한국소음진동공학회 2013년 추계학술대회논문집, pp. 564~569

기존선 여객열차의 환경소음 예측모델 연구

Study on the prediction model of environmental noise from the conventional railway passenger cars

장승호† · 장은혜* · 손정곤* · 박병주**

Seungho Jang, Eunhae Jang, Jung Gon Son and Byoungju Park

Key Words : Noise Prediction Model (소음예측모델), Railway Noise (철도소음)

ABSTRACT

An accurate railway environmental noise prediction model is required to make the proper solution of the railway noise problems. In this paper, an engineering model for predicting the noise of conventional passenger cars is presented considering the acoustic source strength in octave-band frequencies and the propagation over grounds with varying surface properties. Since the formation of a train can be variable, the source strength of each locomotive and passenger car was estimated by measuring the pass-by noise and analysing the wheel-rail rolling noise. Some validation cases show on the average small differences between the predictions of the present model and the measurement results.

1. 서 론

철도소음으로 인한 환경공해 문제를 예방하고 적절한 소음저감 대책을 수립하기 위해서는 정확한 소음예측모델이 필요하다. 국내에서는 환경영향평가에서의 소음 예측 및 저감대책 설계를 위하여 국립환경과학원에서 제시한 예측식 (이하 '기존 모델')이 쓰이고 있다[1,2]. 기존 모델은 평지구간 거리별 측정값에 따른 경험식으로서 총합 소음도를 기반으로 하고 있으며 소음 발생 및 전파의 주파수 특성을 고려하지 않는다. 따라서 선로로부터 멀리 떨어진 예측지점이나 도심지 혹은 공동주택과 같이 반사 및 회절음의 영향이 큰 곳에서는 정확한 소음도를 예측하는데 한계를 보인다[2]. 또한 개별 열차의 통과 최대 소음도를 이용하므로 근거리에서 다소 높게 평가되는 경향을 보인다[2].

일반적으로 소음의 전파 특성은 주파수 특성에 의존하므로 총합 소음도를 기반으로 한 모델은 비교적 간단한 지형이라도 거리별 감쇠 수식을 차량 또는 궤도의 조건별로 각각 수식을 수립하여야 한다. 반면에 소음원의 주파수 특성을 반영한 국외에서 제안된 예측 모델에서는 공통된 소음전파 모델을 이용한다[3,4].

본 논문에서는 기존선 여객열차(무궁화호)를 대상으로 소음원의 옥타브 밴드 주파수별 강도와 지면 특성을 고려한 소음 전파 수식을 이용한 철도소음 예측모델을 제안하였다. 디젤전기기관차, 여객차 각각에 대한 소음원 강도를 계산하였으며 소음 예측값과 측정값을 비교하였다.

2. 본 론

2.1 소음예측모델

본 철도소음 예측모델에서는 ISO 9613-2 옥외소음전파모델[5]을 이용하여 음원으로부터 수음점까지 소음 전파 특성을 계산하였다. 해당 전파모델에서는 중심주파수 63 ~ 8000 Hz인 8개 옥타브 밴드 주파수별로 음원의 강도와 전파 특성을 고려한다. 따라

† 교신저자; 정회원, 한국철도기술연구원
E-mail : shjang@krri.re.kr
Tel : +82.31.460.5761, Fax : +82.31.460.5279
* (주)유신
** 한국철도시설공단

서 Figure 1과 같이 높이가 다른 대표적인 철도 소음원에 대하여 주어진 차량과 궤도 조건에 따른 단위 길이당 소음원 강도를 정의하여야 한다.

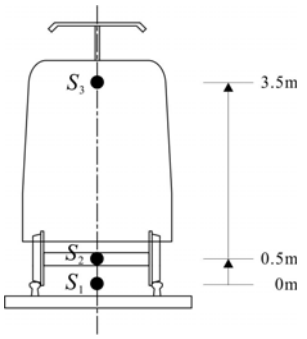

Figure 1 Source heights for Mugungwha trains

Figure 1에서 S_1은 궤도 진동에 의한 음원, S_2는 차륜 진동에 의한 음원, S_3는 그 외 소음원을 대표한다. 일반적으로 음원 강도는 차량 속도의 n승에 비례하며(n은 임의의 수), 궤도 또는 교량 조건에 따른 전달함수를 고려하면, 각각의 음원 강도 $L_{w,f,m,i}$에 대한 dB 단위의 수식은 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$L_{w,f,m,i} = E_{train,f,i} + c_{v,f,i}\log(\frac{v_i}{v_0}) + 10\log n_i + C_{track,f,m} + C_{bridge,f,m} \quad (\mathrm{dB}) \qquad (1)$$

여기서 $E_{train,f,i}$는 차종 i 차량 1편성이 기준속도 v_0로 기준조건의 궤도를 달릴 때 단위 길이의 선로에서 방출하는 옥타브 밴드별 음향강도의 등가 레벨(dB), $c_{v,f,i}$는 속도 계수, v_i는 차량 속도, v_0는 기준속도 100 km/h, n_i는 차량의 통과대수, $C_{track,f,m}$는 궤도 조건에 따른 보정값, $C_{bridge,f,m}$는 교량 종류에 따른 보정값이다. 기준조건의 궤도는 토공구간 자갈도상 직선 궤도로 하였다. 각 선로 구획에 의한 수음점에서의 옥타브 밴드 주파수별 등가소음도 $L_{eq,f,m}$는 다음과 같다.

$$L_{eq,f,m} = L_{w,f,m} + D + 10\log\left(\frac{l_m}{l_0}\right) - A_{div,m} - A_{atm,f,m} - A_{gr,f,m} - A_{bar,f,m} \quad (\mathrm{dB}) \qquad (2)$$

여기서 D는 지향성 인자이고, l_m은 m번째 선로 구획의 길이, l_0는 단위길이 1m이다. 또한 $A_{div,m}$는 기하학적 확장에 따른 감쇠항, $A_{atm,f,m}$는 대기 흡수에 따른 감쇠항, $A_{gr,f,m}$는 지면 효과에 따른 감쇠항, $A_{bar,f,m}$는 방음벽 또는 장애물에 의한 감쇠항으로서 ISO 9613-2에 제시된 수식을[5] 이용하여 계산할 수 있다. 결국, 수음점에서의 총합 소음도 L_{eq}는 다음과 같다.

$$L_{eq} = 10\log\left\{\sum_f\left[\sum_m 10^{0.1(L_{eq,f,m}+A_f)}\right]\right\} \quad (\mathrm{dBA}) \qquad (3)$$

여기서 A_f는 A-가중치(A-weighting)를 의미한다.

2.2 소음원 강도 및 속도계수

무궁화 열차의 음원 강도 및 속도 계수의 측정을 위하여 경부선 청원 부근의 토공 구간 (81.8 KP 하행 지점)에서 ISO 3095의 방법[6]에 따라서 열차 통과 소음도를 측정하였다. 소음계(Cell 593)를 이용하였으며 마이크로폰의 위치는 선로로부터 7.5m, 레일면에서 1.2m이었다. 한편, 레일 및 차륜 표면의 음향 조도(acoustic roughness)의 레벨에 따라서 전동소음(rolling noise)의 크기가 변화하므로 통과 차량과 궤도에 대한 유효 음향 조도를 계측하여 기준 조도 레벨로 하였으며, 소음 예측지의 조도 레벨에 따라서 그 차이만큼 S_1(궤도 음원)과 S_2(차륜 음원) 강도에 보정되어야 한다[7,8].

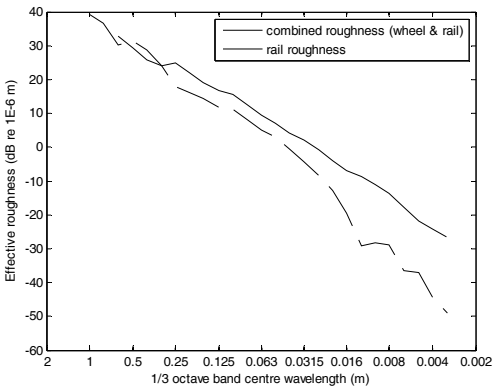

Figure 2 Acoustic roughness levels for a Mugungwha train and rail (Kyungbu line 81.8 KP)

국내의 무궁화 열차는 1편성이 6~13량 정도로 가변적으로 운행되고 있다. 따라서 본 논문에서는 기관차와 여객차 각 1량에 대한 음원 강도를 계산하였으며, 소음도 예측에서는 각 음원 강도의 수음점 소음도에 대한 기여 량의 조합으로 계산할 수 있다.

한편, 측정한 통과 소음도로부터 각 높이별 음원의 기여도를 분리하여 정량화하기 위해 전동 소음원 모델을[7-9] 이용하였다. 본 모델에서는 레일 및 차륜 표면의 음향 조도를 입력으로 레일/차륜의 접촉 역학 분석과 구조 진동 해석 수행을 통하여 각 구성요소의 진동 레벨을 계산한다. 여기에 방사 효율과 면적을 고려하여 음원의 강도를 계산할 수 있다. 즉, 측정된 통과 소음도에서 궤도(S_1)와 차륜(S_2) 음원의 기여 성분을 제외하여 S_3 성분의 기여도를 구한 후 전달 감쇠를 고려하여 음원 강도를 계산하였다.

무궁화 열차(디젤전기기관차 1량과 여객차 8량)가 속도 100과 136 km/h로 통과 시 측정한 값과 전동 소음 모델로 계산한 결과는 Figure 3~6과 같다.

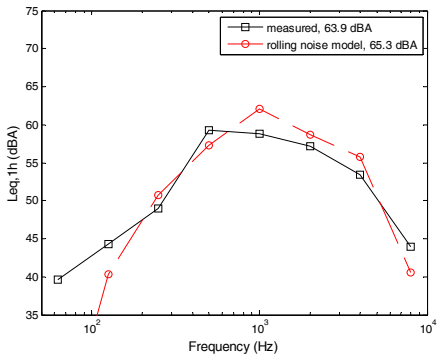

Figure 3 Measured pass-by noise and calculated rolling noise levels (speed: 100 km/h)

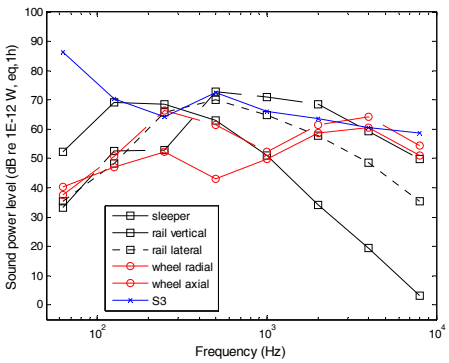

Figure 4 Estimated sound power levels of the sources (speed: 100 km/h)

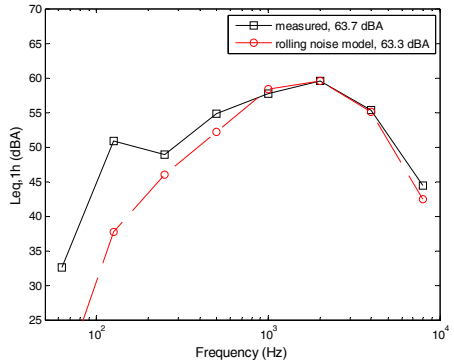

Figure 5 Measured pass-by noise and calculated rolling noise levels (speed: 135 km/h)

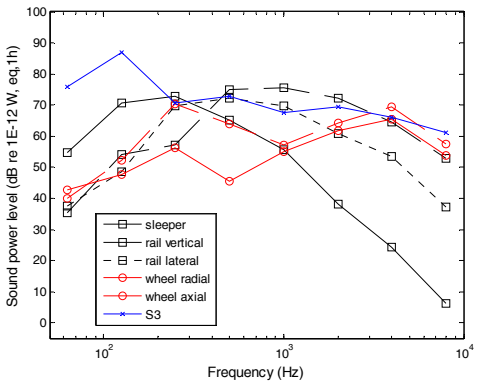

Figure 6 Estimated sound power levels of the sources (speed: 135 km/h)

각 성분의 지향성이 상이하므로 3개의 대표 음원(S_1, S_2, S_3)이 수음점에서 동일한 기여도를 가지도록 근사하였다. 즉, 궤도 음원 S_1은 침목, 레일 수직방향, 레일 수평방향 진동 성분이 수음점에서 동일한 음압을 내도록 강도와 지향성이 결정되었다. 침목과 레일 수직방향 진동 성분은 단극자(monopole), 레일 수평방향 진동 성분은 쌍극자(dipole) 특성을 가진다[7]. S_1 음원이 큰 주파수 대역에서 레일 수직방향 진동 성분이 주요하므로 S_1 음원은 단극자 특성($D_{s1} \simeq 0$)을 가진다고 근사하였다.

차륜 음원 S_2는 각 진동 성분에 의한 효과와 동일한 기여도를 내도록 강도와 지향성이 결정되었다. 즉, 차륜의 반지름(radial) 방향, 차륜의 차축(axial) 방향 진동 성분은 이동 점음원이면서 각각 단극자와 쌍극자 특성을 가지므로 각 성분의 파워 비 κ를 이용하여 다음과 같이 S_2의 지향성 인자 D_{s2}를 나타

낼 수 있다.

$$D_{s2} = 10\log(1+\kappa\times 3\cos^2\psi) \qquad (4)$$

여기서 ψ는 해당 구획 선로 중심에서 수음점까지의 연결선과 해당 구획의 수평축 (차축 방향) 사이의 각도를 의미한다. 무궁화 열차의 차륜 음원이 주요한 4 kHz 부근의 $10\log(\kappa)$를 구하면 Figure 7과 같다. $10\log(\kappa)\approx 3.6\,\mathrm{dB}$로 근사할 수 있으며 $\kappa\approx 2.3$에 해당하므로 수식의 간결성을 위하여 최대값을 1로 하여 그 차이를 강도에서 보정하면

$$D_{s2} \simeq 10\log(0.13+0.87\cos^2\psi) \qquad (5)$$

로 할 수 있다.

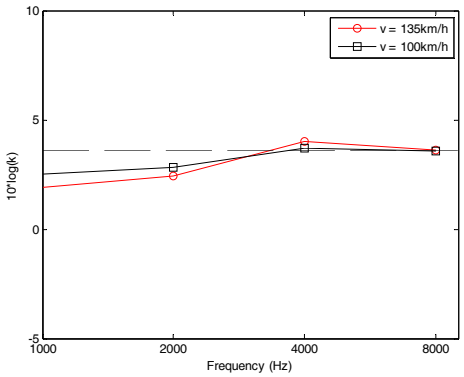

Figure 7 The power ratio of the axial and radial vibrational sources in wheels

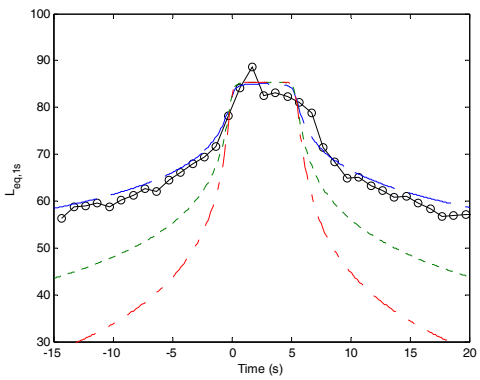

Figure 8 The time history of pass-by noise level in the frequency of 63 Hz (speed: 135 km/h). ——○——, measured; – – – –, monopole; ·····, cosine; —·—, dipole models.

S_3 음원의 지향성은 그 음원이 주요한 저주파수에서 통과 소음도에 대한 시간 이력 분석으로 검토할 수 있다. Figure 8에 차량 속도 135 km/h에서 63Hz 밴드에 대한 무궁화 열차의 통과 소음 시간 이력을 나타내었으며, 동일한 음원 강도를 가지는 단극자, 코사인, 쌍극자 선음원 가정으로 구한 값을 함께 비교하여 나타내었다. 나타내지 않은 다른 속도 대역에서도 단극자 모델이 측정값과 가장 유사함을 알 수 있었으며, 따라서 S_3 음원은 단극자 음원 가정($D_{s3}\simeq 0$)으로 근사하는 것이 적절하다.

각 음원의 지향성 인자 가정값과 Figure 4와 6의 음원 강도를 식 (1)과 (2)에 대입하여 속도 계수 $c_{v,f,i}$를 얻을 수 있으며, 또한 기준 속도에서의 음원 강도를 얻을 수 있다.

무궁화 열차는 다양한 편성으로 운행되고 있으므로 각각 소음도를 파악하기 위해서는 여객차 1량의 음원 강도에 대한 정보가 필요하다. S_1과 S_2는 궤도 및 차륜의 음원에 의한 것이며, 유효 조도 측정값에서 기관차와 여객차 차륜의 차이가 거의 없었다. 따라서 S_1과 S_2는 차륜의 개수에 비례한 음원 강도를 가진다. 기존선 여객차는 동력 소음원이 없을 뿐만 아니라, 차량 속도가 200km/h 이하로서 공력 소음의 크기도 전동 소음 (궤도 및 차륜 음원)과 비교하여 무시할 수 있다[7].

디젤전기기관차의 차축 수는 6개, 여객차의 차축 수는 4개이므로 측정된 무궁화 열차의 차축 수는 38 ($6+4\times 8$)개이고, 무궁화 열차 한 편성의 S_1과 S_2 음원 강도의 4/38에 해당하는 것이 여객차 1량의 음원 강도로 근사할 수 있다. 또한 무궁화 열차 S_3 음원 (동력 등)의 강도는 기관차의 S_3 음원 강도로 근사할 수 있다. 또한 디젤 엔진의 경우 회전수와 연관한 저주파수 대역의 성분이 주요하므로 총합 소음도의 기여도에 영향이 적은 500 Hz 이상의 값은 무시하였다. 결국, 각 차량의 기준 음원 강도와 속도계수는 다음과 같다.

Table 1 Estimated reference power of sources of a diesel-electric locomotive

	Sound power (dB) for each frequency band (Hz)							
	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
S_1	39.5	56.3	57.8	61.2	57.7	54.3	45.1	35.1
S_2	31.3	43.2	58.2	53.2	44.7	53.9	56.4	46.8
S_3	86.4	70.1	64.2	0	0	0	0	0

Table 2 Estimated reference power of sources of a passenger car

	Sound power (dB) for each frequency band (Hz)							
	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
S_1	37.7	54.5	56.0	59.5	55.9	52.5	43.3	33.4
S_2	29.5	41.4	56.4	51.4	43.0	52.1	54.6	45.1
S_3	0	0	0	0	0	0	0	0

Table 3 Estimated velocity factor of sources of a locomotive and a passenger car

	Velocity factor for each frequency band (Hz)							
	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
S_1	18.1	10.0	31.0	17.1	36.2	27.4	39.3	22.1
S_2	19.9	10.8	29.6	19.2	37.1	21.4	41.5	22.3
S_3	-80.7	127.3	50.2	0	0	0	0	0

(For a passenger car, all velocity factors of S_3 are zero)

2.3 예측값과 측정값의 비교

본 예측모델의 정확성과 실용성을 검토하기 위하여 예측값과 측정값을 비교하였다. 측정 선로는 2.2절과 동일하며, 측정 위치는 Figure 9에 나타내었다.

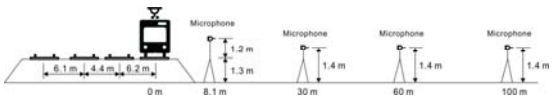

Figure 9 Schematic of pass-by noise measurements

Table 4에 무궁화 열차(디젤전기기관차 1량+여객차 7량)가 속도 129.6 km/h로 통과 할 때 측정한 소음도와 본 예측모델에 의한 예측값을 비교하였다. 해당 차량은 소음계로부터 2번째로 가까운 선로를 통과하였다. 기존 모델의 경우 무궁화 비유선형에 해당하는 식 (6)을 식 (7)에 입력하여 계산하였다.

$$L_{\max} = 21.7\log(v) + 52.4 \qquad (6)$$

$$L_{eq,1h} = \overline{L_{\max}} + 10\log(\frac{nT_e}{T}) - 10.3\log r_a \qquad (7)$$

여기서 $T_e = 5$ (경부선 복복선 구간의 값), T=3600s 이다.

열차가 통과한 선로에서 14.3 m의 근접한 지점에서 기존 모델은 6.4 dB, 본 모델은 1 dB의 오차를 보인다. 106.2 m의 비교적 먼 거리에서 기존 모델은 7.7 dB, 본 모델은 1.1 dB의 오차가 발생하였다. 다른 거리에서 측정한 결과에서도 본 예측모델은 더 작은 오차를 보임을 알 수 있다. 또한 기존 모델은 측정값보다 다소 큰 예측값을 보임을 알 수 있다.

Table 4 Comparison of the measured and predicted pass-by noise of a Mugungwha train

Distance (m)	Measured (dBA)	Predicted (dBA)	
		Present model	Conventional model
14.3	59.1	60.1	65.5
36.2	54.8	55.3	62.1
66.2	51.1	52.2	59.6
106.2	48.8	49.9	57.6

본 모델을 통하여 옥타브 밴드 주파수별로 예측된 소음도와 측정값을 비교한 결과를 Figure 10과 11에 나타내었다. Figure 10의 36.2 m 거리에서의 소음도는 대부분의 주파수에서 측정값과 본 모델의 예측값이 비교적 잘 일치하고 있다. 106.2 m 거리에 대한 결과인 Figure 11에서 250 Hz와 8 kHz 주파수 값이 다소 큰 오차를 보이나 소음도가 주요한 주파수들에서는 작은 오차를 냄을 볼 수 있다.

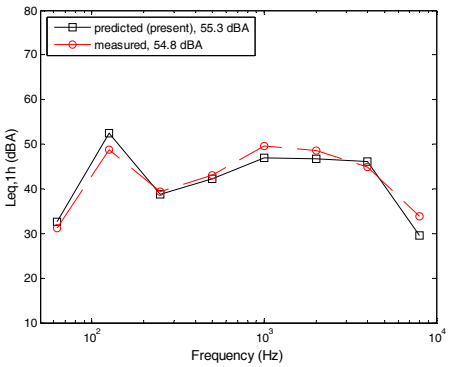

Figure 10 Comparison of the predicted and measured pass-by noise at the distance of 36.2 m

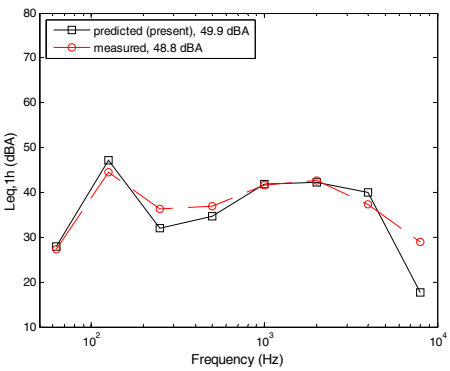

Figure 11 Comparison of the predicted and measured pass-by noise at the distance of 106.2 m

3. 결 론

본 논문에서는 음원의 옥타브 밴드 주파수별 강도와 ISO 9613-2 옥외음향전파모델을 적용한 철도 소음 예측모델을 제안하고 무궁화 여객열차 통과 소음 예측에 적용하였다. ISO 3095에 따른 차량 방출 소음을 측정하여 대표적인 높이별로 음원 강도와 속도 계수를 계산하였다. 이때 궤도 및 차륜 음원의 기여도를 분리하여 정량화하기 위해 전동 소음원 모델을 이용하였다. 궤도와 차륜 각 진동 성분의 지향특성과 통과 소음도의 시간 이력을 이용하여 높이별 음원에 대한 지향성 인자를 추정하였다. 열차 편성이 가변적이므로 다양한 객차 조합에 적용할 수 있도록 디젤전기기관차와 여객차 각 1량에 대한 음원 강도를 계산하였다. 임의의 속도와 차량 편성인 경우에 대하여 선로로부터 다른 위치에서 소음도를 측정하고 본 예측모델 및 기존 모델의 예측값과 비교하였다. 기존 모델은 측정값보다 다소 큰 예측값을 보였으나 본 예측모델은 비교적 작은 오차의 결과를 얻었다.

본 논문에서는 자갈 도상인 기준 궤도에서 음원 특성을 측정하고 예측하였으며, 추후 슬라브 궤도 등의 상이한 궤도 조건 및 교량에 대한 보정항의 측정 및 검증 연구가 수행될 계획이다.

제안된 예측모델에 대한 추가적인 검증 및 측정 데이터 보완을 통하여 소음대책 적용에서의 시행착오를 줄이고 최적의 소음저감 방안을 수립하는데 기여할 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 한국철도시설공단의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다.

참 고 문 헌

(1) Project Report, 2002, Establishment of Railroad Noise Monitoring Network, National Institute of Environmental Research.

(2) Project Report, 2009, Improvement of Environmental Impact Assessment of Noise(II) -on Prediction of Railway Noise, National Institute of Environmental Research.

(3) Moehler, U., Kurze, U. J., Liepert, M. and Onnich, H., 2008, The New German Prediction model for Railway Noise “Schall 03 2006”: an Alternative Method for the Harmonized Calculation Method Proposed in the EU Directive on Environmental Noise, Acta Acustica united with Acustica, Vol. 94, pp. 48~552.

(4) Salomons, E., Maerche, D. V., Defrance, J. and Roo, F. D., 2011, The Harmonoise Sound Propagation Model, Acta Acustica united with Acustica, Vol. 97, pp. 62~74.

(5) ISO 9613-2, 1996, Acoustics - Attenuation of Sound during Propagation Outdoors - Part 2: General Method of Calculation.

(6) ISO 3095, 2005, Railway Applications - Acoustics - Measurement of Noise Emitted by Railbound Vehicles.

(7) Thompson D. J., 2009, Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control, Elsevier Ltd.

(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) Ryue, J. and Jang, S., 2013, Characteristics of Vibration and Sound Radiated from Rails of Concrete Slab Tracks for Domestic High Speed Trains, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 7, pp. 605~616.