

탄성진동을 고려한 철도차량의 피동완충장치최량화

김광철, 김광혁

본문에서는 철도차량의 진동편안성에 영향을 주는 진동을 감쇠시키기 위하여 탄성모형을 만들고 감진기의 감쇠결수에 따르는 진동편안성에 기초하여 최량감쇠결수를 구하는 한가지 방법을 연구하였다.

선행연구[1]에서는 스펙트럼방법을 리용하여 고속철도차량의 완충체계를 최량화하였으며 선행연구[2]에서는 다강체계동력학적방법을 리용하여 실제 궤도에서 주행하는 차체의 모의를 통하여 진동편안성을 평가하였다. 선행연구[3]에서는 차체를 유한요소로 모형화하였고 대차틀과 차바퀴쌍은 강체로 가정하고 차량-궤도계의 결합영향을 고려하여 철도차량에 대한 탈기분최량방법에 기초한 FEM법을 개발하였다.

우리는 철도차량차체의 탄성진동을 고려하여 동력학적모형을 작성하고 유전알고리즘을 리용하여 차량감진기의 가장 좋은 최량값을 결정하였다.

1. 동력학적모형화

모형을 세우는데서 다음의 일반적인 가정들이 적용되었다.

- ① 철도차량은 대칭적인 평면운동을 한다. 모든 질량들의 중력중심은 중심면에 놓인다.
- ② 모든 용수들과 감진기들은 선형으로 가정한다.
- ③ 바퀴와 레루사이에 접촉손실이 없다.
- ④ 차량은 일정한 속도로 움직인다.
- ⑤ 수직방향불평탄은 왼쪽과 오른쪽 레루가 같은 형태를 가진다.

그림 1은 차량의 진동모형을 보여준다.

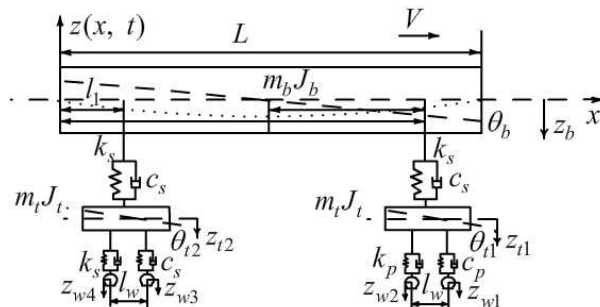


그림 1. 차량의 진동모형

차체가 자유지지를 가지는 균일한 탄성보로 가정하면 관성과 내부점성, 구부림억제기를 고려한 탄성방정식으로 모형화할수 있다.

$$EI \frac{\partial^4 z(x, t)}{\partial x^4} + \mu l \frac{\partial^5 z(x, t)}{\partial t \partial x^4} + \rho \frac{\partial^2 z(x, t)}{\partial t^2} = P_1 \delta(x - l_1) + P_2 \delta(x - l_2) \quad (1)$$

식 (1)은 세로방향의 점 x 에서 차체의 수직변위 $z(x, t)$ 를 나타낸다. $P_1(t)$ 와 $P_2(t)$ 는 수직방향에서 차체의 점 l_k ($k=1, 2$) 에서 작용하는 외력이고 $\delta(x)$ 는 델타함수이다. $P_1(t)$ 는 첫번째 대차(왼쪽)의 2단방진장치가 차체에 주는 힘이고 $P_2(t)$ 는 두번째 대차(오른쪽)의 2단방진장치가 탄성차체에 주는 힘이다.

$$\begin{cases} P_1 = -k_s(z(l_1, t) - z_{t1}) - c_s(\dot{z}(l_1, t) - \dot{z}_{t1}) \\ P_2 = -k_s(z(l_2, t) - z_{t2}) - c_s(\dot{z}(l_2, t) - \dot{z}_{t2}) \end{cases} \quad (2)$$

식 (1)은 모드해석방법을 리용하여 다음의 식으로 쓸수 있다.

$$z(x, t) = z_b(t) + \left(\frac{L}{2} - x\right)\theta_b(t) + \sum_{i=3}^n Y_i(x)q_i(t) \quad (3)$$

여기서 $Y_i(x)$ 는 제 i 번째 고유진동형태함수, $q_i(t)$ ($i \geq 1$) 는 모드자리표계에서 차체의 변위, z_b, θ_b 는 차체의 수직병진변위 및 회전각이다.

1차구부림모드보다 큰 차수의 모드들($m > 1$)을 무시하고 q_i 를 q 로 간략화하면 차체에 대한 다음의 식을 얻는다.

$$m_b \ddot{z}_b(t) = P_1 + P_2 \quad (4)$$

$$I_b \ddot{\theta}_b(t) = P_1 \left(\frac{L}{2} - l_1\right) + P_2 \left(\frac{L}{2} - l_2\right) \quad (5)$$

$$\ddot{q}(t) + 2\xi\omega\dot{q}(t) + \omega^2 q(t) = \frac{Y_1(l_1)}{m_b} P_1 + \frac{Y_1(l_2)}{m_b} P_2 \quad (6)$$

$$\frac{EI\beta^4}{\rho} = \omega^2, \quad \frac{\mu l \beta^4}{\rho} = 2\xi\omega \quad (7)$$

1차구부림모드형태함수는 다음과 같다.

$$Y(x) = \text{ch}\beta x + \cos \beta x - \frac{\text{ch}\lambda - \cos \lambda}{\text{sh}\lambda - \sin \lambda} (\text{sh}\beta x + \sin \beta x) \quad (8)$$

여기서 $1 - \text{ch}\lambda \cos \lambda = 0$, $\beta = \lambda/L$ 이다.

차량체계에서 오른쪽 대차의 진동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_t \ddot{z}_{t1} = & -k_s[z_{t1} - z(l_1, t)] - c_s[\dot{z}_{t1} - \dot{z}(l_1, t)] - k_p(z_{t1} - \theta_{t1}l_w - z_{w1}) - \\ & - c_p(\dot{z}_{t1} - \dot{\theta}_{t1}l_w - \dot{z}_{w1}) - k_p(z_{t1} + \theta_{t1}l_w - z_{w2}) - c_p(\dot{z}_{t1} + \dot{\theta}_{t1}l_w - \dot{z}_{w2}) \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} I_t \ddot{\theta}_{t1} = & k_p(z_{t1} - \theta_{t1}l_w - z_{w1})l_w - c_p(\dot{z}_{t1} - \dot{\theta}_{t1}l_w - \dot{z}_{w1})l_w + \\ & + k_p(z_{t1} + \theta_{t1}l_w - z_{w2})l_w + c_p(\dot{z}_{t1} + \dot{\theta}_{t1}l_w - \dot{z}_{w2})l_w \end{aligned} \quad (10)$$

마찬가지로 왼쪽 대차의 진동방정식도 작성할수 있다.

여기에 기초하여 Simulink모형을 창조하여 최량화를 진행하였다.

2. 최 량 화

우리의 최량화문제는 불평탄으로부터 생기게 되는 차체중심의 진동가속도와 대차의 변위를 최대로 줄이는 1단 및 2단감진기의 감진결수로 구성되는 최량화벡토르 V 를 결정하는 문제이다.

$$V = \{c_p, c_s\} \quad (11)$$

식에서 c_p 는 1단방진장치의 감쇠결수, c_s 는 2단방진장치의 감쇠결수이다.

유전알고리즘으로 가속도준위가 최소가 되도록 1단과 2단의 2개의 최량파라미터를 결정한다.(표)

표. 차량의 파라미터					
기 호	의 미	수 값	기 호	의 미	수 값
m_b	차체질량	36 000kg	c_s	2단감진결수	40 000(N·s)/m
m_t	대차질량	2 100kg	c_p	1단감진결수	60 000(N·s)/m
J_b	차체관성모멘트	2300 000kg·m ²	l_b	대차거리	9m
J_t	대차관성모멘트	16 000kg·m ²	l_w	축간거리	2.5m
k_s	2단용수역세기	980kN/m	L	차체길이	27m
k_p	1단용수역세기	1 200kN/m			

그림 2에서는 30km/h의 속도에서 차체의 가속도와 변위의 최량값과 초기값비교그래프를 보여주었으며 그림 3은 속도와 최량감쇠결수관계를 보여주었다.

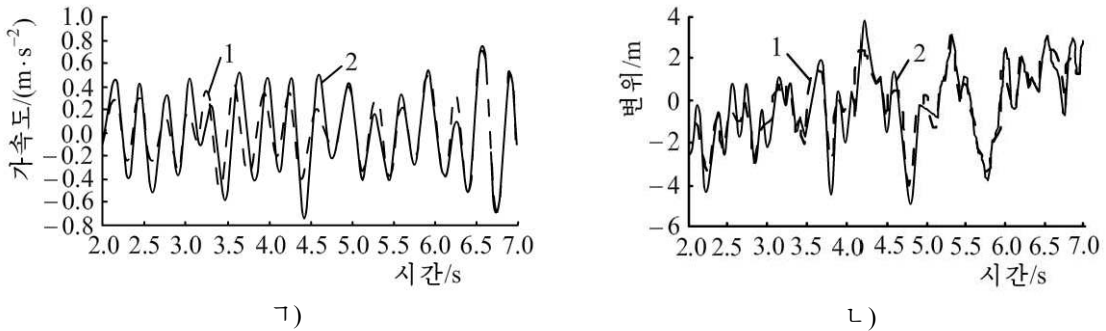


그림 2. 속도에 따르는 최량값과 초기값의 비교

1-최량값, 2-초기값

그림 3에서 알수 있는바와 같이 속도가 증가함에 따라 1단 및 2단감쇠결수의 최량값은 감소한다. 특히 강체차체인 경우 1단감쇠결수는 2단감쇠결수보다 작지만 탄성차체인 경우에는 2단감쇠결수가 1단감쇠결수보다 작다.

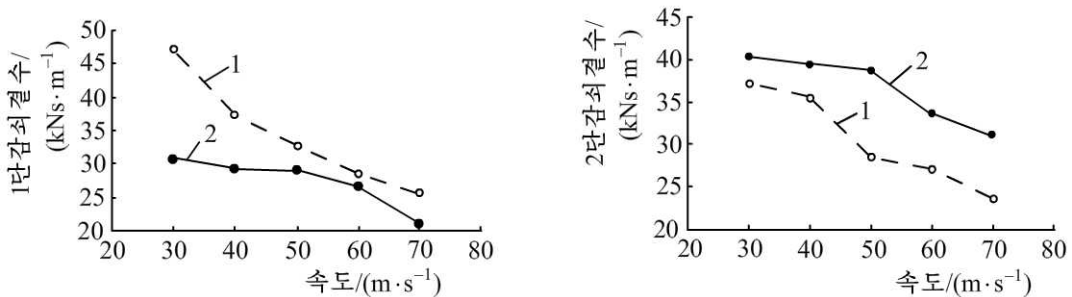


그림 3. 속도와 최량감쇠결수관계

1- c_p (탄성), 2- c_p (강체)

맺 는 말

1) 탄성차량모형을 작성하고 차체와 대차의 가속도값에 기초하여 감진기감쇠결수의 최량값을 얻었다.

2) 강체모형과 탄성모형의 비교를 통하여 탄성모형의 정확성과 진폭과 가속도비교를 통하여 얻은 최량값들의 타당성을 확증하였다.

참 고 문 헌

[1] Davood Younesian et al.; Int. J. Vehicle Structures & Systems, 1, 4, 98, 2009.

[2] Ján Dizo et al.; Diagnostyka., 17, 2, 9, 2016.

[3] You-Wei Zhang et al.; Journal of Sound and Vibration., 332, 5255, 2013.

주체108(2019)년 12월 15일 원고접수

Optimization of Passive Suspension for Railway Vehicle based on Flexural Vibration

Kim Kwang Chol, Kim Kwang Hyok

The aim of this article is to optimize passive suspension parameters of the railway vehicle, taking into account the flexural vibration of the carbody. Optimization is performed with Matlab/Simulink via mathematic model of railway vehicle with the flexural carbody.

Keywords: optimization, flexural vibration