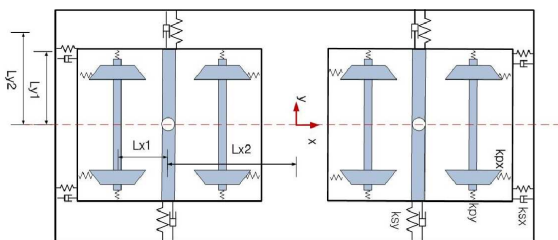


Fig. 6 Dynamic model of railway vehicle

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

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

여기서 x 는 시스템의 상태를 나타내는 상태벡터이며, n 차 시스템에 대하여 n 개의 요소를 포함한다. A 는 시스템 매트릭스, B 는 입력벡터, C 는 변환상수벡터, D 는 직접전달항을 나타낸다. 전동차의 동특성에 관여되는 각 파라미터들의 값은 Table 2 와 같으며, 2 차 현가장치 횡댐퍼의 변화에 따른 철도차량의 횡방향 동특성에 대해 수치해석을 수행하였다.

3.2 차륜/레일의 접촉특성

차륜과 레일 사이의 구름접촉 특성은 하중과 응력 및 접촉면에서의 환경조건에 따라 많은 영향을 받는다. 본 논문에서는 차량의 주행특성 해석을 목적으로 기존에 가장 많이 사용되고 있는 Kalker

Table 2 List of parameter values

Parameters	Value
Mass of carbody (kg)	30,000
Mass truck frame (kg)	5,450
Mass of wheelset (kg)	1,639
Lateral primary stiffness per axle (N/m)	7.8e6
Vertical primary stiffness per axle (N/m)	2.0e6
Longitudinal primary stiffness per axle (N/m)	16.5e6
Lateral secondary stiffness per axle (N/m)	0.16e6
Vertical secondary stiffness per axle (N/m)	0.16e6
Longitudinal secondary stiffness per axle (N/m)	0.18e6
Vertical primary damping per truck (Ns/m)	3,969
Longitudinal primary damping per axle (Ns/m)	0.55e6
Lateral primay damping per truck (Ns/m)	31.2e3
Vertical secondary damping per truck (Ns/m)	2.605e5

의 선형 이론을 이용하여 해석하였다. 차륜과 레일의 접촉에 의한 힘은 차륜과 레일의 접촉면에서 압축력에 의해 탄성변형이 일어나고 접촉영역에서 서로 상대적인 움직임에 의해 크립력이 발생한다. 그리고 이때 발생하는 미소 슬립을 크리피지라 한다. 본 논문에서는 Hertz의 접촉이론과 Kalker의 차륜과 레일의 접촉력을 계산하는 방법을 적용하였으며, 접촉면 반경 a/b 의 함수를 이용하여 선형화된 크립력은 다음과 같이 표현된 식을 통해 계산하였다.

$$F_x = -f_{33} \cdot \xi_x \tag{6}$$

$$F_y = -f_{11} \cdot \xi_y - f_{12} \cdot \xi_{sp} \tag{7}$$

$$M_z = -f_{12} \cdot \xi_y - f_{22} \cdot \xi_{sp} \tag{8}$$

여기서 F_x, F_y, M_z 는 각각 종방향 크립력, 횡방향 크립력 및 크립모멘트를 나타내며, 이 식에 필요한 $f_{11}, f_{12}, f_{22}, f_{33}$ 은 Kalker의 선형 계산방법에 의해 계산되는 크립계수(creep coefficient)를 나타내는 것으로 식 (9) ~ 식 (12)를 통해 계산된다. 이 크립계수를 계산할 때 사용되는 $C_{11}, C_{23}, C_{33}, C_{22}$ 는 차륜과 레일의 접촉면의 크기와 반경 및 영률(E : Young's modulus)에 의해 결정되는 값으로 Kalker에 의해 정의된 값을 사용하였다.⁽³⁾ 여기서 a 와 b 는 Fig. 7에서 보는 바와 같이 차륜과 레일의 접촉 시 나타나는 타원형의 장반경 및 단반경을 나타낸다.

$$f_{11} = E \cdot C_{22} \cdot (a \cdot b) \tag{9}$$

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

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

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

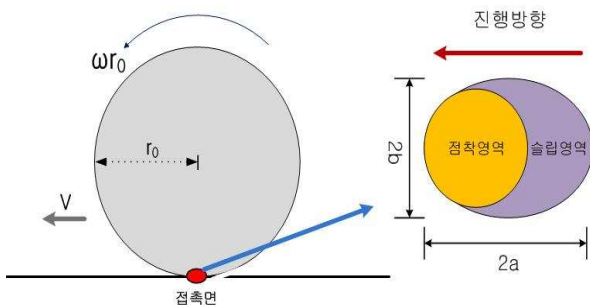


Fig. 7 Contact patch of wheel/rail

ξ_x, ξ_y, ξ_{sp} 는 차륜/레일 접촉면에서 각각 주행방향, 횡방향, 스핀방향에 대한 크리피지를 나타낸다. 차륜/레일 접촉면은 어떤 재료에 대해 어느 한 방향으로 단순한 수직변형력을 작용시키면 그 방향에 세로변형과 가로변형이 생기는데, 이때 두 변형의 비는 탄성한도 내에서 같은 재료에 대해서는 일정하다. 한편 금속재료의 푸아송비(Poisson's ratio)는 약 0.3으로 이 값을 이용해 계산하였다.

3.3 궤도의 특성

본 연구에서는 충격현상이 일어나고 있는 노선의 궤도불규칙에 대한 공간영역 데이터를 바탕으로 지하철 전동차의 횡방향 운동을 검토하였다. 여기에서 사용한 궤도불규칙 데이터는 줄틀림(Alignment) 데이터이다. 줄틀림 데이터는 철도차량의 횡방향 특성에 직접적으로 영향을 주는 외란으로서 줄틀림이 클 수록 철도차량의 횡방향 운동이 커지며 그에 따라 차체의 횡변위가 커지고, 횡방향 승차감이 나빠지게 된다. 철도차량의 속도가 빨라질수록 궤도의 불규칙은 매우 중요한 요소로서 고속철도에서는 궤도불규칙을 엄격하게 유지관리하고 있다. 지하철의 경우에도 고속철도 만큼 엄격하지는 않지만 지하철 이용객의 승차감을 확보하기 위하여 궤도불규칙의 관리에 많은 주의를 기울이고 있다. Fig. 8은 본 연구에서 사용된 궤도의 줄틀림에 대한 공간데이터를 보여주고 있다. 이 데이터는 유럽에서 영업운전 최고속도 110km/h에 해당하는 궤도의 데이터로서 서울 지하철의 궤도와 매우 유사한 불규칙도를 가진다.

3.4 전동차 횡변위 해석결과 및 검토

본 연구에서는 앞에서 기술한 수식들을 토대로 동역학 시뮬레이션 프로그램을 작성하여 전동차의

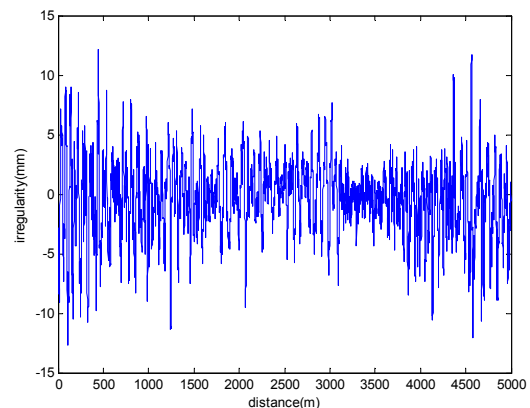


Fig. 8 Track irregularity(Alignment)

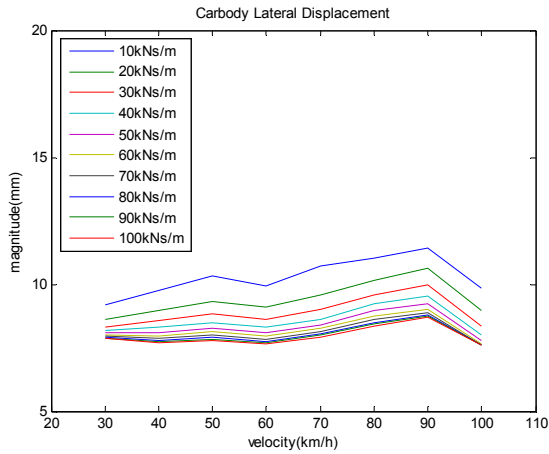


Fig. 9 Carbody lateral displacement v.s. velocity

주행속도 변화 및 횡댐퍼의 댐핑계수 변화에 따른 차체의 횡변위를 살펴보았다. 식 (2), (3)의 상태방정식에 대해 수치해석을 하게 되는데, 이때 입력항(u)는 Fig. 8의 궤도 줄튐럼 데이터가 사용되었다.

Fig. 9는 여러 가지 횡댐퍼의 댐핑계수에 대하여 속도에 따른 차체 횡변위의 변화를 살펴본 그림이다. 횡댐퍼의 댐핑계수에 관계없이 약 90km/h의 속도에서 차체의 횡변위가 최대값을 가짐을 알 수 있다. 또한 댐핑계수의 값이 커짐에 따라 일정한 값으로 수렴하는 경향을 보이고 있다. 주목해야 할 부분은 횡변위가 10mm 이상으로 발생되는 부분이다. 횡변위가 가장 큰 90km/h 속도대역에서 보면 횡댐퍼의 댐핑계수가 30kNs/m 이하일 경우에는 횡변위가 10mm를 넘고 있다. 특히, 댐핑계수의 값이 10kNs/m 일 경우에는 속도에 무관하게 거의 전 속도대역에서 10mm를 초과하고 있다. 본 연구의 대상이 되고 있는 전동차의 차체 센터피봇과 대차 사이의 간격이 10mm인 것을 고려하면 횡댐퍼가 댐핑계수값이 10kNs/m로 되도록 악화되면 대부분의 속도에서 비정상 충격이 발생하리라는 것을 알 수 있다. 또한, 모든 속도에서 비정상 충격이 발생하지 않기 위해서는 횡댐퍼의 댐핑계수값이 30kNs/m 이상이 유지되도록 해야 한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 10은 여러 가지 차량 주행속도에 대하여 2차 횡댐퍼의 댐핑계수 값의 변화에 따라 차체의 횡변위가 변하는 것을 보여주고 있다. 30kNs/m 이하의 댐핑계수에서는 차체의 횡변위가 매우 커짐을 알 수 있다. 따라서 2차 횡댐퍼의 댐핑계수가 30kNs/m 이하로 저하되는 경우에는 횡댐퍼를 교체해 주는 것이 바람직하다.

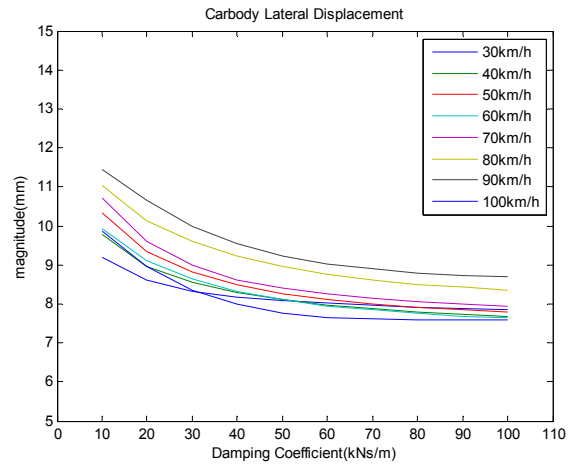


Fig. 10 Carbody lateral displacement v.s. damping



Fig. 11 Lateral damper of subway vehicle

4. 횡댐퍼 교체 및 주행시험 결과

Fig. 11은 본 연구의 주제가 되고 있는 전동차의 횡댐퍼를 보여주고 있다.

3.1절에서 보여주고 있는 17자유도의 수학적 모델을 이용한 시뮬레이션으로부터 도출된 결과를 현차에 적용하기 위하여 비정상 충격이 발생하는 차량에서 탈거한 횡댐퍼에 대하여 댐퍼시험기를 이용한 특성시험 실시하였다. Fig. 12는 이 댐퍼에 대한 특성시험결과를 보여주고 있다. 기준치와 비교하여 볼 때, 댐퍼의 성능이 크게 저하되고 있는 특성을 나타내고 있음을 알 수 있다.

이에 따라 이 횡댐퍼를 보수하여 정상적인 성능을 갖도록 향상시켜 댐퍼시험기를 이용하여 특성시험을 실시하여 Fig. 13과 같은 결과를 얻었다. 그림에서 보는 바와 같이 기준에 거의 근접하는 성능을 보임을 알 수 있다.

이렇게 성능이 향상된 횡댐퍼를 실차에 부착하여 주행시험을 실시하였다. 그 결과 Fig. 14와 같이 지극히 정상적인 수준의 진동가속도를 나타내고 있다. 따라서 비정상 충격의 원인은 횡댐퍼의 성능저하로 발생된 것임을 확실히 파악할 수 있다.

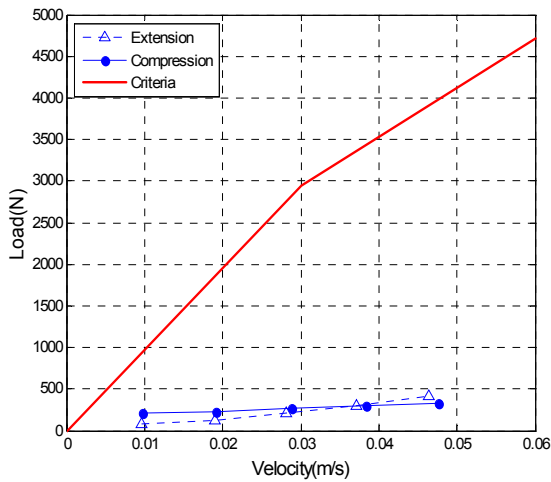


Fig. 12 Characteristics of abnormal damper

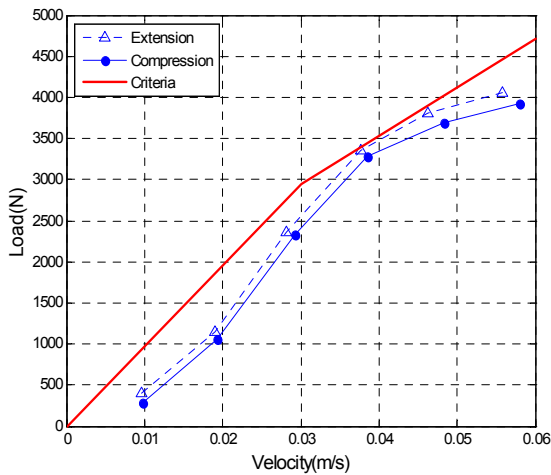


Fig. 13 Characteristics of normal damper

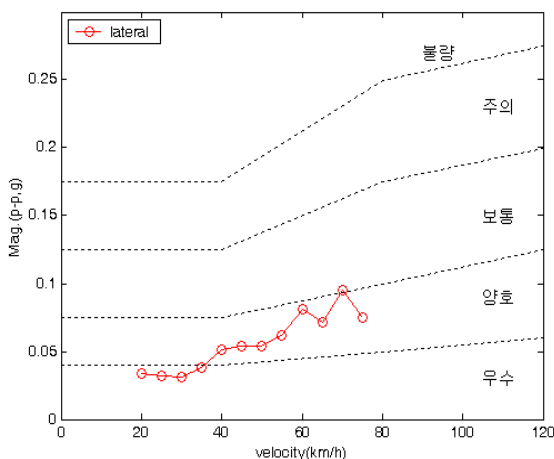


Fig. 14 Vibration acceleration of carbody according to improvement of damper

5. 결론

본 연구에서는 비정상 충격이 발생되고 있는 지하철 전동차에 대해 비정상 충격의 원인을 살펴보고 해결방안을 마련하여 실차에 적용하였다. 그 결과 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 전동차 주행 시 습득한 진동/소음 데이터 분석 및 동역학적인 시뮬레이션 결과 비정상 충격 현상의 원인은 횡댐퍼의 성능 저하 때문이다.
- (2) 횡댐퍼의 댐핑계수에 관계없이 약 90km/h의 속도에서 차체의 횡변위가 최대값을 가진다.
- (3) 모든 속도에서 비정상 충격이 발생하지 않기 위해서는 횡댐퍼의 댐핑계수값이 30kNs/m 이상이 유지되도록 해야 한다.

후기

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

참고문헌

- (1) Park, J. H., Koh, H. I. and Kim, N. P., 2011, “Parametric study of lateral stability for a railway vehicle,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 25, No. 7, pp. 1657~1666.
- (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) Park, J. H., Hur H. M. and You, W. H., “Linear Analysis of the Critical Speed for an Urban Railway Vehicle according to the Change of Suspension Characteristics,” *Proceedings of the Korean society for railway fall Annual Meetings*, 2007
- (4) Garg, V. K., and Dukkipati, R. V., 1984, *Dynamics of Rail Vehicle Systems*, Academic Press Canada.
- (5) Shabana, A. A., 2000, *Railroad Vehicle Dynamics : A computational approach*, CRC Press LLC.
- (6) Wickens, A. H., 2003, *Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics*, Swets & Zeitlinger.