

슬래브궤도의 방진효율성 평가기법 개발

Development of Evaluation Method of Vibration-Reduction Efficiency in Slab Track

양 신 추* 강 윤 석** 김 만 철*** 이 중 득****
Yang, Sin-Chu Kang, Yun-Suk Kim, Man-Cheol Lee, Jong-duk

ABSTRACT

In this paper, a numerical method for evaluating the efficiency of vibration reduction of substructure under slab track is developed for optimal design of floating slab track. The equation of motion for train and track interaction system is derived by applying compatibility condition at the contact points between wheels and rails. The train is modelled by 3-masses system and the track by continuous support beam system. Numerical analyses are carried out to investigate the effect of train speed, stiffness and damping of slab-pad, and track irregularity upon vibration reduction in substructure under the track.

1. 서 론

열차가 고속으로 주행함에 따라 소음, 진동 크기는 증가하는데 반하여 환경기준은 점점 강화되어 가는 추세이므로 환경기준을 만족시키기 위한 방음, 방진 대책의 마련은 철도건설에 있어서 중요한 기술요건으로 자리하게 되었다. 특히 인구밀도가 높은 국내의 경우 철도와 주거지역이 매우 가깝게 위치할 수밖에 없어 향후 민원에 대비한 효율적이고 경제적인 방음, 방진기술의 개발은 철도건설이 계속적으로 증가추세에 있는 국내 여건상 시급한 과제라 할 수 있다.

역사내부 또는 철도 인접건물내부의 소음, 진동을 효율적으로 저감시키는 방법으로서 방진궤도를 부설하는 방안이 철도 선진국을 중심으로 폭 넓게 채택되어 왔으며, 국내에서도 최근 지하철 1호선 부천역사 내의 방진궤도 부설을 시작으로 점점 그 사용이 증가할 전망이다. 그러나 차량과 궤도의 상호작용을 기초로한 치밀한 설계가 이루어지지 않을 경우 열차가 방진궤도상을 주행할 때 열차주행안전성 및 승차감이 저하될 우려가 있으며, 궤도의 동적해석을 통한 방진효율성 극대화 설계가 이루어지지 않을 경우 고가의 부설가격에 비추어 투자효과가 경감될 수 있다.

본 연구에서는 방진궤도의 방진효율 최적설계를 위하여 방진슬래브궤도 부설시 하부구조물에서의 진동저감효과를 정량적으로 평가할 수 있는 해석기법을 개발하였다. 차량과 궤도의 각 시스템의 운동방정식을 차량과 레일의 접촉점에서의 적합조건을 이용하여 하나의 시스템 운동방정식으로 유도하여 차량과 궤도시스템의 상호작용 해석을 수행하였다. 이때 차량은 연속보모델로 모형화하였으며, 차량은 3 질점 모델로 모형화하였다. 개발된 해석방법을 사용하여 차량의 주행속도, 슬래브궤도의 지지강성 및 감쇠계수, 궤도틀림 등의 변화에 따른 슬래브궤도의 방진 효율성을 검토하였다.

* 한국철도기술연구원 책임연구원
** 한국철도기술연구원 주임연구원
*** 한국철도기술연구원 선임연구원
**** 한국철도대학 교수

2. 궤도의 조도하중에 대한 고조파진동 해석

2.1 차륜과 레일의 상호작용력 계산

구조물상에 부설된 자갈도상궤도에 대한 동적해석을 수행하기 위한 연속보모델을 나타낸 그림1로부터 차량의 전륜과 후륜에서 레일과 접촉하는 점에서의 상호작용력 F_{H1} , F_{H2} 은 다음 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} F_{H1} \\ F_{H2} \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} \frac{y_{w1}}{A_{w1}} \\ \frac{y_{w2}}{A_{w2}} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} K_H(y_{w1} - y_{r1} - y_{y/w1}) \\ K_H(y_{w2} - y_{r2} - y_{y/w2}) \end{Bmatrix} \quad (1)$$

여기서 y_{r1} , y_{r2} 및 y_{w1} , y_{w2} 는 각각 차륜과 접촉점에서의 레일 및 차륜의 변위들이고, A_{w1} , A_{w2} 는 각각 전륜과 후륜에서 단위조도하중에 대한 차륜변위를 나타내는 어드미턴스(Admittance)이다. 또한 K_H 는 차륜과 레일의 접촉면에서의 헤르쯔안(Hertzian) 스프링상수이고, $y_{r/w1}$, $y_{r/w2}$ 는 전륜과 후륜에서의 차륜과 레일의 상대 표면조도이다. 식(1)로부터 레일변위는 다음과 같이 나타내진다.

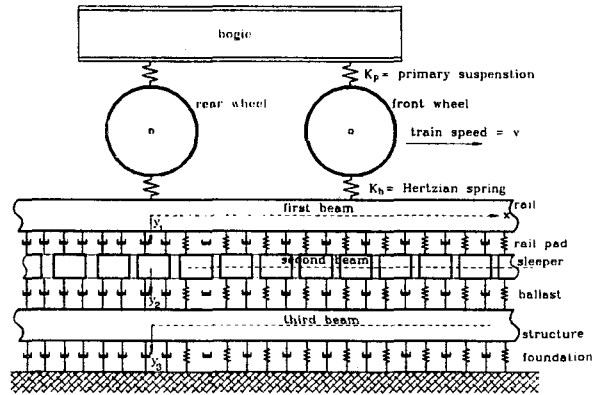


그림 1 구조물상에 부설된 자갈도상궤도의 동적해석을 위한 연속보 모델

$$\begin{Bmatrix} y_{r1} \\ y_{r2} \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} y_{r/w1} \\ y_{r/w2} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} (\frac{1}{K_H} + A_{w1})F_{H1} \\ (\frac{1}{K_H} + A_{w2})F_{H2} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

한편, 레일에 작용하는 단위하중에 대한 궤도 변위를 나타내는 레일 어드미턴스의 정의로부터 다음과 같은 관계식이 성립하므로

$$\begin{bmatrix} A_{11}^r & A_{12}^r \\ A_{21}^r & A_{22}^r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{H1} \\ F_{H2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} y_{r1} \\ y_{r2} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

식(2), (3)으로부터 상호작용력과 레일/차륜 상대조도와와의 관계는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} (\frac{1}{K_H} + A_{w1} + A_{11}^r) & A_{12}^r \\ A_{21}^r & (\frac{1}{K_H} + A_{w2} + A_{22}^r) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{H1} \\ F_{H2} \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} y_{r/w1} \\ y_{r/w2} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

또한 차륜/레일조도와 레일변위와의 관계는 식(3), (4)로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} y_{r1} \\ y_{r2} \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} A_{11}^r & A_{12}^r \\ A_{21}^r & A_{22}^r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} (\frac{1}{K_H} + A_{w1} + A_{11}^r) & A_{12}^r \\ A_{21}^r & (\frac{1}{K_H} + A_{w2} + A_{22}^r) \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} y_{r/w1} \\ y_{r/w2} \end{Bmatrix} = \mathbf{H}_r(\omega) \mathbf{y}_{r/w} \quad (5)$$

여기서 \mathbf{H}_r 은 단위 차륜/레일 조도에 대한 레일응답을 나타내는 전달함수로서 다음과 같이 나타내진다.

$$\mathbf{H}_r(\omega) = - \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{11}^r & \mathbf{A}_{12}^r \\ \mathbf{A}_{21}^r & \mathbf{A}_{22}^r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \left(\frac{1}{K_H} + \mathbf{A}_{w1} + \mathbf{A}_{11}^r \right) & \mathbf{A}_{12}^r \\ \mathbf{A}_{21}^r & \left(\frac{1}{K_H} + \mathbf{A}_{w2} + \mathbf{A}_{22}^r \right) \end{bmatrix}^{-1} \quad (6)$$

궤도 각부의 동적거동은 차륜 및 궤도 어드미턴스와 차륜/궤도 상대조도가 주어지면 식(5)를 이용하여 구할 수 있다.

2.2 레일의 어드미턴스(Admittance) 계산

이동 고조하중(Harmonic excitation)을 받는 자갈도상궤도를 3중보로 모형화할 경우 궤도부분계의 운동 방정식은 다음이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} E_1 I_1 \frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4} + m_1 \frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} + k_1^*(y_1 - y_2) &= F_H \delta(x - vt) e^{i\omega t} \\ E_2 I_2 \frac{\partial^4 y_2}{\partial x^4} + m_2 \frac{\partial^2 y_2}{\partial t^2} + k_1^*(y_2 - y_1) + k_2^*(y_2 - y_3) &= 0 \\ E_3 I_3 \frac{\partial^4 y_3}{\partial x^4} + m_3 \frac{\partial^2 y_3}{\partial t^2} + k_2^*(y_3 - y_2) + k_3^* y_3 &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 k_1^* , k_2^* , k_3^* 는 각각 단위길이당 레일패드, 자갈도상 및 구조물의 복소스프링 계수이다.

고조하중에 대한 궤도부분계의 응답은 다음과 같이 나타낼 수 있고

$$y(x, t) = \tilde{y}(x, t) e^{i\omega t} \quad (8)$$

x 와 t 에 관한 편미분은 상대좌표 $r = x - vt$ 에 대한 편미분으로 다음과 같이 나타낼 수 있으므로

$$\frac{\partial^n y}{\partial x^n} = \frac{\partial^n \tilde{y}}{\partial r^n} e^{i\omega t}, \quad \frac{\partial^n y}{\partial t^n} = (i\omega - v \frac{\partial}{\partial r})^n \tilde{y} e^{i\omega t} \quad (9)$$

식(8)을 식(9)에 대입하면 운동방정식은 상대좌표 r 만의 함수로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} E_1 I_1 \frac{\partial^4 \tilde{y}_1}{\partial r^4} + m_1 (i\omega - v \frac{\partial}{\partial r})^2 \tilde{y}_1 + k_1^*(\tilde{y}_1 - \tilde{y}_2) &= F_H \delta(r) \\ E_2 I_2 \frac{\partial^4 \tilde{y}_2}{\partial r^4} + m_2 (i\omega - v \frac{\partial}{\partial r})^2 \tilde{y}_2 + k_1^*(\tilde{y}_2 - \tilde{y}_1) + k_2^*(\tilde{y}_2 - \tilde{y}_3) &= 0 \\ E_3 I_3 \frac{\partial^4 \tilde{y}_3}{\partial r^4} + m_3 (i\omega - v \frac{\partial}{\partial r})^2 \tilde{y}_3 + k_2^*(\tilde{y}_3 - \tilde{y}_2) + k_3^* \tilde{y}_3 &= 0 \end{aligned} \quad (10)$$

식(10)을 s -영역으로 후리에(Fourier) 변환하면 다음과 같이 되므로

$$\begin{aligned} E_1 I_1 s^4 \bar{y}_1 - m_1 (\omega - vs)^2 \bar{y}_1 + k_1^*(\bar{y}_1 - \bar{y}_2) &= F_H \\ E_2 I_2 s^4 \bar{y}_2 - m_2 (\omega - vs)^2 \bar{y}_2 + k_1^*(\bar{y}_2 - \bar{y}_1) + k_2^*(\bar{y}_2 - \bar{y}_3) &= 0 \\ E_3 I_3 s^4 \bar{y}_3 - m_3 (\omega - vs)^2 \bar{y}_3 + k_2^*(\bar{y}_3 - \bar{y}_2) + k_3^* \bar{y}_3 &= 0 \end{aligned} \quad (11)$$

이 식을 행렬형식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \{E_1 I_1 s^4 - m_1 (\omega - vs)^2 + k_1^*\} & -k_1^* & 0 \\ -k_1^* & E_2 I_2 s^4 - m_2 (\omega - vs)^2 + k_2^* & -k_3^* \\ 0 & -k_3^* & E_3 I_3 s^4 - m_3 (\omega - vs)^2 + k_3^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{y}_1 \\ \bar{y}_2 \\ \bar{y}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{F}_H \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

식(12)을 \bar{y}_1 , \bar{y}_2 , \bar{y}_3 에 대하여 풀고 이들을 다시 후리에(Fourier) 역변환하면 궤도부분계에 주파수응답을 구할 수 있다. 궤도어드미턴스 $A_r (= \bar{y}_r / \bar{F}_H)$ 는 궤도부분계주파수 응답으로부터

구할 수 있다.

2.3 차륜의 어드미턴스(Admittance) 계산

차량의 1, 2차 현가장치(Suspension)와 대차(Bogie) 및 차체의 질량을 고려할 경우 조도로 인한 차량의 운동은 그림 3과 같이 3 질점 모델로 나타낼 수 있고 이 때의 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} M_t \ddot{y}_t + C_s(\dot{y}_t - \dot{y}_b) + K_s(y_t - y_b) &= 0 \\ M_b \ddot{y}_b + C_s(\dot{y}_b - \dot{y}_t) + C_p(\dot{y}_b - \dot{y}_w) + K_s(y_b - y_t) + K_p(y_b - y_w) &= 0 \\ M_w \ddot{y}_w + C_p(\dot{y}_w - \dot{y}_b) + K_p(y_w - y_b) &= F_H \end{aligned} \quad (16)$$

여기서 M_t , M_b 는 차체 및 대차의 질량이며, M_w 차축 및 차륜을 포함한 현가 되지 않은 스프링하 질량(Unsprung mass)이다. 또한 K_p , K_s 는 1차 및 2차 현가장치의 스프링계수이며, C_p , C_s 는 1차 및 2차 현가장치의 감쇠계수이다. 식(16)를 주파수영역으로 후리에 변환한 후 $y_w(\omega)$ 를 구하면 차륜의 어드미턴스, $A_w (= \bar{y}_w / \bar{F}_H)$ 를 구할 수 있다.

2.4 차륜/레일 조도의 파워스펙트럼(Power spectrum)

차륜-레일표면의 조도에 대한 파워스펙트럼(PSD; Power spectral density)는 대체로 공간 주파수의 3승에 반비례하는 것이 보고되고 있다^[7]. 이러한 가정하에 조도의 PSD는 다음과 같이 나타내진다.

$$S_d(\Omega) = \frac{A}{(B + \Omega)^3} \quad (18)$$

여기서 $\Omega (= 2\pi/\lambda = \omega/v)$ 는 공간주파수(Spatial frequency)이고, λ , ω 는 파장과 각주파수(Angular frequency)이다. 또한 A , B 는 조도상수로서 A 는 파장 (λ)이 3 m 이내인 단파장에 대응하는 특성값으로 보통 $A = 2.0 \times 10^{-6}$ 을 사용하고 B 는 장파장에 대응하는 특성값으로 $B = 0.36 \text{ m}^{-1}$ 의 값을 사용한다.

2.6 레일의 PSD 응답

동일지점에 대한 레일표면 파워스펙트럼을 $S_i^{r/w}(\omega)$ 라 하면 그림1에서와 같이 동일 레일상에 있는 두 지점에 대한 교차파워스펙트럼(Cross Power Spectrum)은 자기상관함수(Autocorrelation Function)의 개념으로부터 아래와 같이 구할 수 있다.

두 지점에 대한 크로스 자기상관함수 $R_{ij}^r(\tau)$ 는 정의로부터

$$R_{ij}^{r/w}(\tau) = E[y_{r/wi}(t)y_{r/wj}(t+\tau)] \quad (21)$$

이고, 동일 레일상의 두 지점에 대한 차륜도달 시간차 $t_{ij} = (x_j - x_i)/V$ 를 고려하면

$$y_{r/wj}(t+\tau) = y_{r/wi}(t+\tau - t_{ij}) \quad (22)$$

이므로, 식(21)은 다음과 같이 나타나게 된다.

$$R_{ij}^{r/w}(\tau) = E[y_{r/wi}(t)y_{r/wi}(t+\tau - t_{ij})] = R_i^{r/w}(\tau - t_{ij}) \quad (23)$$

두 지점에 대한 교차파워스펙트럼(Cross Power Spectrum)은 Wiener-Khintchine 변형으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} S_{ij}^{r/w}(\omega) &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_{ij}^{r/w}(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_i^{r/w}(\tau - t_{ij}) e^{-i\omega\tau} d\tau \\ &= \frac{1}{2\pi} e^{-i\omega t_{ij}} \int_{-\infty}^{\infty} R_i^{r/w}(\tau') e^{-i\omega\tau'} d\tau' = S_i^{r/w}(\omega) e^{-i\omega t_{ij}} \end{aligned} \quad (24)$$

식(24)로부터 두 지점에서의 궤도틀림 스펙트럼행렬은 다음과 같이 나타내진다.

$$S^{r/w}(\omega) = \begin{bmatrix} 1 & e^{-i\alpha t_{ij}} \\ e^{i\alpha t_{ij}} & 1 \end{bmatrix} S_i^{r/w}(\omega) \quad (25)$$

레일의 스펙트럼응답은 식(5)과 식(25)으로부터

$$S_y(\omega) = [\overline{H_r(\omega)}] S^{r/w} [H_r(\omega)]^T \quad (26)$$

여기서 $[\overline{H_r(\omega)}]$ 는 $[H_r(\omega)]$ 의 공액복소수(Complex Conjugate)이다. 레일 이외의 궤도각부에 대한 응답은 식(14), (15)를 사용하여 어드미턴스를 구한 후 식(5)와 같은 방법으로 전달함수를 구한 후 식(26)과 같이 구할 수 있다.

궤도 각부의 PSD응답이 구해지면 1/3 옥타브밴드(Octave band) 주파수영역에서 속도 및 가속도레벨은 하한주파수(f_l)와 상한주파수(f_u) 사이의 PSD의 총합으로 다음과 같이 구해진다.

$$dB(V_i) = 10 \log_{10} \left\{ \frac{\omega^2 \hat{S}_{d_i}(f_u - f_l)}{v_{ref}^2} \right\} = 10 \log_{10} \left\{ \frac{C\omega^3 \hat{S}_{d_i}}{v_{ref}^2} \right\} \quad (27)$$

$$dB(A_i) = 10 \log_{10} \left\{ \frac{\omega^4 \hat{S}_{d_i}(f_u - f_l)}{a_{ref}^2} \right\} = 10 \log_{10} \left\{ \frac{C\omega^5 \hat{S}_{d_i}}{a_{ref}^2} \right\} \quad (28)$$

여기서 v_{ref} 및 a_{ref} 는 속도 및 가속도의 기준값으로서 각각 $5.0 \times 10^8 \text{ m/sec}$ 및 $1.0 \times 10^5 \text{ m/sec}^2$ 사용했고, $C = 2^{1/6} - 2^{-1/6}$ 인 상수이다.

3. 방진슬래브궤도의 방진성평가

자갈도상하부에 방진슬래브를 있는 경우 해석모형은 그림 3과 같이 4층 빔모형으로 나타낼 수 있다. 그러나 최하부구조물은 중간에 지지강성이 없고 단부에 지지되므로 실제와는 차이가 발생하게 된다. 따라서 본 연구에서는 단부에서 지지되는 강성을 등가윙클러강성 (Equivalent Winkler spring)으로 모형화하였는데 그 개념은 다음과 같다.

먼저 단부에서 지지되는 구조물의 상부슬래브를 강성을 가진 등가윙클러 스프링으로 지지된다고 가정한다. 하부구조물만을 대상으로 상세한 구조해석을 수행하여 상부슬래브의 휨운동에 대한 첫 번째 고유진동수를 안다고 가정하면 등가구조물의 첫 번째 고유진동수는 등가강성을 포함한 수식으로 표현될 수 있으므로 이들을 두 고유진동수를 동일하게 하여 등가강성을 구할 수 있다.

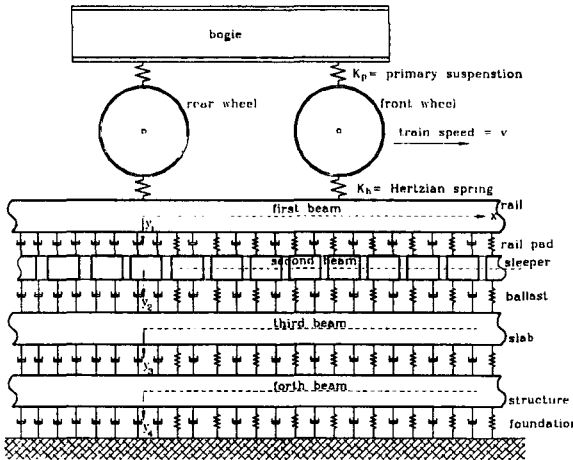


그림 3 방진슬래브 궤도의 모형

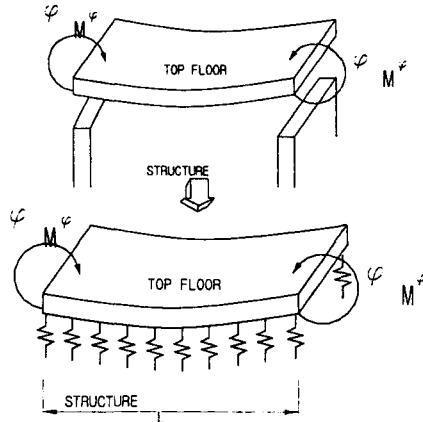


그림 4 하부구조물의 등가 윙클러지지 구조물모

3. 방진슬래브케도의 방진성 평가

상기의 방법을 사용에서 자갈도상케도에 대한 방진슬래브케도의 방진효과를 검토하였다. 이때 사용된 케도 및 차량의 물성치는 표 1과 같다. 그림 5는 열차속도가 80km/h일 때 자갈도상케도인 경우 하부구조물의 진동레벨을 나타낸 것이고, 그림 6은 방진슬래브케도를 부설했을 때 하부구조물의 진동레벨을 나타낸 것이다. 또한 그림 7은 자갈도상케도에 대한 방진슬래브케도의 진동저감효과를 나타낸 것이다. 방진효율을 나타내는 그림 7로부터 구조물에서의 진동저감은 주파수에 비례하여 증가함을 알 수 있다. 그러나 슬래브 상부에 있는 레일과 침목에서의 진동은 방진슬래브를 부설하기 전과 거의 차이가 없음을 알 수 있다.

표 1. 자갈도상케도 및 차량의 물성치

레	탄성 계수	2.06E+11 (N/m ²)
	단위 중량	60.8 (kg/m)
	단 면 적	7.75E-03 (m ²)
일	단면 2차 모멘트	3.09E-05 (m ⁴)
	스프링 계수	8.17E+07 (N/m)
패드	감쇠 계수	$\eta = 0.3$
	중 량	250 (kg/m ³)
침 목	간 격	0.6 (m)
	스프링 계수	3.69E+07 (N/m)
도상	감쇠 계수	$\eta = 0.3$
	단면적	1.574m
구조물	단면2차모멘트	10.18m ⁴
	탄성계수	3.0E10N/m ²
	단위길이당 중량	40E3kg
차 량	스프링하질량	1000.0kg
	Hertzian 스프링강성	1.4E+09 N/m

그림 8은 열차통과 속도에 따른 방진슬래브케도의 진동저감효과를 나타낸 것이다. 열차속도에 따른 진동저감효과를 나타낸 그림 8-(a)로부터 방진효과는 속도에 큰 영향을 받지 않음을 알 수 있으나 특정속도에서 최대방진효과가 있음을 알 수 있다. 이러한 사실로부터 열차통과속도가 일정하게 주어지는 노선에 부설할 방진슬래브케도를 설계하는 경우는 주어진 속도에 맞게 슬래브패드 강성 및 감쇠계수를 최적화할 필요가 있음을 알 수 있다.

슬래브패드강성의 변화에 따른 하부구조물의 진동레벨 및 진동저감효과를 나타낸 그림.9의 결과로부터 슬래브패드의 강성이 적어짐에 따라 진동저감효과는 커짐을 알 수 있다. 따라서 케도 및 차량의 안전성에 저해 받지 않는 범위 내에서 슬래브패드 강성을 최소화하는 것이 방진슬래브케도에서 가장 유리함을 알 수 있다. 슬래브패드 감쇠계수에 따른 하부구조물의 진동레벨 및 진동

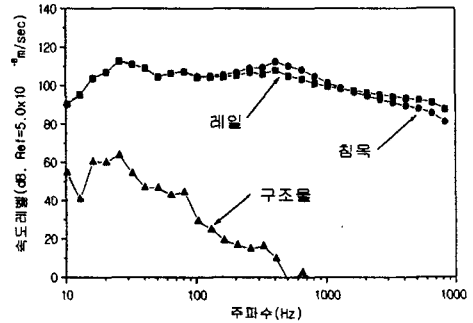


그림 5 자갈도상케도의 진동레벨

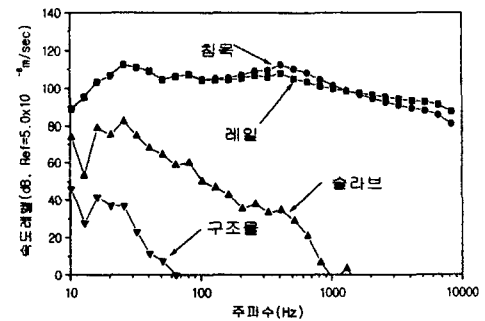


그림 6 방진슬래브케도의 진동레벨

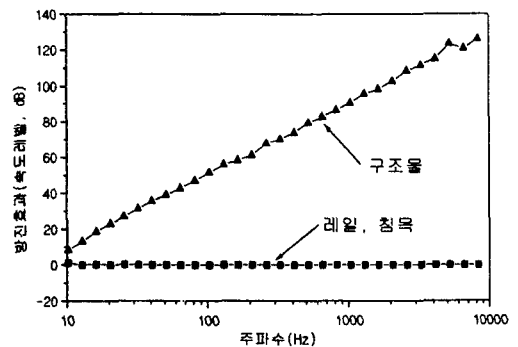
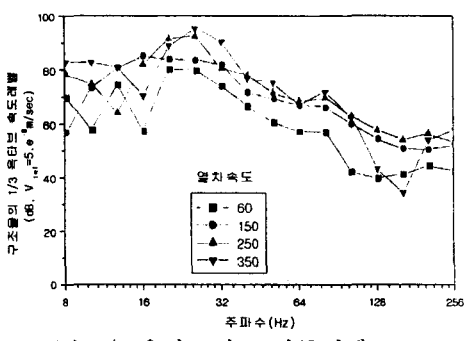
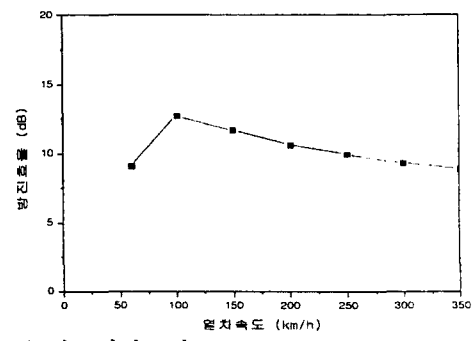


그림 7 방진슬래브케도의 방진효과

저감효과를 나타낸 그림 10로부터 감쇠계수가 클 경우 진동저감효과가 커지나 감쇠계수가 커질수록 진동저감효과의 증가율은 적어짐을 알 수 있다. 따라서 방진슬래브케도 설계시 감쇠계수의 크게 하는 것이 유리하나 감쇠재료의 비용도 동시에 증가되므로 두 개의 상호인자간의 최적화가 필요함을 알 수 있다. 케도틀림 정도에 따른 방진슬래브케도의 방진효과를 검토하기 위하여식 (18)로 나타낸 케도틀림 파워스펙트럼함수의 계수 A를 변화하면서 하부구조물의 진동레벨 및 진동저감효과를 해석하였다. 이들 결과를 나타낸 그림 11로부터 케도틀림이 클 경우 진동레벨은 그에 비례하여 증가하지만 진동저감효과는 동일함을 알 수 있다. 이러한 사실로부터 방진슬래브케도 설계시 케도틀림의 영향은 고려할 필요가 없음을 알 수 있다.

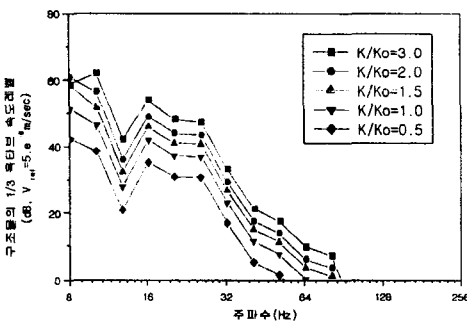


(a) 1/3 옥타브밴드 진동레벨

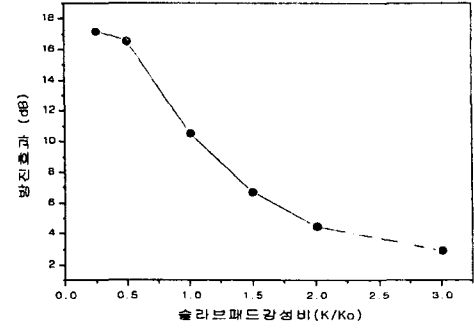


(b) 진동저감효과

그림 8 열차통과속도에 따른 하부구조물의 방진효율성 분석

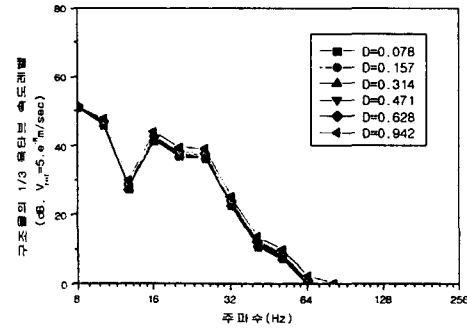


(a) 1/3 옥타브밴드 진동레벨

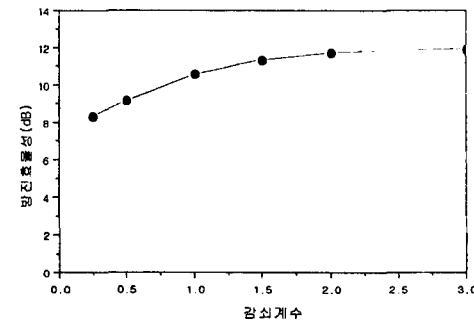


(b) 진동저감효과

그림 9 슬래브패드강성에 따른 하부구조물의 방진효율성 분석

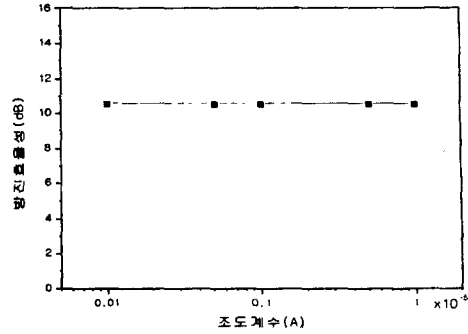
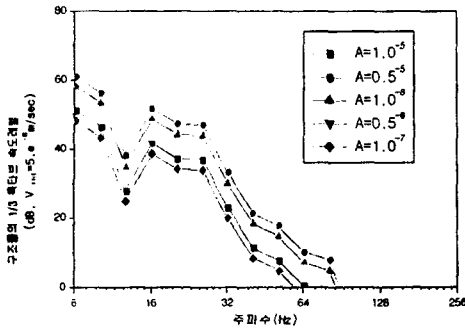


(a) 1/3 옥타브밴드 진동레벨



(b) 진동저감효과

그림 10 슬래브패드 감쇠계수에 따른 하부구조물의 방진효율성 분석



(a) 1/3 옥타브밴드 진동레벨

(b) 진동저감효과

그림 11 궤도틀림 정도에 따른 하부구조물의 방진효율성 분석

4. 결 론

본 연구에서는 방진궤도의 방진효율 최적설계를 위하여 방진슬래브궤도 부설시 하부구조물에서의 진동저감효과를 정량적으로 평가할 수 있는 해석기법을 개발하였다.

개발된 해석방법을 사용하여 차량의 주행속도, 슬래브궤도의 지지강성 및 감쇠계수, 궤도틀림 등의 변화에 따른 슬래브궤도의 방진 효율성을 검토한 결과 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- (1) 하부구조물에서의 진동저감은 주파수에 비례하여 증가함을 알 수 있다. 그러나 슬래브 상부에 있는 레일과 침목에서의 진동은 방진슬래브를 부설하기 전과 거의 차이가 없음을 알 수 있다.
- (2) 방진효과는 정해진 슬래브강성 및 감쇠계수에 대하여 속도에 큰 영향을 받지 않으나 특정속도에서 최대방진효과가 나타난다.
- (3) 슬래브패드의 강성이 적어짐에 따라 진동저감효과는 커진다.
- (4) 감쇠계수가 클 경우 진동저감효과가 커지나 감쇠계수가 커질수록 진동저감효과의 증가율은 적어진다.
- (5) 궤도틀림이 클 경우 진동레벨은 그에 비례하여 증가하지만 진동저감효과는 동일하다.

참고문헌

1. 양신추, 고영현(1994. 12), "열차주행시 하부구조물에 작용하는 동하중의 산정", 한국고속철도건설공단
2. 양신추 (1997), "차량과 궤도의 상호작용을 통한 하부구조물에 작용하는 동하중의 산정", 대한토목학회논문집, 제17권 I-1
3. Vijay K. Grag, Rao V. Dukkipati(1984), "Dynamic of railway vehicle systems", ACADEMIC Press
4. Sato, Y. (1976), " Railway Technical Research Report-Study on High Frequency Vibrations in Track", The Railway Technical Research Institute, Japanese National Railways, No, 1013
5. Esveld, C, "Modern Railway Track", Head of quality Control and Rail Technology NS Permanent Way Department