

# 국내 고속 철도 콘크리트 슬라브 궤도의 진동 및 방사 소음 해석

## Characteristics of Vibration and Sound Radiated from Rails of Concrete Slab Tracks for Domestic High Speed Trains

유 정 수† · 장 승 호\*

Jungsoo Ryue and Seungho Jang

(Received March 7, 2013 ; Revised May 20, 2013 ; Accepted May 20, 2013)

**Key Words** : Concrete Slab Track(콘크리트 슬라브 궤도), Mobility(모빌리티), Decay Rate(감쇠율), Waveguide Finite Element Method(도파관유한요소법)

### ABSTRACT

An important source of noise from railways is rolling noise caused by wheel and rail vibrations induced by acoustic roughness at the wheel-rail contact. In the present paper, characteristics of rail vibration and radiated sound power from concrete slab tracks for domestic high speed train(KTX) is investigated by means of a numerical method. The waveguide finite element and boundary element are combined and applied for this analysis. The concrete slab track is modelled simply with a rail and rail pad regarding the concrete slab as a rigid ground. The wave types which contribute significantly to the rail vibration and radiated noise are identified in terms of the mobility and decay rates. In addition, the effect of the rail pad stiffness on the radiated power is examined for two different rail pad stiffnesses.

### 1. 서 론

철도 차량이 궤도를 따라 주행할 때 발생하는 소음은 발생원의 종류에 따라서 전동 소음(rolling noise), 동력 소음(engine or motor noise) 그리고 공력 소음(flow noise)으로 구분할 수 있다. 이 중 약 250 km/h 이하의 주행 속도에서는 전동 소음이 주요 소음원으로 작용한다<sup>(1)</sup>. 전동 소음은 차량 주행시 차륜(wheel)과 레일(rail) 표면의 수직 방향 거칠기(roughness)에 의해 차륜과 궤도가 진동하면서

발생한다.

일반적인 자갈 도상 궤도(ballasted track)의 경우, 침목(sleeper), 레일, 그리고 차륜이 전동 소음의 주요 소음원으로 기여한다. 주파수 대역 별로는, 대략 300~400 Hz 이하의 저주파수 대역에서는 침목에서, 약 400~2000 Hz까지는 레일에서, 그리고 약 2000 Hz 이상의 주파수 대역에서는 차륜에서 발생하는 소음이 지배적이다<sup>(1,2)</sup>. 이들 소음을 합산한 overall 소음 수준에 있어서는 레일에서 방사되는 소음이 일반적으로 가장 크게 기여한다.

최근에는 철도 차량의 고속화와 함께 기존의 자

† Corresponding Author ; Member, School of Naval Architecture and Ocean Engineering, University of Ulsan  
E-mail : jsryue@ulsan.ac.kr  
Tel : +82-52-259-2168, Fax : +82-52-259-2677

\* Echo-Rail Research Division, Korea Railroad Research Institute

‡ Recommended by Editor Myung Jun Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

갈 도상 궤도에 비해 상대적으로 유지 보수 비용이 저렴한 콘크리트 슬라브 궤도(concrete slab track)의 사용이 증가하고 있다. 국내의 경우에도 고속 철도 신설 구간은 콘크리트 슬라브 궤도를 채택하고 있다. 콘크리트 슬라브 궤도는 상대적으로 유연한 구조였던 자갈 도상과 침목을 강성이 큰 콘크리트 슬라브로 대체하였기 때문에 자갈 도상 궤도에 사용되는 것보다 낮은 강성의 레일패드(railpad)를 채택하여 궤도의 강성 문제를 보완한다.

전동 소음 관점의 철도 궤도 모델링에 관해서는 그 동안 유럽을 중심으로 많은 연구들이 수행되어 왔다<sup>(1-4)</sup>. 궤도 모델링에 있어, 해석 주파수 대역이 약 1.5 kHz 이하인 경우에는 레일을 Timoshenko 보로 가정하여 해석할 수 있다. 이러한 보 이론의 기본 가정은 단면의 형상이 변형하지 않는다는 것인데 레일의 경우 약 1.5 kHz 근방에서 단면의 변형이 나타나기 시작하므로 1.5 kHz 보다 높은 주파수 대역에서는 보 이론에 기반한 모델이 더 이상 유효하지 않다. 따라서 레일 단면의 고차 변형 모드가 발생하는 1.5 kHz 이상의 주파수 대역에서는 수치해석을 이용한 궤도 진동 해석이 수행된다.

Thompson<sup>(3)</sup>은 레일 진동 해석에 유한요소(finite element) 해석을 도입하여, 짧은 길이의 레일을 유한요소 모델링한 후 반복 구조 이론(periodic structure theory)을 적용해 무한 길이 레일에 존재하는 파동의 분산 관계(dispersion relations)를 5 kHz까지 해석하였다. 유한요소법은 기본적으로 유한 길이의 구조물에 대한 수치 해석 방법이므로, 레일과 같이 무한 길이의 구조물에 대한 파동 현상을 해석하는 데는 효과적이지 못하다. 더욱이 레일에서 방사되는 소음을 해석하는데 적용할 수 없다. 반면, 레일과 같이 단면의 형상이 길이 방향으로 일정한 무한 길이 구조물에 대한 진동 해석은 도파관 유한요소법(waveguide finite element method)을 이용해 효과적으로 수행할 수 있다. Ryue<sup>(5)</sup>와 Nilsson 등<sup>(6)</sup>은 도파관 유한요소(waveguide finite element)와 파수 경계요소(wavenumber boundary element)를 적용해 레일의 진동 및 방사 소음을 해석한 바 있다. 국내에서는 최근 Ryue와 Jang<sup>(7,8)</sup>이 국내 기존선 및 고속 철도(KTX) 노선 궤도에 대한 전동 소음 관점의 진동 해석 및 전동 소음 예측을 수행한 바 있다.

이 논문에서는 국내 고속 철도 노선의 콘크리트

슬라브 궤도에 대하여 레일의 진동을 해석하고, 소음원으로서 레일에서 방사되는 음향 파워를 수치 해석을 이용해 분석하였다. 수치 해석 기법으로는 참고문헌<sup>(6)</sup>에 소개된 도파관 유한요소(WFE)와 경계요소(BE) 기법을 적용하였다. 또한 궤도 모델링에서 중요하게 작용하는 레일패드의 강성 변화에 따른 레일 방사 소음의 특성 변화를 검토하였다.

## 2. 궤도 물성치

Ryue와 Jang<sup>(7)</sup>은 국내에서 운용중인 KTX 콘크리트 슬라브 궤도에 대해 이론적인 진동 해석을 수행한 바 있다. 그들은 콘크리트 슬라브 궤도를 1단 이산 지지 구조를 가지는 Timoshenko 보로 모델링하여 분산 선도 및 모빌리티 등을 계산하였다. 내용의 중복을 피하기 위해 이 논문에서는 이론적 궤도 모델링에 관한 내용은 생략한다.

최근 국내 고속 철도 콘크리트 슬라브 궤도에서 가진점 모빌리티를 측정된 바 있다<sup>(8)</sup>. Fig. 1에는 KTX 콘크리트 슬라브 궤도에서 측정된 가진점 모빌리티를 나타내었다. 이 연구에서 해석에 사용할 KTX 콘크리트 슬라브 궤도의 물성치는 참고문헌<sup>(7)</sup>의 이론 해석으로 구한 모빌리티와 Fig. 1의 모빌리티 측정치 비교를 통해 설정하였다. 즉, 이론 모델의 파라미터 값을 바꾸어 가며 모빌리티 이론치와 측정치가 유사해지도록 물성치를 설정하였다. Fig. 1에서 약 270 Hz부근에 위치하는 공진주파수는 레일의

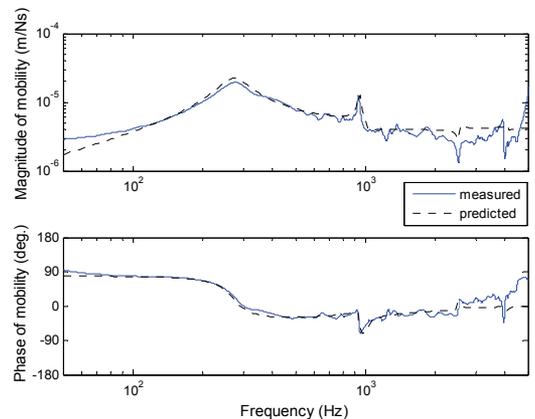


Fig. 1 Point mobilities measured and predicted for KTX concrete slab track listed in Table 1

질량과 레일패드의 강성에 의해 결정되며, 공진주파수에서 나타나는 응답의 크기는 레일패드의 강성에 의해 좌우된다. 그리고 약 900 Hz 부근에서 응답이 크게 나타나는 것은 침목의 이격 거리에 의해 발생하는 ‘pinned-pinned’ 효과이다. 레일의 모빌리티가 가지는 이러한 세 가지 특성을 이용해 이론 모델로부터 콘크리트 슬라브 궤도의 레일패드 수직 방향 및 수평 방향 강성을 각각 110 MN/m, 15 MN/m로 설정하였으며, 지지 구조의 이격 거리( $d$ )는 0.635 m, 그리고 레일패드의 감쇠 손실 계수는 0.3으로 설정하였다. 이 논문에서 설정한 콘크리트 슬라브 궤도의 물성치는 Table 1에 나타내었다. Table 1에 제시된 레일패드 물성치의 경우 실제 KTX 궤도에서 측정된 레일의 소음 주파수 대역(100~4000 Hz) 진동 자료를 이용해 국내에서는 처음 산출된 값으로 그 의미가 크다고 판단된다.

Fig. 1에는 KTX 콘크리트 슬라브 궤도에서 측정된 가진점 모빌리티를 Table 1의 궤도 물성치를 이용해 구한 Timoshenko 보 모델의 이론 해석 결과와 비교하여 나타내었다. Fig. 1에 보인 것과 같이 가진점 모빌리티 측정치가 이론치와 대부분의 주파수 구간에서 잘 일치하고 있다. 또한 레일패드의 이산 지지 간격에 의한 ‘pinned-pinned’ 모드도 이론치와 측정치에서 모두 잘 표현되고 있다. 다만, 약 100 Hz 이하의 저주파수 대역에서 이론 해석치가 측정치와 오차를 보이는 것은 이론 모델에서 강체 바닥(rigid surface)으로 가정한 콘크리트 슬라브가 실제로는 응답에 기여하였기 때문으로 판단된다.

**Table 1** Properties of concrete slab tracks

Properties		
Rail bending stiffness (vertical)	$EI$	6.42 MNm <sup>2</sup>
Rail shear stiffness (vertical)	$GA$	615 MN
Rail mass per unit length	$\rho A$	60.3 kg/m
Rail rotational inertia	$\rho I$	0.24 kgm
Damping loss factor of rail	$\eta_r$	0.02
Rail shear coefficient	$\mu$	0.34
railpad stiffness (vertical)	$K_{pv}$	110 MN/m
railpad stiffness (lateral)	$K_{pl}$	15 MN/m
Damping loss factor of railpad	$\eta_p$	0.3

또한 레일 단면의 변형이 나타나기 시작하는 약 1.5 kHz 이상 주파수대역에서도 측정치가 이론치와 다소 차이를 보이고 있다. 그러나 전반적으로 이론 해석치와 측정치가 잘 일치 하고 있어 Table 1에서 정의한 물성치가 타당한 것으로 판단된다.

### 3. 수치 해석

이 장에서는 레일 진동 및 음향 방사 파워를 도파관 유한요소(WFE) 및 파수 경계요소(WBE)를 이용해 해석한다.

#### 3.1 운동 방정식

도파관 유한요소에 대한 운동방정식 및 적용 예는 여러 참고문헌<sup>(9-14)</sup>에 소개되어 있으므로 이 논문에서는 유도를 생략하고, 지배방정식만을 간략히 소개한다. 2차원 단면을 유한요소 모델링하여 구한 운동 방정식은

$$\{K_2(-j\kappa)^2 + K_1(-j\kappa) + K_0 - \omega^2 M\} \tilde{U} = 0 \quad (1)$$

로 표현되며 여기서  $K_2$ ,  $K_1$  그리고  $K_0$ 는 구조물의 강성과 관련된 행렬이며,  $M$ 은 질량 행렬,  $\tilde{U}$ 는 단면의 모드 형상(mode shape) 벡터이며,  $\kappa$ 와  $\omega$ 는 각각 레일을 따라 전파하는 파동의 파수(wavenumber)와 각주파수(angular frequency)를 나타낸다. 식 (1)에 표현된 지배 방정식은 두 개의 변수로 파수  $\kappa$ 와 주파수  $\omega$ 를 가진 고유치 문제가 된다. 즉,  $\kappa$ 가 주어지면  $\omega$ 를 구하는 고유치 문제(eigenvalue problem)가,  $\omega$ 가 주어지면  $\kappa$ 를 구하는 다항 고유치 문제(polynomial eigenvalue problem)가 된다. 분산 선도를 얻고자 한다면 파수를 주고 주파수를 구하는 고유치 문제로, 가진력에 대한 응답 특성을 얻고자 한다면 주파수를 주고 파수를 구하는 다항 고유치 문제로 해석한다.

도파관 구조물이 외부 유체와 연성되어 있는 경우, 외부 유체를 경계요소(boundary element)로 모델링하고 이를 식 (1)의 도파관 유한요소와 결합시켜 해석할 수 있다. 도파관 유한요소와 경계요소의 연성에 관한 운동방정식 유도에 관해서는 참고문헌<sup>(6,15)</sup>에 소개되어 있으므로 이 절에서는 관련 내용을 생략하고 최종 운동 방정식만을 간략히 기술한다.

도파관 구조물과 외부 유체가 연성되는 경우, 지배 방정식은 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$\{K(\kappa) - \omega^2 M\} \tilde{U} = \tilde{F} + i\omega \rho C_1 \tilde{\Psi} \tag{2}$$

$$H \tilde{\Psi} - G \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial n} = 0 \tag{3}$$

$$i\omega C_2 \tilde{U} - I_2 \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial n} = 0 \tag{4}$$

여기서  $K(\kappa) = K_2(-j\kappa)^2 + K_1(-j\kappa) + K_0$ ,  $\tilde{F}$ 는 가진력 벡터,  $\tilde{\Psi}$ 는 경계요소의 노드에서 정의되는 속도 포텐셜 벡터(velocity potential),  $n$ 은 구조물과 접하고 있는 경계요소의 수직 벡터(normal vector),  $H$ 와  $G$ 는 Green 함수 행렬,  $C_1$ 과  $C_2$ 는 유한요소와 경계요소 간 연성 행렬,  $I_2$ 는 단위 행렬을 나타낸다. 식 (2)는 유한요소와 경계요소 사이에 나타나는 힘의 연성, 식 (4)는 유한요소와 경계요소의 속도 연속 조건에 관한 것이다.

외부 유체가 공기인 경우에는 외부 유체에 의한 연성 효과를 무시할 수 있으므로 식 (2)의 연성항 ( $i\omega \rho C_1 \tilde{\Psi}$ )을 무시하고 해를 구할 수 있다. 구조물 표면에 수직한 방향( $n$  방향) 유체 입자의 속도,  $\tilde{v}_n$ , 와 음압  $\tilde{p}$ 는 속도 포텐셜을 이용해 식 (5)로 정의할 수 있다.

$$\tilde{v}_n = \frac{\partial \tilde{\Psi}}{\partial n}, \quad \tilde{p} = i\omega \rho_0 \tilde{\Psi} \tag{5}$$

따라서 도파관에서 외부 유체로 방사되는 음향 파워는 파수 유한요소/경계요소법에서 구한 외부 유체의 속도와 음압을 이용해 계산 할 수 있다. 즉, 도파관과 접하고 있는 유체 입자의 수직 방향 속도  $\tilde{v}$ 와 음압  $\tilde{p}$ 로부터 방사 음향 파워  $P$ 를 아래와 같이 구할 수 있다.

$$P = \frac{1}{2} Re \left( \int_{-k}^k \int_{\Gamma} \tilde{p}^*(\kappa) \tilde{v}(\kappa) d\Gamma d\kappa \right) \tag{6}$$

여기서  $\Gamma$ 는 도파관 구조물 단면의 원주(perimeter),  $k$ 는 음파의 파수를 나타낸다. 구조물을 따라 전파되는 파동의 파수  $\kappa$ 가 음파의 파수  $k$ 보다 큰 경우에는 음향 방사가 생기지 않으므로 식 (6)에서  $\kappa$ 의 적분 구간이  $-k \leq \kappa \leq k$ 로 제한되어 있다.

### 3.2 궤도 모델

참고문헌<sup>(7)</sup>의 이론 해석에서는 콘크리트 슬라브 궤도를 이산 지지 보로 모델링하였다. 그러나 궤도의 이산 지지 구조는 pinned-pinned 주파수 부근에서만 영향을 미치므로<sup>(1)</sup> 이 수치 해석에서는 해석의 편의를 위해 레일이 연속 지지 구조를 가진다고 가정하였다. 따라서 레일패드의 강성은 Table 1에 제시된 값을 레일패드 이격 거리( $d$ )로 보정하여 사용하였다.

KTX 콘크리트 슬라브 궤도에는 UIC60 레일이 사용된다. UIC60 레일은 좌우 대칭 단면을 가지므로 해석 모델의 크기를 줄이기 위해 레일 단면의 절반만 모델링하고 대칭면에 대칭/반대칭 경계 조건을 부여하여 해석할 수 있다. 또한 레일 단면의 절반만을 모델링하는 경우 좌우 대칭의 단면 변형을 갖는 파동(수직 방향 굽힘파, 길이 방향 확장파)와 좌우 반대칭 변형을 갖는 파동(수평 방향 굽힘파, 비틀림파 등)을 분리해 낼 수 있다는 추가적인 장점이 있다.

Fig. 2와 Fig. 3에는 WFE 해석에 사용한 궤도 모델을 나타내었다. Fig. 2는 레일 단면의 절반만을 모델링하였으며, 경계면에 좌우 대칭/반대칭 경계 조건을 이용해 레일의 분산 선도 및 감쇠율을 구하는데 사용한다. Fig. 3은 레일과 레일패드 전체 단면에 대한 유한요소 모델로서, 레일 머리에 수직 또는 수평 방향 하중이 작용할 때 발생하는 레일의 응답을 구하는데 사용한다. Fig. 2와 Fig. 3에서 음영으로 표시된 부분은 레일패드를 나타내며, 레일패드는 강성(stiffness)만을 가지도록 하기 위해 질량을 고려하지 않았다. 레일패드가 놓이는 콘크리트 슬라브는 강체로 가정하여 레일패드의 바닥면에는 고정단 경계 조건(fixed boundary condition)을 부여하였다.

Fig. 3에는 레일 머리(rail head)에 작용하는 세 가지 단위 하중(레일 머리 중앙에 작용하는 수직, 수평 방향 외력과 레일 머리에서  $y$ 축 방향으로 약 1 cm 벗어나 작용하는 수직 방향 단위 하중)을 나타내었다. 레일 머리의 중앙에서 약 1 cm 벗어난 수직 방향 외력을 고려한 것은 실제 궤도에서 철도 차량 주행 시 차륜과 레일의 접촉에 의해 레일 표면에 발생하는 띠 모양의 마모면이 레일 머리 중앙에서 약 1~1.5 cm 정도 벗어나 형성되는 사례들이 자주 관찰되기 때문이다. 이처럼 편심된 하중에 의해 발생

하는 레일 진동 특성의 변화를 살펴보고자 편심 하중을 설정하였다.

외력이 레일 머리의 중앙에서 편심되어 작용하는 경우 레일의 수직, 수평 방향 진동이 함께 발생하므로 Fig. 3과 같이 단면 전체 모델이 필요하다. Fig. 3의 단면 모델은 레일 머리에 수직 또는 수평 방향 하중이 작용할 때 발생하는 레일의 응답을 구하는데 사용한다.

### 3.3 분산 선도

콘크리트 슬라브 궤도를 따라 전파되는 파동의 분산 선도는 식 (1)의 WFE 운동방정식으로부터 얻을 수 있다. 즉, 식 (1)의 운동방정식에서 파수( $k$ )를 주고 주파수( $\omega$ )를 구하면 분산 선도가 얻어진다. Fig. 4에는 Fig. 2의 궤도 모델로부터 구한 분산 선도를 나타내었다. Fig. 4(a)는 레일 단면의 중앙면에

대칭 경계 조건을 부여해 구한 파동의 분산 선도이며, Fig. 4(b)는 반대칭 경계 조건에서 구한 분산 선도이다.

Fig. 4(a)를 보면, 7 kHz 이하 대역에 네 개의 파동이 존재함을 알 수 있다. 5 kHz 이하에서 cut-on 되는 두 파동 S1과 S2는 순서대로 길이 방향 확장파(longitudinal wave)와 수직 방향 굽힘파(vertical bending wave)이다. 약 5 kHz 부근에서 새롭게 cut-on 되는 두 파동 S3과 S4의 단면 변형 형태는 Fig. 5에 나타내었다. 파동 S3은 레일 다리(railfoot)의 상하 굽힘 진동을 가지는 파동이며, S4는 길이 방향 2차 모드를 가지는 확장파이다. Fig. 4(a)의 분산 선도로부터 약 5.2 kHz 부근에서 파동 S1과 S3의 분산 선이 교차하지 않고 두 파동의 변형 모드가 교환됨을 알 수 있다.

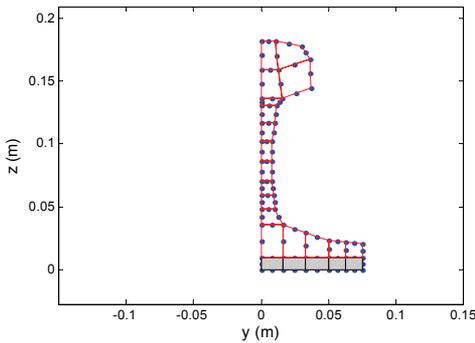


Fig. 2 Half cross-sectional model of the concrete slab track for dispersion analysis

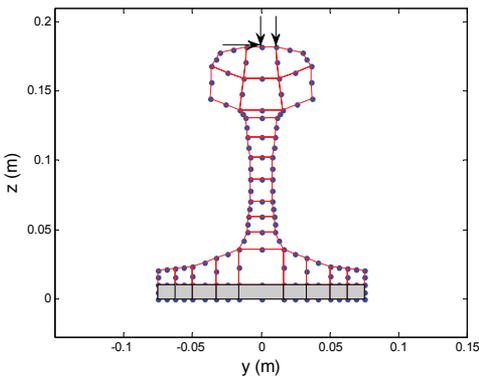
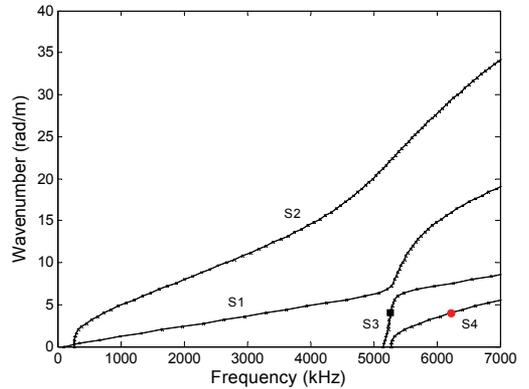
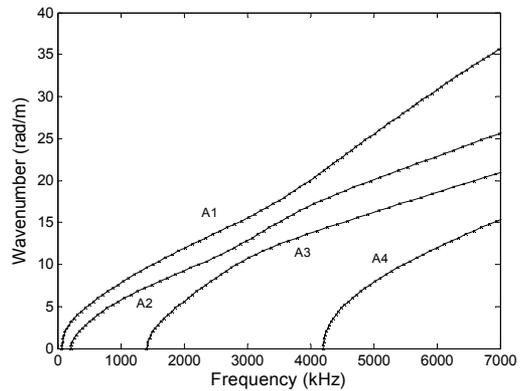


Fig. 3 Cross-sectional model of the concrete slab track for mobility calculation



(a)



(b)

Fig. 4 Dispersion diagrams of waves predicted by WFE analysis from (a) symmetric and (b) antisymmetric boundary conditions.

Fig. 4(b)의 반대칭 경계 조건에서 발생하는 파동의 경우, 네 파동 A1~A4의 단면 변형 형태는 Fig. 6에 나타내었다. 이들 네 파동은 순서대로 y방향 굽힘파, 비틀림파(torsional wave), 그리고 1차, 2차 웹(web) 굽힘파이다. Fig. 4(b)와 Fig. 6의 단면 형상으로부터 레일 단면의 고차 변형 모드가 약 1.5 kHz에서 cut-on 되는 것을 확인할 수 있다.

### 3.4 모빌리티

레일 진동은 레일과 차륜의 접촉에 의해 발생하므로 레일 머리에 하중이 작용한다. 이 해석에서 수직 방향 가진력이 작용하는 위치는 Fig. 6에 표시한 것과 같이 레일 머리의 중앙과 레일 머리에서 약 1 cm 벗어난 지점으로 설정하였다. 또한 수평 방향 가진력에 의한 모빌리티는 레일 머리의 중앙에 수평 방향으로 힘을 가하여 계산하였다.

궤도의 모빌리티는 식 (1)을 다항 고유치 해석하여 구한 파수( $\kappa_m$ )와 해당 파수에서의 모드 형태 벡터( $\tilde{\mathbf{U}}_m$ )를 이용해 식 (7)과 같이 표현할 수 있다.

$$\tilde{\mathbf{U}}(x, \omega) = i\omega \sum_{m=1}^N a_m \tilde{\mathbf{U}}_m e^{-j\kappa_m x} \quad \text{for } x \geq 0 \quad (7)$$

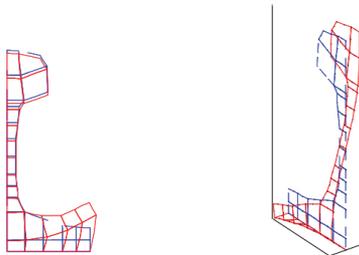
여기서  $N$ 은 양의  $x$ 방향으로 진행하는 파동의 개수로서, WFE 모델이 가지는 전체 자유도(degree of freedom)를 나타낸다. 외부 유체가 공기이므로 유체와의 연성 효과를 무시할 경우 파동의 크기  $a$ 는 식 (2)에서 구한  $\tilde{\mathbf{U}}$ 를 역 Fourier 변환하여 얻을 수 있다<sup>(16)</sup>.  $m$  번째 파동의 크기  $a_m$ 은

$$a_m = \frac{i\tilde{\mathbf{U}}_{mL}\tilde{\mathbf{F}}_0}{\tilde{\mathbf{U}}_{mL}\mathbf{K}'\tilde{\mathbf{U}}_{mR}} \quad (8)$$

로 표현되며, 하점자  $L$ 과  $R$ 은 각각 왼쪽 고유벡터(left eigenvector)와 오른쪽 고유벡터(right eigenvector)를 나타내며,  $\tilde{\mathbf{F}}_0$ 는 파수영역에서 표현한 단위 가진력 그리고  $\mathbf{K}' = d\mathbf{K}/d\kappa = -2\kappa\mathbf{K}_2 - j\mathbf{K}_1$  이다. 가진점의 모빌리티는 식 (7)에  $x=0$  와  $\tilde{\mathbf{U}}_m(0)$  을 대입하여 얻을 수 있다.

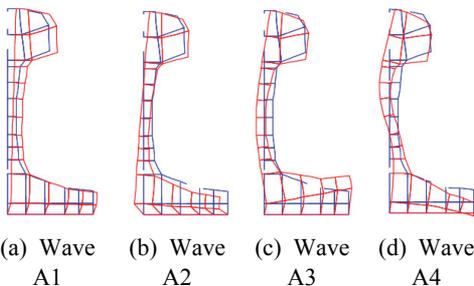
Fig. 7에는 Fig. 3의 궤도 모델에서 레일 머리의 중앙에 하중이 작용할 때 구한 가진점 모빌리티를 이론 해석 및 측정 결과와 비교하여 나타내었다. 하중이 레일 머리의 중앙에 작용할 때는 단면의 변형이 좌우 대칭인 파동, 즉 Fig. 4(a)에 나타난 파동만이 발생하며, 레일의 수직 방향 굽힘파가 cut-on 되는 주파수에서 모빌리티가 높게 나타나고 있다. Fig. 7의 비교를 통해 WFE 해석 결과가 이론 해석 및 측정치와 유사한 경향을 가짐을 알 수 있다. 특히 이론 해석 결과가 오차를 보이는 약 1.5 kHz 이상의 고주파수 대역에서 측정치와 수치 해석 결과가 유사한 것을 확인할 수 있다. 수치 해석 결과와 측정치 비교를 통해, Fig. 7의 5 kHz 근방에서 모빌리티가 높게 나타나는 것은 레일 다리가 상하로 변형하는 굽힘파(Fig. 4(a))가 cut-on 되기 때문임을 알 수 있다. 또한, 레일패드의 이산 지지에 의한 효과는 약 900 Hz 부근의 pinned-pinned 주파수에서만 국한되어 발생함을 확인할 수 있다.

Fig. 8에는 레일 머리 중앙에 작용하는 동일한 크기의 수직 방향 하중과 수평 방향 하중에 의해 발생하는 가진점 모빌리티를 비교하여 나타내었다. 레일은 수평 방향 굽힘 강성이 수직 방향 굽힘 강성보다 낮기 때문에 Fig. 8에 나타난 것과 같이 동일한 크



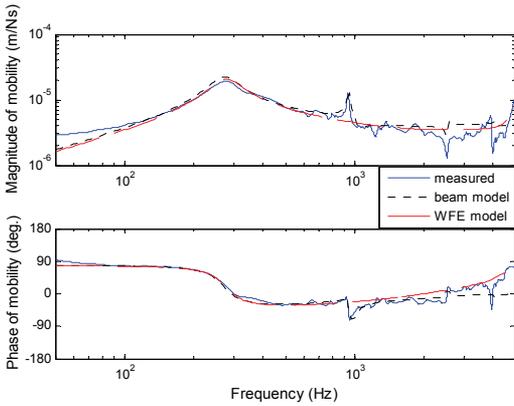
(a) 6136 Hz, 3.8 rad./sec.(solid square)      (b) 5278 Hz, 3.8 rad./sec.(solid circle)

Fig. 5 Deformation shapes of the waves S3 and S4 in Fig. 4(a) with markers

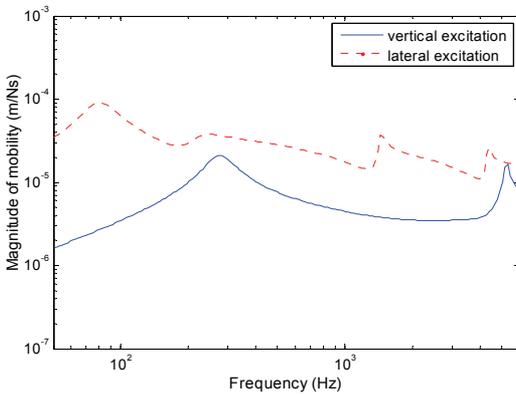


(a) Wave A1      (b) Wave A2      (c) Wave A3      (d) Wave A4

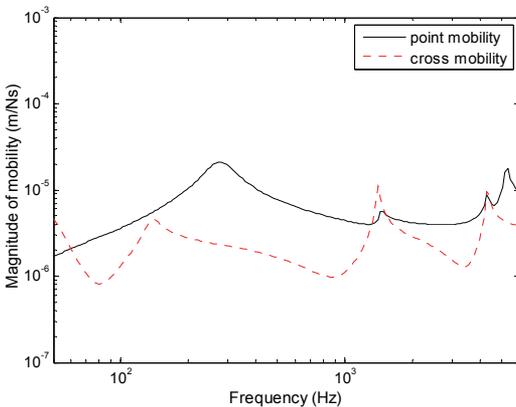
Fig. 6 Deformation shapes of the waves in Fig. 4(b) at the cut-on frequencies of  $\kappa=0$



**Fig. 7** Comparison of mobilities measured and predicted theoretically and numerically for the concrete slab track



**Fig. 8** Comparison of mobilities for the vertical and lateral directional forces applied on the rail head



**Fig. 9** Comparison of point and cross mobilities for the vertical offset excitation applied on the rail head

기의 수평 방향 하중에 의해 높은 수평 방향 레일 진동이 발생함을 알 수 있다. 그러나 실제 철도 궤도에서 레일에 작용하는 하중은 레일과 차륜의 수직 방향 거칠기에 의해 발생하므로 수직 방향 하중이 수평 방향 하중보다 더 클 것이다. 이 경우 실제 레일의 모빌리티는 수직 방향 하중에 의해 주로 영향을 받을 것이다.

Fig. 9에는 레일 머리의 중앙에서  $y$ 방향으로 약 1 cm 떨어진 지점에 수직 방향 편심 하중이 작용할 때의 가진점 모빌리티와  $y$ 방향 속도에 대한 교차 모빌리티(cross mobility)를 비교하여 나타내었다. Fig. 8과 Fig. 9의 결과를 비교해보면 레일 머리의 중앙에서 약 1 cm 정도 비껴 작용하는 수직 방향 하중은 수직 방향 레일 진동에 큰 변화를 만들어 내지 못함을 알 수 있다. 반면 교차 모빌리티의 경우에는 대부분의 주파수 대역에서 수직 방향 가진점 모빌리티보다 그 값이 낮게 나타나지만 약 90 Hz 이하와 1차, 2차 웹 굽힘파의 cut-on 주파수에서 상대적으로 다소 높은 진동이 발생함을 알 수 있다.

### 3.5 감쇠율(Decay rate)

레일을 따라 전파되는 파동은 전파 거리가 증가함에 따라 크기가 줄어들며, 이러한 거리에 따른 파동의 감쇠 특성은 감쇠율(dB/m)로 정의한다. 감쇠율은 레일의 진동 및 방사 소음 특성을 이해하는데 매우 중요한 인자로 작용한다. 즉, 감쇠율이 크면 레일의 진동이 멀리까지 전파하지 못하므로 레일 소음이 낮아지며, 감쇠율이 낮으면 레일의 진동이 멀리까지 전파되므로 소음 방사 구간이 늘어나 레일 소음이 증가한다. 따라서 레일 소음의 특성을 이해하기 위해서는 어떤 파동이 레일을 따라 전파하는지 파악하는 것이 필요하다.

WFE 방법을 이용해 콘크리트 슬라브 궤도와 같은 1단 지지 레일의 감쇠율을 구하는 과정에 대해서는 참고문헌<sup>(12)</sup>에 기술되어 있다. 참고문헌<sup>(12)</sup>에 제시된 방법은 레일을 따라 전파되는 진행파(propagating wave)가 cut-on된 이후에만 해당 파동의 감쇠율을 계산할 수 있으며 cut-on 주파수 이하에서는 감쇠율을 정의하지 못한다. 그러나, 레일을 따라 전파되는 파동은 cut-on 되기 전에 근접장파(near-field wave)로 존재하므로 cut-on 이하 주파수에서는 높은 감쇠율을 가지며, 이 저주파수 대역 감

쇠율은 레일의 진동 및 방사 소음 특성을 이해하는 데 중요하다.

감쇠율( $\Delta$ )은 식 (9)에서 정의한 것과 같이 파수의 허수 부분으로부터 얻을 수 있다.

$$\Delta = -8.686 \operatorname{Im}(\kappa) \quad (9)$$

따라서 cut-on 주파수 이하 영역에서도 감쇠율을 얻기 위해서는 식 (1)의 WFE 운동 방정식에서  $\omega$ 를 주고  $\kappa$ 를 구하는 다항 고유치 문제로 해석하여 각 주파수 별 복소 파수(complex wavenumber)를 구해야 한다. 이 장에서는 참고문헌<sup>(12)</sup>에 제시된 방법 대신 식 (1)에서 구한 복소 파수와 식 (9)를 이용해 감쇠율을 계산하였다.

Fig. 10에는 Fig. 2의 단면 모델에 대칭 경계 조건을 부여하여 구한 파동의 감쇠율을 이론 해석치와 비교하여 나타내었다. Fig. 10에 표기한 파동 S1, S2, 그리고 S3은 Fig. 4(a)의 분산 선도에 동일한 이름으로 표기한 파동에 해당한다. Fig. 10의 WFE 해석 결과에서 감쇠율이 가장 낮게 나타난 파동은 길이 방향 확장파(S1)이다. 그러나 파동 S1은 레일의 수직 방향 응답에 크게 기여하지 못하므로 수직 방향 굽힘파인 파동 S2가 레일의 수직 방향 진동에 지배적으로 작용한다. 수직 방향 굽힘파의 경우 약 1 kHz 부근에서 감쇠율이 약 0.56 dB/m 정도로 가장 낮은 값을 보이며, 그 이후로는 주파수가 증가함에 따라 감쇠율이 증가하는 경향을 보이고 있다. 특히, 약 5 kHz 부근에서 수직 방향 굽힘파의 감쇠율이 크게 증가하는데 이것은 레일 다리가 변형하는 파동이 cut-on 되기 때문임을 Fig. 4(a)와 Fig. 5로부터 알 수 있다.

Fig. 10에서 이론 해석과 WFE 해석으로 구한 감쇠율을 비교하면, pinned-pinned 주파수와 약 2 kHz 이상의 고주파수 대역을 제외한 대부분의 주파수에서 WFE 해석 결과가 이론 해석 결과와 잘 일치함을 알 수 있다. 이론 해석에서는 Timoshenko 보 모델을 이용하였으므로 수직 방향 굽힘파의 감쇠율만 얻을 수 있었다.

또한 Fig. 10에서는 KTX 콘크리트 슬라브 궤도에서 측정된 수직 방향 레일 진동의 감쇠율과 WFE 해석 결과를 비교하였다. 약 1 kHz 이하 주파수 대역에서는 측정치와 수치 해석 결과가 잘 일치하고 있지만 주파수가 증가하면서 측정치가 WFE 해석

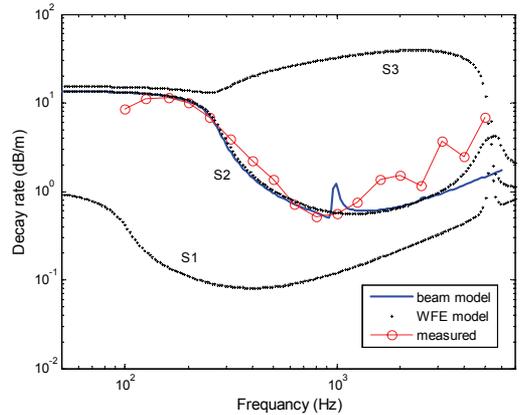


Fig. 10 Decay rates of the waves predicted from the symmetric boundary condition in the middle of the half rail model in Fig. 2

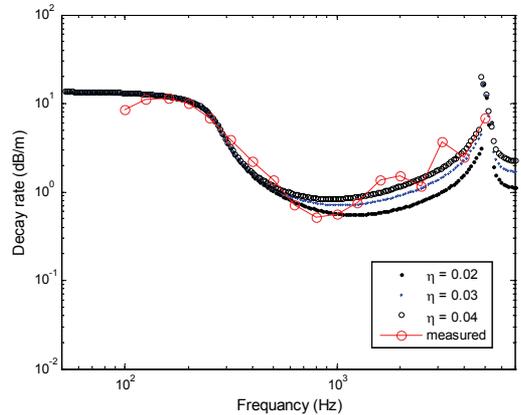
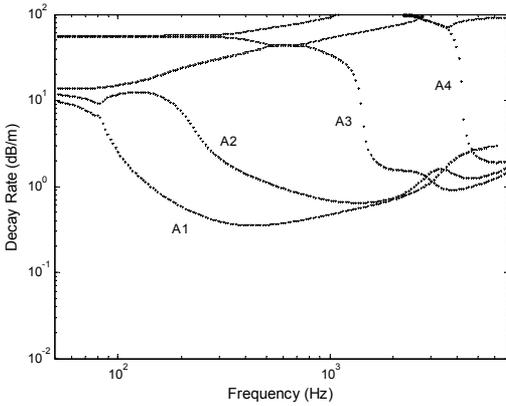


Fig. 11 Decay rates of the vertical bending wave measured and predicted with various rail damping loss factors

결과보다 다소 높게 나타나고 있다. 고주파수 대역의 감쇠율에 영향을 미치는 인자로 여러 가지 성분을 추정할 수 있겠지만 일반적으로는 레일의 댄핑(damping)이 가장 주요하게 작용하는 것으로 알려져 있다<sup>(1)</sup>. 이 논문에서는 레일의 감쇠 손실 계수로  $\eta_r = 0.02$ 를 설정하였지만, Fig. 9의 측정치는 레일의 감쇠 손실 계수가 0.02보다 크다는 것을 나타내고 있다.

레일의 댄핑을 확인하기 위해 레일의 댄핑을 증가시켜 가면서 감쇠율을 WFE 해석하고 Fig. 10에서 측정치와 비교하였다. Fig. 11의 해석 결과로부터 고주파수 대역의 감쇠율이 레일의 댄핑에 의해 변화함을



**Fig. 12** Decay rates of the waves predicted from the anti-symmetric boundary condition in the middle of the half rail model

확인할 수 있으며, 측정치와 유사한 감쇠율이 얻어지는 레일의 감쇠 손실 계수는 약 0.04 정도로 나타났다. 그러나, 이 값은 궤도 물성치가 제시된 여러 문헌<sup>(1,6,17,18)</sup>에서 사용한 0.01~0.02 범위의 레일 댐핑과 비교해 볼 때 다소 과도해 보인다. 실제 궤도에서 고주파수 대역 감쇠율에 레일 이외의 어떤 다른 성분들이 기여하는지, 그리고 측정치에 포함된 고주파수 대역 측정 오차가 어느 정도인지 등에 대한 파악이 현재까지 이루어지지 못한 상태이므로 레일의 댐핑만을 증가시키는 것은 바람직하지 않다고 판단된다. 따라서 이 논문에서는 Table 1에 제시된 0.02의 레일 댐핑을 사용하여 이후 진행된 수치 해석을 수행하였다. 추후 추가 실험 등을 통해, 측정된 레일 감쇠 손실 계수에 대한 확인이 필요할 것으로 판단된다.

Fig. 12에는 반대칭 경계 조건에서 구한 파동의 감쇠율을 나타내었으며, A1~A4로 표기된 파동은 Fig. 4(b)에서 동일한 이름으로 정의한 파동에 해당한다. Fig. 12에 나타낸 파동의 감쇠율은 Fig. 9의 수직 방향 굽힘파에 비해 전반적으로, 특히 약 100~1000 Hz 대역에서 낮게 나타나고 있다. 수평 방향 굽힘파(A1)의 경우에는 약 400 Hz에서 가장 낮은 0.4 dB/m 정도의 감쇠율을 보이며 이후로는 증가하는 보인다. 이것은 수평 방향 진동이 수직 방향 진동보다 레일을 따라 더 멀리 전파함을 의미하므로, 레일의 수평 방향 진동이 발생하는 경우 수직 방향 진동에 의한 것보다 더 효과적으로 저주파수

대역 레일 방사 소음에 기여할 것으로 판단된다.

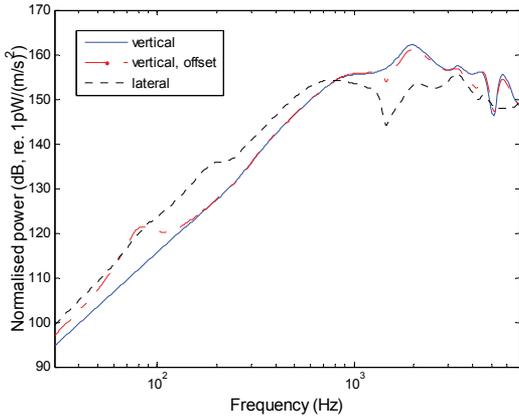
### 3.6 방사 소음

식 (6)에 정리한 것과 같이 UIC60 레일의 진동 해석 결과를 이용해 레일에서 방사되는 음향 파워를 계산할 수 있다. 레일을 따라 진행되는 파동은 거리 감쇠에 의해 가진점에서 멀어질수록 진동의 크기가 줄어든다. 따라서 레일에서 발생하는 소음은 가진점을 중심으로 감쇠가 크지 않은 구간에서만 주로 발생한다. 만약 레일을 따라 진행되는 파동의 거리 감쇠가 크다면 레일을 점음원(point source)으로 가정할 수 있으며, 반대로 거리 감쇠가 크지 않다면 레일을 선음원(line source)로 가정할 수 있다. Fig. 10와 Fig. 12에서 확인한 것처럼 파동이 cut-on 되기 전에는 근접장 파동으로 존재하므로 감쇠가 크게 발생한다. 따라서 cut-on 주파수 이하에서는 점음원의, cut-on 주파수 이상에서는 선음원의 형태를 가진다.

참고문헌<sup>(6)</sup>에서는 레일을 선음원으로 가정하여 2차원 경계요소 해석을 수행하고 3차원 경계요소 해석 결과와 그 차이를 비교한 바 있다. 이 비교를 통해 레일의 수직 방향 굽힘파가 cut-on 되기 이전의 저주파수 대역에서만 2차원 경계요소 해석이 오차를 가지는 것을 확인하였다. 일반 자갈 도상 궤도의 경우 해당 저주파수 대역에서는 침묵에 의한 소음 방사가 크게 발생한다. 따라서 자갈 도상 궤도의 경우 레일 소음에 대한 2차원 경계요소 해석이 유용하다<sup>(6)</sup>. 그러나 이 논문에서는 침묵과 자갈 도상이 없는 콘크리트 슬라브 궤도를 다루고 있으므로 3차원 경계요소 해석을 이용해 레일에서 방사되는 음향 파워를 계산하였다.

이 절에서는 WFE/BE 해석으로 구한 레일의 음향 방사 파워를 가진점 모빌리티로 정규화하여 나타낸다. 음향 방사 파워를 가진점 모빌리티로 정규화하는 것은 약 100~2000 Hz 주파수 대역에서는 레일의 모빌리티가 커서 외력이 속도 입력(velocity input)으로 작용하기 때문이다<sup>(1)</sup>.

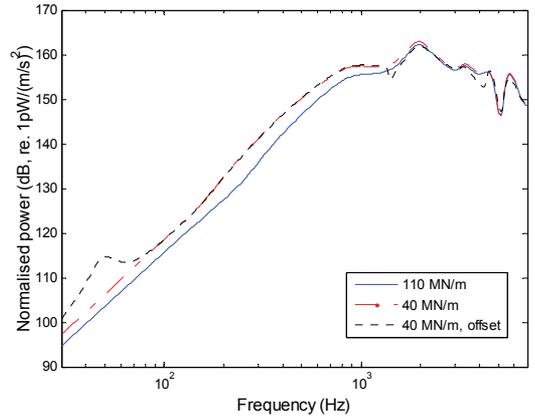
KTX 콘크리트 슬라브 궤도의 레일에 수직 방향 및 수평 방향 하중이 작용할 때의 정규화된 음향 방사 파워를 Fig. 13에 비교하여 나타내었다. 수직 방향 가진력이 레일 머리 중앙에서 약 1 cm 벗어나 작용할 때의 결과를 레일 머리의 중앙에 작용할 때와 비교하면, 가진력이 레일 머리의 중앙에서 편심



**Fig. 13** Normalised power of the UIC60 rail induced by the external excitations on the rail head

되어 작용할 때 발생한 레일의 수평 방향 진동은 약 200 Hz 이하 주파수 영역의 방사 소음에만 기여함을 알 수 있으며, 그 크기는 최대 약 10 dB 정도 증가하였다. Fig. 13의 결과는 약 200 Hz 이상의 주파수 대역 방사 소음 해석 시에는 수직 방향 가진력이 레일 머리의 중앙에 작용한다는 가정이 유용함을 보이고 있다. 반면 200 Hz 이하 주파수 대역에서는 레일의 수평 방향 진동에 의한 방사 소음이 크게 발생한다.

Fig. 13에는 또한 레일 머리의 중앙에 수평 방향 가진력이 작용할 때 얻어진 정규 음향 방사 파워를 수직 방향 가진력이 작용할 때의 결과와 비교하였다. Fig. 13에서 레일의 수평 방향 진동 속도에 의해 발생하는 방사 파워가 약 800 Hz 이하의 저주파수 대역에서 수직 방향 진동 속도에 의한 방사 파워보다 높게 나타나고 있다. 이것은 레일에 수직 방향과 수평 방향으로 동일한 진동 속도가 발생한다고 가정하였을 때의 결과이다. 그러나 실제로 차륜-궤도의 표면 거칠기에 의해 발생하는 레일 진동은 일반적으로 수평 방향 보다는 수직 방향으로 더 크게 나타날 것이다. 따라서 레일의 소음 방사는 수평 방향 진동 보다는 수직 방향 진동에 의해 더 크게 발생할 것으로 판단된다. 그러나, 레일 곡선부 스킵(curve squeal) 소음과 같이 레일의 수평 방향 진동이 크게 유발되는 경우에는 방사 소음 해석시 수평 방향 진동에 의한 영향이 중요하게 고려되어야 할 것으로 판단된다.



**Fig. 14** Comparison of normalised power of the UIC60 rail induced by the external excitations on the rail head for different stiffnesses of the railpad

레일을 따라 전파되는 파동의 cut-on 주파수는 레일패드의 강성에 의해 크게 좌우되므로 파동의 감쇠율은 레일패드의 강성에 크게 의존한다. 레일패드의 강성 변화에 의한 레일 방사 소음의 변화를 살펴보기 위해 레일패드의 강성을 40 MN/m로 낮추어 음향 방사 파워를 계산하고 Table 1에서 설정한 110 MN/m의 결과와 비교해 Fig. 14에 나타내었다. 레일패드의 강성 40 MN/m는 국내 고속 철도 콘크리트 궤도의 레일패드 강성 설계치이다. Fig. 14의 결과는, 낮아진 레일패드의 강성으로 인해 레일의 음향 방사 파워가 1 kHz 이하 주파수 대역에서 평균적으로 약 5 dB 정도 증가한 것으로 나타났다. 레일 머리의 중앙에서 약 1 cm 벗어난 지점에 수직 방향 하중이 가해지는 경우에는 낮아진 레일패드의 강성으로 인해 수평 방향 굽힘파의 cut-on 주파수가 30 Hz 부근으로 낮아지므로, 이 대역의 소음 수준이 약 10 dB 이상 증가하였음을 보인다.

Fig. 14를 통해 확인한 것과 같이, 레일패드의 강성이 낮아지면 레일을 따라 전파되는 파동이 더 멀리까지 전파되므로 레일의 소음 방사가 더 크게 발생한다. 콘크리트 슬라브 궤도의 경우 침목과 자갈 도상을 대신해 낮은 강성의 레일패드를 사용하므로, 전동 소음의 관점에서는 자갈 도상 궤도에 비해 레일에서 방사 되는 소음의 기여도가 더 증가할 것임을 Fig. 14의 결과로부터 유추할 수 있다<sup>(1)</sup>. 전동 소음 관점에서는 높은 강성의 레일패드를 사용하는 것

이 소음을 줄이는데 유리하다. 그러나 레일패드의 강성이 증가하면 궤도 지지 구조 및 차량으로 전달되는 하중이 증가할 것이므로 철도 및 차량 시스템 전체의 유지 보수 및 안전성 관점에서 함께 평가되어야 할 것이다<sup>(18)</sup>.

#### 4. 결 론

이 논문에서는 도파관 유한요소법과 파수 경계요소법을 이용해 KTX 콘크리트 슬라브 궤도의 진동 및 방사 소음을 수치적으로 해석하였다. 즉, 궤도의 진동 해석은 도파관 유한요소법으로, 레일 진동에 의한 방사 소음은 파수 경계요소를 이용해 해석하였다. 레일 머리에 수직, 수평 방향 하중이 작용할 때 발생하는 레일의 진동 및 소음 특성을 가진점 모빌리티와 감쇠율 그리고 음향 방사 파워를 통해 살펴 보았다.

KTX 콘크리트 슬라브 궤도에 대한 모빌리티 해석으로부터 레일의 머리 중앙에서 편심되어 작용하는 수직 방향 하중에 의해 유발되는 레일의 수평 방향 진동은 수직 방향 진동에 비해 그 기여도가 크지 않았다. 반면 방사 소음의 측면에서는 레일의 수평 방향 진동이 크게 기여하여 약 100 Hz 이하의 저주파수 대역에서 방사 파워가 최대 약 10 dB 정도 증가하였다. 따라서 레일 곡선부와 같이 수평 방향 진동이 주요하게 작용할 때의 방사 소음 해석에서는 차륜에 의해 가진되는 수직 방향 진동 및 수평 방향 진동에 대한 고려가 반드시 필요할 것으로 판단된다.

또한 레일패드의 강성 변화에 따른 음향 방사 파워의 변화를 두 가지 레일패드 강성에 대해 검토하였다. 이를 통해, 약 1 kHz 이하 주파수 대역의 레일 소음이 레일패드의 강성에 의해 크게 변화함을 확인하였다. 따라서 자갈 도상 궤도에 비해 낮은 강성의 레일패드를 사용하는 콘크리트 슬라브 궤도는 레일에서 방사되는 소음이 자갈 도상 궤도의 그것보다 높을 것으로 예상할 수 있다.

콘크리트 슬라브 궤도는 자갈 도상의 흡음 효과가 없으므로 이로 인한 레일 소음의 증가를 예상할 수 있다. 그러나 이 논문에서 해석된 것과 같이 콘크리트 슬라브 궤도의 소음이 자갈 도상 궤도보다 크게 발생하는 주된 이유는 콘크리트 슬라브 궤도의 레일패드 강성이 자갈 도상 궤도의 레일패드 강성보

다 훨씬 낮아 레일에서 방사되는 소음이 크게 증가하기 때문으로 판단된다. 자갈 도상의 흡음 특성과 자갈 도상 유무에 따른 레일 소음의 감소 특성에 대해서는 추후 연구가 필요할 것으로 판단된다.

또한 이 논문에서는 콘크리트 슬라브를 강체 바닥으로 가정하였다. 그러나 실제로는 콘크리트 슬라브의 진동에 의해 저주파수 대역의 소음이 발생할 것으로 예상되므로 추후 이에 대한 해석이 필요할 것이다.

#### 후 기

이 논문은 한국철도시설공단의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다.

#### References

- (1) Thompson, D. J., 2009, *Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control*, Elsevier Ltd.
- (2) Thompson, D. J., Fodiman P. and Mahe, H., 1996, *Experimental Validation of the TWINS Prediction Program, Part 2: Results*, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 193, No. 1, pp. 137~147.
- (3) Thompson, D. J., 1993, *Wheel-rail Noise Generation. Part III: Rail Vibration*, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 161, No. 3, pp. 421~446.
- (4) Knothe, K. and Grassie, S. L., 1993, *Modelling of Railway Track and Vehicle/track Interaction at High Frequencies*, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 22, pp. 209~262.
- (5) Ryue, J., Thompson, D. J., White, P. R. and Thompson, D. R., 2008, *Investigation of Propagating Wave Types in Railway Tracks at High Frequencies*, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 315, No. 1~2, pp. 157~175.
- (6) Nilsson, C.-M., Jones, C. J. C., Thompson, D. J. and Ryue, J., 2009, *A Waveguide Finite Element and Boundary Element Approach to Calculating the Sound Radiated by Railway and Tram Rails*, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 321, No. 3~5, pp. 813~836.
- (7) Ryue, J. and Jang, S., 2013, *Comparison of Track Vibration Characteristics for Domestic Railway Tracks in*

the Aspect of Rolling Noise, Journal of Korean Society for Railway, Vol. 16, No. 2, pp. 85~92.

(8) Jang, S. and Ryue, J., 2013, A study on the Rolling Noise Model Using the Analysis of Wheel and Rail Vibration Characteristics, Journal of Korean Society for Railway, Vol. 16, No. 3, pp. 175~182.

(9) Gavric, L., 1995, Computation of Propagative Waves in Free Rail Using a Finite Element Technique, Journal of Sound and Vibration, Vol. 183, No. 3, pp. 531~543.

(10) Finnveden, S., 2004, Evaluation of Modal Density and Group Velocity by a Finite Element Method, Journal of Sound and Vibration, Vol. 273, No. 1~2, pp. 51~75.

(11) Nilsson, C.-M., 2004, Waveguide Finite Element Applied on a Car Tyre, PhD Thesis, MWL, KTH, Stockholm.

(12) Ryue, J., Thompson, D. J., White, P. R. and Thompson, D. R., 2009, Decay Rates of Propagating Waves in Railway Tracks at High Frequencies, Journal of Sound and Vibration, Vol. 320, No. 4~5, pp. 955~976.

(13) Bartoli, I., Marzani, A., Lanza de Scalea, F. and Viola, E., 2006, Modeling Wave Propagation in Damped Waveguides of Arbitrary Cross-section, Journal of Sound and Vibration, Vol. 295, No. 3~5, pp. 685~707.

(14) Ryue, J., Shin, H.-K., Ahn, H.-T. and Kwon O.-C., 2011, Self Noise Analysis of Towed Array Sonar Induced by Axisymmetric Vibrations Propagating Along Fluid-filled Elastic Hoses, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 5, pp. 437~446.

(15) Ryue, J., 2010, A Numerical Method for Analysis of the Sound and Vibration of Waveguides Coupled with External Fluid, The Journal of the Acoustical Society of Korea, Vol. 29, No. 7, pp. 448~457.

(16) Finnveden, S. and Nilsson, C.-M., 2007, Input Power to Waveguides Calculated by a Finite Element Method, Journal of Sound and Vibration, Vol. 305, No.

4~5, pp. 641~658.

(17) Thompson, D. J. and Vincent, N., 1995, Track Dynamic Behaviour at High Frequencies. Part 1: Theoretical Models and Laboratory Measurements, Vehicle System Dynamics Supplement, Vol. 24, pp. 86~99.

(18) Thompson, D. J., Hemsworth, B. and Vincent, N., 1999, Experimental Validation of the TWINS Prediction Program for Rolling Noise, Part 1: Description of the Model and Method, Journal of Sound and Vibration, Vol. 193, No. 1, pp. 123~135.

(19) Yang, S.-C., Jang, S.-Y. and Kim, E., 2011, Determination of Upper Limit of Rail Pad Stiffness for Ballasted and Concrete Track of High-speed Railway Considering Running Safety, Journal of Korean Society for Railway, Vol. 14, No. 6, pp. 526~534.



**Jungsoo Ryue** graduated with a BSc in Mechanical Engineering from Pusan National University in 1995. He took the MSc degree in KAIST and received his second MSc and PhD in ISVR at University of Southampton in UK.

He has been working for School of Naval Architecture and Ocean Engineering in University of Ulsan as an assistant professor since 2009. His research interest includes wave propagation along waveguide structures, vibro-acoustic problems and related signal processing.



**Seunggho Jang** received his BS, MS and PhD for mechanical engineering from KAIST in 1995, 1997 and 2002. He has been a senior researcher at Korea Railroad Research Institute(KRRI) since 2003. His research interest in-

cludes noise and vibration control of railway systems, and railway vehicle dynamics.