

차륜/레일 접촉에 의한 소음과 저감대책

김 재 철

(한국철도기술연구원 차량시스템연구팀)

1. 머리말

철도에 의한 수송력이 증대되면서 차량 실내소음은 승차감 측면에서 점차 중요시 되고 있으며, 철도연변에 주거하는 주민이 증가하면서 철도에 의한 소음공해는 점차 커다란 사회적 문제로 발전하고 있다. 이에 반해 철도는 타 교통수단과의 경쟁력 향상을 위해 차량의 고속화와 경량화가 추진되고 있어 철도에 의한 소음진동문제는 향후 커다란 문제를 야기시킬 것으로 판단된다.

따라서 본 글에서는 철도차량의 소음원 가운데 차륜과 레일의 접촉에 의해서 발생하는 소음의 발생현상과 저감대책에 대해서 기술하고자 한다.

2. 차륜/레일 접촉에 의한 소음

철도차량에서 발생하는 소음은 크게 차륜과 레일의 접촉에 의해서 발생하는 소음, 공력음, 동력장치와 주변기기에 의한 소음 등으로 구분할 수 있으며, 이러한 소음 가운데 특히 차륜과 레일에 의해서 발생하는 전동음은 외국선진국에서 오래 전부터 많은 연구가 진행되어 왔다. 그러나 차륜과 레일에 의한 소음은 발생현상이 매우 복잡하고 다양하여 아직도 전동음 발생에 대한 차륜과 레일의 기여도는 정확하게 규명되지 않고 각자 다른 연구결과를 보고하고 있다.

차륜과 레일에 의해서 발생하는 소음은 차륜과 레일의 형태와 주행구간 등에 따라 크게 전동음(rolling noise), 충격음(impact noise),

마찰음(squeal noise, howl noise) 등으로 분류되며 소음의 발생원인 및 현상은 다음과 같다.

2.1 전동음(Rolling Noise)

차륜과 레일의 접촉에 의해서 발생하는 전동음은 그림 1과 같이 차륜이 레일 위를 주행 시 차륜과 레일표면의 불규칙한 거칠기에 의해서 가진력이 발생하여 차륜, 레일 및 침목 등에서 발생하는 진동이 소음으로 전파된다. 따라서 차륜과 레일표면의 거칠기에 따라서 크게 두 가지로 분류할 수 있다.

차륜과 레일표면의 거칠기가 양호하고 결함이 없는 직선구간을 통과 시 발생하는 소음과 차륜과 레일 표면의 심한 마모, 불규칙적인 결함, 차륜과 레일의 파상마모(corrugation) 등에 의해서 발생하는 소음으로 구분할 수 있다.

전동음의 대한 예측에 관한 연구는 Munjal 이 차륜과 레일의 진동을 예측하는 방법을 제안하였으며, Remington은 차륜과 레일을 간단히 모델화하여 각각의 임피던스와 방사효율(radiation efficiency) 및 차륜과 레일표

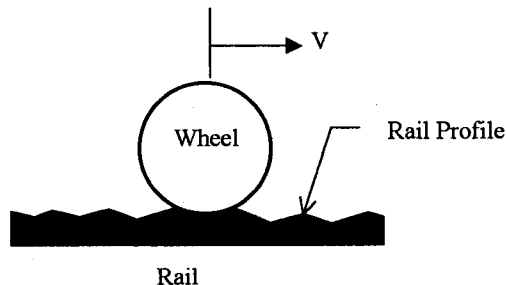


그림 1 차륜/레일의 접촉

면의 거칠기를 이용하여 차륜과 레일에서부터 방사되는 소음을 예측하였다. 그리고 현재 ERRI(European Rail Research Institute)에서 Remington의 모델과 예측방법을 기초로 하여 TWINS(Track Wheel Interaction Noise Software)라는 프로그램을 개발하여 전동음 저감 방안에 이용하고 있다.

전동음을 예측하기 위한 기본모델은 그림 2와 같이 차륜과 레일의 임피던스와 접촉강성, 차륜과 레일표면의 거칠기에 의해서 발생되는 변위발생기(displacement generator)로 구성되어 있다.

일반적으로 거칠기는 차륜과 레일표면의 거칠기에 의해서 결정되며, 표면의 거칠기는 그림 3과 같이 거칠기의 크기와 파장의 관계로 나타낼 수 있다.

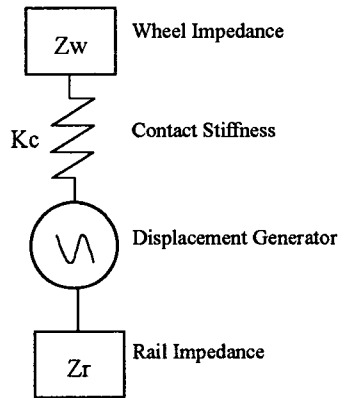


그림 2 차륜과 레일의 임피던스 모델

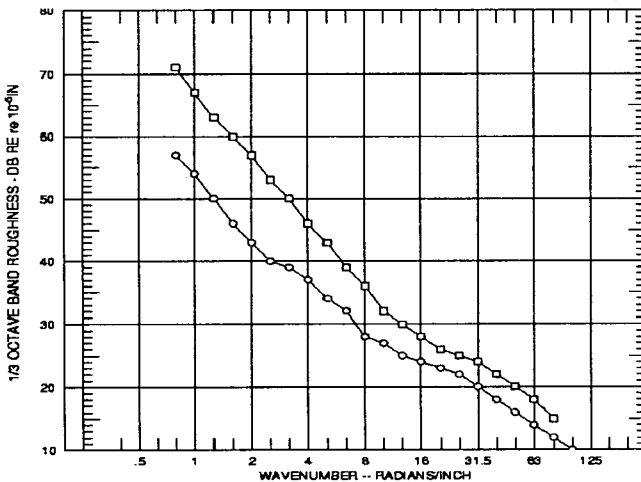


그림 3 레일표면의 거칠기에 대한 크기와 파장의 관계

그림 2의 모델로부터 차륜과 레일사이의 접촉력 $F(\omega)$ 은 다음과 같이 차륜, 레일 및 접촉강성의 임피던스로 표현할 수 있다.

$$F(\omega) = \frac{i\omega\delta(\omega)}{\frac{1}{Z_c(\omega)} + \frac{1}{Z_r(\omega)} + \frac{1}{Z_w(\omega)}} = i\omega\delta(\omega)Z(\omega) \quad (1)$$

여기서, $Z_r(\omega)$ 는 레일의 임피던스, $Z_w(\omega)$ 는 차륜의 임피던스, $Z_c(\omega)$ 는 접촉강성의 임피던스를 나타낸다.

접촉강성의 임피던스는 다음과 같이 간단히 나타낼 수 있다.

$$Z_c(\omega) = \frac{K}{i\omega} \quad (2)$$

그리고, 접촉점에서 차륜과 레일담면의 속도는 다음과 같이 차륜과 레일의 임피던스와 접촉력으로부터 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} v_w(\omega) &= \frac{F(\omega)}{Z_w(\omega)} = \frac{Z(\omega)i\omega\delta(\omega)}{Z_w(\omega)} \\ v_r(\omega) &= \frac{F(\omega)}{Z_r(\omega)} = \frac{Z(\omega)i\omega\delta(\omega)}{Z_r(\omega)} \end{aligned} \quad (3)$$

식 (1)에 대한 각각의 임피던스를 컴플라이언스(compliance)로 표시하면 다음과 같다.

$$F(\omega) = \frac{\delta(\omega)}{C_r(\omega) + C_w(\omega) + C_c} \quad (4)$$

식 (4)에서 C_c 는 접촉강성의 컴플라이언스이며, 주파수에 의존하지 않는 상수이다.

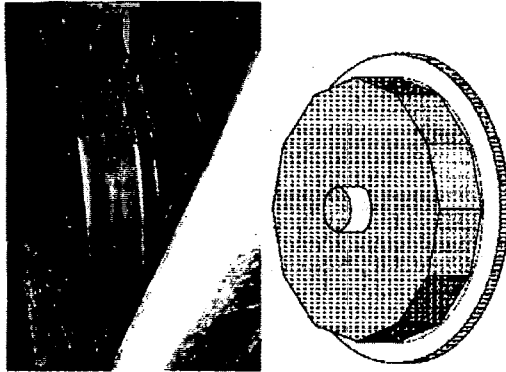
결과적으로 차륜과 레일의 변위는 다음과 같이 식 (5)로부터 계산할 수 있으며, 차륜과 레일의 방사효율을 이용하여 차륜과 레일로부터 방사되는 소음을 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} \delta_r(\omega) &= C_r(\omega)F(\omega) \\ \delta_w(\omega) &= C_w(\omega)F(\omega) \end{aligned} \quad (5)$$

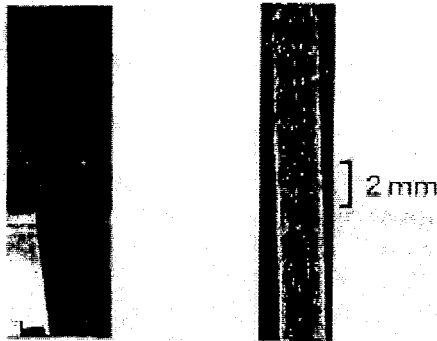
위 식에서 만약 접촉 강성이 크면, 접촉강성의 기여가 작아서 차륜과 레일로 구성된 임피던스로 가정하여도 무방하며, 일반적으로 100 Hz이하의 주파수영역에 적용될 수 있다. 또한 접촉강성이 상당히 작으면 그림 2의 모델은 접촉강성의 컴플라이언스에 의해서 좌우되며, 차륜과 레일의 속도 혹은 변위는 감소할 것이다.

위의 모델에서는 차륜과 레일의 거칠기가 크거나 레일의 파상마모 등에 의한 차륜과 레일의 분리, 좌우방향의 접촉력과 속도, roll-slip 혹은 spin-creep 등은 무시되었다.

차륜과 레일 표면의 마모가 심하거나 작은 흠 혹은 결함에 의해서 발생하는 소음도 차륜과 레일표면의 거칠기를 정확히 측정하면 위에서 설명한 모델을 이용하여 예측할 수



(a) 차륜의 파상마모 현상



(b) 레일의 파상마모 현상

그림 4 차륜과 레일의 파상마모 현상

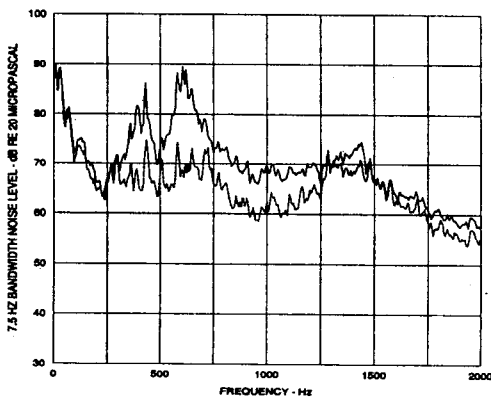


그림 5 레일의 파상마모에 의한 차량실내소음 (97 km/h)

있다.

그림 4와 같은 차륜과 레일의 파상마모에 의한 소음은 전동음에 비해서 매우 높은 레벨의 소음을 발생시키기 때문에 파상마모가 발생하면 커다란 환경소음문제로 발전한다.

그림 5는 레일의 파상마모에 의해서 발생하는 소음의 측정 예로서 파상마모에 의한 소음은 약 400 Hz와 600 Hz에서 커다란 소음 레벨을 나타내고 있는 것을 확인할 수 있다.

일반적으로 파상마모에 의한 소음은 차량속도에 따라 변하기 때문에 차륜과 레일의 공진 현상에 의해서 발생하는 소음과는 구분된다.

2.2 충격음(Impact Noise)

충격음은 레일의 조인트, 레일의 결함, 심한 마모, 불연속한 표면 및 분기점, 차륜의 평면화(flat) 등에 의해 차륜과 레일의 분리에 의해서 발생하는 특별한 형태의 소음이다.

Ver은 레일표면의 형태와 차량속도에 따라 충격음을 분류하였으며 레일표면의 거칠기가 완만한 경우에도 차량의 속도가 임계속도를 초과하면 충격음이 발생할 수 있음을 제안하였다.

완만한 레일의 거칠기에 대해서 식 (6)과 같은 임계속도를 초과하면 차륜과 레일이 분리되어 충격음이 발생한다.

$$V_{CE} = \left[\frac{g \left(1 + \frac{M}{m} \right) \left(1 + \frac{m\beta}{2\rho} \right)}{\frac{d^2 y}{dx^2}} \right]^{1/2} \quad (6)$$

식 (6)에서 g 는 중력가속도, M 은 차량의 질량, m 은 차륜의 질량을 나타내며, β 는 $\left[\frac{\mu}{4EI} \right]^{1/4}$ 로 정의된다.

또한 레일의 조인트부분, 레일의 흠, 차륜의 평면화 등에 의한 임계속도는 식 (7)과 같이 정의되며, 레일의 조인트 부분은 그림 6과

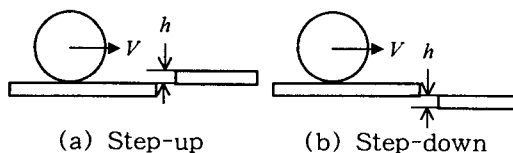


그림 6 레일 조인트의 형태

같은 step-down의 경우만 적용되고, step-up 상태에서는 임계속도가 존재하지 않고 항상 충격음이 발생된다.

$$V_{CE} = \left[ag \left(1 + \frac{M}{m} \right) \left(1 + \frac{m\beta}{2\rho} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

여기서, a 는 차륜의 반경을 나타낸다. 위 식에서 레일의 홈, 레일간의 높이 혹은 차륜의 평면화 깊이는 임계속도에 크게 영향을 미치지 않는다. 그러나 식 (8)에서와 같이 레일의 충격량에는 중요한 요소이다.

$$m_{eq} \Delta V = V m_{eq} \sqrt{\frac{2h}{a}} \quad (8)$$

식 (8)에서 는 등가 레일 질량을 나타내며

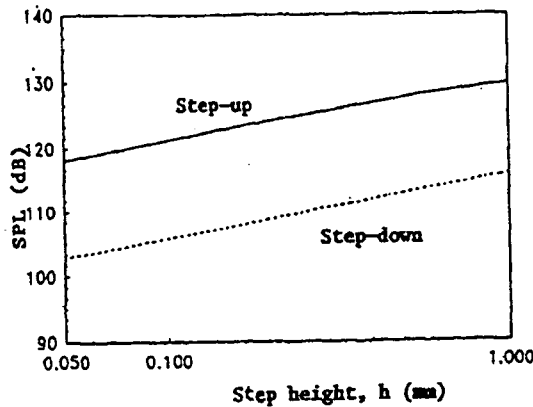


그림 7 레일간의 높이 h 에 따른 step-up과 step-down의 소음레벨(속도:72 km/h)

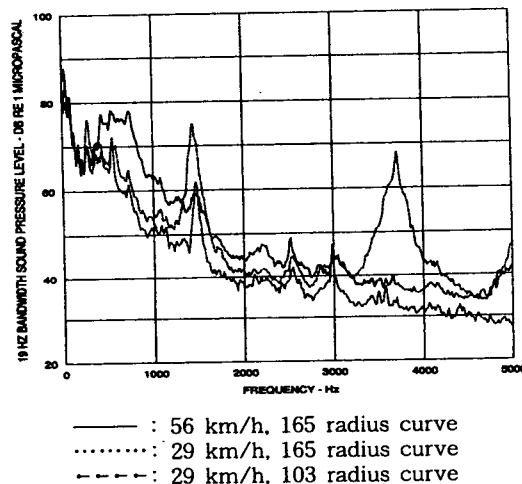


그림 8 곡선구간에서의 스킬음

h 는 레일의 홈, 레일간의 높이, 차륜의 평면화 깊이 등을 나타낸다. 그림 7은 레일간의 높이 h 에 따른 step-up과 step-down상태에서 방사되는 소음의 양을 나타낸 결과로서 step-down에 비해서 step-up이 커다란 충격음을 발생시킨다.

가장 커다란 충격음은 차량이 분기기를 통과 시 발생되며 일반적인 전동음에 비해 약 7~10 dB정도 높은 레벨을 나타내며, 레일 조인트보다 높은 충격음이 발생한다. 그러나 거리가 멀어질수록 전동음과 같은 수준이 되거나 낮아지는 경향의 방사특성을 갖고 있다.

2.3 마찰음(Squeal and Howl Noise)

마찰음은 곡선구간에서 차륜과 레일의 좌우방향 슬립에 의해서 발생되며, 크게 두 가지 형태로 구분된다. 차륜의 비선형 좌우진동에 의해서 발생하는 스킬음(Squeal noise)과 좌우방향 크리프력에 의해 차륜이 공진을 일으켜 발생하는 하울음(Howl noise)이 있다. 일반적으로 마찰음은 스킬음을 나타낸다. 두 형태의 소음은 발생형태가 약간 다르기 때문에, 하울음은 속도에 비례하여 증가하지만, 스킬음은 그림 8과 같이 동일한 곡선구간에서 차량의 속도가 일정속도에 도달하면 감소한다.

여기서는 스킬음에 대해서 자세히 논의하기로 한다.

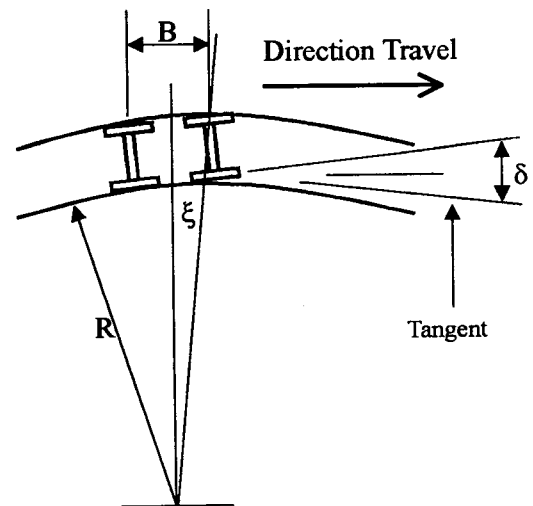


그림 9 곡선구간의 좌우방향 슬립 모델 (lateral slip model)

기로 한다.

스킬음의 발생원인은 다음과 같이 크게 3 형태로 분류된다.

- ① 진행방향 stick-slip
- ② 차륜의 플랜지와 레일측면의 접촉
- ③ 좌우방향 크리프에 의한 stick-slip

그러나 ②와 ③이 가장 일반적인 발생원인으로 알려져 있다.

차륜의 플랜지와 레일측면의 접촉에 대한 이론적 근거는 없고 실험을 통해서 발생현상이 설명되고 있어 어느쪽의 차륜이 레일에 접촉하는 것인지 아직 정확히 알려져 있지 않다. 그러나 좌우방향 크리프에 의한 stick-slip은 다음과 같이 이론적인 측면에서 설명할 수 있다.

그림 9와 같이 차량이 곡선구간을 통과 시 접촉점에서 차륜이 미끄러지는 평균슬립속도 V 와 접촉점에서의 차륜의 변형 U 을 이용하여 레일에 대한 차륜의 전체 크리프를 구하면 다음과 같이 정의된다.

$$\xi = V - \frac{dU}{dt} \quad (9)$$

또한 좌우방향 평균슬립속도에 대한 평균크리프는 다음과 같다.

$$\xi_o = \frac{V}{S} \quad (10)$$

여기서, S 는 차륜속도를 나타낸다.

그리고 차륜에 대한 운동방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$m \frac{d^2U}{dt^2} = -kU - C \frac{dU}{dt} + \mu W \quad (11)$$

여기서, μW : 마찰력, W : 수직하중을 나타낸다.

또한 마찰계수 μ 와 평균크리프 ξ_o 에 대한 관계, 크리프와 마찰계수와의 구배 $v = \frac{d\mu}{d\xi}$, 차륜의 등적변형 $U = U_o + \mu$ 에 대한 관계로부터 식 (11)은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$m \frac{d^2u}{dt^2} + ku + \left[C + v \frac{W}{S} \right] \frac{du}{dt} = 0 \quad (12)$$

결국, 식 (12)의 해는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$u = u_o e^{z_1 \left[\frac{k}{m} - \frac{1}{4m} \left(C + v \frac{W}{S} \right)^2 \right]^{1/2}} e^{-\frac{1}{2m} \left(C + v \frac{W}{S} \right)} \quad (13)$$

Rudd는 위의 이론을 기초로 하여 다음과 같이 차륜의 내부손실계수와 stick-slip에 의한 음의 손실계수를 이용하여 이론적인 설명을 하였다.

$$\eta = \eta_{in} - \eta_{ss} \quad (14)$$

식 (14)에서 $\eta_{in} = \frac{C}{m\omega}$: 내부손실계수를 나타내며, $\eta_{ss} = \frac{vW}{m\omega S}$: stick-slip에 의한 음의 손실계수를 나타낸다.

만약 구배 v 가 음이 되면, η_{ss} 가 양이 되고 η_{ss} 가 커지면 전체손실계수는 음이 되어 진동이 증폭되며, η_{ss} 는 차륜속도에 반비례하기 때문에 속도가 어느 정도이상 증가하면 η_{ss} 가 η_{in} 보다 작아지기 때문에 스킬음이 발생 않는다.

또한 stick-slip에 의한 음의 손실계수가 발생하지 않도록 내부손실계수를 크게 하면 스킬음 저감에 효과가 크다.

곡선구간에서 발생하는 하울음은 대략 210 ~ 750 Hz사이의 주파수 범위를 갖고 있으며 발생현상에 대한 이론적 근거는 아직 규명되어 있지 않고 스킬음의 발생원인과 유사하게 음의 손실계수와 차량의 좌우방향 슬립에 의한 차륜의 좌우방향 모드와 관련이 있는 것으로 추정되고 있다. 또한 레일의 파상마모가 있는 구간에서 하울음이 발생하기 때문에 파상마모와 관련이 있는 것으로 알려져 있다.

3. 저감대책과 효과

전절에서 분류한 차륜과 레일의 접촉에 의해서 발생한 소음은 각각 발생현상이 다르기 때문에 그에 따른 소음대책도 다르며, 동일한 저감대책에 대해서도 발생소음의 저감효과는 각각 다르다.

따라서 본 절에서는 각각의 소음에 대해서 차량, 궤도 및 연변에 대한 소음저감 대책방법과 효과에 대해서 기술하기로 한다.

3.1 차량에 대한 저감대책

차륜과 레일에 관한 소음을 저감하기 위한 차량의 대책방법으로 차량하부의 흡음, 흡음 처리된 스키트, 차륜의 연삭 및 방음 처리된 차륜 등을 생각할 수 있다.

차륜과 레일의 거칠기가 양호한 상태에서 발생하는 전동음은 차량하부를 흡음 처리하면 약 2~3 dB(A) 정도의 차량실내소음의 저감효과가 있으며, 흡음 처리된 스키트와 탄성차륜(resilient wheel) 등을 적용하면 약 1~3 dB(A) 정도의 차량외부소음의 저감효

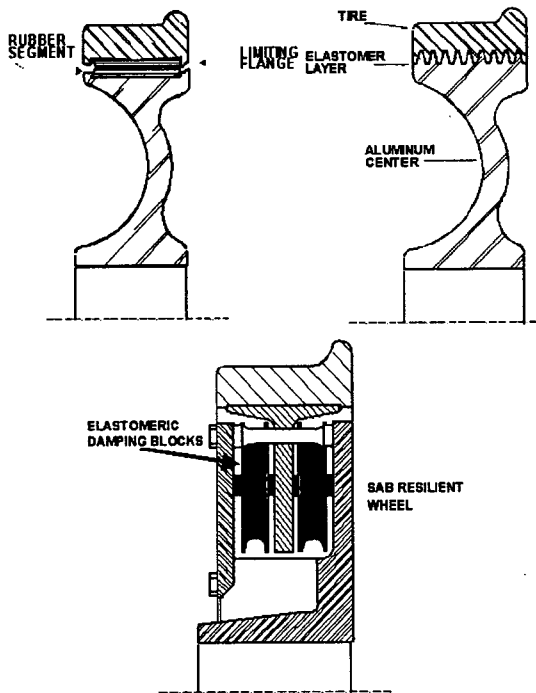


그림 10 탄성차륜의 종류

과가 있다. 또한 차륜의 마모가 심한 경우 발생하는 전동음과 차륜의 평면화에 의한 충격음에 대해서는 차륜연삭이 7~10 dB 정도의 저감효과가 있다. 또한 stick-slip이 일어나지 않도록 하면 차륜의 평면화를 약 50% 정도 감소시킬 수 있다.

곡선구간에서 발생하는 스킨음과 하울음은 그림 10, 그림 11과 같은 탄성차륜과 댐핑 처리된 차륜을 적용하면 약 5~20 dB 정도의 저감효과를 얻을 수 있어 가장 효과적인 방법으로 알려져 있다. 그리고 차량에 도유기를 설치하거나 혹은 차량의 현가장치를 조절하면 저감효과가 큰 것으로 알려져 있다.

조인트 혹은 분기기에서 발생하는 충격음은 탄성차륜을 적용하면 약 3 dB(A) 정도 저감되며, 현가장치에 대한 대책방법으로 약 0~6 dB(A) 정도의 저감효과를 얻을 수 있는 것으로 알려져 있다.

3.2 궤도에 대한 저감대책

전동음의 경우, 궤도사이의 방음벽을 설치하면 약 3~5 dB 정도의 저감효과가 있으며, 그림 12와 같이 레일에 댐퍼를 설치할 경우

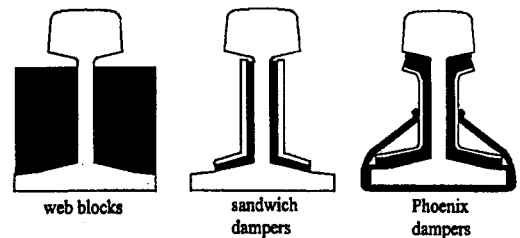


그림 12 레일 댐퍼의 종류

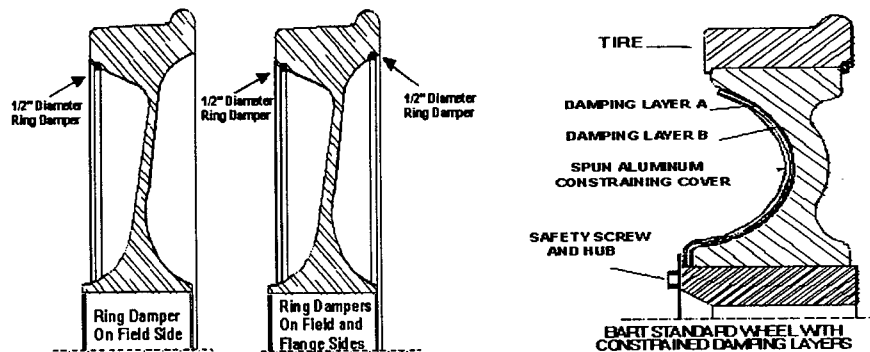


그림 11 댐핑 처리된 차륜의 종류

약 2~3 dB정도의 저감효과가 있으며, 특히 철교에서 발생하는 소음을 저감하는데 유효하다. 그러나 레일의 마모(파상마모 포함)가 심하거나 결함에 의해 발생하는 전동음, 충격음에 가장 효과적인 대책방안은 레일삭정이며, 차륜과 함께 삭정을 하면 약 7~10 dB 정도의 저감효과가 있는 것으로 알려져 있으며, 레일의 결함부분만을 보수하여 삭정할 경우에는 약 5 dB정도의 저감효과가 있다. 그림 13은 레일을 삭정용 차량이다.

분기기에서 발생하는 충격음은 주로 프러그(frog)에서 발생되기 때문에 이동식 프러



그림 13 레일 삭정차

그를 설치할 경우 약 7 dB정도의 저감효과가 있으며, 스프링 프러그(spring frog) 혹은 용접 처리된 V-프러그를 사용하면 약 5 dB의 저감효과가 있는 것으로 알려져 있다.

3.3 철도연변에 대한 저감대책

차량에서 방사되는 소음을 저감 시키기 위한 대책방법 가운데 일반적으로 방음벽이 가장 광범위하게 사용되고 있다. 그림 14는 형상에 따른 방음벽에 종류를 나타내고 있다.

방음벽은 저감효과는 방음벽의 형상과 재질에 따라 커다란 차이가 있으나, 대체적으로 약 5~10 dB정도의 효과가 있으며, 흡음 처리된 방음벽과 제방은 7~12 dB정도의 저감효과가 있다. 또한 터널식 방음벽은 10 dB이상의 효과가 있는 것으로 알려져 있다. 그리고 지하철의 경우 벽면과 천장을 흡음 처리하면 스킨음과 충격음에도 저감효과가 있는 것으로 알려져 있다.

4. 맺음 말

현재 200 km/h이하의 철도차량에서 발생하는 소음 가운데 가장 커다란 소음원은 차륜과 레일의 접촉에 의해서 발생하는 소음으로 알려져 있다. 그러나 위에서 설명한 것처럼 차륜과 레일에 의한 소음은 발생현상이 매우 다양하고 복잡하여 해석적으로 파악하기 어렵기 때문에 효과적인 저감방안을 세우기 위해서는 시험 등을 통해서 소음의 발생현상을 파악하는 것이 가장 중요하며, 그에 따른 적절한 소음대책을 주위여건에 따라 차량, 궤도 및 연변에 대해서 고려해야 한다.

따라서 향후, 차륜과 레일에 의해서 발생하는 소음의 발생현상을 규명하는 연구와 소음 저감 대책방안이 절실히 요구된다.

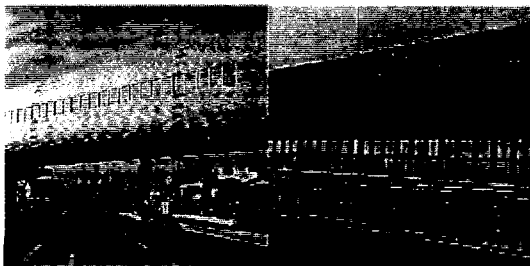
참 고 문 헌

- (1) M. L. Munjal and M. Heckl, 1982, "Some Mechanisms of Excitation of a Railway Wheel", Journal of Sound of Vibration, Vol. 81, No. 4, pp. 477~489.
- (2) M. L. Munjal and M. Heckl, 1982,



직립형

격입형



터널형

혼합형

그림 14 방음벽의 종류

- "Vibration of A Periodic Rail-Sleeper System Excited by an Oscillation Stationary Transverse Force", Journal of Sound of Vibration, Vol. 81, No. 4, pp. 491~500.
- (3) Paul.J. Remington, 1988, "Wheel/Rail Rolling Noise What Do We Know? What Don't We Know? Where Do We Go from Here?", Journal of Sound of Vibration, Vol. 120, No. 2, pp. 203~226.
- (4) Rudd, M.J., 1976 "Wheel/Rail Noise-Part II: Wheel Squeal", Journal of Sound of Vibration, Vol. 46, No. 3, pp. 381~394.
- (5) Ver, I. L., C.S.Ventres, and M.M. Myles., 1976, "Wheel/Rail Noise-Part III: Impact Noise Generation by Wheel and Rail Discontinuities", Journal of Sound of Vibration, Vol. 46, No. 3, pp. 395~417.
- (6) Paul.J.Remington, 1987, "Wheel/Rail Rolling Noise I : Theoretical Analysis", Journal of Acoustical Society of America, Vol. 181, No. 6, pp. 1805~1823.
- (7) Paul.J.Remington, 1987, "Wheel/Rail Rolling Noise II : Validation of the Theory", Journal of Acoustical Society of America, Vol. 181, No. 6, pp. 1824~1832.
- (8) D.J.Thompson, 1996, "Experimental Validation of the TWINS Prediction Program for Rolling Noise, Part I : Description of the Model and Method", Journal of Sound of Vibration, Vol. 193, No. 1, pp. 123~135.
- (9) D.J.Thompson, P.Fodiman, H.Mahe, 1996, "Experimental Validation of the TWINS Prediction Program for Rolling Noise, Part II : Results", Journal of Sound of Vibration, Vol. 193, No. 1, pp. 123~135.
- (10) Pieter Dings, Peter van Tol, "Measures to Reduce the Noise of Existing Steel Railway Bridges", WCCR97, pp. 265~269.