

철도 차륜 및 레일 진동 특성 해석을 통한 전동 소음 모델 연구

Study on the Rolling Noise Model Using an Analysis of Wheel and Rail Vibration Characteristics

장승호* · 유정수

Seungho Jang · Jungsoo Ryue

Abstract Rolling noise is an important source of noise from railways; it is caused by wheel and rail vibrations induced by acoustic roughness at the wheel/rail contact. To reduce rolling noise, it is necessary to have a reliable prediction model that can be used to investigate the effects of various parameters related to the rolling noise. This paper deals with modeling rolling noise from wheel and rail vibrations. In this study, the track is modeled as a discretely supported beam by regarding concrete slab tracks, and the wheel vibration is simulated by using the finite element method. The vertical and lateral wheel/rail contact forces are modeled using the linearized Hertzian contact theory, and then the vibration responses of the wheel and rail are calculated to predict the radiated noise. To validate the proposed model, a field measurement was carried out for a test vehicle. It was found that the predicted result agrees well with the measured one, showing similar behavior in the frequency range between 200 and 4000 Hz where the rolling noise is prominent.

Keywords : Rolling noise, Wheel-rail contact, Mobility, Acoustic roughness

초 록 전동 소음은 철도의 주요한 소음 중 하나이며, 차륜과 레일의 음향 조도에 의해 차륜 및 레일이 진동하면서 발생한다. 이러한 전동 소음의 저감 대책을 수립하기 위해서는 관련 인자들의 영향을 파악할 수 있는 예측 모델이 필요하다. 본 논문에서는 차륜과 레일의 진동 특성을 이용해 전동 소음을 예측하기 위한 모델링에 관해 다루었다. 슬라브 도상 궤도에 대하여 1단 이산 탄성 지지 구조를 가진 보로 모델링 하였으며, 차륜 진동은 유한요소법을 이용한 수치해석을 적용하였다. 수직 및 수평방향 차륜-레일 접촉력들의 연성은 선형 Hertzian 접촉 이론으로 모델링 하였고, 차륜과 레일의 진동 응답을 계산한 후 방사되는 소음을 예측하였다. 예측 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 시험차량에 대해 전동 소음을 측정하였다. 예측치가 측정치와 잘 일치하였으며, 특히 전동 소음이 주요하게 기여하는 200~4000Hz 주파수 대역에서 유사한 경향으로 나타남을 확인하였다.

주요어 : 전동 소음, 차륜-레일 접촉, 모빌리티, 음향 조도

1. 서 론

철도 소음은 발생원의 종류에 따라서 전동 소음(rolling noise), 동력 소음(engine or motor noise), 공력 소음(flow noise)으로 구분된다. 이 중 전동 소음은 철도 차량이 레일(rail) 위를 주행할 때 차륜(wheel)과 레일의 표면 거칠기(surface roughness)에 의해 생기는 가진력에 따라 차륜과 레일이 진동하면서 발생된다. 여기서 소음 발생과 관련한 파장 범위의 거칠기를 음향 조도(acoustic roughness)라고 한다 [1]. 철도 소음의 효율적 저감 대책 수립을 위해서는 이들 소음원에 대한 발생 원인과 크기를 파악하여야 하며 관련 인자의 변화에 따른 영향을 예측할 수 있는 모델이 필요하다.

철도 전동 소음에 대한 이론적 모델은 Remington[2]에 의하여 처음으로 제안되었으나, 해당 모델은 차륜-레일 접촉

에서의 크립력(creep force)을 고려하지 않는 등 비교적 간단화된 모델이었다. 이후 Thompson[3,4]이 더욱 세밀하고 확장된 모델을 제안하였으며, 해당 이론을 바탕으로 상용 프로그램인 TWINS(Track-Wheel Interaction Noise Software)를 개발하였다. 유럽의 경우 TWINS를 이용하여 전동 소음에 기여하는 각 소음원 별 진동 및 소음 특성을 해석하고 실험을 통해 검증하는 일련의 과정을 수행해 오고 있다. 이에 반해, 국내에서는 철도 전동 소음에 대한 체계적인 연구가 다소 미흡하였으며, 최근 Ryue와 Jang[5]은 국내 기존선 및 고속선 궤도에 대한 전동 소음 관점의 진동 모델링에 대해 연구한 바 있다. 특히, 효율적인 소음 저감을 위한 세부적인 관련 인자의 영향을 분석하기 위해서는 상용 프로그램의 활용만으로는 부족하며 소음 발생 및 방사 메커니즘에 대한 이론적 이해와 해석 프로그램의 확장이 필요하다.

본 논문에서는 차세대 고속철도 시험차량 HEMU-430X(이하 HEMU)가 국내 슬라브도상 궤도를 주행할 때 음향 조도에 의한 차륜 및 레일의 진동 가진 및 응답을 해석하고, 각 진동 성분 에 의한 음향 파워를 계산하였다. 특히, 차륜-레일

*Corresponding author.

Tel.: +82-31-460-5761, E-mail : shjang@krii.re.kr

©The Korean Society for Railway 2013

<http://dx.doi.org/10.7782/JKSR.2013.16.3.175>

크립력의 6개 방향(3축의 병진 및 3축의 회전 방향) 성분 중에서 주요한 수직-수평 방향 성분을 이용하는 예측 모델을 유도하여 적용하였으며, 대상 차륜 및 레일의 음향 조도를 예측하여 입력하였다. 계산된 음향 파워를 이용하여 선로변 측정점에서의 통과 소음도를 예측하고 측정 결과와 비교하였다.

2. 본 론

2.1 전동 소음원 모델링

2.1.1 차륜-레일 음향 조도에 의한 가진 모델

전동 소음의 발생 원인은 차륜과 레일의 수직방향의 음향 조도로 알려져 있으며, 열차 주행속도 V 에 대하여 파장 λ 인 음향 조도는 주파수 $f(=V/\lambda)$ 의 진동 및 소음을 유발한다. Fig. 1과 같이 차륜과 레일의 접촉점에서 레일에 가진되는 조화힘(harmonic force)의 수직방향과 수평방향 성분을 각각 $F_v e^{i\omega t}$, $F_h e^{i\omega t}$ 이라고 하면, 레일의 수직 및 수평방향 진동 속도 v_{rv} 및 v_{rh} 는 식 (1)과 같다.

$$\begin{Bmatrix} v_{rh} \\ v_{rv} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{rh} & Y_{rvh} \\ Y_{rvh} & Y_{rv} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_h \\ F_v \end{Bmatrix} \quad (1)$$

여기서 Y_{rv} 와 Y_{rh} 는 레일의 수직방향 및 수평방향의 가진점 모빌리티(point mobility)이고, Y_{rvh} 는 레일의 교차 모빌리티(cross mobility, 수직방향 가진력에 대한 수평방향 진동 응답)이다. 마찬가지로 접촉점에서의 차륜 속도는 식 (2)와 같이 표현된다.

$$\begin{Bmatrix} v_{wa} \\ v_{wr} \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} Y_{wa} & Y_{wra} \\ Y_{wra} & Y_{wr} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_h \\ F_v \end{Bmatrix} \quad (2)$$

여기서 v_{wa} 및 v_{wr} 은 차륜 속도의 차축(axial) 방향 및 반지름(radial) 방향 속도이고, Y_{wa} 와 Y_{wr} 은 차륜의 수직방향 및 수평방향의 가진점 모빌리티이고, Y_{wra} 는 차륜의 교차 모빌리티이다.

차륜과 레일은 탄성체이므로 접촉 강성을 고려하여 식 (3)과 같이 수직방향 접촉 속도(접촉 변위의 시간 변화량)와 수직 접촉력 관계를 얻을 수 있다[6].

$$v_{cv} = Y_{cv} F_v = \frac{i\omega F_v}{K_{cv}} \quad (3)$$

여기서 K_{cv} 는 수직방향의 선형 접촉 강성(linearized Hertzian contact stiffness)이며, 속도 v_{cv} 는 압축될 때 양의 방향으로 정의한다. 또한 수평방향 접촉 속도와 수평 접촉력과의 관계는 식 (4)와 같다.

$$v_{ch} = Y_{ch} F_h = \left(\frac{V}{Gc^2 C_h} + \frac{i\omega}{K_{cl}} \right) F_h \quad (4)$$

여기서 G 는 전단계수(shear modulus), c^2 은 접촉 영역의 크기에 해당하며 수직 하중에 관계하고, K_{cl} 은 수평방향의 선형 접촉 강성이다. C_h 는 수평방향의 크립 계수(creep coefficient)로 접촉 영역의 형상비와 포와송비(Poisson's ratio)의 함수로 주어지며, Kalker[6]에 의하여 표로 정리되어 있다. 접촉 속도와 차륜 및 레일 속도는 식 (5)와 같은 관계를 가진다.

$$\begin{Bmatrix} v_{rh} \\ v_{rv} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ i\omega r \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} v_{wa} \\ v_{wr} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} v_{ch} \\ v_{cv} \end{Bmatrix} \quad (5)$$

여기서 r 은 차륜 및 레일의 총합 조도의 진폭으로서 레일 조도의 진폭을 r_r , 차륜 조도의 진폭을 r_w 일 때 $r = r_r + r_w$ 이다. 식 (5)에 식 (1)-(4)를 대입하면, 수평 및 수직 방향의 접촉력을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} F_h \\ F_v \end{Bmatrix} = [Y_{rvc}]^{-1} \begin{Bmatrix} 0 \\ i\omega r \end{Bmatrix} \quad (6)$$

또한 레일 및 차륜의 속도는 식 (6)을 식 (1)과 식 (2)에 각각 넣어 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} v_{rh} \\ v_{rv} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{rh} & Y_{rvh} \\ Y_{rvh} & Y_{rv} \end{bmatrix}^{-1} [Y_{rvc}]^{-1} \begin{Bmatrix} 0 \\ i\omega r \end{Bmatrix} \quad (7a)$$

$$\begin{Bmatrix} v_{wa} \\ v_{wr} \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} Y_{wa} & Y_{wra} \\ Y_{wra} & Y_{wr} \end{bmatrix}^{-1} [Y_{rvc}]^{-1} \begin{Bmatrix} 0 \\ i\omega r \end{Bmatrix} \quad (7b)$$

여기서,

$$[Y_{rvc}] = \begin{bmatrix} Y_{rh} & Y_{rvh} \\ Y_{rvh} & Y_{rv} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Y_{wa} & Y_{wra} \\ Y_{wra} & Y_{wr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Y_{ch} & 0 \\ 0 & Y_{cv} \end{bmatrix} \quad (8)$$

이다.

2.1.2 접촉 필터 효과

음향 조도의 파장이 차륜 및 레일 접촉 영역의 크기와 유사하거나 더 작을 경우 차륜 및 레일을 가진하는 효과는 줄어들게 된다. 반대로 조도의 파장이 접촉 영역의 크기보다 비교적 클 경우 가진력은 접촉 영역 크기의 영향을 받지 않게 된다. 이러한 효과를 고려하기 위하여 다음과 같은 접촉 필터(contact filter)를 적용하였다[2].

$$|H(k)|^2 = \frac{4}{\alpha(ka)} \frac{1}{2} \int_0^{\tan^{-1} \alpha} J_1^2(ka \sec \psi) d\psi \quad (9)$$

여기서 a 는 접촉 영역에서 구르는 방향의 타원 반지름이고, k

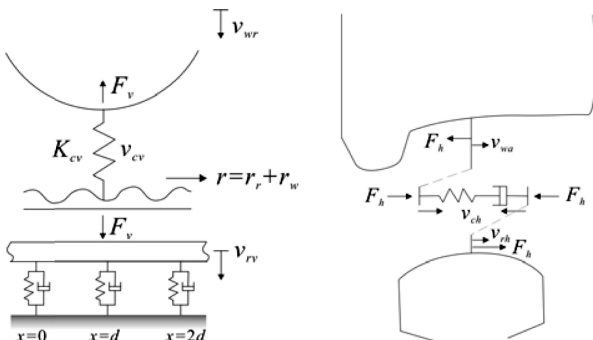


Fig. 1 Schematic diagram of the wheel and slab track system

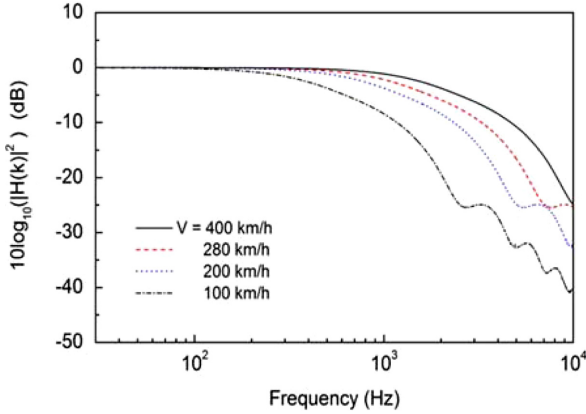


Fig. 2 Contact filter effects at the different speeds

는 파수($=2\pi/\lambda$), α 는 주어진 파수에서 접촉 영역의 가로 방향 폭을 따라서 조도가 상관된(correlated) 정도를 나타내는 인자로서, 이 값이 클 경우 상관도가 낮음을 의미한다. 또한 J_1 은 Bessel 함수이고 ψ 는 적분변수이다.

Fig. 2는 HEMU 차량에서 축중 14톤일 때 차륜-레일 접촉 필터 효과를 서로 다른 속도에서 계산한 결과이다. 이 때 계산된 접촉 영역 크기 a 는 6.1mm이고 α 는 5로 설정하였다. Fig. 2의 계산 결과를 보면, 약 300Hz까지는 주행 속도에 상관없이 접촉 필터 효과가 거의 없다가 그 이상 주파수에서는 주행 속도가 느릴 수록 접촉 필터 효과가 커짐을 알 수 있다. 약 2kHz 이상에서는 주행 속도 400km/h일 때의 접촉 필터 효과가 주행 속도 100km/h와 비교해 약 20dB 이상 차이가 남을 알 수 있다.

레일 및 차륜의 조도는 파수 스펙트럼으로 측정되며, 레일 조도 r_r 과 차륜 조도 r_w 는 서로 비상관(incoherent) 관계라고 가정할 수 있으므로 총합 조도는 두 조도 스펙트럼의 에너지 합에 접촉 필터 효과를 더하여 차륜 및 레일의 진동 응답을 구하는데 이용된다. 결국 식 (7)을 이용하여 레일과 차륜의 속도 스펙트럼을 구하면 식 (10)-(13)과 같다.

$$S_{rv}^p(\omega) = \left| \frac{Y_{rvh}(Y_{rvh} + Y_{wra}) - Y_{rv}(Y_{rh} + Y_{wa} + Y_{ch})}{D_{rwc}} \right|^2 \times \omega^2 |H(k)|^2 S_{rw}(k) \quad (10)$$

$$S_{rh}^p(\omega) = \left| \frac{Y_{rh}Y_{wra} - Y_{rvh}(Y_{wa} + Y_{ch})}{D_{rwc}} \right|^2 \times \omega^2 |H(k)|^2 S_{rw}(k) \quad (11)$$

$$S_{wr}^p(\omega) = \left| \frac{Y_{wra}(Y_{rvh} + Y_{wra}) - Y_{wr}(Y_{rh} + Y_{wa} + Y_{ch})}{D_{rwc}} \right|^2 \times \omega^2 |H(k)|^2 S_{rw}(k) \quad (12)$$

$$S_{wa}^p(\omega) = \left| \frac{Y_{wa}Y_{rvh} - Y_{wra}(Y_{rh} + Y_{ch})}{D_{rwc}} \right|^2 \times \omega^2 |H(k)|^2 S_{rw}(k) \quad (13)$$

여기서 $S_{rw}(k)$ 는 레일과 차륜과 음향 조도 스펙트럼의 합이고,

$$D_{rwc} = (Y_{rh} + Y_{wa} + Y_{ch})(Y_{rv} + Y_{wr} + Y_{cv}) - (Y_{rvh} + Y_{wra})^2 \quad (14)$$

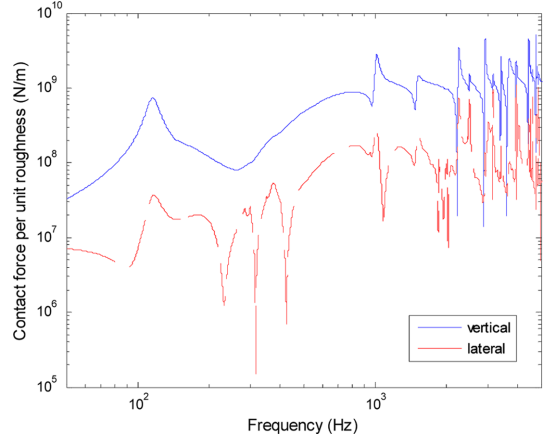


Fig. 3 Contact forces for unit roughness for HEMU and slab track

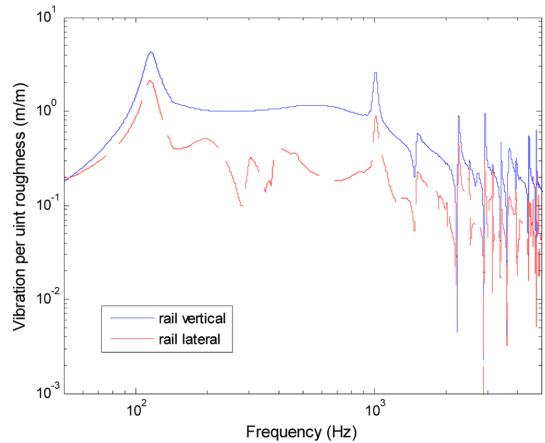


Fig. 4 Rail vibration at the wheel/rail contact for unit roughness for HEMU and slab track

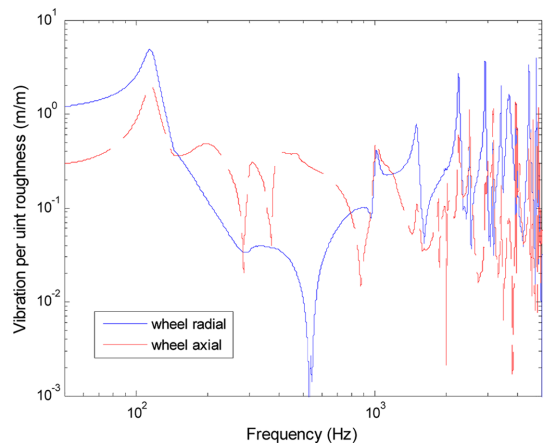


Fig. 5 Wheel vibration at the wheel/rail contact for unit roughness in case of HEMU and slab track

이다. Fig. 3에는 HEMU 차륜과 고속선 슬라브 도상 레도 접촉 시 단위 조도(unit roughness)에 대한 레일과 차륜 접촉점의 접촉력을 나타내었다. 또한 Fig. 4와 Fig. 5에 단위

조도에 대한 레일과 차륜 접촉점의 진동 응답을 나타내었다. 계산에 이용된 궤도 및 차륜의 모델리티는 다음 절에 설명하였다.

2.1.3 궤도 진동 모델

고속선 슬라브 도상 궤도는 레일, 클립, 레일패드, 침목과 도상이 일체로 된 슬라브 구조로 이루어져 있으며, 이중에 클립은 레일패드에 비해 강성이 크게 낮으므로 모델에 포함시키지 않는다.

레일은 일정 간격으로 떨어진 레일패드 위에 지지되어 있으므로 이산 탄성 지지(discrete elastic support)를 가지는 1 단 지지 구조로 모델링할 수 있다. 또한 해석 주파수 대역이 500Hz 이하인 경우 레일을 단순 Euler-Bernoulli 보로 가정할 수 있으나 레일에 전단 변형이 발생하는 500Hz 이상에서는 Timoshenko 보 모델이 사용된다. 본 논문에서는 Ryue와 Jang[5]의 궤도 진동 모델 및 궤도 물성치를 이용하여 레일의 모델리티를 계산하였다. 다만, 레일패드의 강성과 감쇠 손실 계수(damping loss factor)는 레일 모델리티의 계산값과 측정값 비교를 통해 각각 110MN/m와 0.3으로 보정하였다. 일정 간격으로 설치된 인접한 두 개의 지지점(클립 또는 레일패드) 사이의 중간 위치에서 계산된 모델리티와 측정값을 Fig. 6에 비교하여 나타내었다. 대상 측정 지점은 경부 2단계 305.6KP 지점으로 슬라브 도상 궤도이었다. 측정에는 B&K Type 8206 임팩트 해머와 B&K Type 4525B-001 가속도계를 이용하였다. Fig. 6에서 비교한 측정값과 계산값은 일부 주파수 대역을 제외하고 잘 일치함을 볼 수 있으며, 특히 주기적으로 설치된 이산 지지 구조에 의해 발생하는 pinned-pinned 주파수(약 910Hz)가 해석 모델에서도 신뢰성 있게 예측됨을 알 수 있다. 또한 레일을 따라 전파되는 파동이 cut-on되는 약 360Hz 부근 대역에서 상대적으로 높은 모델리티를 가지는 것으로 나타났으며, 이 cut-on 주파수는 레일패드의 강성에 의해 큰 영향을 받는다[5].

레일의 한 지점에서 보았을 때 철도 차륜은 통과하여 지나가므로 가진력이 이동하는 것으로 볼 수 있다. 레일의 한

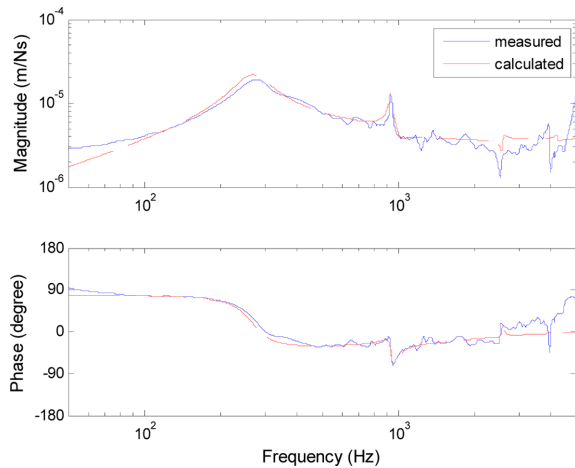


Fig. 6 Vertical point mobility of slab track at the mid-span between two adjacent supports

지점에 조화 가진력이 작용할 때 거리 x 떨어진 점의 진동 $v(x)$ 는 지수적으로 감소하므로 $v(0)e^{-\beta x}$ 로 표현하면, 단위 길이당 평균 속도는

$$|v_{avg}|^2 = \frac{1}{VT} \int_{-\frac{VT}{2}}^{\frac{VT}{2}} |v(x)|^2 dx = \frac{|v(0)|^2}{\beta VT} (1 - e^{-\beta VT}) \quad (15)$$

이다. 여기서 시간 T 동안 차륜이 가진하는 거리는 VT 이다. 따라서 하나의 차륜이 지나갈 때 단위 길이당 평균 진동 스펙트럼 밀도함수 S_{rv}^{avg} 는 식 (10)의 접촉점 진동 스펙트럼 밀도함수 S_{rv}^p 와 식 (16)과 같은 관계를 가진다.

$$S_{rv}^{avg} = \frac{1 - e^{-\beta VT}}{\beta VT} S_{rv}^p \quad (16)$$

거리 감쇠 특성을 표현하는 β 를 이용해 궤도 진동 감쇠율(track decay rate) Δ (dB/m)를 정의하면 $\Delta = 20 \log(e^\beta) = 8.686\beta$ 이 되며, 본 논문에서는 궤도 진동 모델[5]의 감쇠율 계산값을 이용하였다.

2.1.4 차륜 진동 모델

차륜은 차륜/레일 접촉점에서의 가진(excitation)에 의한 응답 특성을 나타내며, 차륜의 형상과 재료 물성치와 관계하는 고유모드(natural mode)와 연관되므로 해당 모드 분석을 통하여 구할 수 있다. 모드 분석에는 이론적인 방법, 수치적인 방법, 실험적인 방법을 이용할 수 있다. 이론적인 방법은 복잡한 차륜의 형상을 간단화하여 해석적인 해를 찾는 것으로 기존 연구[2]에서 차륜을 빔(beam) 또는 링(ring)으로 근사화한 사례를 들 수 있다. 해당 모델은 차륜의 tyre 부분 효과가 두드러지는 zero-nodal-circle 모드들에 적절하게 근사적인 값을 도출할 수 있으나 차륜의 web 등이 영향을 주는 고차 모드(higher mode)에는 다소 오차를 포함할 수 있다[1]. 모달 테스트(modal test)를 이용한 실험적인 방법은 실제 차륜에 대한 정확한 모드 특성 값을 도출할 수 있으나 다소 많은 노력과 시간을 필요로 하며 여러 영향 인자에 대한 효과를 분석하기 어렵다. 수치적인 방법에서는 유한요소(FE) 해석을 통하여 모드 정보를 계산하며 비교적 정확한 결과를 얻을 수 있다. 본 논문에서는 HEMU 차륜 진동 특성에 대하여 ANSYS 프로그램을 이용한 FE 수치해석을 수행하고 임팩트 테스트를 통한 측정 결과와 비교하였다. 계산에 이용한 차륜의 제원 및 물성치는 Table 1에서 볼 수 있으며, Fig. 7에는 HEMU 차륜에 대한 유한요소 모델을 나타내었다. Fig. 7에서는 이해를 돕기 위하여 절단된 차륜으로 표현하였으나 실제 해석에서는 차륜 전체에 대해서 유한

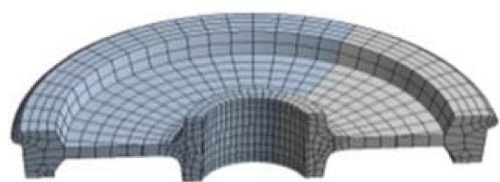


Fig. 7 FE model of the wheel of HEMU

Table 1 Input properties of wheels for calculating the rolling noise level

Number of axles of a train	24
Wheel load	68600N (14t)
Wheel tread width	0.135m
Wheel flange width	0.0325m
Wheel tread thickness	0.0575m
Wheel flange height	0.0325m
Average web thickness	0.032m
Wheel radius	0.430m
Mass per unit length of the tread	68.8kg/m
Wheel hub mass + 1/3 of the axle mass	281kg
Total wheel mass + 1/3 of the axle mass	567kg
Loss factor of wheel	10 ⁻⁴
Density of wheel material	7800kg/m ³
Young's modulus of wheel	210GPa
Shear modulus of wheel	79.3GPa
Poisson's ratio of wheel	0.31

요소 해석을 수행하였으며, 차륜 허브에 해당하는 면에 고정 지지의 경계조건을 적용하였다. 그리고 유한요소 해석을 통해 얻은 결과에 윤축(wheelset)의 강체 운동 모드를 추가 보정하여 진동 응답 특성의 결과로 이용하였다.

Fig. 8에는 HEMU 차륜의 모빌리티에 대한 측정값과 FE 해석값을 비교하여 나타내었다. 측정 시에는 B&K Type 8206 임팩트 해머와 B&K Type 4508B 가속도계를 이용하였다. 계산값은 일부 주파수 대역을 제외하고 측정값과 비교적 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다.

한편, 차륜은 주행 시에 회전을 하므로 차륜의 관점에서 차륜/레일 접촉에 의한 가진점은 차륜의 원주 방향을 따라 이동하게 된다. 차륜 회전에 의한 가진점 이동이 차륜의 진동에 미치는 효과에 대해서 Thompson[7]은 이론적인 분석을 수행한 바 있다. 그에 따르면 차륜의 가진점이 원주 방향을 따라 이동하므로 차륜에서 발생하는 양의 원주 방향과 음의 원주 방향 파동은 서로 다른 전파 속도를 갖게 된다. 반

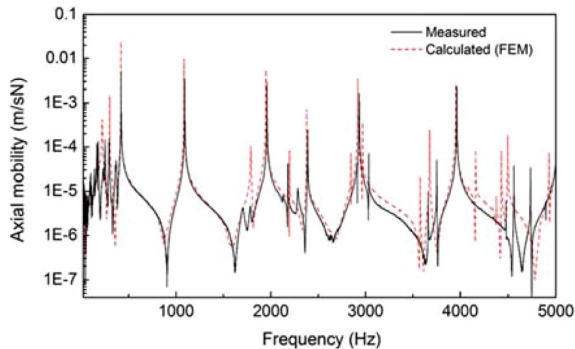


Fig. 8 Comparison of measured and calculated axial mobility of a HEMU wheel

대 방향으로 진행되는 서로 다른 속도의 원주 방향 파동으로 인해 차륜의 공진 주파수는 두 개의 공진 주파수로 나누어 진다. 만일 입력이 되는 레일 및 차륜의 조도 스펙트럼이 광대역의 특성을 가지지 않고 특정 주파수 성분이 주요하게 발생할 경우 차륜의 회전에 의한 영향이 다소 클 수 있다. 그러나 일반적인 경우 레일 및 차륜의 조도 스펙트럼이 광대역의 특성을 가지므로 1/3-옥타브 밴드 또는 전체 레벨에서는 그 영향이 크지 않게 된다. 본 논문에서는 1/3-옥타브 밴드별 분석을 수행하므로 회전 효과를 무시하고 계산하였다.

2.1.5 레일 및 차륜의 음향 방사

일반적으로 물체의 진동에 의하여 방사되는 음향 파워 W 는 다음과 같이 관계한다.

$$W = \sigma \rho_0 c_0 S \langle v^2 \rangle \quad (17)$$

여기서 σ 는 방사효율(radiation efficiency), ρ_0 는 공기밀도, c_0 는 공기 중 음파속도, $\langle v^2 \rangle$ 는 시간 및 표면적에 대해 평균한 속도 제곱이다. 레일에 대해서도 수직방향의 진동과 수평방향의 진동을 모두 고려하면 음향 파워 레벨은

$$L_w = 10 \log \left\{ N \left(\frac{\rho_0 c_0}{p_0} \right)^2 [\sigma_{rv}(r_f + r_r)] S_{rv}^{avg} + \sigma_{rh}(2r_h) S_{rh}^{avg} \right\} \quad (18)$$

이다. 여기서 L_w 는 시간 T 에 대해 평균된 단위 길이의 레일이 방출하는 음향 파워 레벨(dB re 10-12W)이며, N 은 통과한 차축 수, p_0 는 기준 음압(20×10^{-6} Pa), σ_{rv} 과 σ_{rh} 는 레일의 수직방향 및 수평방향의 방사효율, r_f 와 r_r 는 레일의 아랫면과 윗면의 폭(rail foot & head widths), r_h 는 레일의 높이이다. S_{rh}^{avg} 는 레일의 수평방향 평균 속도의 스펙트럼 밀도함수로서 식 (11)의 S_{rh}^p 를 이용하여 식 (15)와 식 (16)에 제시된 방법으로 구하였다. 레일의 방사효율 σ_{rv} 과 σ_{rh} 는 레일을 수직 또는 수평 방향으로 진동하는 실린더(oscillating cylinder)로 상사하여 얻어 졌다[1].

차륜에서 방사되는 음향 파워 레벨은 반지름 방향과 차축 방향의 진동을 모두 고려하면

$$L_w = 10 \log \left\{ \frac{N}{VT} \left(\frac{\rho_0 c_0}{p_0} \right)^2 \sigma_{wr} A_{wr} S_{wr}^{avg} + \sigma_{wa} A_{wa} S_{wa}^{avg} \right\} \quad (19)$$

이다. 여기서 σ_{wr} 과 σ_{wa} 는 차륜의 반지름 방향 및 차축 방향 방사효율, A_{wr} 과 A_{wa} 는 각각 반지름 방향 및 차축 방향에 대하여 음향 방사하는 표면적이다. S_{wr}^{avg} 과 S_{wa}^{avg} 는 각각 반지름 방향 및 차축 방향에 대하여 차륜 표면상의 평균 속도 스펙트럼 밀도함수로서, 앞 절에서 언급한 FE 해석으로 구하였다. 차륜의 방사효율 σ_{wr} 과 σ_{wa} 는 주파수의 함수로서 경계요소(boundary element) 해석이나 실험을 통해 구할 수 있으나, 본 논문에서는 기존 문헌[1]의 값을 이용하였다.

2.1.6 소음 전파 및 지면 효과

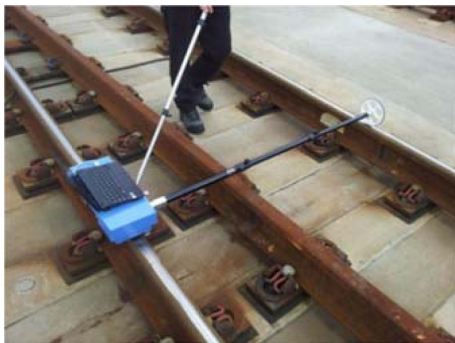
레일 및 차륜의 음원에서 발생한 소음은 선로변의 수음점

까지 공간적인 확산(geometrical divergence), 대기 흡수(atmospheric absorption), 지면 효과(ground effect), 장애물에 의한 반사 및 회절을 거쳐서 전파된다. 이러한 소음 전달 감쇠 효과를 고려하기 위하여 본 논문에서는 ISO 9613-2 규격[11]의 옥외 소음 전달 감쇠 계산법을 이용하였다. 다만, 소음원과 수음점 사이의 지형이 평탄하지 않거나 서로 다른 표면 임피던스의 영역으로 구성된 지면을 계산하기 위해서 Fresnel 영역을 이용한 지면 효과 계산법[12]을 이용하였다.

철도 차량 통과 소음과 같은 이동 소음원에 대한 소음도에 예측은 음원의 지향 특성에 의존한다. 레일 및 차륜 소음원에 대한 기존의 실험적 연구[1]에서 차륜의 반지름 방향 소음은 단극자 특성, 차륜의 차축 방향 소음은 쌍극자 특성, 레일의 수직방향 소음은 단극자 선음원, 레일의 수평방향 소음은 쌍극자 선음원의 지향 특성과 유사함이 보고된 바 있다. 본 논문에서는 그러한 각 소음원 성분의 지향 특성에 대한 가정을 이용하였다.

2.2 음향 조도 측정

레일에 대한 음향 조도 측정법은 EN 15610[8]에 규격화되어 있다. 본 논문에서는 Fig. 9(a)에 보인 Rail-Measurement사의 CAT(Corrugation Analysis Trolley)를 이용하여 측정지(경부 2단계 구간 305.6 KP 지점) 레일의 음향 조도를 측정하였다. 본 장비는 빔 위에 설치된 가속도계로 레일 면 요철을 접촉 방식으로 스캔하고 가속도 신호를 두 번 적분하여 레일의 조도 변위를 구할 수 있으며, 최종적으로 1/3-옥타브



(a) rail



(b) wheel

Fig. 9 Instruments for measuring acoustic roughness

밴드 과장별 조도 스펙트럼을 출력한다. 레일의 길이 방향으로 1mm 간격의 데이터를 측정하였으며 정밀도는 0.1 μ m이었다. 또한 EN 15610에 따라서 차륜 직경과 센서 직경의 차이를 보정하여 계산하였다[8]. 한편, 차륜에 대한 음향 조도를 측정하기 위하여 Fig. 9(b)에 나타난 바와 같은 측정 장비를 제작하여 이용하였다. 측정 시에는 차축 박스를 유압 잭을 이용하여 차륜을 돌릴 수 있도록 지지한 후 차륜 답면의 요철을 변위 센서(LVDT)를 이용하여 계측하게 되며, 엔코더를 이용하여 차륜의 원주 방향 위치를 파악하게 된다. 본 장치에는 변위 센서가 차륜의 중심을 향하여 고정하기 쉽도록 중심조정봉을 설치하였다. 이를 이용하여 차륜 답면의 축 방향으로 서로 다른 몇 지점에 대하여 차륜 음향 조도 스펙트럼을 측정하고 평균하였다. 이 때 차륜의 원주 방향으로 0.6mm 간격으로 측정하였고, 측정 정밀도는 0.1 μ m이었다.

Fig. 10과 11에 측정된 레일 및 차륜의 음향 조도를 나타내었으며, 각각 ISO 3095[9] 및 TSI[10]시험 조건에 제시되어 있는 음향 조도 기준치와 비교하였다. 레일의 경우 레일 두부의 안쪽면에서 20~40mm 위치의 5mm 간격으로 측정된 결과를 나타내었다. 각 위치별로 다소 차이가 있으나 0.2m

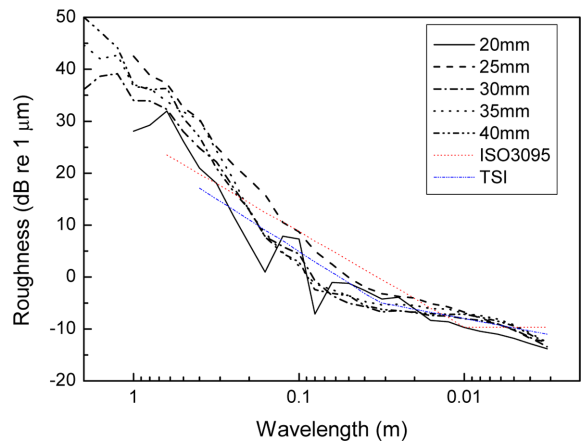


Fig. 10 Measured rail acoustic roughness (Kyungbu line 305.6 KP, 2012.12)

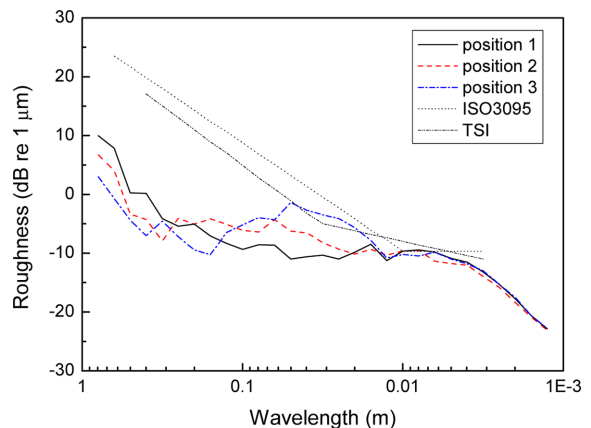


Fig. 11 Measured wheel acoustic roughness (HEMU wheel)

이하의 파장 대역에서는 ISO 3095 또는 TSI 기준과 유사한 레벨을 가지고, 0.2m 이상의 파장 대역에서는 기준값보다 다소 큰 레벨을 가지고 있음을 알 수 있다. Fig. 11은 HEMU 차륜 측정값으로서 차륜/레일 접촉 영역에서 약 10mm 간격의 3개의 지점에 대하여 나타내었다. 해당 차륜이 제작되어 1000km 이하의 적은 주행 거리를 달린 결과로 대체로 낮은 레벨을 가지고 있음을 볼 수 있다. 또한 HEMU 차량은 동력 분산식이며 차륜 디스크 또는 차축 디스크를 이용한 제동 방식을 이용하여 차륜들의 음향 조도는 큰 차이가 발생하지 않았다. 이후의 계산에서는 레일과 차륜의 각 위치에 대한 음향 조도의 평균값을 입력으로 하였다.

2.3 철도 전동 소음 예측 및 측정

본 논문에서 제시된 철도 전동 소음 모델을 이용하여 HEMU 차량 주행 시의 전동 소음에 대한 예측을 수행하였다. 예측 및 측정 대상 지역은 경부 2단계 305.6KP 지점으로서 마이크로폰의 위치는 선로에서 8.7m 떨어진 곳이며 세부 지형은 Fig. 12와 Table 2에 나타내었다. 계산에 필요한 관련 입력 자료는 2.1.3절과 Table 1 및 2에 제시한 바와 같고, 차량의 통과 속도는 163km/h이었다. 또한 지면의 임피던스를 고려하기 위한 유효 유동저항(effective flow resistivity) 값은 각 재질의 대표적인 값[12]으로서, 선로 위의 콘크리트 면은 2×10^7 , 사면의 자갈 면은 5×10^4 , 이후의 마이크로폰 위치까지의 토양 면은 $8 \times 10^4 \text{ Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 의 값을 이용하였다. 소음의 측정은 1/2-인치 마이크로폰 PCB Model 378B02와 Müller BBM의 PAK MKII 주파수 분석장비를 이용하였다.

본 논문에 제시된 전동 소음 모델을 이용하여 계산된 소음원 파워를 Fig. 13에 나타내었다. 약 200Hz 미만의 저주파수 대역과 3kHz 이상의 고주파수 대역을 제외한 주파수 대역에서 레일 소음원 성분이 주요하며, 특히 레일의 수직 방향 진동 소음원의 파워가 큼을 알 수 있다. 약 500~1000Hz

주파수 대역에서 레일의 음향파워가 차륜보다 10dB이상 높았다. 해당 주파수에서 레일의 모빌리티가 차륜의 것보다 비교적 크므로 Fig. 4와 5에서도 볼 수 있듯이 레일의 진동이 더 커지기 때문으로 여겨진다. 특히 슬라브 도상에서 비교적 작은 강성의 레일패드를 이용하므로 레일의 진동 감쇠가 작아서 레일의 진동이 멀리까지 전파될 수 있으므로 높은 파워를 낼 것으로 예상된다.

계산된 음향 파워를 이용하여 Fig. 12에 나타낸 수음점 위치에서의 통과 소음도 TEL(transit exposure level)[9]을 예측하고 측정값과 비교하여 Fig. 14에 나타내었다. 총합 소음도를 비교하면 측정값은 92.0dB(A)이며 본 전동 소음 모델 예측값은 91.6dB(A)로 작은 오차를 보이고 있으며, 주요한 주파수 대역인 약 200~4000Hz에서 두 결과가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 일부 주파수 성분이 정확하게 일치하지 못하는 것은 통과 차륜과 레일의 접촉점 위치가 일정 범위 내에서 다소 랜덤한 성향을 가지고 있기 때문으로 여겨진다. 또한 180Hz 부근과 100Hz 미만의 저주파수 대역에서는 다

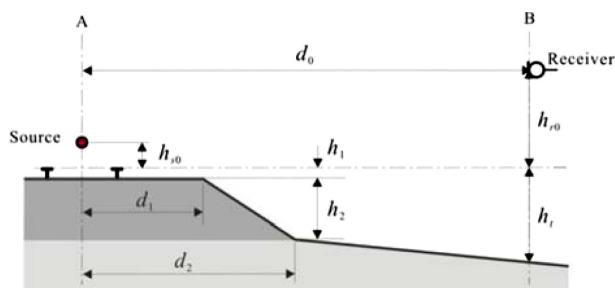


Fig. 12 Geometry of source and receiver

Table 2 Input data for the geometry of the source and receiver

d_0	8.7m	h_1	0.17m
d_1	2m	h_2	0.8
d_2	3.7	h_{r0}	0.3m
h_{s0}	0m (rail) 0.43m (wheel)	h_r	1m

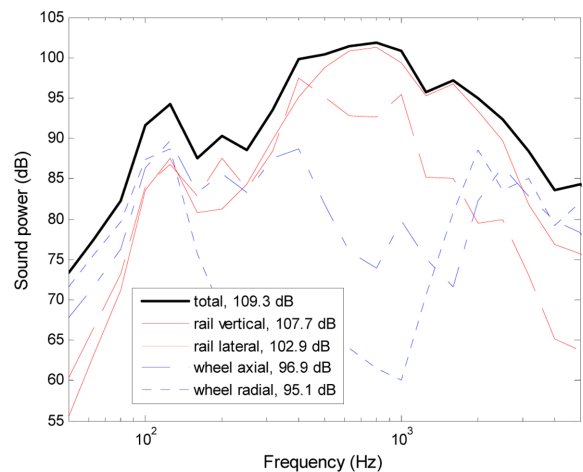


Fig. 13 Calculated sound powers of rail and wheel sources

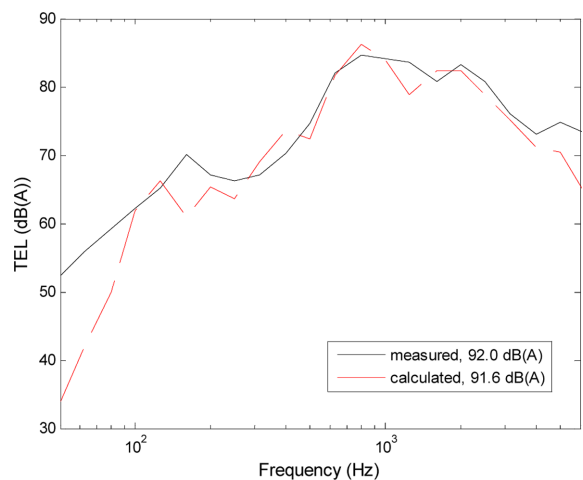


Fig. 14 Comparison of measured and calculated TEL at the microphone position

소 큰 오차를 보이는데, 이는 전동 소음 이외의 공력 또는 동력소음 성분이 주요한 저주파수 대역으로서 해당 성분들을 본 모델에서는 다루고 있지 않기 때문으로 판단된다.

3. 결 론

본 논문에서는 철도 전동 소음을 예측하기 위한 차륜-레일 접촉, 레일 진동, 차륜 진동 모델링에 관하여 기술하였다. 철도 전동 소음 예측 모델에서는 차륜과 레일의 음향 조도에 의하여 가진된 차륜 및 레일의 진동 응답을 해석하고, 각 진동 성분에 의한 음향 파워를 계산하였다. 이때 수직 및 수평방향 차륜-레일 접촉력들의 연성을 선형 Hertzian 접촉 이론을 이용하여 모델링 하였으며, 접촉 영역의 크기에 의한 접촉 필드 효과를 고려하였다.

본 논문에 제시된 철도 전동 소음 예측 모델의 신뢰성을 확인하기 위하여 HEMU 차량이 국내 슬라브 도상 궤도를 주행할 때 발생하는 전동 소음을 본 모델을 이용하여 계산하였다. 슬라브 도상 궤도는 1단 이산 탄성 지지 구조로 모델링 하였으며 차륜 진동은 해석의 정확도를 높이기 위해 유한요소법을 이용한 수치해석을 적용하였다. 철도 전동 소음의 가진력은 레일과 차륜의 음향 조도이므로, 측정이 이루어진 궤도 구간의 레일 음향 조도와 HEMU 차량의 음향 조도를 계측하여 입력값으로 이용하였다. 예측된 전동 소음의 성분별 기여도를 보면 약 300~3000Hz 구간에서 레일 소음이 차륜 소음보다 크기는 약 10dB 이상 높았으며, 특히 레일의 수직 방향 진동에 의해 발생하는 소음이 주요하게 기여하는 것으로 예측되었다.

슬라브 도상 궤도에서 측정한 HEMU의 통과 소음도는 총합 소음도 비교에서 측정값과 예측값이 약 0.4dB의 작은 오차를 보였으며, 특히 전동 소음이 주요하게 발생하는 약 200~4000Hz 주파수 대역에서 두 결과가 유사함을 확인하였다. 따라서 본 전동 소음 예측 모델이 신뢰성을 갖는 것으로 판단된다. 다만 약 200Hz 미만의 저주파수 대역에서는 예측치와 측정치 사이에 다소 큰 오차가 관측되었는데, 이는 본 전동 소음 해석 모델에 포함되지 않은 공력 또는 동력소음이 저주파수 대역에서 측정치에 기여하였기 때문으로 사료된다.

향후 본 예측 모델의 신뢰성을 보다 향상시키기 위해서는 보다 많은 측정을 통한 모델 개선 및 검증 작업이 필요할 것으로 판단되며, 이러한 작업으로 본 예측 모델은 철도 전동 소음의 영향 인자 연구를 통한 소음 저감 대책 수립 및 초기설계 단계에서의 전동 소음 예측 등에 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 국토해양부 “400km/h 고속철도 소음원 모델 구축 및 소음원 기여도 분석기술 개발” 연구과제의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

References

- [1] D.J. Thompson (2009) *Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control*, Elsevier Ltd., Oxford, UK, pp. 11-20.
- [2] P.J. Remington (1987) Wheel/rail rolling noise, I: theoretical analysis, *Journal of the Acoustical Society of America*, 81, pp. 1805-1823.
- [3] D.J. Thompson (1993) Wheel/rail noise generation, part I: introduction and interaction model, *Journal of Sound and Vibration*, 161, pp. 387-400.
- [4] D.J. Thompson (1993) Wheel/rail noise generation, part IV: contact zone and results, *Journal of Sound and Vibration*, 161, pp. 447-466.
- [5] J. Ryue, S. Jang (2012) Comparison of track vibration characteristics for domestic railway tracks in the aspect of rolling noise, *Journal of the Korean Society for Railway*, 16(2), pp. 85-92.
- [6] J.J. Kalker (1990) *Three dimensional elastic bodies in rolling contact*, Kuwer Academic Publishers, Dordrecht. pp. 287-289.
- [7] D.J. Thompson (1993) Wheel-rail noise generation, part V: inclusion of wheel rotation, *Journal of Sound and Vibration*, 161, pp. 467-482.
- [8] EN 15610 (2009) *Railway applications – Noise emission – Rail roughness measurement related to rolling noise generation*.
- [9] ISO 3095 (2005) *Railway applications – Acoustics – Measurements of noise emitted by railbound vehicles*.
- [10] Commission of the European Communities (2008) *Technical specification for interoperability relating to the rolling stock sub-system of the trans-European high-speed rail system*, Official Journal of the European Union (2008/232/CE).
- [11] ISO 9613-2 (1996) *Acoustics – Attenuation of sound during propagation outdoors – part 2: general method of calculation*.
- [12] B. Plovsing, J. Kragh (2006) *Nord2000, Comprehensive outdoor sound propagation model. Part 1: propagation in an atmosphere without significant refraction*, DELTA Acoustics & Vibration Report AV 1849/00, revised version.

접수일(2013년 1월 25일), 수정일(2013년 4월 9일),
게재확정일(2013년 4월 18일)

Seongho Jang : shjang@krri.re.kr
Korea Railroad Research Institute, 176 Cheoldo bangmulgwan-ro,
Uiwang, Gyeonggi-do, 437-757, Korea

Jungsoo Ryue : jsryue@ulsan.ac.kr
School of Naval Architecture and Ocean Engineering, University of
Ulsan, Ulsan, P.O. Box 18, Korea