

점탄성 방진재를 이용한 레일시스템의 진동특성 해석

이 정학, 장 한기** 김 광준**
(정희원) (정희원)

(Analysis of Vibration Characteristics of Railway System
using the Viscoelastic Materials for Vibration Isolation)

(Joung-Hak Lee, Han-Kee Jang, Kwang-Joon Kim)

기호 설명	
m_1	: 레일의 단위길이당 질량 (60kg/m)
m_2	: 침목의 단위길이당 질량 (110kg/m)
M_w	: 바퀴의 질량 (415kg)
EI	: 레일의 굽힘강성 (6.396MN·m ²)
Δ	: 레일 불균일성 (corrugation) 에 의한 진폭(0.01mm)
v	: 열차의 주행속도 (60km/h)
P_0	: 차체의 무게에 의한 초기하중 (8000kg)
P_d	: 바퀴와 레일사이의 동적접촉력
k_1^*	: 레일 패드의 복소 스프링계수
k_2^*	: 마이크로셀룰라 패드의 복소 스프링계수
y_s	: 침목의 처짐
y_w	: 바퀴의 처짐
y_r	: 레일의 처짐
d_H	: Hertz 의 힘에 의한 바퀴와 레일사이의 변형
S	: 점탄성재료의 형상계수
ν	: 프와송비
$R(S, \nu)$: 점탄성재료의 형상보정함수

1. 서론

열차의 궤도에서 전파되는 진동이 과거에는 당연

시되어 왔지만 생활 주거 환경에 관심이 많은 최근에는 큰 문제로 인식되고 있다. 궤도계에서 지배적으로 작용하는 진동 발생원은 바퀴와 레일사이의 불균일성에 의해 발생하는 힘과 주기적으로 배치되어 있는 바퀴들이 레일의 특정점을 주기적으로 지남으로서 생기는 힘이다. 이와같은 진동원에 의해 발생하는 진동을 해결하기 위해 여러가지 방진대책이 이용되고 있는데, 진동이 감지되는 수진부에서의 방진대책, 전파경로상에 방진구, 방진벽 등을 설치하는 전파경로상에서의 방진대책, 방진궤도를 설치하는 진동원에서의 방진대책 등이 있다[1]. 이 중에서 진동원에서의 방진대책이 가장 효율적이므로 방진궤도가 많이 이용되고 있다. 과거에는 방진목적으로 자갈 궤도가 많이 사용되었으나 유지, 보수에 비용이 많이 들고 자갈의 부서짐에 의한 분진을 비롯한 환경적인 문제 등으로 최근에 들어 콘크리트 도상 방진궤도가 사용되고 있다. 우리나라에서도 현재 이와 같은 방진궤도가 건설되고 있다.

본 연구에서는 이러한 방진궤도의 성능을 파악하고 또 적절한 방진궤도의 설계를 위하여 먼저 모형화하는 방법을 제시하였다. 이를 위해서는 궤도를 구성하는 방진요소의 특성을 결정하는 것이 필수적이므로 현재 사용되고 있는 점탄성 방진재에 대하여 주파수, 온도, 초기 변형률, 동적변형률등 여러가지 인자에 대한 물성치를 구하였으며, 이를 이용하여 궤도계의 진동전달 특성을 파악하고 고찰하였다.

* 한국과학기술원 기계공학과 소음 및 진동 연구센터 (NOVIC)

** 정희원, 한국과학기술원 기계공학과 소음 및 진동 연구센터 (NOVIC)

2. 궤도 모형화를 위한 이론

2.1. 콘크리트 도상 방진궤도의 구조

콘크리트 도상 방진궤도의 구조는 그림 1에 나타난 것처럼 레일, 레일 패드, 침목, 마이크로셀룰라 패드, 고무부츠, 및 콘크리트 도상으로 구성되어 있다. 레일의 중량은 50kg/m 나 60kg/m 의 것을 사용하며 침목은 트윈블록 침목이나 PC 침목을 사용한다. 이 궤도에 사용되는 방진재인 레일 패드, 마이크로셀룰라 패드, 및 고무부츠는 모두 점탄성재료이다. 이 중 레일 패드는 NR류의 고무로 충격완화에 큰 역할을 하며, 마이크로셀룰라 패드는 내열특성이 우수한 EPDM을 발포시켜 만든 발포물로서 진동의 차단성능이 우수하며 충격 에너지 흡수능력이 뛰어나다. 또한, 네오프렌류의 고무부츠는 높은 강성을 가지며 침목과 콘크리트 도상사이에서 주로 수평방향으로의 침목의 움직임에 대한 완충작용을 한다.

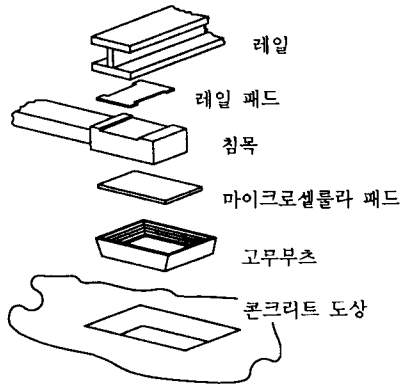


그림 1 콘크리트 도상 방진궤도의 구조

2.2. 궤도 모형 및 이론식

궤도로부터 지반으로 전파되는 진동은 넓은 주파수 영역에 걸쳐 존재하지만 200Hz이상의 고주파수 영역의 진동은 지반을 통과하면서 빠르게 감쇠되므로 주위의 건물에는 거의 전파되지 않는다. 따라서 본 연구에서는 지반진동에 관계되는 200Hz이하의 수직방향의 진동해석에 적합한 궤도 모형으로 그림 2 와 같은 연속지지모형 (continuously supported model) 을 사용한다. 연속지지모형

은 레일을 연속보로 나타내고, 침목을 굽힘강성과 전단강성을 무시한 균일한 연속체로 나타낸다.

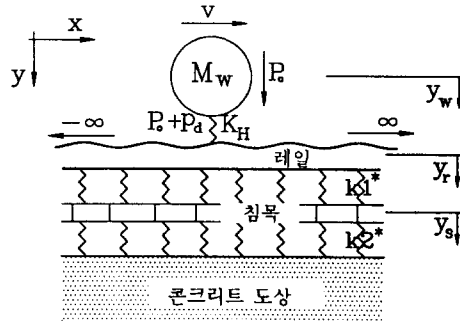


그림 2 바퀴가 포함된 연속지지 궤도모형

궤도계의 가진력은 일반적인 진동계와 달리 바퀴의 움직임으로 인해 계의 내부에서 발생하고 주파수에 따른 크기도 계의 동특성과 관련되어 나타난다. 따라서 궤도계의 해석에 있어서는 가진력을 결정하는 것이 궤도계의 힘 전달률을 구하는 것만큼 중요한 일이다. 여기서 접촉력을 예측하기 위하여 궤도모형에서는, 바퀴 및 레일 마모에 의한 불균일성은 일정한 크기의 정현파 형태로 가정하였다.

그림 2의 모형에서 열차를 열차의 바퀴질량만으로 나타낸 것은, 바퀴 위에 놓여있는 열차 차량의 고유주파수가 수 Hz 이하의 아주 낮은 주파수이므로 바퀴 및 궤도의 진동과 분리된 것으로 가정한 것이다[2-4]. 바퀴와 레일사이에서 나타난 스프링은 Hertz 이론에 의한 접촉 스프링을 선형화하여 나타내었다[3].

그림 2의 궤도계는 바퀴와 레일이 Hertz 이론에 의한 접촉 스프링으로 연결되어 있다. 따라서 이 계는 바퀴와 접촉 스프링이 연결된 부분계와 레일이하의 부분계로 나타낼 수 있다.

여기서 바퀴 자체만의 컴플라이언스 $\alpha_w (= -\frac{y_w}{P_d})$ 는 관심있는 주파수영역에서 바퀴를 강체로 고려할 경우, $\alpha_w = \frac{1}{-M_w \omega^2}$ 로 나타낼 수 있고, 레일의 컴플라이언스 $\alpha_r (= \frac{y_r}{P_d})$ 은 그림 3에 나타낸 레일 이하의 부분계를 모형화함으로써 구할 수 있다. 여기서 레일의 전단변형 (shear deflection) 과 회전관성 (rotational inertia) 을 무시한 레일 이하의 부분계의 지배방정식은 아래와 같다[2].

$$m_1 \frac{\partial^2 y_r}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 y_r}{\partial x^4} = P_d e^{j\omega t} \delta(x - vt) - k_1^* (y_r - y_s) \quad (1)$$

$$m_2 \frac{\partial^2 y_s}{\partial t^2} = -k_1^* (y_s - y_r) - k_2^* y_s \quad (2)$$

바퀴의 속도를 v 라고 할 때, 가진력 또한 속도 v 로서 움직이게 된다. 이동하중에 대한 해석이 용이하게 바퀴와 레일의 접촉점을 기준으로 하는 좌표계를 아래와 같이 정의한다.

$$\tilde{x} = x - vt \quad (3)$$

그리고 y_r 과 y_s 를 \tilde{x} 좌표상에서 나타내면

$$y_r = \tilde{y}_r(\tilde{x}) e^{j\omega t} \quad (4)$$

$$y_s = \tilde{y}_s(\tilde{x}) e^{j\omega t} \quad (5)$$

과 같이 나타낼 수 있고, 치환된 \tilde{x} 좌표계에서 경계조건을 나타내면 다음과 같다.

$$\lim_{\tilde{x} \rightarrow \pm\infty} \tilde{y}_r(\tilde{x}) = \lim_{\tilde{x} \rightarrow \pm\infty} \tilde{y}_r^{(n)}(\tilde{x}) = 0 \quad (n=1, 2, 3, 4) \quad (6)$$

$$\lim_{\tilde{x} \rightarrow \pm\infty} \tilde{y}_s(\tilde{x}) = \lim_{\tilde{x} \rightarrow \pm\infty} \tilde{y}_s^{(n)}(\tilde{x}) = 0 \quad (n=1, 2, 3, 4) \quad (7)$$

이 경계조건을 이용하여 복소수 q 영역으로 푸리에변환(Fourier transformation)을 하여 $\alpha_r(q) = \frac{Y_r(q)}{P_d}$ 를 구할 수 있고, $\alpha_r(q)$ 를 역푸리에변환을 하여 $\alpha_r(\tilde{x})$ 를 구할 수 있다. $\alpha_r(0)$ 은 바퀴와 레일이 접촉하고 있을 때의 레일의 컴플라이언스를 나타내고, 위의 $\alpha_r(\tilde{x})$ 를 사용하면 접촉점으로부터 \tilde{x} 만큼 떨어진 지점의 레일의 처짐을 구할 수 있다. 실제로 바퀴와 레일사이의 수직방향 동적접촉력 $P_d(\omega)$ 를 구하기 위하여 바퀴와 레일사이의 변위관계를 나타내면 다음과 같다.

$$y_w = y_r + \Delta + d_H \quad (8)$$

식 (8) 을 바퀴의 컴플라이언스 (compliance) α_w 와 레일의 컴플라이언스 α_r 과 $d_H = \frac{P_d}{k_H}$ 를 이용하여 바퀴와 레일사이

의 수직접촉력에 관한 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{P_d}{k_H \Delta} = \frac{-1}{\{1 + k_H (\alpha_r + \alpha_w)\}} \quad (9)$$

위의 식 (9) 를 이용하여 레일의 불균일성에 의하여 발생하는 수직접촉력을 구한다. 레일에 대한 관계식을 유도한 것과 동일한 방법으로 식 (1), (2) 를 침목에 대하여 유도하면 가진력에 대한 도상으로 전달되는 힘의 비를 나타내는 힘 전달률과 식 (9) 를 이용하여 도상으로 전달되는 힘도 구한다.

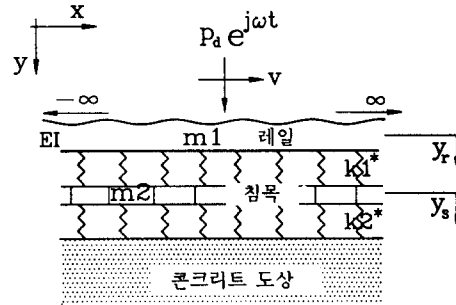


그림 3 연속지지 궤도모형

3. 궤도계 방진요소의 물성치 추출

궤도모형을 이용하여 궤도의 진동특성을 파악하기 위해서는 사용되는 방진재의 정확한 물성치를 추출하여 방진재의 기계적 특성을 알아야 한다. 실제 궤도는 여러 가지 상황과 환경에서 사용될 수 있으므로 방진요소인 레일 패드, 마이크로셀룰라 패드와 고무부츠에 대하여 온도, 주파수, 동적변형률과 초기변형률의 변화에 따라 물성치 추출 실험을 하였다. 이를 위해 과학기술원에서 개발한 고분자재료시험기[5]를 이용하여 각 인자들을 변화시켜가며 각 방진요소에 대하여 실험하였는데, 그 중에서 궤도의 방진성능에 큰영향을 미치는 마이크로셀룰라 패드의 결과를 아래 표 1~3에 나타내었다. 실험에서 시편의 양끝단이 측면방향으로의 변위가 구속되어 저장탄성계수와 강성계수가 실제보다 크게 측정된다. 이를 하중을 받는 면적과 하중을 받지 않는 면적의 비로 나타내는 형상계수(S)와 프와송비(ν)의 함수인 형상보정합

수 (R(S, v)) 를 이용하여 보정하였다[6,7].

표1 여러인자가 마이크로셀룰라 패드의 저장탄성계수에 미치는 영향

	유일 시편	STEDEF 시편
절대값의 크기	1.6-2.6 MN/m ²	0.7-1.7 MN/m ²
주파수 증가 (5-->70Hz)	20-30% 증가	18-30% 증가
온도 증가 (17--> 50°C)	10% 감소	30% 감소
P_S 증가 5-->10% (D_S : 1%) 10-->20% (D_S : 2%)	5%이내 감소 17-30% 증가	10%이내 감소 30-40% 증가
D_S 증가 1-->2% (P_S : 10%)	15% 감소	15% 감소

표2 여러인자가 마이크로셀룰라 패드의 손실계수에 미치는 영향

	유일 시편	STEDEF 시편
절대값의 크기	0.213 - 0.266	0.118 - 0.225
주파수 증가 (5-->70Hz)	7% 이내 변화	13% 이내 변화
온도 증가 (17--> 50°C)	10 - 14% 감소	38 - 67% 감소
P_S 증가 5-->10% (D_S : 1%) 10-->20% (D_S : 2%)	2% 이내 감소 7% 이내 감소	14% 이내 감소 20% 이내 변화
D_S 증가 1-->2% (P_S : 10%)	7% 이내 증가	16% 이내 증가

표3 마이크로셀룰라 패드의 강성계수

	유일 시편	STEDEF 시편
형상함수 R(S, v)	2.557	2.712
절대값의 크기	53 - 91 MN/m	25 - 57 MN/m

고무부츠의 경우는 마이크로셀룰라 패드와 겹쳐 사용하는데, 고무부츠의 강성이 마이크로셀룰라 패드의 강성보다 1000배이상 크기때문에 궤도계에서 고무부츠의 특성은 거의 나타나지 않는다. 레일 패드는 PANDROL 사에서 NR 류의 재질로 제작한 두께 10mm의 제품에 대하여 실험하였다. 그 특성은 마이크로셀룰라 패드와 유사한 경향을 나타내었는데, 그 결과는 다음 장의 모의실험에 이용하였다. 시험기 성능이 제대로 발휘되는 주파수 범위인 70Hz 까지는 시험기를 이용하여 실험하였고, 70 ~ 200Hz 까지의 물성치는 고분자재료시험기의 실험결과를 외삽 (extrapolation) 하는 방식으로 구하기 위해 그림 4와 같은 실험장치를 이용하여 200Hz 까지의 물성치를 추출하였다.

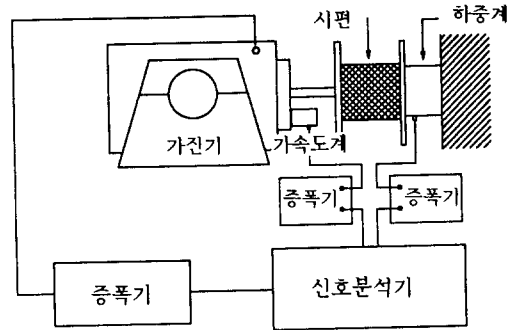


그림 4 가진기를 이용한 임피던스 실험장치

4. 궤도의 진동전달 특성

선택한 궤도 모형 각 요소의 기계적 특성은 실험을 통해 구한 방진요소의 물성치를 각각의 경향에 따라 상수, 1차함수, 및 2차함수로 피팅을 하여 구하였다. 이중 온도 25°C, 초기변형률 10%, 동적변형률 2%의 조건에서 표4에 나타낸 것처럼 강성계수와 손실계수가 다른 두 종류의 방진재에 대하여 모의실험을 하여 콘크리트 도상 방진궤도의 진동전달 특성을 힘 전달률과 바퀴와 레일사이의 동적접촉력 및 도상으로 전달된힘을 구하여 해석하였다.

그림4 ~6 에 나타난 것처럼 궤도의 큰 특징은 접촉력의 피크주파수와 전달률의 피크주파수가 일치

하지 않으므로 도상으로 전달되는 힘이 크게 증폭되지 않게 되어 있다. 그리고 도상으로 전달되는 힘은 가진력의 크기에 의존함을 알 수 있다. 방진재의 강성계수가 작을수록 동적 접촉력에 의해 도상으로 전달되는 힘의 최대치를 감소시킬 수 있다. 그러나 힘 전달률에서 피크주파수를 수Hz 이하의 주파수로 낮추는 것은 궤도의 안전문제로 불가능하므로 궤도 진동의 지배적인 가진주파수영역에서 전달률을 감소시키는 것이 필요하고, 정확한 설계를 위해서는 주위 환경의 영향을 적게 받는 방진재가 필요하다.

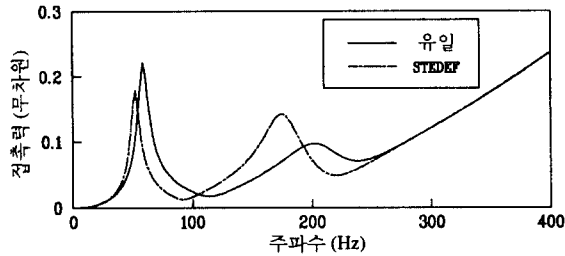


그림 5 바퀴와 레일사이의 동적 접촉력

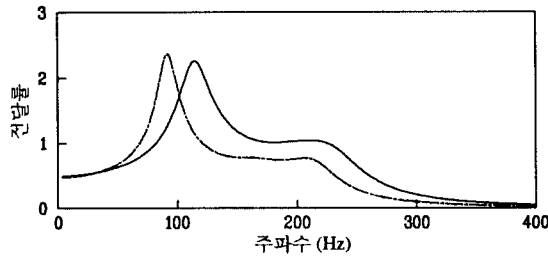


그림 6 도상으로의 힘 전달률

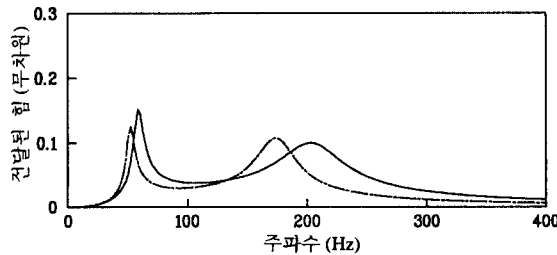


그림 7 도상으로 전달된 힘

표4 피탄 후의 레일 패드의 물성치 (k_1 [MN/m/m], η_1) 및 마이크로셀룰라 패드의 물성치 (k_2 [MN/m/m], η_2)

a	k_1	$(-27.4 \times 10^{-5} f^2 + 0.0736 f + 32.54)/0.6$	$f < 70$ (Hz)
	η_1	$-9 \times 10^{-6} f^2 + 13.4 \times 10^{-4} f + 0.0775$	
a	k_2	$(-25 \times 10^{-4} f^2 + 0.361 f + 54.86)/0.6$	$f < 70$ (Hz)
	η_2	0.2522	
b	k_2	$(0.0236 (f - 70) + 67.88)/0.6$	$70 < f < 400$
	η_2	$4.51 \times 10^{-4} (f - 70) + 0.2522$	
b	k_2	$(-10.2 \times 10^{-4} f^2 + 0.177 f + 31.21)/0.6$	$f < 70$ (Hz)
	η_2	0.1825	
b	k_2	$(0.0191 (f - 70) + 38.62)/0.6$	$70 < f < 400$
	η_2	$28.6 \times 10^{-4} (f - 70) + 0.1825$	

(a : 유일 패드 b : STEDEF 패드)

5. 결론

점탄성방진재를 사용하는 궤도에서의 진동전달 특성을 해석하기 위해 방진재의 물성치를 추출하고 연속지지 궤도모형을 이용하여 레일의 가진력이 되는 바퀴와 레일사이의 접촉력과 힘 전달률 및 도상으로 전달되는 힘을 구하였다. 여기서 진동특성함수의 피크위치가 서로 어긋나 있기 때문에 자연스럽게 진동 저감 특성을 보이고 있음을 확인했다. 또한 강성계수가 작을수록 동적접촉력에 의해 도상으로 전달되는 힘의 최대치가 작아짐을 알았고, 전달되는 힘의 크기가 관심있는 저주파수 영역에서 가진력의 크기에 민감함을 알았다.

현실적으로 전달률의 피크주파수가 수 Hz 이하가 되게 방진요소의 강성계수를 감소시키는 것이 불가능하므로 전달률이 큰 주파수영역이 가진주파수의 영역과 일치하지 않게 궤도를 설계해야 하고, 정확한 설계를 위해서는 주위환경의 여러 조건에 따라 특성 변화가 적은 방진요소가 필요함을 알 수 있었다.

6. 참고 문헌

- [1] Coenraad, "Railway-induced ground vibration", Rail Engineering International, 1991, No.2, 13-17
- [2] Grassie, S.L., et al, "The Dynamic Response of Railway Track to High Frequency Vertical Excitation", Journal Mechanical Engineering Science, 1982, 24(2), 77-90.
- [3] Grassie, S.L., et al, "The Behaviour of Railway Wheelsets and Track at High Frequencies of Excitation", Journal Mechanical Engineering Science, 1982, 24(2), 103-111.
- [4] 藤原隆郎, "地下鐵有樂町線の防振軌道", 기초공학회지, 1975, 10, 59-67.
- [5] 임 이제, "고분자재료 시험시스템의 성능 분석 및 점탄성재료의 물성치 추출", 한국과학기술원 기계공학과 석사학위논문, 1992.
- [6] 심 송, "점탄성재료의 복소 영계수 및 유한요소법에의 응용을 위한 프와송비 추출방법", 한국과학기술원 생산공학과 박사학위논문, 1991.
- [7] Meinecke, E.A., Clark, R.C., Mechanical Properties of Polymeric Foams, Technomic Publishing, 1973.