

틸팅차량의 주행에 의한 지반진동특성 및 저감방안 연구

A Study on the Characteristics and the Reduction Methods for the Ground Vibration due to Traveling Tilting Car

이종세* 김희석** 이은수*** 엄주환****
Lee, Jong Seh Kim, Hee Seok Lee, Eun Soo Eom, Ju Hwan

ABSTRACT

In this paper a study on the characteristics and the reduction method for the ground vibration due to traveling tilting car are carried out. The transmitted load which induces the ground vibration is computed through a study on the interaction between tilting car and the line. Then, this load is applied into the numerical model, which is designed considering the diverse ground conditions. Through the numerical analysis according to the conditons, the characteristics and the reduction method for the ground vibration by tilting car are studied.

1. 서론

2004년 개통 예정인 경부고속철도는 국가철도망의 속도를 혁신적으로 향상시켜 물류비를 절감함으로써 국가경쟁력을 높일 수 있을 것으로 예상되나 이를 위해 막대한 비용과 시간이 소요되고 있다. 이에 비해 기존선을 그대로 사용하면서 속도를 향상하기 위한 선형개량과 중고속/고속 틸팅차량(Tilting Train)의 개발은 기존의 인프라를 이용함으로써 경제적인 문제와 고속철도 운행에 혜택을 받지 못하는 중앙·영동·태백선 등 비 수혜지역의 교통편 증진에 기여할 수 있다. 그러나 열차의 고속화로 인해 발생하는 진동문제는 상황에 따라 필요한 현장계측과 정성적/정량적 분석을 통하여 적절한 진동저감 방안을 강구하여야 하며 환경진동차원에서 열차운행시 발생하는 지반진동의 특성과 그에 대한 대책이 수립되어야 한다.

그러므로 기존의 선로구조물 위를 고속으로 주행하게 될 틸팅열차 통과시 열차의 차륜과 레일의 상호작용에 의하여 발생하는 진동메커니즘에 대한 명확한 규명과 열차운행시 지반을 통해 인근 구조물로 전파되는 지반진동 특성의 파악이 절실히 요구된다. 특히 환경에 대한 사회적 관심이

* 정회원 · 한양대학교 토목환경공학과, 교수 · 공학박사(E-mail : jonglee@hanyang.ac.kr)
** 정회원 · 한양대학교 토목환경공학과, 박사과정 · 공학석사(E-mail : lagoon@ihanyang.ac.kr) - 발표자
*** 회원 · 한양대학교 토목환경공학과, 공학석사(E-mail : les-7@hanmail.net)
**** 회원 · 한국철도기술연구원 선임연구원

증가하고 있는 시점에서 열차의 고속주행시 발생하는 지반진동에 대한 적절한 방진대책이 요구되고 있다. 따라서 본 연구에서는 틸팅차량운행에 따른 지반진동특성을 파악하고 이에 대한 적절한 방진대책 방향을 제시하고자 하였다.

2. 틸팅차량의 주행에 따른 전달하중의 산정

2.1 차량과 궤도의 모형화

차량은 그림 1과 같이 차량의 현가장치와 차체질량을 고려하여 2질량으로 모형화하였으며, 이에 대한 운동방정식은 식 (1)과 같다.

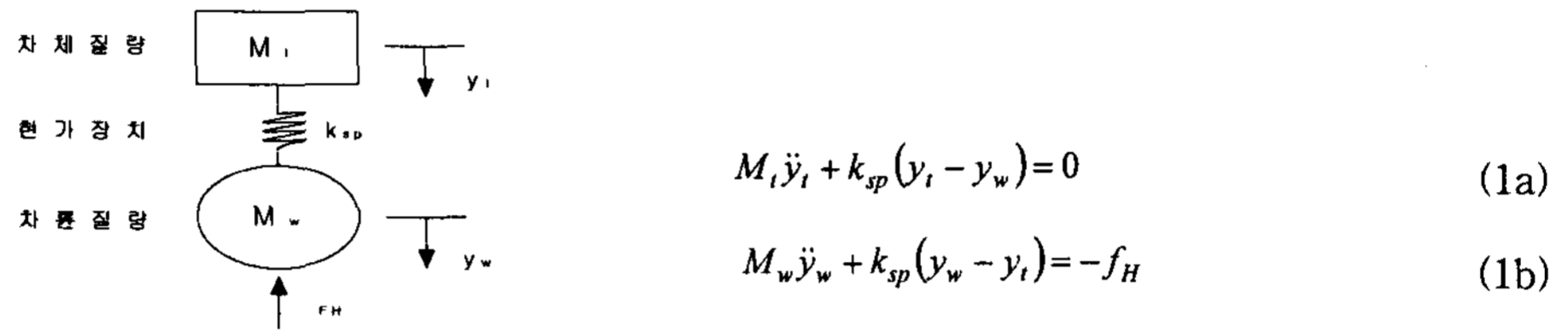


그림 1. 2중질량 차량모형

궤도는 지반진동과 관련있는 200Hz 이하의 수직방향의 진동해석에 적합하다고 알려져 있는(양신추, 1997) 연속지지모형을 사용하여 모형화 하였으며, 식 (2)는 이에 대한 지배방정식이다.

$$E_1 I_1 \frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4} + m_1 \frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} + c_1 \frac{\partial}{\partial t} (y_1 - y_2) + k_1^* (y_1 - y_2) = F(\omega) \delta(x - vt) e^{i\omega t} \quad (2a)$$

$$E_2 I_2 \frac{\partial^4 y_2}{\partial x^4} + m_2 \frac{\partial^2 y_2}{\partial t^2} + c_2 \frac{\partial y_2}{\partial t} + c_1 \frac{\partial}{\partial t} (y_2 - y_1) + k_2^* y_2 + k_1^* (y_2 - y_1) = 0 \quad (2b)$$

2.2 궤도의 동적해석

본 연구에서는 가진력을 이동축중(quasi-static load)과 조도성분하중(roughness load)으로 나누고 각각의 하중에 의해 궤도의 응답을 구하였다. 이동축중에 의한 궤도의 응답은 차륜에 의한 연행하중을 고려하여 산정하였으며, 조도성분에 의한 궤도의 응답은 레일의 불균일성과 차륜과 레일의 접촉력을 고려하여 산정하였다. 식 (3)과 (4)는 이동축중과 조도성분하중에 의한 궤도의 응답을 각각 나타낸다.

$$y_{i,total}^q(t) = y_{i,a}^q(t) + y_{i,b}^q(t) + \dots + y_{i,N}^q(t), \quad \hat{y}_i^r(r; \omega) = \alpha_i(r; \omega) F_H(\omega) \quad (3), (4)$$

식 (3)에서 아래첨자 N은 차륜의 번호를 나타내며, 식 (4)에서 α 와 F_H 는 궤도계의 어드미턴스(Admittance)와 차량과 궤도사이의 상호작용력을 각각 나타내고 r 은 차량의 주행에 따른 상대거리를 나타낸다. 그리고 식 (3)과 (4)에서 y 는 궤도의 변위응답을 나타내며, 아래첨자 $i = 1$ 인 경우는 레일을, $i = 2$ 인 경우는 침목을 각각 나타낸다.

2.3 틸팅차량 운행에 따른 전달하중 산정

차량하중은 궤도의 응답을 통해 하부구조물로 전달된다. 궤도를 통하여 단위길이당 하부구조물에 전달되는 하중은 레일의 변위와 레일패드의 물성치에 의해 식 (5)와 같이 계산된다.

$$f_b(t) = c_1 y'_1(t) + k_1 y'_1(t) \quad (5)$$

여기서 $y'_1(t)$ 는 식 (3)과 (4)에서 산정된 이동축중 하중과 조도성분 하중에 의한 레일처짐의 합이고 $f_b(t)$ 는 침목에 전달되는 열차하중이다. 그림 3은 직선부 주행시 주행속도에 따른 새마을호와 틸팅차량의 침목에서의 전달하중 PSD를 나타낸다. 여기서 여러 차륜의 통과주기에 의해 여러 주파수 값에서 극대값들이 나타나며 속도 증가에 따라 고주파 성분이 커지는 것을 볼 수 있다. 이때 모든 주행속도에 대해 최대하중 주파수 성분은 20Hz 미만의 저주파 영역에서 형성됨을 알 수 있다. 또한 틸팅차량에 의한 전달하중이 기존차량인 새마을호에 의한 전달하중보다 크게 발생된 것을 볼 수 있으며, 이로부터 직선구간을 같은 속도로 주행시 틸팅차량에 의한 전달하중이 더 크게 발생된다는 것을 알 수 있다.

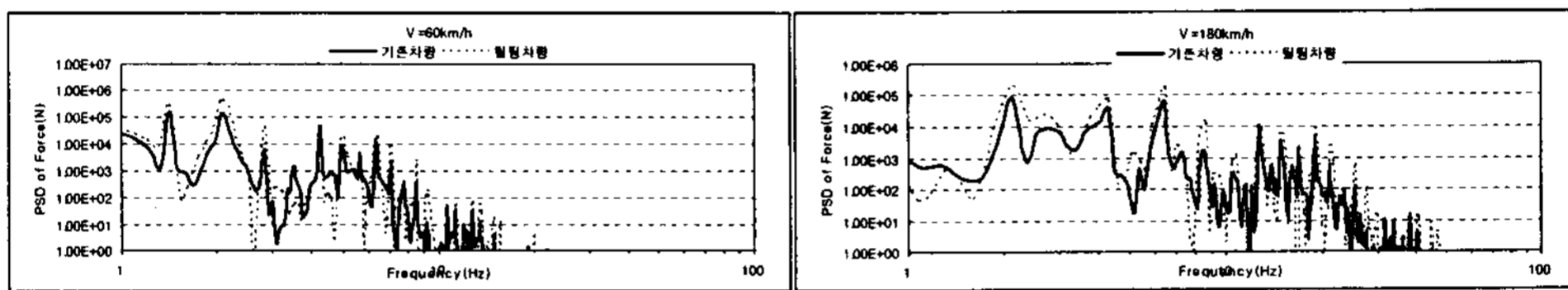


그림 3. 열차주행속도에 따른 전달하중 PSD(침목)

차량이 곡선부를 주행할 경우 부설칸트와 원심력으로 인해 비대칭 차륜하중이 발생하게 된다. 특히 틸팅차량은 열차제원 및 틸팅각과 원심력의 차이로 인해 기존차량과는 다른 차륜하중이 발생하게 되므로 곡선부 주행에 따른 전달하중 산정시 이러한 틸팅차량의 주행특성을 반드시 반영해 주어야 한다. 그림 2는 틸팅차량의 곡선부 주행시의 힘의 평형관계를 나타내며, 이로부터 식 (6)과 (7)의 관계를 얻을 수 있다. 그림 3의 전달하중에 식 (6)과 (7)의 관계를 고려하면 곡선부 주행시의 전달하중을 산정할 수 있다.

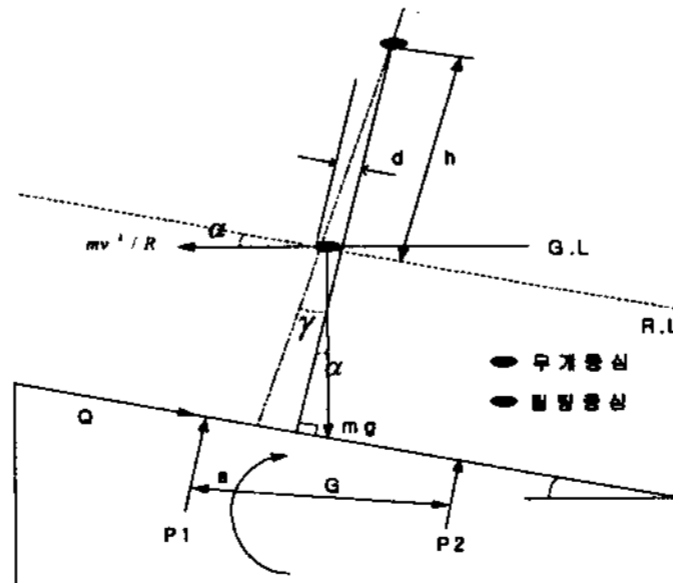


그림 2. 곡선부에서의 틸팅차량의 무게중심에 대한 평형관계

표 1. 부설캔트(150mm)에 따른 최고속도

R(m)	캔트 (mm)	기존차량최고 속도(km/h)	틸팅차량최고 속도(km/h)
400	150	92.1	107.6
800	150	130.2	152.1
1200	150	159.4	186.3

$$P_1 = \left(\frac{1}{2} - \frac{d}{G} \right) \left(\frac{mv^2}{R} \sin \alpha + mg \cos \alpha \right) + \frac{QH}{G} \quad (6)$$

$$P_2 = \left(\frac{1}{2} + \frac{d}{G} \right) \left(\frac{mv^2}{R} \sin \alpha + mg \cos \alpha \right) - \frac{QH}{G} \quad (7)$$

식 (6)와 (7)에서 P_1 과 P_2 는 레일에 작용하는 수직 차륜하중을 나타내며 G 는 수평차륜하중을 나타낸다. 표 1은 최대 캔트량 150mm를 부설캔트량으로 설정한 경우, 기존의 캔트조건에 대한 기존 차량과 틸팅차량의 속도를 나타낸 것이다.

3. 열차주행시 발생하는 지반진동 전파특성

3.1 지반의 모형화

지반진동 문제의 수치해석을 위해서는 지반의 재료감쇠특성 및 기하학적 반무한성과 함께 수치 해석시 발생하는 응력파에 대한 해상도 및 안정성(stability)을 동시에 고려하여야 한다. 본 연구에서는 Rayleigh 감쇠를 이용하여 재료감쇠 특성을 수치모형에 반영하였으며, 김희석&이종세(2004)에 의해 제안된 흡수경계조건을 적용하여 지반의 기하학적 반무한성을 수치모형에 반영하였다. 또한, 필요한 해상도를 확보하기 위하여 수치해석시에 발생하는 표면파에 대해 20Hz까지의 해상도를 가질 수 있는 요소크기(2m) 및 해석시간 간격(0.025sec)를 사용하여 해석을 수행하였다. 이때 시간적분은 안정성(stability)을 확보하기 위해 음해법(implicit method)을 사용하였다.

3.2 열차의 곡선부 주행시 지반진동 전파해석

2.3절에서 산정된 차량의 곡선부 주행시 전달하중을 적용하여 수치해석을 수행하였다. 이때 표 1에서 산정된 곡률반경에 대한 기존차량과 틸팅차량의 최고속도를 적용하였다. 그림 4는 차량의 곡선부 주행시 침묵으로부터 좌측(구심력 방향) 및 우측(원심력 방향)의 거리에 따른 주행속도별 최대가속도에 대한 감쇠곡선을 데시벨(dB) 단위로 나타낸 것이다. 여기서 기존차량에 비해 틸팅차량에 의한 진동이 더 크게 발생하는 것을 볼 수 있으며, 좌측에 비해 우측에서의 진동레벨이 더 큰 것을 볼 수 있는데, 이는 곡선부에서의 부설캔트와 원심력때문으로 판단된다.

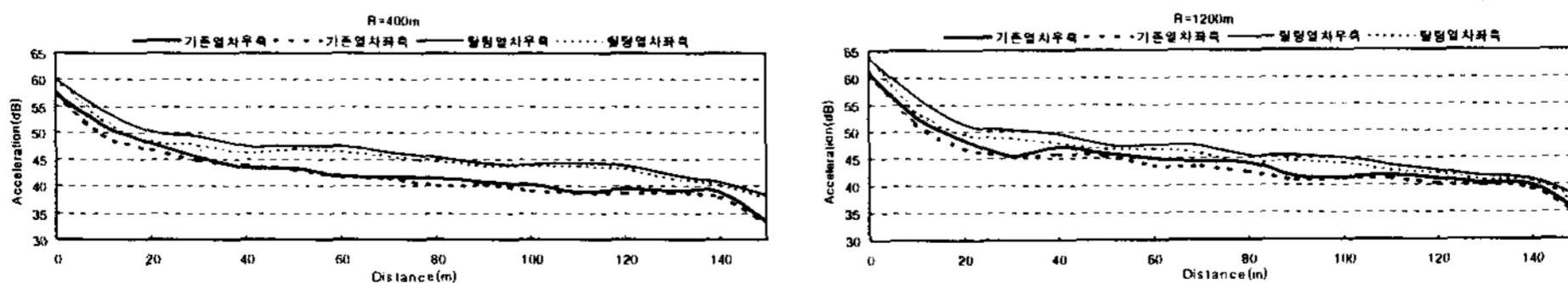


그림 4. 곡선부 거리에 따른 가속도 감쇠곡선

그림 5와 6은 모형에서의 우측수신위치에 따른 주행속도별 가속도 주파수 성분을 나타낸 것이다. 속도증가에 따라 최대진폭주파수가 고주파 영역으로 옮겨간 것을 볼 수 있으며, 모든 수신위

치에서 동일한 주파수대역이 발생된 것을 볼 수 있다. 최대진폭주파수가 고주파 영역으로 옮겨간 것은 열차의 속도증가에 따른 당연한 결과이며 이는 그림 3의 전달하중 특성과 일치한다. 또한 모든 수신위치에서 동일한 주파수대역이 발생되는 것은 응력파가 모드변환없이 전파되기 때문으로 판단된다.

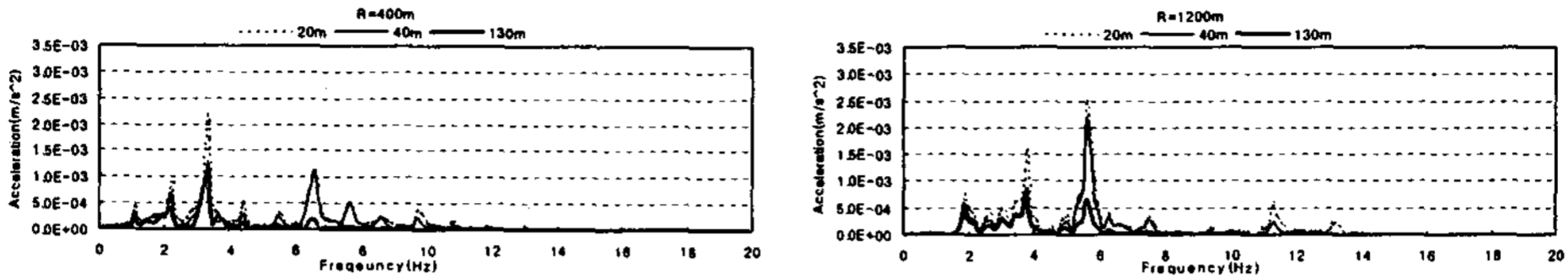


그림 5. 기존열차 곡선부 거리별 가속도주파수 성분

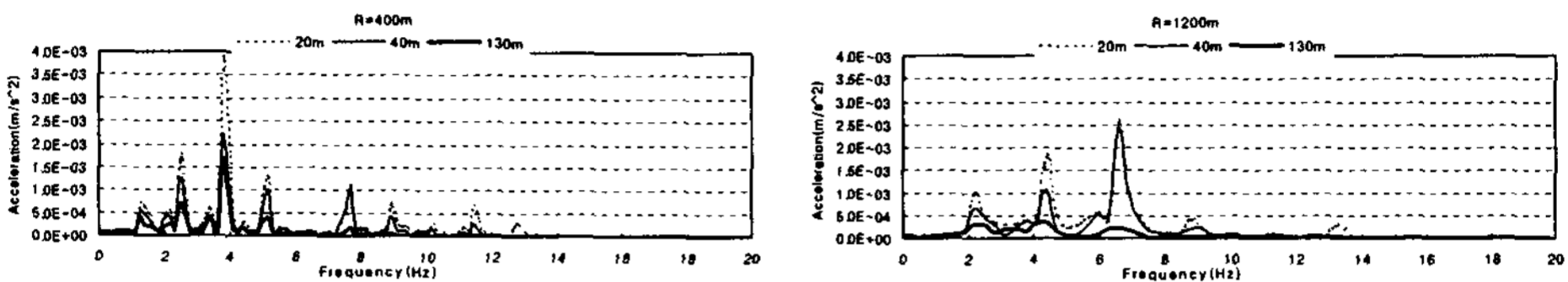


그림 6. 틸팅열차 곡선부 거리별 가속도주파수 성분

3.3 지반조건에 따른 진동전파특성

지반조건에 따른 진동전파 수치해석을 위해 그림 7과 같이 연성 및 경성지반으로 나누어 지반을 모형화 하였다. 표 2는 연성 및 경성지반의 물성을 나타낸 것이다.

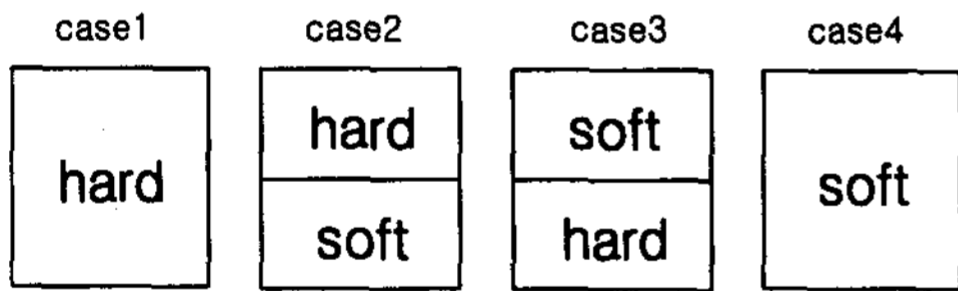


그림 7. 지반조건

표 2. 부설캔트(150mm)에 따른 최고속도

	전단파속도 (m/s)	단위중량 (t/m ³)	포아송비	감쇠비
soft	90	1.8	0.33	0.05
hard	600	2.1	0.3	0.03

그림 8은 틸팅열차 주행시 그림 7의 지반조건과 수신위치에 따른 최대 가속도 진폭 감쇠곡선이며, 그림 9는 가진원으로부터 60m 지점에서의 가속도 주파수 응답이다. case 3 및 4의 지반조건인 경우가 case 1 및 2의 지반조건인 경우에 비해 상대적으로 높은 진동레벨을 나타내는 것을 볼 수 있으며, case 3 및 4의 경우에 있어서도 수신위치에 따라 진동레벨이 차이가 남을 볼 수 있다.

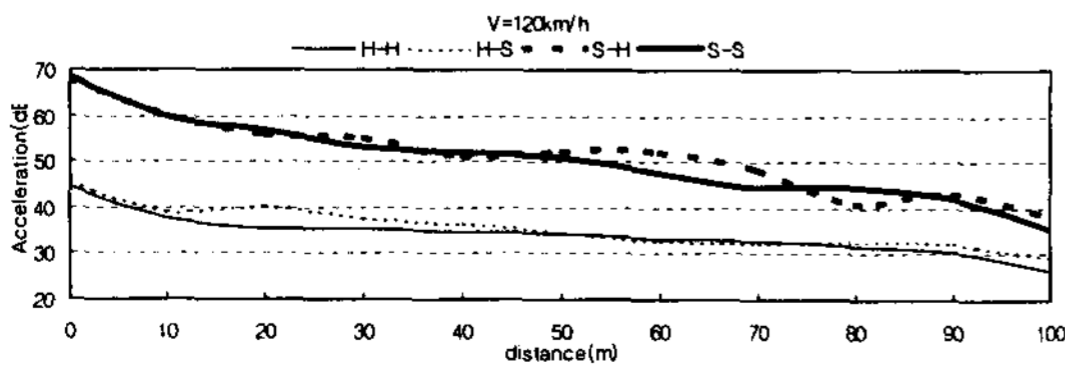


그림 8. 최대 가속도 진폭 감쇠곡선

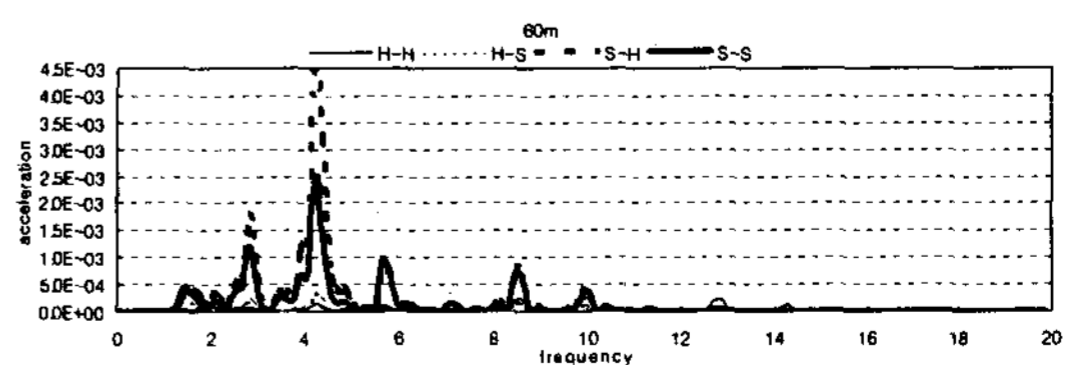


그림 9. 가속도 주파수 응답

그림 10은 case 3의 지반조건인 경우 상부층인 연성지반의 깊이(1m~25m)와 수신위치에 따른 최대 가속도 진폭 감쇠곡선이다. 연성지반의 깊이가 깊어질수록 진동레벨이 증가하며, 약 15m의 연성지반 깊이를 정점으로 더 이상 증가하지 않음을 볼 수 있다.

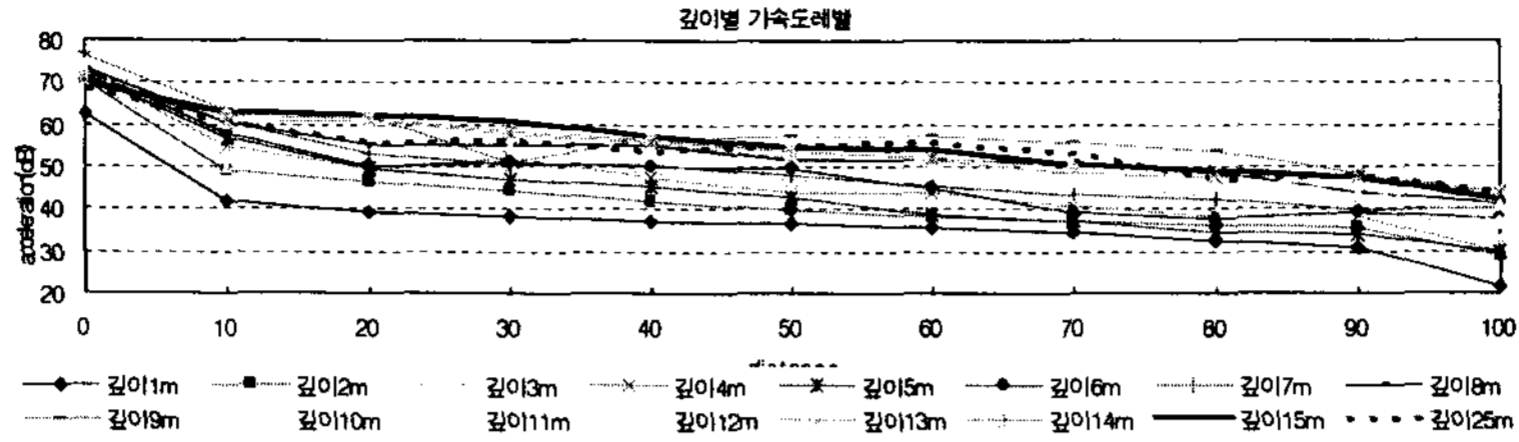


그림 10. 연약층 깊이에 따른 최대 가속도 진폭 감쇠곡선

그림 11은 연성지반 깊이에 따른 가속도 주파수 응답이다. 깊이 15m 연성지반의 경우에서 최대 가속도 진폭(약 2.5Hz와 4Hz)이 형성됨을 볼 수 있으며, 15m 이상의 연성지반 깊이에서는 이러한 주파수대의 진폭성분은 작아지는 반면 2.5Hz 미만의 주파수대에서 진폭성분이 새롭게 나타나는 것을 볼 수 있다. 이것은 Rayleigh파가 진행하는데 있어서 상부층인 연성지반의 깊이에 영향을 받기 때문으로서, 상부층의 깊이가 충분히 확보되지 못할 경우 저주파수대의 Rayleigh파가 진행하는데 있어서 제약을 받기 때문으로 분석된다. 따라서 그림 10에서 약 50m 수신점까지는 15m 깊이의 연성지반에서 진동레벨이 가장 크게 나타났으며 이후 상대적으로 빠른 감쇠로 인해 깊이 15m 이상의 연성지반에서의 진동레벨과 비슷한 크기를 나타내는 것으로 판단된다.

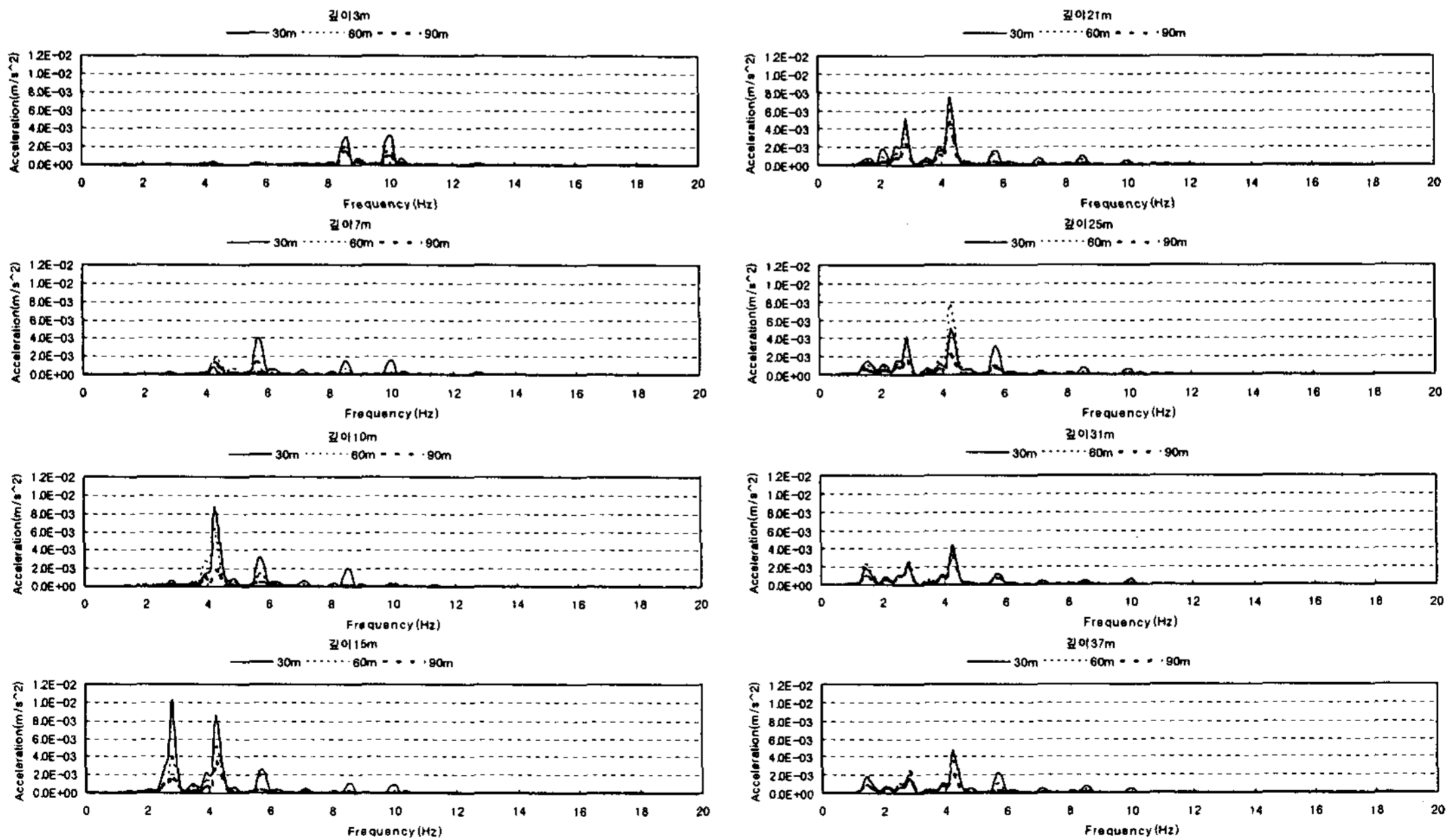


그림 11. 연성지반 깊이에 따른 가속도 주파수 응답

4. 열차주행시 발생하는 지반진동의 저감

궤도구조물의 진동원 방진대책은 철도진동의 원칙적인 방진대책의 수립측면에서 뿐만 아니라 실효성 및 경제성 측면에서 가장 효과적인 방진대책의 하나이다. 이는 차량의 주행에 의한 진동의 특성 자체나 궤도이하로 전달되는 구조물 및 지반진동의 특성이 근본적으로 궤도구조에 의해 가장 큰 영향을 받기 때문이다. 그러나 진동원에서의 방진은 대부분 이동축중에 의한 저주파 영역에서의 진동보다는 조도성분하중에 의한 고주파 영역에서의 진동저감에 더 효과적이다. 따라서 지반에 설치되는 궤도구조물에 대한 방진보다는, 교량이나 구조물에 설치되는 궤도구조물에 대한 방진에 더 효과적일 것이다. 이는 지반으로의 진동전파는 상대적으로 고주파 성분이 빠르게 감쇠되어, 지반진동은 이동축중에 의한 저주파 진동이 더 지배적이기 때문이다. 따라서 지반에 설치되는 궤도구조물에 대해서는 진동원 방진대책보다는 전파경로상의 방진대책이 더 효과적일 수 있으므로, 본 연구에서는 전파경로상의 방진방법중 방진구조물에 의한 진동차단 효과에 대해 연구를 수행하였다.

4.1 단일층(연성지반)에서의 방진구에 의한 진동차단

수치해석 예제로서 틸팅차량의 곡선부($R=1200m$) 주행모형을 선택하였다. 이때 그림 7의 case 4 모형을 대해 해석을 수행하였으며, 틸팅차량 곡선부 주행에 따른 주파수 특성을 고려하여 방진구 깊이($D=10\sim50m$)와 설치위치($L=46, 80m$)를 변화시키며 해석을 수행하였다. 그림 12는 방진구 설치위치에 따른 방진구 깊이별 가속도 진폭감쇠비를 나타낸 것이며, 여기서 방진구 설치 이후 거리에 따라 약 10~40%의 투과율을 볼 수 있다.

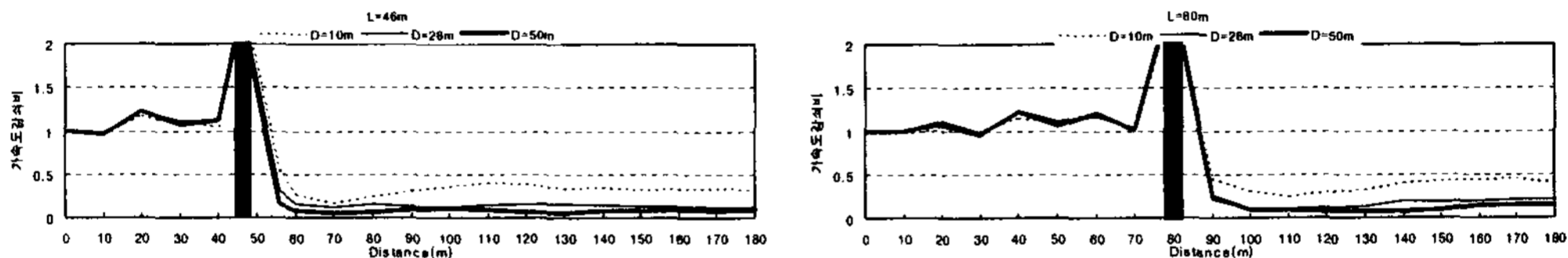


그림 12. 단일층에서의 방진구에 의한 가속도 진폭감쇠비($L=46, 80m$)

그림 12에서 깊이 28m 및 50m 방진구는 비슷한 투과율(20%)을 보이는 반면, 깊이 10m 방진구는 상대적으로 높은 투과율(40%)을 보임을 볼 수 있다. 이는 10m 방진구가 효과적인 진동차단을 위해 필요한 깊이(Rayleigh파 파장의 60%이상이므로 28m 이상)를 확보하지 못했기 때문으로서(이종세 등, 2004), 그림 6($R=1200m$)에서 2Hz 성분의 Rayleigh파를 효과적으로 저감시키지 못했기 때문이다.

4.2 복층(연성/경성지반)에서의 방진구에 의한 진동차단

수치해석 예제로서 틸팅차량의 직선부($V=120km/h$) 주행모형을 선택하였다. 이때 최대 진동레벨이 발생한 그림 7의 case 3 모형중 연성지반 깊이가 15m인 경우에 대해 해석을 수행하였다. 그림 13은 방진구의 깊이($D=8\sim30m$)와 설치위치별($L=13, 44m$) 가속도 진폭감쇠비를 나타낸 것이다.

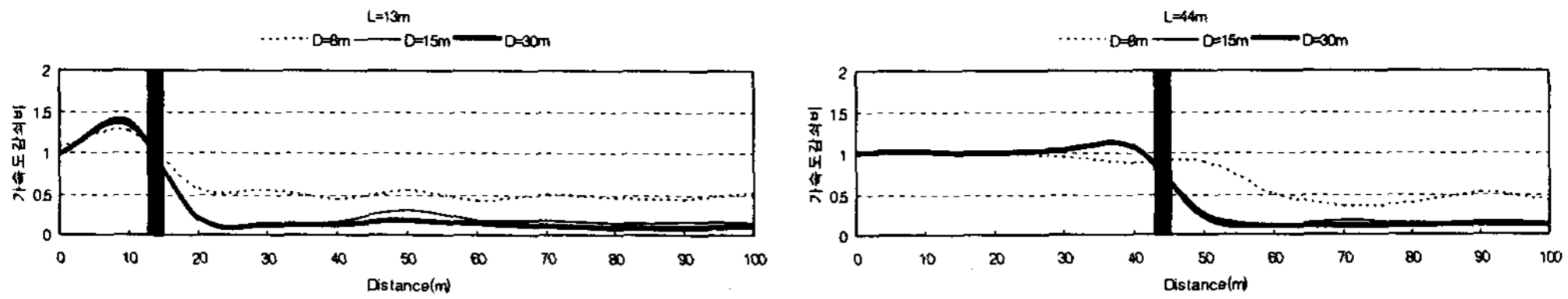


그림 13. 복층에서의 방진구에 의한 가속도 진폭감쇠비(L=13, 44m)

그림 13에서 이질층의 경계면에 맞닿아 있는 깊이 15m 방진구의 경우 효과적인 Rayleigh과 저감에 필요한 깊이(그림 11의 연성지반 깊이 15m에서 최대진폭발생주파수는 약 2.5Hz이므로 필요한 방진구 깊이는 20m 이상)를 확보하지 못했음에도 불구하고 깊이 30m의 방진구와 동일한 진동저감 효과를 나타내는 것을 볼 수 있다. 그러나 깊이 8m 방진구의 경우는 상대적으로 낮은 진동저감효과를 보임을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 궤도와 차량의 상호작용을 고려하여 기존선로에서의 틸팅차량에 의한 지반으로의 전달하중을 산출함으로써, 다양한 지반조건하에서 열차주행시 발생하는 지반진동 전파특성을 파악하여, 방진구에 의한 진동저감 효과를 규명하였다. 이상의 연구종합 결론은 다음과 같다.

■ 틸팅차량의 주행특성을 고려한 전달하중의 산정

- 기존 및 틸팅차량 주행에 따른 전달하중은 여러 차륜의 통과주기에 의해 여러 주파수 값에서 극대값들이 나타나며 속도 증가에 따라 고주파 성분이 커지는 것을 알 수 있었다. 이때 모든 주행속도(60~180km/h)에 대해 최대 주파수 성분은 20Hz 미만의 저주파 영역에서 형성됨을 알 수 있었다.
- 차량의 직선부 및 곡선부 주행시 틸팅차량에 의한 전달하중이 기존차량인 새마을호에 의한 전달하중보다 크게 발생하는 것으로 나타났다.

■ 열차주행시 발생하는 지반진동 전파특성

- 차량의 단일층 주행시 기존차량보다 틸팅차량의 가속도 진동레벨이 더 높게 측정되었으며, 특히 부설캔트와 원심력으로 인해 원심력방향으로의 진동레벨이 더 높게 측정되었다.
- 열차속도증가에 따라 발생주파수가 고주파 영역으로 옮겨가는 것으로 나타났다.
- 복층지반의 경우 상부층이 연성지반인 경우가 그렇지 않은 경우보다 높은 진동레벨을 나타냈으며, 상부층의 깊이에 따라 최대진폭발생주파수가 다르게 측정되었다.

■ 지반진동의 저감 방안

- 단일층 주행시의 틸팅열차 하중에 의한 지반진동 차단 수치해석 결과, 가속도에 있어서 약 10~40%의 투과율을 보임을 알 수 있었다.
- 복층지반에서 방진구의 깊이가 이질층의 경계면에 맞닿아 있는 경우 효과적으로 진동을 차단시킬 수 있음을 알 수 있었다.

감사의 글

본 연구는 철도기술연구원의 철도기술연구개발사업 및 과학기술부 국가지정연구실 사업에 의해 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. 양신추, "고속열차 주행시 교량과 인접한 구조물에서 발생하는 진동해석", 한국철도기술연구원, 1997.
2. 김희석, 이종세, "파진행 문제를 위한 흡수경계의 성능 향상에 관한 연구", 대한토목학회 학술발표회 논문집, 2004, pp.3048-3053.
3. 이종세 등, "초음파를 이용한 방진구에 의한 표면파 산란에 관한 연구", 한국지진공학회 학술발표회논문집, 제8권, 제1호, 2004, pp.419-428.
4. 김희석, 이종세, "유한요소법에서의 파진행 문제를 위한 흡수경계 성능에 관한 연구", 한국전산구조공학회 학술발표회논문집, 제16권, 제2호, 2003, pp.413-420.
5. Lysmer, J. and Kuhlemeyer, R. L. "Finite Dynamic Model for Infinite Media", Journal of the Engineering Mechanics Division, ASCE, Vol.95, No.EM4, 1969, pp.859-877.
6. Its, E. N., Lee, J. S. and Anisimov, A., "Experimental Study of Ultrasonic Rayleigh Wave Scattering at a Thin Anisotropic Slab", Bulletin of the Seismological Society of America, Vol.90, No.4, 2000, pp.940-951.