한국소음진동공학회 2009년 추계학술대회논문집, pp.819~822

철도 방진 슬라브 궤도의 동특성 해석

Dynamic Analysis of Floating Slab Isolation System for Train

한현희†·이규섭*·장승엽**·박만호***
HyunHee Han, GyuSeop Lee, SeungYup Jang and ManHo Park

Key Words : floating slab, moving mass excited, slab vibration, transmissibility

ABSTRACT

환경 소음,진동 개선의 측면에서 철도 레일 하부로 전달되는 진동 및 구조소음을 효과적으로 차단하기 위하여 국내에서도 탄성 이산지지 구조의 플로팅 슬라브를 적용하는 경우가 증가하고 있다. 플로팅 슬라브 구조설계에 있어 주안점은 방진효율 증대와 슬라브 자체 중량의 2~3배 되는 열차 주행간의 동하중에 대한 열차 주행 안정성을 고려해야 하는 점이며 열차의 고속화 경향에 따라 동하중의 증가는 더욱 커지고 있다. 본 연구에서는 이산지지 방진장치를 적용한 철도 슬라브 궤도의 동특성과 이동질량에 의한 응답을 방진장치의 지지 간격, 스프링 상수 등을 설계변수로 하여 수치해석적 방법으로 시뮬레이션하였다.

1. 서 론

환경 소음,진동 개선의 측면에서 선하역사, 도심 밀집지역 등 철도 레일 하부로 전달되는 진동 및 구조소음의 차단이 요구되는 지역이 증가함에 따라 국내에서도 방진 매트보다 방진성능이 우수한 것으로 알려지고 있는 탄성 이산지지 구조의 플로팅 슬라브를 적용하는 경우가 증가하고 있다. 플로팅 슬라브 구조설계에 있어 주안점은 슬라브 자체 중량에 비하여 열차 중량과 열차 주행 간에 발생하는 동하중이 2~3배 이상 높아 열차 주행 안정성을 고려해야 하는 점이며 열차의 고속화 경향에 따라 동하중의 증가는 더욱 커지고 있다. 그림 1과 같이 플로팅 슬라브 구조는 레일을 지지하는 철근 콘크리크 구조로 하부(혹은 측면 추가)에 방진장치가 설치되어 있어 슬라브의 두께 대 길이 비, 방진장치의 강성 및 간격 등에 따라 슬라브 구조의 동적특성(고유진동수, 모우드 형상)이 결정될 수 있다.

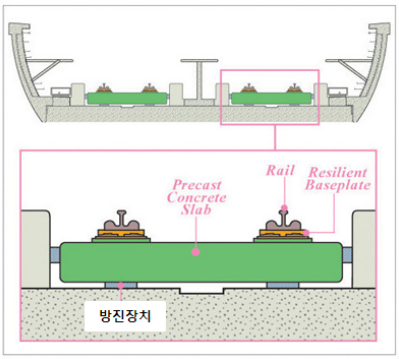


그림 1 플로팅 슬라브 구조의 예

열차의 구조 동특성과 동하중의 주파수 특성을 고려한 슬라브 구조의 동적 설계변수의 결정은 그 범위가 매우 제한되고 있어 탄성지지부의 감쇠 및 강성의 결정과 탄성지지부의 간격, 슬라브 길이, 슬라브와 슬라브 연결부 등 기하학적 설계변수의 결정은 매우 중요한 설계요소가 되며 열차 주행 간에 발생하는 30~40Hz 대역의 가진주파수 영역에 대한 방진효과를 얻는 것이 주 목적이다.

수치해석 방법에 있어 연속체계 해석이나 다물체 동력학 해석에 매우 유용한 FEM 혹은 Rigid body motion 해석 tool들이 제공되고 있으나 향후 강성 및 감쇠를 제어하는 시스템 해석을 목적으로 본 논문에서는 경계조건에 따른

† 교신저자; 알엠에스 테크놀러지(주)
E-mail : rmstech@rmstech.co.kr
Tel : (041) 556-7601, Fax : (041) 556-7603
* 알엠에스 테크놀러지(주)
** 한국철도기술연구원
*** 한국철도시설관리공단

comparison function을 이용한 mode 해석방법을 사용하였다.

2. 이 론

2.1 수학적 모델과 지배방정식

열차 주행 중의 플로팅 슬라브의 수학적 모델은 그림 2와 같이 열차 차량 동력학 모델, 레일 및 체결부 강성, 플로팅 슬라브와 방진장치 및 하부 지지구조의 강성이 모두 고려되어야 한다. 그러나 본 논문에서는 열차 동력학은 이동질량으로 단순화하고 레일과 슬라브의 결합구조를 보 구조로 단순화하여 슬라브 구조의 설계변수에 대한 해석으로 범위를 제한하였다.

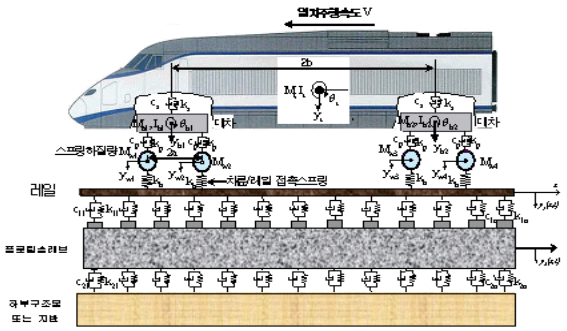


그림 2 차량/플로팅 슬라브 상호 작용 해석모델

단순화된 슬라브 보 모델은 그림 3과 같다.

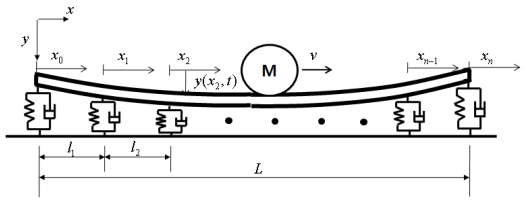


그림 3 이동질량을 갖는 슬라브 보 모델

그림 3의 보 모델에 대한 지배방정식은 식(1)과 같다.

$$EI\frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4}+m\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2}=Mg\delta(x-vt)$$
$$-M\left[\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2}v^2+2\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x\partial t}v+\frac{\partial y(x,t)}{\partial x}a+\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2}\right]\delta(x-vt) \quad (1)$$

모드 합 방법(mode summation method)을 적용하여 식(1)의 해는

$$y(x,t)=\sum_{i=1}^{\infty}\phi_i(x)q_i(t) \quad (2)$$

로 가정하여, 지역좌표(local coordinates) $x_j,(j=0,1,...n)$를 이용하여 다시 표현하면

$$y(x,t)=\sum_{j=0}^{n}y_j(x_j,t)=\sum_{i=1}^{\infty}\sum_{j=0}^{n}\phi_{i,j}(x_i)q_i(t) \quad (3)$$

가 된다. 여기서 i는 진동 모드를 j는 지역좌표의 하첨자이며 n은 방진장치의 간격 수를 의미한다. 형상함수(shape function) $\phi_{i,j}(\xi_j)$의 일반형은

$$\phi_{i,j}(\xi_j)=A_{i,j}\sin\beta_i\xi_j+B_{i,j}\cos\beta_i\xi_j+C_{i,j}\sinh\beta_i\xi_j+D_{i,j}\cos\beta_i\xi_j \quad (4)$$

으로 표현되며 β_i는 고유치(eigenvalue)이며 $\xi_j=\frac{x_j}{l_{j+1}}$이다. 해석은 $l_1=l_2=...l_n$의 경우를 적용하였다. 고유진동수 ω_i는

$$\omega_i^2=\frac{EI}{m}(\frac{\beta_i}{L})^4 \quad (5)$$

가 된다.

식(4)의 고유치 β_i와 계수들은 경계조건(boundary condition)으로 구할 수 있으며 그림(3)의 경계조건은

$$\phi_{i,0}''(0)=0,\ \phi_{i,0}'''(0)=\frac{k}{EI}\phi_{i,0}(0)$$
$$\phi_{i,0}'''(1)=\frac{k}{EI}\phi_{i,1}(0)+\phi_{i,1}'''(0),\ \phi_{i,0}(1)=\phi_{i,1}(0)$$
$$\phi_{i,0}'(1)=\phi_{i,1}'(0),\ \phi_{i,0}''(1)=\phi_{i,1}''(0)$$
$$\phi_{i,1}'''(1)=\frac{k}{EI}\phi_{i,2}(0)+\phi_{i,2}'''(0),\ \phi_{i,1}(1)=\phi_{i,2}(0)$$
$$\phi_{i,1}'(1)=\phi_{i,2}'(0),\ \phi_{i,1}''(1)=\phi_{i,2}''(0)$$
$$\vdots$$
$$\phi_{i,n}''(0)=0,\ \phi_{i,n}'''(0)=\frac{k}{EI}\phi_{i,n}(0) \quad (6)$$

이 되어 $4n\times4n$ 행렬식에 대한 고유치 문제가 된다.

2.2 운동방정식

식(1)에 식(3)을 대입한 후 $\sum_{j=0}^{n}\phi_{k,j}(\xi_j)$ 를 내적하면

$$\sum_{i=1}^{\infty}[\int_0^1\sum_{j=0}^{n}\phi_{i,j}(\xi_j)\phi_{k,j}(\xi_j)d\xi_j+\mu\phi_{i,j}(\xi_M)\phi_{k,j}(\xi_M)]\ddot{q_i}(t)$$
$$+\sum_{i=1}^{\infty}[2\mu\bar{v}\phi_{i,j}'(\xi_M)\phi_{k,j}(\xi_M)]\dot{q_i}(t)$$
$$+\sum_{i=1}^{\infty}[\frac{EI}{ml^4}\beta_i^4\int_0^1\sum_{j=0}^{n}\phi_{i,j}(\xi_j)\phi_{k,j}(\xi_j)d\xi_j+\mu\bar{v^2}\phi_{i,j}''(\xi_M)\phi_{k,j}(\xi_M)$$
$$+\mu a\phi'_{i,j}(\xi_M)\phi_{k,j}(\xi_M)]\ q_i(t)$$
$$=\mu g\phi_{k,j}(\xi_M) \quad (7)$$

의 운동방정식을 얻는다. 여기서 $\mu = \frac{M}{mL}$, $\bar{v} = \frac{v}{l}$이며 ξ_M은 이동질량 M의 위치를 나타낸다. 운동방정식의 응답해석은 Runge-Kutta의 적분법을 사용하여 해석한다.

3. 해석 및 결과

3.1 Mode 해석 결과

해석에 사용된 플로팅 슬라브 구조의 치수 및 물리량은 표 1과 같다.

표 1 플로팅 슬라브 구조의 치수 및 물리량

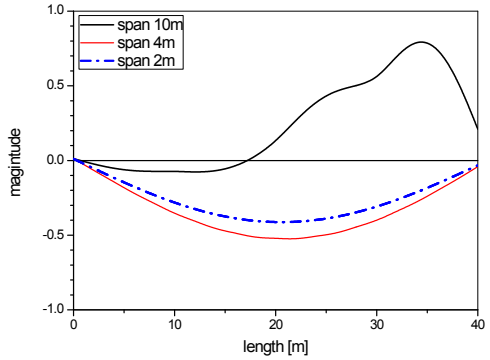
항 목	수치값
L (m)	40
E (N/m^2)	3×10^{10}
m (kg/m)	3,630
I (m^4)	0.0367

슬라브 구조를 강체로 가정한 경우 이산 지지된 방진장치의 전체 스프링 상수값을 $4.2\times10^8 N/m$로 하면 1자유도계의 고유진동수는 8.56Hz가 된다. 그러나 슬라브 구조는 연속체이므로 방진장치를 이산 지지함으로써 더 낮은 영역에서 1차 고유진동수가 나타난다. 따라서 방진장치의 간격(span)을 조절하여 경제적인 구조설계를 할 필요가 있다. 표 2는 방진장치의 간격에 따른 고유진동수 변화를 보여준다.

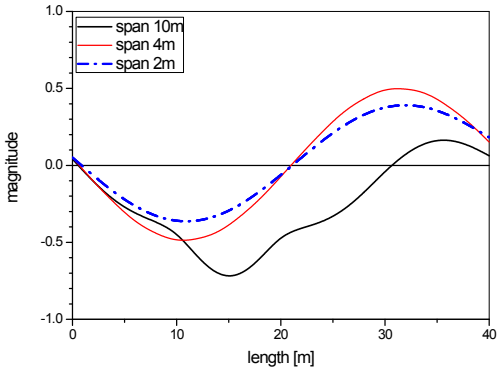
표 2 방진장치 간격에 따른 고유진동수 변화

설치간격(m)	10	4	2
스프링상수(N/m)	8.4×10^7	3.82×10^7	2.0×10^7
1차 고유진동수(Hz)	7.09	8.18	8.38
2차 고유진동수(Hz)	7.25	8.42	8.61
3차 고유진동수(Hz)	7.72	9.30	9.34
4차 고유진동수(Hz)	8.88	11.09	10.84
5차 고유진동수(Hz)	15.35	14.03	13.75

표 2에 제시한 바와 같이 간격을 좁힘에 따라 1차 고유진동수가 강체로 가정한 설계치에 접근하고 있다. 3가지 경우에 대한 모드 형상을 살펴보면 그림 4와 같다.



a) 1st mode shapes



b) 2nd mode shapes

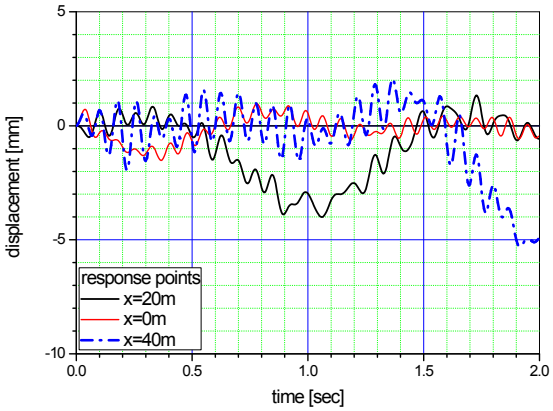
그림 4 간격 변화에 따른 모드 형상 변화

그림 4의 모드 형상에서도 방진장치 간격이 작은 경우 진동응답이 크게 발생할 것으로 예측할 수 있다.

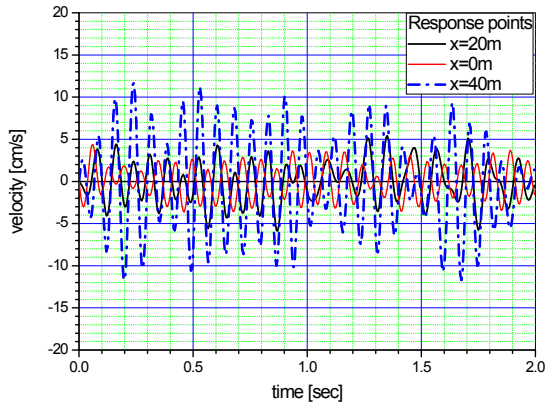
3.2 응답 해석 결과

응답해석은 방진장치 간격이 4m이며 이동질량 대 슬라브 질량비 $\mu = 2.5$, 등속도 72km/h (20m/s)의 경우에 대하여 수행하였다. 그림 5는 이동질량이 슬라브 위를 지나 통과하는 순간까지 시작점(x=0m), 중간점(x=20m) 및 통과점 (x=40m)에서의 변위 및 속도를 나타낸다. 진동변위는 이동질량이 통과하는 순간에 최대가 되고 있다. 진동 속도는 4~5차 모드가 크게 나타나고 있음을 응답 주파수로 예상할 수 있다.

이동질량 위치에서의 진동변위를 살펴보면 이동질량이 슬라브 변위에 미치는 영향을 명백히 알 수 있다. 그림 6의 결과로 이동질량이 다음 슬라브 구간으로 이동하는 경우 단차(5mm 수준)에 의한 충격성 진동이 발생할 것으로 예상된다.



a) 3지점에서의 진동변위



b) 3지점에서의 진동속도

그림 5 이동질량에 의한 슬라브 진동

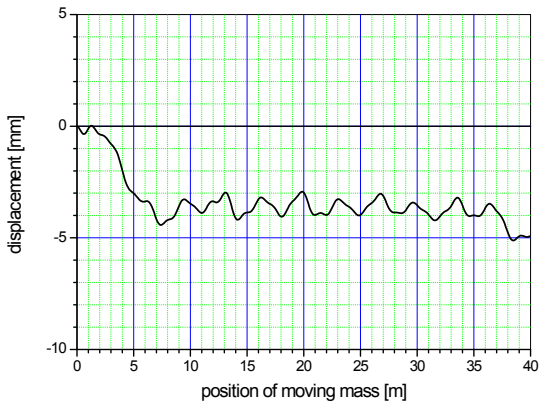


그림 6 이동질량 위치에서의 슬라브 진동변위

4. 결 론

철도 궤도 슬라브 구조의 이산지지 방식의 방진시스템 적용을 위하여 comparison function을 이용한 모드중첩법에 의한 해석을 수행하였으며 설계 모델과 근사한 값을 갖기 위한 방진장치 간격을 결정하였다. 슬라브 연결부의 불연속 단차를 줄이기 위한 스프링 배열, Torsinal spring 및 Dowell bar 적용 등을 고려한 해석이 요구된다.

본 해석방법은 smart소재를 적용한 가변, 가제어 방진장치의 적용에 있어서 유용하게 사용될 수 있을 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

(1) Thambiratnam, D. and Zhuge, Y., 1996, "Dynamic Analysis of beams on an Elastic Foundation subjected to Moving Loads,"Journal of Sound and Vibration, Vol.198, No.2,pp.149~169.

(2) 김인우,이영신,이규섭,류봉조, 2001, “주행질량에 의한 불균일 단면보의 동적응답”, 한국소음진동공학회지 제 11권 제 5호,pp.140~147.