한국소음진동공학회지 제 10 권 제 3 호, pp. 444~450, 2000.

〈논 문〉

유한요소법과 경계요소법을 이용한 한국형 고속전철의 전동소음 예측

Prediction of Rolling Noise of a Korean High-Speed Train Using FEM and BEM

양 윤 석* · 김 관 주**

Yoonseok Yang and Kwanju Kim

(2000년 1월 15일 접수 : 2000년 4월 20일 심사완료)

Key Words : Rolling Noise(구름소음), Receptance Method(리셉턴스방법), Wheel/Rail Interaction(차륜/레일 상호작용), Contact Force(접촉력), Rail Roughness(레일 거칠기), Wheel/Rail Radiation(차륜/레일 방사), FEM(유한요소법), BEM(경계요소법)

ABSTRACT

Wheel-rail noise is normally classified into three catagories : rolling, impact and squeal noise. In this paper, rolling noise caused by the irregularity between a wheel and a rail is analysed as follows: The irregularity between the wheel and the rail is assumed as linear superposition of sinusoidal profiles. Wheel-rail contact stiffness is linearized by using Hertzian contact theory, and then contact force between the wheel and the rail is calculated. Vibration of the rail and the wheel is calculated theoretically by receptance method or FEM depending on the geometry of the wheel or the rail for the frequency range of 100~5000 Hz, important for noise generation. The radiation noise caused by those vibration response is computed by BEM. To verify this analysis tools, rolling noise is calculated by proposed analysis steps using typical roughness data and these results are compared with experimental rolling noise data. This analysis tools show reasonable results and finally used for the prediction of the Korean high speed train rolling noise.

1. 서 론

철도차량이 주행할 때 차륜과 레일에서 발생하는 소음은 크게 전동음(rolling noise), 충격음(impact noise), 마찰음(squeal noise)으로 나누어 볼 수 있다. 이 때, 차륜과 레일의 미소한 거칠기에 의해 발생하는 전동소음이 가장 큰 성분이 된다. 차륜이 불규칙한 레일 표면을 접촉하면서 상호작용에 의해 진동이 발생하고 거칠기 크기가 증가하면 발생하는 진동 응답의 크기도 커지게 된다. 이러한 진동에 의하여 전동소음이 발생하게 되며 또한 차체에 전달되어 고체전달음을 유발한다. 차량의 주행속도가 증가할수록 진동과 소음의 발생은 고주파수 대역으로 이동하여 수 kHz까지의 진동, 소음 해석이 요구된다.

차륜과 레일의 진동과 소음에 대한 연구는 1970년대부터 활발하게 이루어져 왔다. Munjal과 Heckl[1]은 차륜을 링(ring)으로, 레일을 등간격지지된 보(beam)로 모델링하고 차륜과 레일의 거칠기를 측정하여 해석적인 방법으로 진동을 예측하였다. Wolde와 Ruiten[2]은 차륜과 레일의 상하

* 정회원, 홍익대학교 대학원 기계공학과

** 정회원, 홍익대학교 공과대학 기계공학과

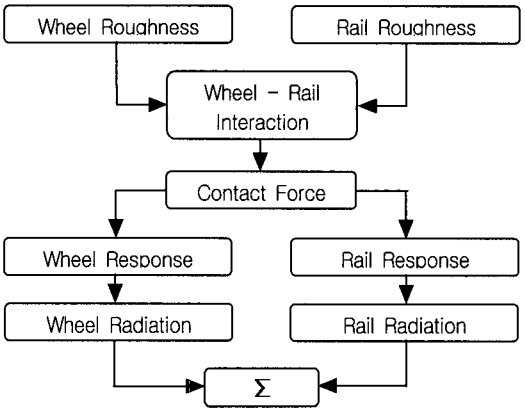

Fig.1 Block diagram of rolling noise generation

방향과 횡방향 임피던스를 구하고 주행표면에서 작용하는 각 방향 힘에 대한 응답에서 방사되는 소음을 구하였다. Remington[3]은 주행표면의 거칠기에 의한 가진 메커니즘을 제시하고 기계적 물성치와 기하학적 형상으로 차륜과 레일을 단순화하여 진동과 소음을 예측하였다. 최근에 Thompson[4]은 전동소음의 관심 주파수 영역이 약 100~5000 Hz이고 차륜과 레일의 거칠기와 발생하는 소음 사이에는 거의 선형적인 관계가 성립한다고 강조하였다. Thompson의 연구에서 레일은 모든 주파수에서 중요한 음원으로 작용하고 차륜은 약 1 kHz 이상의 주파수에서 중요한 역할을 하는 것으로 나타났다.

본 연구에서는 Remington이 제시한 모델을 채택하여 차륜과 레일의 접촉 메커니즘을 정의하고 리셉턴스 방법으로 차륜과 레일의 동특성을 이론적으로 구하였다. 실제 측정된 레일의 거칠기를 고려한 접촉력으로 차륜과 레일을 가진하여 FEM으로 진동 응답을 구하고 이러한 진동에 의한 음향방사를 BEM으로 계산하였다. 이러한 연구는 차체의 진동과 소음 해석을 위한 입력자료로 사용될 수 있고 저소음 차량설계를 위한 자료로도 직접적으로 활용될 수 있을 것이다. Fig. 1에서 전동소음을 예측하기 위한 흐름도를 보여 주고 있다.

2. 차륜과 레일의 동특성 해석

2.1 차륜/레일의 리셉턴스 모델 및 접촉력 계산

차륜이 불규칙한 레일 위를 주행할 때 발생하는 상하방향과 횡방향의 진동 해석을 위하여 Fig. 2와 같은 모델을 채택하였다. 차륜과 레일 사이의 스프링 상수는 접촉면에서의 Hertz 변형을 고려하여 상수로 단순화하였다. 또한, 레일 거칠기 w는 크기가 일정하고 파장 λ의 정현파형의 합으로 가정하였다. Fig. 2에서 차륜과 레일 사이에서 발생하는 접촉력 $p(t)$를 식 (1)을 이용하여 구할 수 있다.[5]

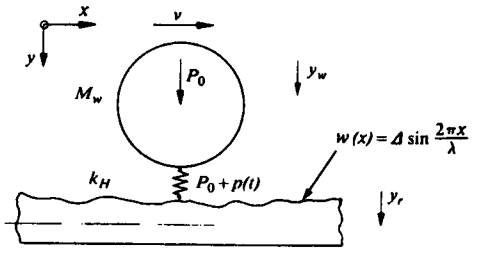

Fig. 2 Remington model of railway wheel rolling on a rail

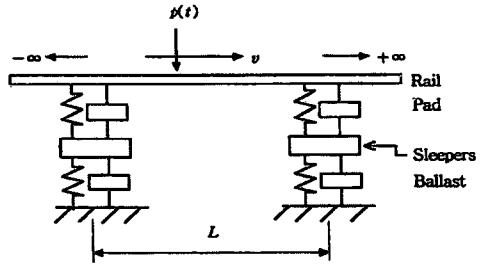

Fig. 3 The schematic diagram of the rail support

아래 식에서 Δ는 거칠기의 크기, K_H는 접촉강성, α_w는 차륜의 리셉턴스, α_r은 레일의 리셉턴스를 나타낸다.

$$p(t) = Real\left[\frac{-K_H \Delta}{1 + K_H(\alpha_r + \alpha_w)} e^{i\omega t}\right] \quad (1)$$

접촉력을 구하기 위해서 먼저 차륜과 레일의 리셉턴스를 구하였다. 차륜의 상하방향 리셉턴스가 고주파수 영역에서는 관성력의 영향만 받으므로 차륜의 질량과 주파수의 함수로 생각할 수 있다. 차륜의 횡방향 리셉턴스를 구할 때에는 림(rim)에 대한 해석으로 근사화하였다. 차륜은 림(rim), 웨브(web), 허브(hub)로 구성되는데 이 경우, 횡방향 접촉력이 림에 작용하게 되면 비틀림에 의한 영향은 무시할 정도로 작고 굽힘에 의한 변위가 지배적이 된다.

레일의 리셉턴스를 구하기 위해서는 차륜보다는 많은 조건을 고려해야 한다. 상하방향 해석을 위해레일에 침목(sleeper), 패드(pad), 발라스트(ballast)를 포함하여 모델링하고 회전관성과 전단변형을 고려하기 위해 티모셴코 보로 해석하였다. 레일이 침목 위치에서 Fig. 3과 같이 등간격지지된 모델로 상하방향 리셉턴스를 구하면 침목 사이 위치에 따라 리셉턴스가 달라지게 된다. Fig. 3에서 v는 주행속도, L은 침목 간격을 나타낸다.

레일의 횡방향 해석에서는 레일을 헤드(head), 웨브(web), 푸트(foot)로 구성하고 웨브는 스프링과 감쇠로 처리하였다. 또한, 콘크리트 침목을 사용하여 레일이 침목에

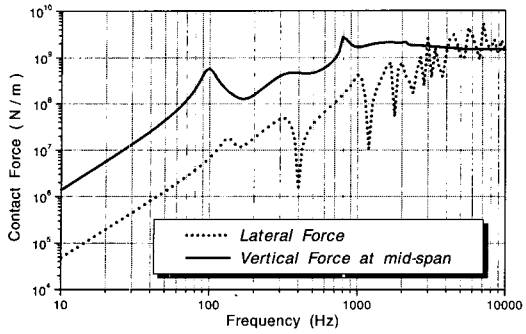

Fig. 4 The vertical and lateral contact forces due to receptance method

서 고정되고 패드에 의하여 연속적으로 지지되는 조건을 사용하였다. 횡방향 리셉턴스에서는 푸트보다는 헤드에서의 변위가 지배적으로 나타나서 헤드의 응답만을 고려하였다.

위와 같은 방법으로 구한 차륜과 레일의 리셉턴스를 식 (1)에 대입하여 각 방향의 접촉력을 구하였다. 차륜의 질량은 한국형 고속 전철 차륜과 근사하게 350 kg으로 하였고 레일은 KS 60 kg/m 레일의 자료를 사용하였다. 또한, 레일 거칠기 크기(Δ)는 단위 크기로 가정하고 접촉강성 K_H 는 1.5 GN/m로 하였다. Fig. 4에서 상하방향의 접촉력을 보면 약 100 Hz에서 차륜의 공진이 발생하고 800 Hz 근처에서는 침목위치에서 지지된 레일의 공진에 의한 피크가 나타나고 있다. 횡방향에서는 차륜의 리셉턴스가 저주파에서 매우 크기 때문에 접촉력이 많이 감소한 형태를 보이고 있다.

2.2 실험과 이론에 의한 레일 리셉턴스의 비교

실제 차량이 운행되는 레일의 헤드를 충격해머로 가진하여 응답을 측정하고 리셉턴스 방법에 의한 이론해와 비교하였다. 대상 레일은 침목 간격이 0.6 m이고 나무 침목으로 지지되어 있다. 상하방향 실험에서는 레일의 헤드와 푸트를, 횡방향에서는 헤드와 웨브의 가속도를 측정하여 리셉턴스를 구하였다. 상하방향에서는 레일의 헤드보다 푸트에서의 가속도가 크게 측정되었고 침목 사이의 위치에 따라서 응답이 다르게 나타나는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 5에서 이론해와 침목 위치에서 측정된 실험값이 비교적 일치하는 것을 볼 수 있다.

횡방향 리셉턴스에서는 헤드의 응답이 웨브에서의 응답보다 크게 측정되었다. 이론해에 의한 리셉턴스에서도 푸트보다는 헤드에서의 응답이 지배적이어서 헤드에서의 응답만을 고려하였다. 횡방향에서는 위치의 영향이 상하방향보다 적어서 침목 위치나 침목 사이 위치에서의 리셉턴스가 거의 비슷하게 측정되었다. 이론해를 구할 때 레일이 연속적으로 지지된 모델을 사용하였으므로 Fig. 5의 저주파 영역에서 실험과 이론의 차이가 발생하였다.

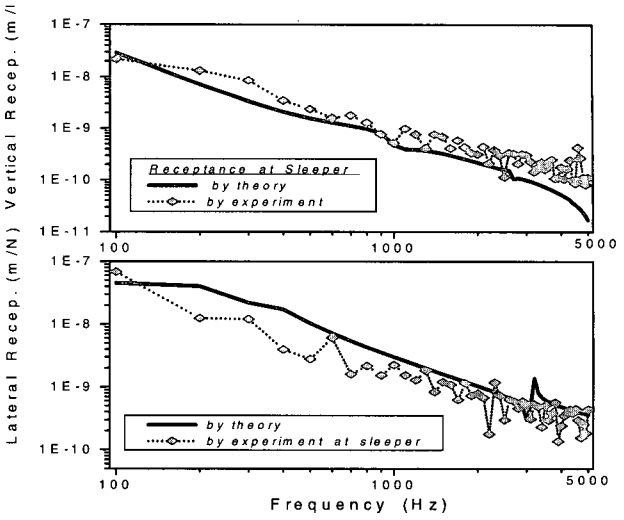

Fig. 5 Comparison of vertical and lateral receptances of the rail at sleeper location by theory with those by experiment

3. 차륜과 레일의 방사 해석

리셉턴스 방법으로 차륜과 레일 사이의 접촉력을 구하고 실제로 측정된 레일의 거칠기를 고려하여 FEM으로 차륜과 레일의 진동 응답을 계산하였다. 계산된 진동량을 이용하여 각각의 음향파워를 구한 후, BEM으로 방사 해석을 수행하였다.

3.1 차륜의 방사해석

(1) 차륜 모델링과 고유진동수 해석

한국형 고속 전철 차륜에 의한 방사 해석을 위해 먼저 FEM으로 진동 해석을 수행하였다. 상용 유한요소 프로그램인 I-DEAS를 사용하여 실제 차륜을 3096개의 절점과 2351개의 3차원 요소로서 모델링하였다. 그리고, 차륜의 축이 통과하는 위치에서 고정된 경계조건을 사용하여 고유진동수 해석을 수행하였다. 축대칭 모드를 제외하면 모드 형상이 같은 고유진동수가 쌍으로 나타났으며 차륜의 축대칭 단면과 세 번째 모드 형상을 Fig. 6에 도시하였다.

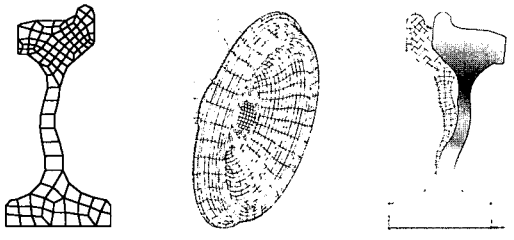

Fig. 6 Cross section of the wheel of Korean high-speed train and the 3rd mode shape

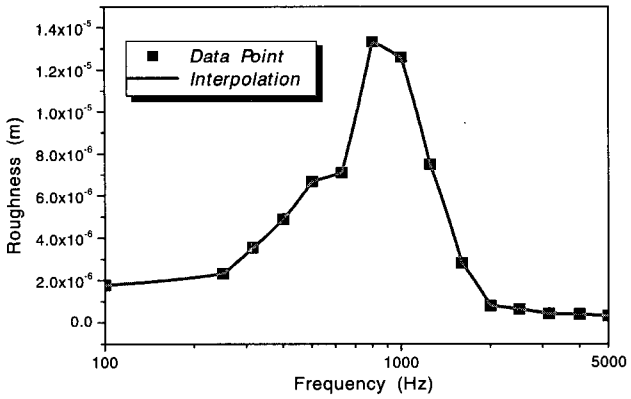

Fig. 7 Roughness measurement data for 145 km/h speed

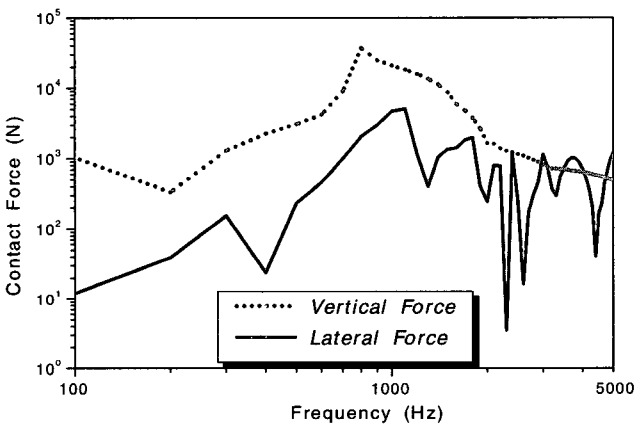

Fig. 8 Contact forces with respect to typical rail roughness for 145 km/h

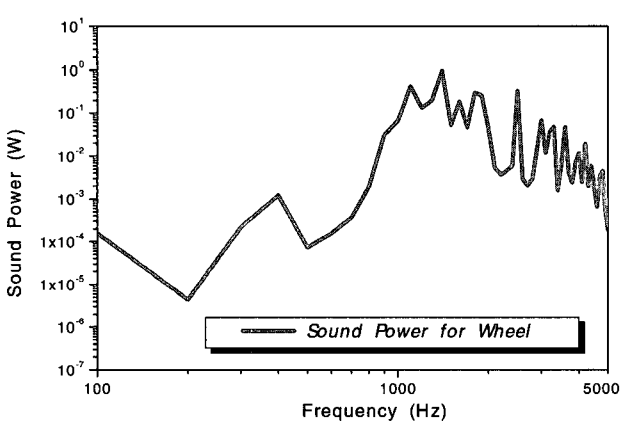

Fig. 9 Sound power by wheel vibration

(2) 레일의 실제 거칠기와 접촉력

실제 측정된 레일의 거칠기는 0.1×10^{-6}~30×10^{-6} m의 크기를 가진다고 알려져 있다.[4] 본 연구에서는 한 예로 Fig. 7과 같이 차량이 145 km/h로 주행할 때 측정된 레일의 거칠기 데이터를 선형 보간하여 이용하였다. 실제 레일의 거칠기가 고려된 접촉력은 거칠기의 영향으로 약 1 kHz 근처에서 많이 가중되는 형태를 Fig. 8에서 볼 수 있다. 대상 레일이 Fig. 7과 같은 거칠기를 가진다고 가정하고 계산된 접촉력으로 가진하여 차륜의 변위 응답을 구하였다. 가진에 의한 변위 응답을 살펴보면 고유진동수 근처에서의 응답은 모드 형상과 일치하고 고주파 영역으로 갈수록 림과 웨브의 변위 응답이 복잡하게 나타났다.

(3) 차륜의 방사해석과 수음점의 음압레벨

위에서 구한 차륜의 진동 변위에 의한 방사 음향파워는 BEM으로 계산하였다. 상용 음향해석 프로그램인 SYSNOISE를 이용하여 음향파워를 구할 때, BEM mesh의 최대주파수 한계(f_{max})를 고려해야 하는데 FEM mesh로는 주파수 한계로 인하여 고주파 영역에서 오차가 많이 발생한다. 그러므로, 축대칭 BEM mesh를 사용하여 관심 주파수인 5000 Hz까지 해석이 가능하도록 하였다. 이러한 방법으로 구한 차륜의 음향파워를 Fig. 9에 나타내었다.

차륜의 음향파워에 의한 수음점에서의 음압은 차륜을 앞에서 계산된 음향파워 크기를 가지는 점음원으로 가정하여 2차원 문제로 해석하여 구하였다. 지표면을 선(line) 요소로 모델링하고 흙의 유동저항값을 이용한 임피던스를 입력하여 음향방사에 미치는 영향을 고려하였다. Fig. 10에 음원으로부터 2 m, 20 m 떨어져 있고 높이가 1.5 m인 위치에서 계산된 음압레벨을 나타내었다. Fig. 7과 같은 거칠기를 고려하였기 때문에 1 kHz 근처 주파수에서 가장 큰 음압레벨이 나타났다. 거리가 멀어지면서 대체로 음압의 크기가 감소하는 경향을 보였지만 거리가 멀어져도 음압이 커지는 주파수 영역을 볼 수 있는데 이것은 지표면 반사의 영향 때문이라고 생각된다.

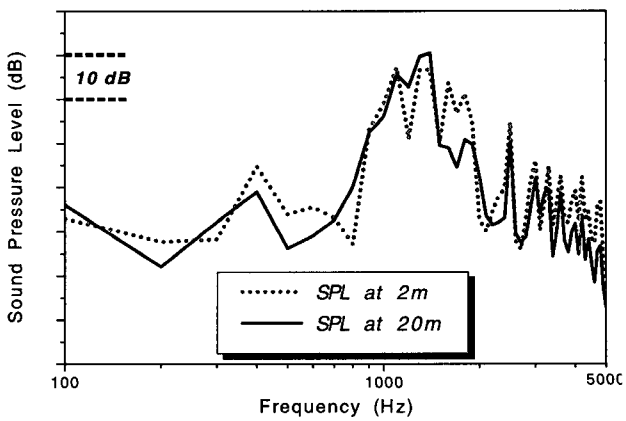

Fig. 10 SPL at 2m and 20 m by wheel radiation

3.2 레일의 방사 해석

(1) FEM을 이용한 레일의 진동 해석

KS 60 kg 레일의 형상을 이용하여 레일을 보요소로 모델링하고 침목 위치에서만 지지된 등간격지지 조건을 고려하여 진동해석을 수행하였다. 패드와 발라스트는 병진과 회전방향의 강성을 가지는 스프링 요소로 처리하고 콘크리트 침목은 질량으로 모델링하였다. 각 요소에 입력된 자료는 Table 1에 나타나 있다.

이와 같은 레일 모델을 사용하여 고유진동수 해석을 수행한 결과, 스프링의 병진 모드가 나타나고 레일의 상하방향 및 횡방향 굽힘 모드가 많이 발생하였다. 상하방향보다는 횡방향 굽힘 모드가 많이 발생하였는데 이것은 상하방향 패드의 강성이 횡방향보다 훨씬 크기 때문이다. 그리고, 레일을 실제 거칠기가 고려된 접촉력으로 가진하여 각 절점에서의 속도 응답을 구하였다. 가진 위치는 침목과 침목 사이의 가운데 절점으로 선택하였고 침목 사이의 간격은 0.698 m로 하였다.

(2) 레일의 방사해석과 수음점의 음압레벨

레일의 음향파워는 FEM으로 계산한 각 절점에서의 속도와 실험적으로 얻어진 방사효율을 이용하여 구하였다. 진동하는 구조물의 음향파워를 계산하는 식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\Pi = \sigma \rho c A \langle v^2 \rangle \tag{2}$$

위 식에서 σ 는 방사효율, ρ 는 공기의 밀도, c는 공기 중에서 소리의 전파속도, A는 구조물의 표면적, v는 방사표면 속도의 평균값이고 레일의 방사효율은 실험을 통하여 통계적으로 얻어진 식 (3)을 이용하였다.[3]

$$\sigma_r = \frac{2}{[1 + \{630/f\}^3]} \tag{3}$$

가진 위치를 침목과 침목 사이의 가운데 절점으로 선택하였기 때문에 접촉력에 의한 레일의 속도는 침목 사이의 길이 안에서 크다고 가정하고 상하방향, 횡방향으로 나누어 절점 속도의 제곱을 평균하여 $\langle v^2 \rangle$을 구하였다. 레일의 표면적 A는 상하방향에서는 레일 헤드와 푸트의 폭을 각각 침목 간격과 곱한 후 더하여 구하였고 횡방향에서는 레일의 높이와 침목 간격을 곱하여 계산하였다. 상하방향과 횡방향 음향파워를 더하여 구한 레일의 음향파워를 Fig. 11에 나타내었다. 보통 레일은 상하방향의 거동이 횡방향보다는 소음 발생의 주원인으로 작용하기 때문에 주로 상하방향을 고려해 왔는데 Fig. 11에서도 상하방향의 음향파워가 지배적인 것을 볼 수 있다. Fig. 9에 나타난 차륜의 경우와 비교하면 약 1 kHz 미만의 영역에서 레일의 파워가 더 크게 계산된 것을 볼 수 있다.

Table 1 Input parameters selected for pad, sleeper and ballast

	Vertical (Y)	Lateral (Z)	Longitudinal to rail (X)
Translations			
Pad stiffness	280 MN/m	50 MN/m	50 MN/m
Sleeper mass	110 kg	110 kg	110 kg
Ballast stiffness	180 MN/m	79.2 MN/m	39.6 MN/m
Rotations			
Pad stiffness	260 kNm/rad	703 kNm/rad	469 kNm/rad
Ballast stiffness	10 MNm/rad	1.31 MNm/rad	10 MNm/rad

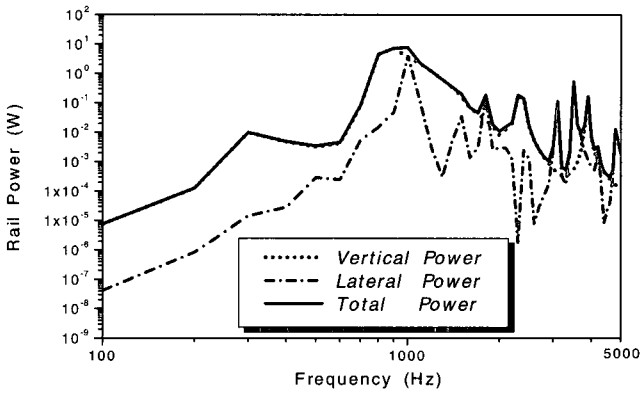

Fig. 11 Sound power by rail vibration

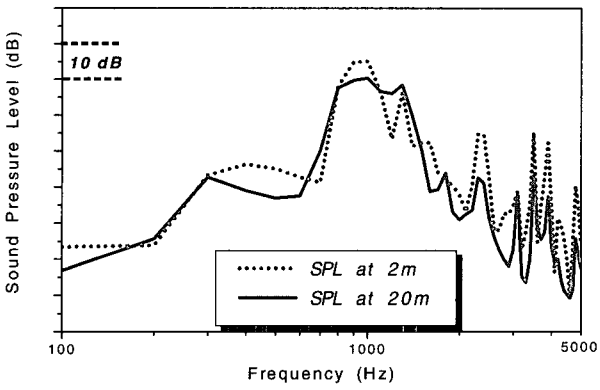

Fig. 12 SPL at 2m and 20 m by rail radiation

수음점에서의 음압은 차륜과 동일하게 점음원으로 가정하여 BEM으로 계산하였다. Fig. 12를 보면 차륜에 의한 방사와 비슷하게 약 1 kHz 근처에서 가장 큰 음압을 나타내었고 지표면 반사의 영향으로 거리가 멀어져도 음압이 증가하는 영역을 볼 수 있다. 음압분포에서 나타나는 피크들은 FEM으로 구한 레일의 고유 특성인 리셉턴스의 피크와 대체로 일치하는 경향을 보였다.

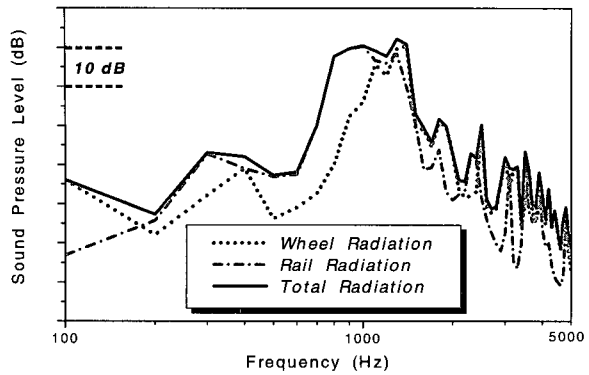

Fig. 13 Total sound pressure level at 20 m

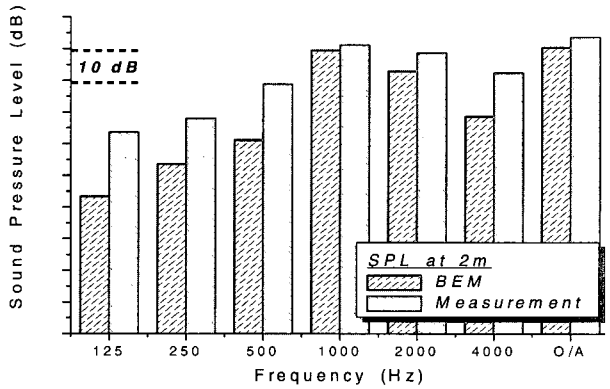

Fig. 14 Comparison of BEM results with measurement

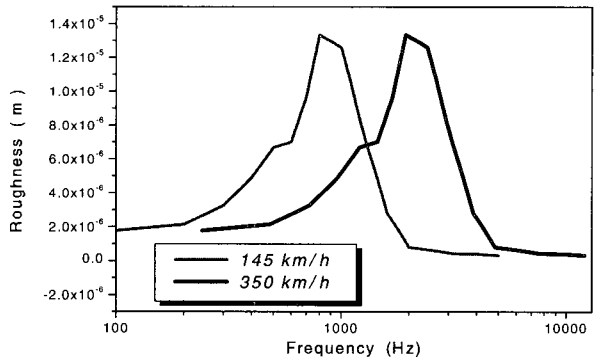

Fig. 15 Shifted roughness due to velocity increase

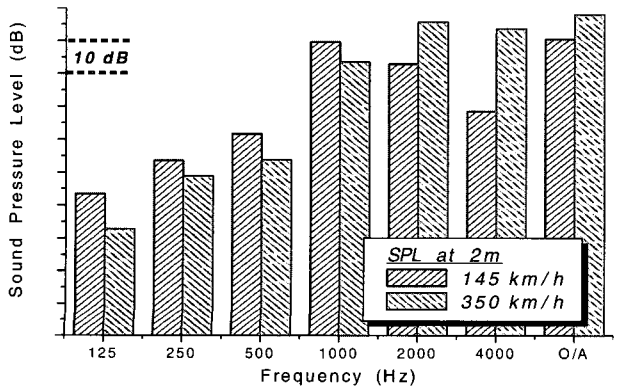

Fig. 16 Prediction of sound level for 350 km/h

3.3 차륜과 레일의 음향 방사

앞에서 차륜과 레일을 분리하여 각각의 진동 특성을 파악하고 방사 소음을 계산하였다. 마지막으로, 차륜과 레일의 방사 음압을 더한 전체 소음을 계산하여 Fig. 13에 나타내었다. 음원에서 20 m 떨어진 위치에서의 음압분포를 살펴보면 음향파워와 비슷하게 약 1 kHz 미만의 주파수 영역에서는 레일의 기여도가 크고 고주파에서는 차륜의 영향이 크거나 차륜과 레일이 비슷한 분포를 보이고 있다. Fig. 14에는 차륜과 레일에 의한 전체 소음도를 145 km/h로 주행할 때 측정된 실험 결과[4]와 비교하여 옥타브 밴드로 표시하였다. 주파수에 따른 전체적인 소음 분포는 비교적 일치하지만 BEM에서 계산한 결과가 특히, 저주파 영역에서 소음이 작게 계산되었다. 이러한 결과는 차륜과 레일을 점음원으로 단순화하여 해석하였고 실험과 해석 모델의 사양이 다른 점등에 원인이 있다고 생각된다. 또한, 레일의 방사효율을 이용하여 근사적으로 음향파워를 구하였기 때문에 차이가 발생하였다.

3.4 고속 주행시의 소음도 예측

전동소음의 관심 주파수인 약 100~5000 Hz 범위에서 주행속도에 대한 거칠기 파장은 식 (4)를 이용하여 구할 수 있다.

$$v = \lambda \times f \tag{4}$$

속도가 145 km/h인 경우에 관심주파수에 해당하는 파장을 계산하면 약 8~400 mm 범위에 있다. 보통 10~300 mm 범위의 파장이 소음 발생에 중요한 영향을 미치게 되므로[4] 속도가 350 km/h일 경우, 파장을 145 km/h일 때와 같은 범위로 가정하고 거칠기를 속도의 증가만큼 이동시키면 Fig. 15과 같이 나타낼 수 있다. 대상 레일의 거칠기를 이와 같이 가정하고 앞에서의 과정과 동일한 방법으로 소음도를 예측해 보았다. Fig. 16에서 속도가 증가함에 따라 고주파 영역에서 높은 소음도가 나타난 것을 볼 수 있고 전체 음압레벨이 약 8 dB 증가하였다. 이러한 결과를 80 km/h 이상으로 주행하는 차량에 대하여 속도 증가에 따른 전동소음의 증가를 표현하는 경험식 (5)에서 계산한 값과 비교하면 약 1.6 dB 정도의 차이가 발생하였다. 이것은 단순히 선형관계만을 고려하여 거칠기를 이동시켜서 저주파 소음이 매우 낮게 예측되었기 때문이다.

$$\Delta L_p = 2.5 \times 10 \log (v_1 / v_o) \tag{5}$$

4. 결 론

본 연구에서는 리셉턴스 방법으로 차륜과 레일의 동특성

을 살펴보고 진동에 의해서 방사되는 전동소음을 FEM과 BEM을 사용하여 예측하였다.

(1) Remington 모델을 사용하여 차륜/레일의 접촉 메커니즘을 정의하고 리셉턴스를 구하여 접촉력을 유도하였다. 그리고, 레일의 특정한 거칠기를 대상 레일에 적용하여 접촉력을 구하고 실제 모델의 가진력으로 사용하였다. 본 연구에서는 차륜과 레일 사이의 미소 거칠기를 진동과 소음을 유발시키는 가장 중요한 입력 자료로 사용하였다. 따라서, 차륜과 레일의 표면 조건이 전동소음에 매우 중요한 영향을 미치므로 300 km/h 이상으로 주행할 때의 진동과 소음 특성을 예측하기 위해서는 속도에 따른 거칠기의 측정이 매우 중요하다고 하겠다.

(2) 방사 해석을 위해 한국형 고속 전철의 차륜과 KS 60 kg 레일을 모델링하여 FEM으로 진동 특성을 파악하고 접촉력에 의한 진동 응답을 구하였다. 계산된 진동량을 이용하여 음향파워를 구하고 차륜과 레일을 점음원으로 가정하여 방사되는 음압을 구하였다. 점음원에 의한 방사를 실험과 비교하였을 때, 음압이 작게 계산된 차이를 보이기도 하였지만 특정한 거칠기를 고려한 경우의 방사 해석을 수행하여 비교적 실험과 근접하는 결과를 예측하였다. 예를 들어, 본 연구와 같이 소음도가 크게 나타나는 주파수 영역을 예측하고 고주파음이 전동소음에 영향을 많이 미치게 될 때, 이러한 경우에 차량의 차음성능을 높이면 실내소음 저감에 효과적일 것이다.

후 기

본 연구는 고속전철 설계기반 기술개발의 한 세부과제로 진행되었으며, 연구 수행에 많은 도움을 주신 충남대학교 이현엽박사님께 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) Munjal, M. L., Heckl, M., 1982, "Some Mechanism of Excitation of a Railway Wheel," Journal of Sound and Vibration, Vol. 81, pp. 477~489.

(2) Ten Wolde, T., Van Ruiten, C. J. M., 1983, "Sources and Mechanism of Wheel/Rail Noise," Journal of Sound and Vibration, Vol. 87, pp. 147~160.

(3) Remington, P. J., 1987, "Rolling Noisel : Theoretical Analysis," Journal of Acoustic Society of America, Vol. 181, No. 6, pp. 1805~1832.

(4) Thompson, D. J., 1996, "On the Relationship between Wheel and Rail Roughness and Rolling Noise," Journal of Sound and Vibration, Vol. 193, No. 1, pp. 149~160.

(5) 김정태 외 4인, 1998, "저소음 철도차량 설계를 위한 핵심기본기술연구," 한국과학재단 '96특정기초연구 (95-0200-15-01-3) 제 3차년도 보고서.

(6) NIT, "SYSNOISE Rev 5.4 User's Manual".