

철도소음; 특성과 방지대책

은 회 준

Railroad Noise; Its Characteristics and Prevention Measures

Hee-Joon Eun



- 은회준 (한국표준과학연구원)
- 1942년생
- 물리학을 전공하였으며, 현재 한국표준과학연구원에 재직중이다.

1. 머리말

새로운 문명 이기의 출현이 여러 형태의 환경문제를 수반하는 경우를 흔히 볼 수 있다. 이러한 함수관계가 가장 밀접하게 나타나는 분야가 교통수단의 발달이 아닌가 생각한다. 먼 옛날 로마시대에 돌로 포장된 로마길을 달리는 '고속마차'의 소음을 규제하기 위하여 저녁시간대의 통행과 속도를 제한했다는 기록이 있다. 가깝게는 내연기관 자동차의 등장으로 대기환경오염 문제와 함께 소음문제를 겪고 있다. 철도 역시 예외가 아니어서 그로 인한 소음과 진동문제는 이미 경험하고 있는 바와 같다. 특히 현재 건설중인 경부 고속전철은 '고속'이라는 특성 때문에 재래식 열차와는 다른 특성의 소음 발생이 예상된다.

도로망을 따라서 광범위하게 영향을 주는 자동차소음과 달리 철도소음의 피해지역은 비교적 제한되기 때문에 환경소음 측면에서

그 동안 상대적으로 소홀히 취급되어 왔다. 이에 따라 철도소음과 관련된 국내 학계의 연구결과도 극히 제한적이고 단편적이다. 그러나 일찍부터 철도가 밀접한 대중교통 수단으로 자리잡은 구미 각국과 일본에서는 철도소음 문제의 심각성을 인지하여 그의 대책을 위한 조사연구와 기술개발 연구가 오래전부터 있어 왔다. 우리나라도 때늦은 감은 있으나 기존 철도의 소음문제뿐만 아니라 앞으로 신설될 철도의 소음문제에 대비하기 위해서도 이 분야에 대한 관심과 노력이 요구된다고 생각한다. 이 글에서는 이제까지 보고된 국내외 문헌에서 철도소음의 특성과 그 대책에 관한 내용들을 발췌하여 정리하였다. 이 글이 철도소음 문제에 관심있는 사람들에게 부분적이거나 가치있는 지식과 정보가 되기를 기대한다.

2. 철도소음의 발생원과 특성

철도소음은 여러가지 발생원이 복합적으로

작용하여 나타나는 현상이다. 우선 차륜과 레일의 접촉에서 발생하는 바퀴/레일 소음이 있다. 또한 열차에 전력을 공급하는 판토틀라프 시스템(집전계)에서 발생하는 소음과, 달리는 열차의 표면에서 공기동역학적 메커니즘에 의해서 발생하는 공력소음이 있다. 이외에도 전동기 등 추진장치와 냉방장치 등 보조장치에 의한 각종 소음발생원을 들 수 있다. 이들 여러 소음발생원은 열차의 속도에 따라서 그 중요도가 변하는 것이 일반적인 현상이다. 예컨대 차체 표면에서의 공력소음은 열차 속도가 낮을 때는 별로 문제가 안되지만, 속도가 증가할수록 발생소음의 크기가 커져서 열차속도가 250~300 km/h 정도에 이르게 되면 모든 소음을 압도하는 지배적 소음이 된다고 알려져 있다. 반대로 전동기 등 추진장치와 각종 보조장치의 소음은 고속에서는 다른 소음에 비하여 상대적으로 중요도가 떨어지지만 저속에서는 바퀴/레일 소음에 버금가는 중요도를 갖는 것으로 간주되고 있다. 여기서는 열차속도가 200 km/h 이상인 고속철도에서 주요 소음 발생원으로 취급되고 있는 바퀴/레일 소음과 차체 공력소음에 대해서 그 발생 메커니즘과 발생소음의 특성을 각각 살펴보고자 한다. 소음 발생원에 대한 이같은 이해는 그에 대한 대책 강구에 기본됨이 물론이다.

2.1 바퀴/레일 소음

바퀴/레일 소음은 열차의 속도가 증가할수록 커져서 대개 80 km/h 이상의 속도 구간에서는 추진계소음 등 다른 기계적 소음을 압도하는 지배적 소음이 된다. 많은 열차에 대한 실제 소음 측정결과에 의하면 바퀴/레일 소음은 대체로 다음과 같은 속도의 함수로 나타낼 수 있다.

$$\text{바퀴/레일소음} \propto 30 \log v \quad (1)$$

여기서, v 는 열차의 속도이다. 이 식에 의하면 열차속도가 두 배 증가하면 소음도는 9

dB 증가한다. 이 식은 실험식이기 때문에 모든 경우에 적용될 수는 없겠으나 바퀴/레일 소음의 속도에 따른 변화특성을 쉽게 인식할 수 있게 한다. 참고로 일본 신간선의 소음은 $20 \log v$ 에 가깝게 변하는 것으로 보고되고 있다. 이 경우 열차속도가 두 배 증가하면 소음도는 6 dB 증가한다.

바퀴/레일 소음 발생의 지배적인 메커니즘은 바퀴와 레일 사이의 상호작용이다. 따라서 바퀴/레일 소음은 이들 작용면의 상태에 따라 크게 변할 수 있다. 연결부위가 평탄하게 용접된 직선궤도 구간을 달리는 열차는 광대역 주파수 소음을 지속적으로 발생시키며, 이 소음을 흔히 rolling noise(전동소음)이라 부른다. 궤도 중심선으로부터 30 m의 거리를 기준점으로 할 때 전동소음은 대체로 다음의 식으로 나타내질 수 있다.

$$L_A = 74 + 30 \log(v/v_0) \quad (2)$$

여기서, $v_0 = 60$ km/h는 기준속도이고, 이 식은 앞의 식 (1)과 동일한 속도의 의존함수이다. 실제로 측정되는 대부분의 열차 전동소음은 위의 식으로 주어지는 값의 ± 6 dB 정도 범위 내의 값을 갖는다. 동일한 속도로 달리는 열차의 전동소음이 이처럼 큰 폭으로 다를 수 있는 것은 실제 환경에서 바퀴면이나 레일면의 상태가 크게 다르기 때문이다. 바퀴와 레일은 바퀴 연마기와 레일 연마 열차에 의해서 보수 정비되어 표면의 평탄성을 유지할 수 있다. 이러한 정비가 제대로 안될 때의 비정상 상태는 여러가지 형태가 될 수 있으며, 그 결과로 나타나는 전동소음 역시 큰 폭으로 다를 수 있다.

마모에 의한 바퀴와 레일의 표면변화중 비교적 가벼운 상태는 표면거칠기의 발달이다. 이 경우 전동소음은 표 1에서 보듯이 5 dB 정도 증가한다. 이보다 심한 상태는 레일면에 굴곡(corrugation)현상이 나타나는 경우로서 전동소음이 평균 10 dB 정도까지 증가한다. 가장 심한 경우는 바퀴면에 나타나는 편

표 1 직선궤도간에서의 바퀴와 레일상태에 따른 소음변화

| 소음상태/기준상태 | 소음도차이 dB(4) |
|----------------------------|-------------|
| 1. 거친 용접 레일/잘 연마된 용접 레일 | 4(3~6) |
| 2. 거친 바퀴/잘 연마된 바퀴 | 5(3~6) |
| 3. 굴곡된 레일면/잘 연마된 레일면 | 10(5~15) |
| 4. 편마모 바퀴면/잘 연마된 레일면 | 12(7~15) |
| 5. joint 레일/용접 레일 | 7(4~10) |
| 6. 보통 바퀴/점탄성 댐핑장치 바퀴 | 1(0~2) |
| 7. 보통 바퀴/snap-ring 댐핑장치 바퀴 | 1(0~1) |
| 8. 보통 바퀴/유연 마운팅장치 바퀴 | 2(0~3) |

마모 현상으로서 전동소음이 평균 12 dB까지 커질 수 있다. (표 1의 4항목)

표 1에서 1부터 4항목까지는 순전히 보수 정비와 관련된 문제들로서, 동일한 시설을 사용하더라도 시설운영 관리에 따라 발생 소음도가 크게 다를 수 있음을 의미한다. 반면에 마지막 세 항목은 소음진동 방지를 목적으로 열차의 바퀴 시스템을 개선한 경우로서, 소음감소효과는 기대처럼 크지 않은 것으로 보인다. 그러나 바퀴의 이러한 구조는 지반 진동 발생 억제에 효과가 클 것으로 생각된다.

표 1의 5항목은 joint레일의 소음증가현상을 보여준다. Joint레일에 의해서 발생하는 소음은 충격음의 특성을 갖는다. 이와 비슷한 현상은 편마모 바퀴면의 경우에도 나타난다. 충격음은 광대역 백색 스펙트럼의 특성을 갖기 때문에 충격음 성분이 포함된 열차 소음의 주파수 특성은 광대역화하는 경향을 보인다. 열차소음의 주파수 특성에 대해서는 본 절 뒷부분에서 별도로 취급하기로 한다.

바퀴/레일 소음의 또 하나 요소는 커브 궤도에서의 바퀴와 레일 상호 작용에 의한 squeal소음이다. Squeal소음은 궤도의 곡률 반경, 열차속도, 바퀴의 댐핑특성 및 바퀴와 레일 접촉면의 마찰특성 등에 의해 결정된다. Squeal소음의 발생 메커니즘은 크게 다

음의 세 가지로 나눌 수 있다.

- (1) 재래식 2축 열차의 축은 서로 평행하게 고정되어 있기 때문에 커브를 돌 때 바퀴들이 열차 진행방향에 수직한 방향으로 미끄러진다.
- (2) 커브 궤도에서 바깥쪽 바퀴는 안쪽 바퀴보다 긴거리를 진행해야 함에도 불구하고 이들 두 바퀴는 한 축에 고정되어 있기 때문에 같은 거리를 굴러간다. 이 진행거리의 차이를 보전하기 위하여 바깥쪽 바퀴는 열차 진행방향으로 미끄러진다.
- (3) 급한 커브 궤도에서는 바퀴와 레일면의 어긋남이 크기 때문에 바퀴의 flange가 레일 옆면과 마찰을 일으킨다.

이 세 가지 메커니즘은 모두 기본적으로 강제 미끄럼이다. 두 금속면 사이에 강제 미끄럼이 있는 경우 stick-slip현상에 의한 충격 가진력에 의하여 구조물의 고유진동이 여기될 수 있다. 바퀴와 레일 사이의 stick-slip현상은 바퀴진동면의 고유진동 모드에서 큰 진동을 유발시키고, 이 때 고유진동수와 동일한 주파수의 큰 소음이 발생된다. Squeal소음을 특징짓는 높은 discrete한 성분은 대개 이같은 바퀴 고유진동수 부근에 해당하며 그림 1은 이 결론을 보여주는 한

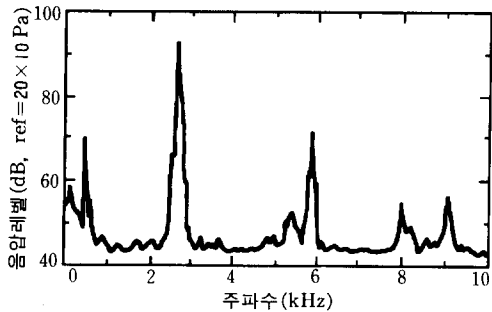


그림 1 Squeal 소음의 스펙트럼 특성

예이다. 따라서 squeal소음의 제어는 바퀴에 댐핑을 가하여서 진동을 억제하는 것을 기본으로 한다. 한 예로 바퀴에 snap-ring 댐핑 장치 를 가함으로써 squeal소음의 discrete 성분을 6~18 dB까지 감소시킬 수 있다.

2.2 차체 공력소음

앞에서 언급한 바와 같이 열차속도가 커지면서 바퀴/레일 소음이 증가하는 것이 사실이지만 차체 공력소음의 증가폭이 훨씬 커서 결국은 전체 열차소음에서 공력소음의 기여가 지배적이 된다. 공력소음은 다음의 식 (3)과 같이 대체로 열차속도의 6승의 대수함수로 주어진다고 알려져 있다.

$$\text{공력소음} \propto 60 \log v \quad (3)$$

이 식을 앞의 식 (1)과 비교하면 열차속도 (v)가 어떤 특정값 이상인 구간에서는 공력소음이 바퀴/레일 소음을 압도하게 됨을 예상할 수 있다. 이 특정속도는 열차마다 다르지만 현재 운행중인 열차의 경우 대체로 280~300 km/h인 것으로 알려져 있다.

공력소음은 열차표면 경계층(boundary layer)에서의 와류현상과 mixing 및 shear 영역 등의 존재에 의해서 발생한다. 이러한 소음발생 메커니즘은 열차표면의 돌출부에서 특히 강하게 작용하기 때문에 열차표면의 유선화가 공력소음 감소의 기본이라고 볼 수 있다. 이에 따라 열차 아래의 추진 시스템을

가능한 한 차체 내부로 흡수하고, 집전계의 판토틀그래프 크기를 최소화하는 등 공력소음을 감소시키고 있다. 바퀴/레일 소음과 달리 공력소음은 열차의 표면형태와 재질이 주어지면 상대적으로 상당히 정확하게 예측할 수 있다. 특히 바퀴/레일 소음을 무시할 수 있는 자기부상 열차에 이론식을 적용하는 경우에 비교적 쉽게 실측치와의 비교가 가능하다. 한 예로 그림 2에서 독일의 자기부상 열차인 MAGLEV에 대한 이론치와 실측치 결과를 비교하면 두 값이 상당히 비슷함을 볼 수 있다.

바퀴/레일 소음의 발생위치가 지면에 근접해 있어서 철로변 방음벽에 의해서 비교적 쉽게 감소시킬 수 있는 반면에, 차체 공력소음은 발생위치가 열차표면 전체에 분포되어 있기 때문에 근본적인 해결책이 없는 방음벽 등에 의한 감소효과가 극히 제한된다. 결국 공력소음은 철도의 고속화 노력에서 근본적 장애가 되고 있다.

2.3 철도 소음특성

이제까지 철도에서 발생하는 소음의 주요 발생원인과 메커니즘에 대해서 살펴보았다. 이들 소음의 발생원은 열차종류와 주어진 철도조건에 따라 상대적인 중요도가 다르겠지만 고속철도의 소음은 이들 모든 발생원이 복합적으로 작용한 결과이다. 그림 2는 열차의 복합소음 크기를 속도에 따라 나타낸

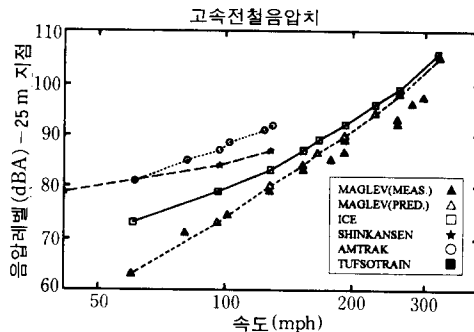


그림 2 열차소음과 속도의 관계

한 예이다.

이 그림은 다섯 가지의 다른 열차의 소음도를 속도변화에 대해서 보여준다. 이들 소음도는 궤도 중심으로부터 25m 거리에서 측정된 것이며, 앞서 설명한 바퀴/레일 소음과 추진계 소음 및 차체 공력소음까지 포함한 열차의 전체 소음도이다. 그러나 본 절 서두에서 언급했듯이 열차속도가 대체로 250 km/h(그림 2에서 약 160 mph)에 이르기까지는 바퀴/레일 소음이 지배적이기 때문에 그림 2는 본 절에서 앞서 논술한 바퀴/레일 소음의 크기 스케일을 보여주는 참고자료가 될 수 있다. 이 그림에서 MAGLEV는 독일의 자기부상열차인 German Trans Rapid 시스템을 의미하며 가장 낮은 소음도를 나타내고 있다. 자기부상열차는 바퀴/레일 소음을 무시할 수 있기 때문에 그림 2의 MAGLEV 곡선은 실질적으로 차체 공력소음을 나타낸다고 볼 수 있다. 실제로 이 그림의 MAGLEV 예측소음은 열차의 크기와 형태 등을 바탕으로 공기동역학적 소음이론에 의해서 구한 것으로서, 실측치와 상당히 잘 맞으며 $60\log v$ 관계식을 따르고 있다.

재래식 고속철도인 ICE곡선은 바퀴/레일 소음과 공력소음 등을 포함한 전체 소음도를 나타낸다. 바퀴/레일 소음이 지배하는 비교적 저속인 100 mph 이하 속도구간에서는 소음과 속도의 관계가 앞서 설명한 $30\log v$ 관계식을 따르는 반면에 180 mph 이상의 고속 구간에서는 MAGLEV의 공력소음과 마찬가지로 $60\log v$ 의 관계식을 따름을 볼 수 있다. 이 두 속도 구간 사이의 중간 속도 구간은 바퀴/레일 소음과 공력소음이 합쳐지는 천이 구간이라고 볼 수 있다.

일본의 신간선 열차소음은 데이터가 충분하지 않지만 그림 2의 결과로는 $30\log v$ 보다는 $20\log v$ 관계식을 따르는 것으로 보인다. 그러나 신간선 곡선의 마지막 부분의 구배변화는 $30\log v$ 관계식에 다소 수렴하는 경향을 보인다. 신간선 열차의 이같은 특성에 대해

서는 아직 이론적으로 알려진 바가 없다. 미국의 AMTRAK 열차는 재래식 열차이며, 운행속도가 상대적으로 저속이기 때문에 바퀴/레일 소음이 지배적일 것으로 생각된다. 다른 열차와 같이 대체로 $30\log v$ 관계식을 따르고 있으나 가속시 소음은 $20\log v$ 에 가깝게 변하는 것을 볼 수 있다. 이러한 부분적인 예외를 떠나서 그림 2는 식 (1)과 (3)으로 각각 주어진 바퀴/레일 소음과 공력소음의 속도변화 관계식을 잘 나타낸다고 볼 수 있다.

이제까지 철도 소음의 전반적 크기와 속도변화 특성에 대해서 살펴보았다. 다음에는 철도소음을 특징짓는 또 하나 요소인 주파수 특성에 대해서 논술하고자 한다. 고속이든 저속이든 철도소음의 주파수 특성에 대해서는 발표된 예가 많지 않으나 유럽의 재래식 전철에서 측정된 결과에 의하면 열차속도가 증가함에 따라 소음 스펙트럼이 고주파쪽으로 이동하는 경향을 보인다고 보고되어 있다. 그러나 미국의 경우 그림 3과 같이 여러 형태의 철도에 대해서 측정된 결과는 속도에 따른 스펙트럼의 뚜렷한 변화를 보이지 않아서 철도소음의 주파수 특성에 대한 확실한 결론을 내리기 힘들다. 이 데이터의 근거가 된 미국 열차의 속도가 대체로 100 km 이하로서, 이같은 저속 구간에서는 속도에 따른 스펙트럼 변화가 뚜렷하지 않다는 결론인 것으로 보아야 할 것이다.

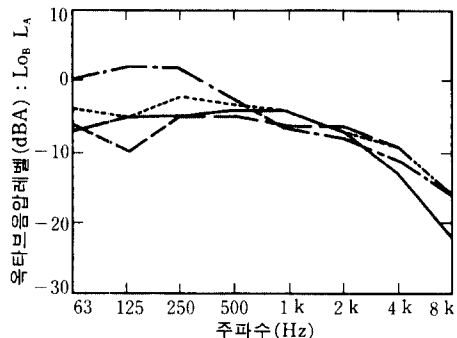


그림 3 철도소음 스펙트럼 특성(재래식)

그림 3이 비교적 저속구간에서 다른 속도로 운행하는 여러 종류의 열차소음의 스펙트럼을 종합적으로 나타내는데 반해서 그림 4는 네 개 다른 속도에서 측정된 신간선 열차소음의 스펙트럼을 보여준다.

그림 3은 A 보정한 결과이고 그림 4는 C 보정한 결과이기 때문에 특히 1kHz 이하 주파수 범위의 스펙트럼을 비교하기 위해서는 이 두 보정의 차이를 감안해야 한다. 이 차이를 고려한 후 그림 4의 110 km/h와 70 km/h에 해당하는 속도와 비슷한 구간이라고 볼 수 있는 그림 3과 비교하면 소음에너지가 주로 1kHz 이하 저주파 구간에 존재함을 볼 수 있다. 이 속도 구간의 열차소음은 바퀴/레일 소음이 지배적이고 추진계소음이 일부 포함된 것이기 때문에 철로변 방음벽 설치 효과는 상대적으로 클 것으로 예상된다. 또한 소음에너지가 대개 1kHz 이하에 존재하기 때문에 방음벽 설계기준 주파수로서 500 Hz를 사용하는 것이 적절할 것이다.

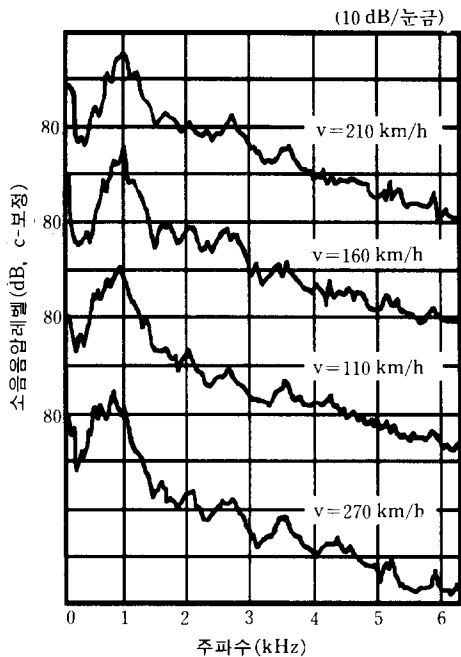


그림 4 신간선 열차소음 스펙트럼

그림 4를 자세히 분석하면 열차속도가 증가함에 따라 1kHz 이상의 고주파 성분이 상대적으로 커지면서 특히 1kHz를 중심으로 한 주파수대역에 소음에너지가 몰리는 현상을 볼 수 있다. 이 경향이 그림 4의 최고 속도인 210 km/h 이상으로 연장된다고 가정할 때, 그림 4에 제시된 일본 신간선 열차의 소음 스펙트럼 특성은 열차속도 증가에 따라 소음 스펙트럼이 고주파 쪽으로 이동한다는 앞서의 유럽열차 소음 특성과 정성적으로 일치한다고 볼 수 있다. 200 km/h를 전후한 중간 속도 구간은 아직 차체 공력소음이 무시되는 바퀴/레일 소음 지배 구간이라고 볼 수 있어서 철로변 방음벽 설계 기준 주파수로서 500 Hz를 사용하는 것과는 달리 중간 속도 구간에서는 1kHz를 사용하는 것이 타당한 것으로 생각된다.

열차의 속도가 250 km/h 이상 고속이 되면 차체 공력소음의 기여가 커지면서 300 km/h 이상에서는 공력소음이 지배적이 됨을 앞서 논술했다. 고속철도의 차체 공력소음 스펙트럼 특성에 대해서는 현재로서 본 저자에게 알려진 바가 없기 때문에 비슷한 구간에 대한 항공기 공력소음 자료를 참고하기로 한다. 그림 5는 저속으로 착륙중인 대형 여객항공기 소음의 주파수 특성을 추진계소음과 공력소음으로 구분하여 보여준다. 이 그림에서 보듯이 이착륙중인 저속 항공기의 소음에서 공력소음은 추진계소음에 비해서 상

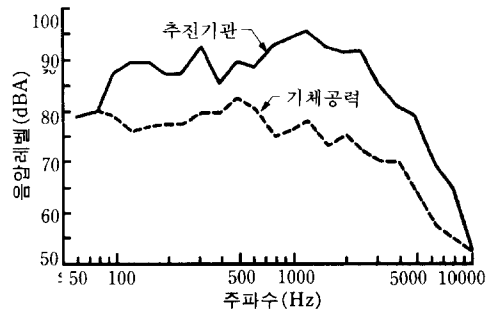


그림 5 항공기 착륙시의 소음 스펙트럼

대적으로 무시할 수 있다. 그럼에도 불구하고 이 그림은 대기중을 고속으로 진행하는 물체의 주위에서 발생하는 공력소음의 특성을 어느 정도까지 대표한다고 볼 수 있어서 이 글에서 대상으로 하는 고속철도 소음 특성을 유추하는 자료로서 이용하고자 한다.

그림 5에 의하면 공력소음은 본질적으로 광대역 주파수 특성을 갖고 있다. 이것은 공력소음이 주로 고속물체 표면에서 발생하는 난류에 의한 백색잡음을 그 발생원으로 하기 때문인 것으로 이해된다. 그러나 그림 5에 의하면 공력소음의 주성분은 1kHz 이하 주파수 범위에 분포되어 있다. 따라서 공력소음이 지배적이 되는 250 km/h 혹은 300 km/h 이상 속도 구간에 대한 방음벽 설계기준 주파수는 500 Hz로 하는 것이 타당하다. 그러나 앞의 저속구간에서 바퀴/레일 소음이 지배적인 것과 달리 고속구간에서 지배적인 공력소음은 소음원의 위치가 열차표면 전체에 분포되어 있기 때문에 방음벽의 효과에 한계가 있을 것으로 예상된다.

3. 철도소음 방지대책

소음 전파 과정을 그림 6과 같이 세 단계로 볼 때 방음대책은 이 중 어느 단계에서도 강구될 수 있다.

일반적으로 소음 대책의 효과는 이 그림에서 왼쪽 단계로 갈수록 커진다. 소음원 대책은 소음 발생 자체를 억제하는 것이므로 가장 확실한 방법이지만 거기에는 기술적 한계와 비용/효과의 제약이 따를 수 있다. 예컨대 기계 가동 효율의 손실을 감수하면서 소음을 줄이는 것보다 기계가동의 효율은 유지하면서 소음을 다른 방법으로 방지하는 것이 더욱 효과적일 수 있다. 더욱이 많은 경우에

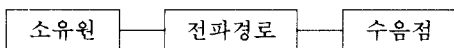


그림 6 소음전파 과정

소음원은 이미 '주어진' 것이기 때문에 그 자체에서 대책을 강구하는 것이 한계가 있으며, 따라서 환경적 측면에서 볼 때 현실적인 소음 대책 강구는 전파 경로와 수음점에서 시도되는 경우가 많다.

3.1 소음원 대책

소음원 대책에서는 철도 소음의 주 원인인 바퀴/레일 소음과 차체 공력소음을 주요 대상으로 한다. 이들 소음 발생원의 상대적 기여도를 보여주는 예로서 독일의 고속철도인 ICE에 대해서 측정분석한 결과가 그림 7에 나타나 있다.

이 그림에서 판토품소음은 차체 공력소음과 분리시켰으나 이 두 소음은 기본적으로 공기동역학적 소음이다. 열차의 중간 속도 이하 구간에서 지배적인 바퀴/레일 소음은 궤도의 상태에 따라 크게 변한다(2절 표 1 참조). 바퀴와 레일 시스템의 상태를 결정하는 요소중에는 건설 당시에 이미 확정되는 것도 있으나, 바퀴의 편마모현상과 레일면의 굴곡마모현상 등 이용중의 보수정비에 따라 변하는 것도 있다. 바퀴/레일 소음 방지대책 중 중요한 몇 가지를 열거하면 다음과 같다.

- 다공질 발라스트
- 방진 매트 등에 의한 레일과 침목의 이중 스프링 고정
- 용접된 긴 레일 사용
- 레일과 침목의 하중 증가

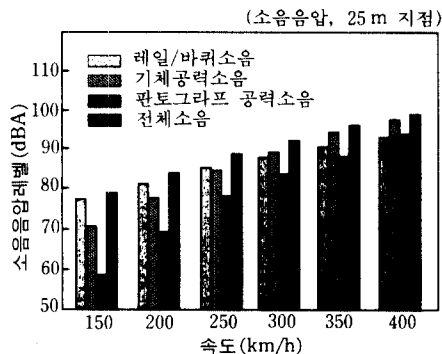


그림 7 고속철도 소음원별 기여도

이외에도 바퀴에 댄핑장치를 부착하는 기술이 있으나 그 효과는 표 1에서 보듯이 그다지 크지 않다. 열차속도가 250 km/h 이상이 되면 차체 공력소음의 기여가 현저히 증가하여 결국 지배소음이 된다. 공력소음은 차체면 전체에서 발생하기 때문에 방지가 힘들며, 특히 판토품의 공력소음은 소형화에 의한 소음발생 감소 이외에는 거의 대책이 없다고 보아야 한다.

3.2 전파 경로 대책

소음원을 떠나서 대기 중을 진행하는 동안 여러가지 요인에 의해서 소음의 크기와 주파수 특성이 변한다. 소음의 크기에 영향을 주는 큰 요인은 거리 감쇄이다. 점음원의 경우에 거리가 두 배 증가하면 소음은 6 dB 감소하고, 선음원의 경우에는 3 dB 감소한다. 자유전파되는 소음의 주파수 특성은 일차적으로 대기의 흡수에 의해서 변한다. 대기의 흡수효과는 온도와 습도 및 소음 주파수에 따라 다르며, 표 2는 온도가 20°C 이고 상대습도가 50%일 때 100 m 진행 거리당 주파수별 소음 감소량을 보여준다.

대기의 소음 흡수효과는 소음 발생시의 주파수 특성과 수음점에서의 주파수 특성에 차이를 주는 중요한 요인이 되어 소음대책 강구에서 기준 주파수 결정의 한 요소가 된다.

이상 기술한 소음의 거리감쇄에 의한 크기 변화와 대기 흡수에 의한 주파수 특성 변화는 자유전파 상태에서 발생하는 중요한 현상이다. 소음은 전파 도중에 주위의 물체들에 의해서 부분적으로 흡수되고 반사되거나 차단되기도 하며, 이들 현상에 의해서 소음의 크기뿐만 아니라 주파수 특성이 변할 수 있다. 옥외 공간을 진행하는 소음을 흡수하는

대표적 물체는 지면을 덮고 있는 식물군과 숲이다. 지면을 덮고 있는 풀이나 관목은 지면에서 반사되는 소음을 상당히 흡수한다. 이같이 낮은 식물군과는 달리 높은 나무의 숲은 반사음의 흡수와 함께 직접음의 차음 효과도 있다. 그러나 숲의 차음효과는 일반적인 생각과는 달리 크지 않아서 10 m당 1 dB 정도이며, 100 m 이상에서 최고 10 dB 정도까지 고려되고 있다. 이같은 낮은 차음 효과에도 불구하고 숲에 의한 소음원의 시각적 차단과 그로 인한 심리적 안정효과 때문에 숲은 효과적인 방음 대책으로 권장되고 있다.

흡수가 소음감소의 한 요인이라면 반사는 흔히 소음을 증폭시키는 요인이고, 차음은 반사의 반대 개념으로 작용한다. 소음 전파 경로에 돌출한 모든 물체는 정도의 차이는 있으나 반사체인 동시에 차음체가 된다. 여기서 물체라 함은 산과 언덕 등 자연방해물뿐만 아니라 건물과 방음벽 등 인공 물체를 포함한다. 한 물체를 기준으로 할 때 소음원을 향한 공간에서는 반사효과가 고려되고 그 반대의 공간에서는 차음효과가 고려된다. 그림 8은 방음벽을 예로 하여 반사와 차음의 관계를 개념적으로 설명한다.

산과 언덕 등 자연 방해물이 주변의 교통소음을 차단하여 주거지 소음 감소에 기여하는 예는 얼마든지 볼 수 있다. 그러나 이러한 긍정적 효과에는 그 반대 지역의 소음 증가라는 부정적 효과가 따르고 있음을 유의해

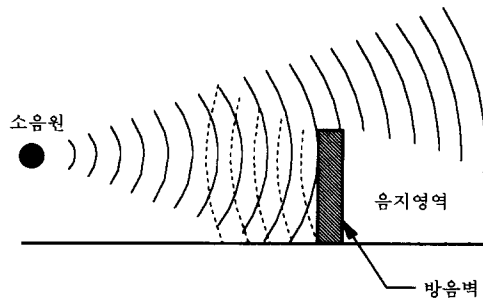


그림 8 방음벽에 의한 반사와 차음효과

표 2 주파수별 소음 감소량(dB/100 m)

| 주 파 수 | 125 Hz | 250 Hz | 500 Hz | 1 kHz | 2 kHz | 4 kHz |
|-------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|
| 감 소 량 | 0.04 | 0.12 | 0.28 | 0.50 | 1.0 | 2.8 |

야 한다. 같은 논리가 인공 방해물인 방음벽에도 적용된다. 그림 8에서 보듯이 방음벽 뒤 공간의 소음감소효과에는 소음원을 향한 방음벽 앞 공간에서의 소음증폭현상이 다르게 마련이다. 따라서 방음벽 앞 공간에 또 다른 주거지가 있다면 방음벽 앞면에 흡음처리를 하든가, 아니면 소음원을 양쪽에서 차단하는 병렬 방음벽을 설치해야 한다. 구체적인 대책은 실제 대상지역의 전반적인 상황에 의해서 결정되어야 한다.

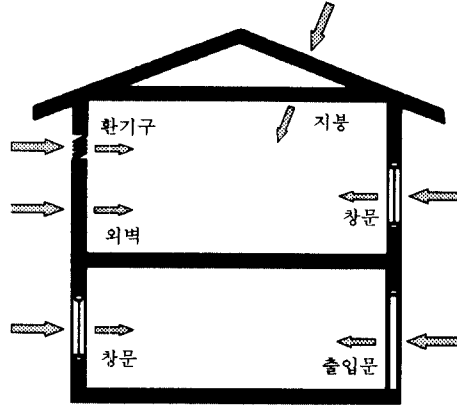


그림 9 외부소음의 주택침투 경로

3.3 수음점 대책

앞 절에서 논술한 전파경로대책(특히 방음

표 3 기존창의 구조와 방음상태(STC)

| 종 류 | 구 조 도 | 구 조 특 성 | STC |
|----------------------|-------|---|-----|
| 단창 (AW, 3 mm) | | 유리두께 : 3 mm 알루미늄 틀 고무 개스킷 : 없음 | 16 |
| 단창 (AW, 5 mm) | | 유리두께 : 5 mm 알루미늄 틀 고무 개스킷 : 없음 | 19 |
| 이중창 (AW,AW, 3mm) | | 유리두께 : 3 mm 내, 외부 : 알루미늄 | 25 |
| 이중창 (AW,WW, 3mm) | | 유리두께 : 3 mm 외부 : 알루미늄 내부 : 목재 | 24 |
| 이중창 (HW,WW, 3mm) | | 유리두께 : 3 mm 외부 : 플라스틱샷시 내부 : 목재 | 29 |
| 이중창 (SL,AW, 3 mm) | | 유리두께 : 3 mm 외부 : 밀폐 내부 : Al 미닫이 창 공기층 : 275 mm | 31 |

벽 대책)에 의해서 소음 피해지역의 문제가 완전히 해결되지 않을 경우 마지막 단계로 실시하는 것이 수음점 대책이다. 수음점 대책에는 단계적으로 다음의 세 가지를 고려할 수 있다.

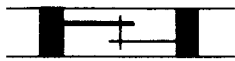
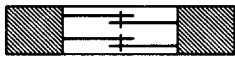
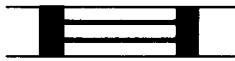
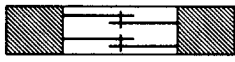
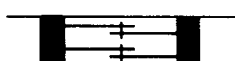
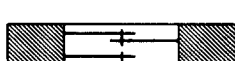
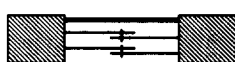
○ 개별 주택 방음대책

○ 토지용도 조절(zoning)

○ 가옥 수매 이주 대책

이들 대책은 외부 소음의 심한 정도에 따라 단계적으로 취할 수 있으나 토지용도 조절은 기존 지역에 대해서 소급 적용하기 힘든 문제가 있다. 여기서는 현실적으로 적용

표 4 개선된 창의 구조와 방음상태(STC)

| 종 류 | 구 조 도 | 구 조 특 성 | STC |
|----------------------|---|---|-----|
| 특수 방음창 (밀폐형) |  | 유리두께 : 8+16A+4mm 고정 + 미닫이 거실, 안방용 | 40 |
| 이중창 (HW,HW,P+P) |  | 유리두께 : 3+16A+3mm 내,외부: 플라스틱 샤시 일반용 | 38 |
| 고정창 (P+P) |  | 유리두께: (3+16A+3)x2 완전 고정 거실, 안방용 | 41 |
| 이중창 (HW,HW,S+P) |  | 유리두께 : (외부 3mm, 내부 3+6A+3mm) 내,외부: 플라스틱 샤시 주방, 화장실용 | 31 |
| 이중창 (AW,AW,S+P,G) |  | 유리두께 : (외부 3mm, 내부 3+6A+3mm) 내,외부: 알루미늄 샤시 가스켓 사용, 일반용 | 25 |
| 이중창 (HW,HW,S+P) |  | 유리두께 : (외부 3mm, 내부 3+6A+3mm) 내,외부: 플라스틱 샤시 일반용 | 29 |
| 이중창 (AW,AW,P+P) |  | 유리두께: (3+6A+3)x2 내,외부: 알루미늄 샤시 고정용+미닫이, 일반용 | 29 |

이 가능한 개별 주택 방음 대책을 생각해보기로 한다. 주택 방음 대책은 외부 소음이 기준을 초과할 때 실내 소음을 기준치 이하로 하여 불편없는 주거생활을 보장하기 위해서 실시된다. 외부소음이 주택 내부로 침투하는 경로는 그림 9에서 보듯이 다양하다.





현재 국내의 신축 주택들은 대개 벽돌/슬라브 구조로 되어 있으며, 이러한 주택의 지붕과 벽 재료의 차음 특성은 대체로 만족스럽다고 조사되어 있다. 이들 주택에 대한 외부소음의 침투는 주로 창과 문의 틈새나 벽과 지붕의 이음새 등을 통해서 이루어지며, 따라서 이 경우의 방음시공은 이러한 틈새나 이음새를 없애는 것이 주 목적이 된다. 일반 주택에서 외부소음 침투에 가장 취약한 부위는 창문이다. 이는 창문 자체의 구조적인 차음 능력의 한계 때문이기도 하지만 흔히 시공 미숙에 의한 창문과 벽 사이의 틈새가 더 큰 원인이 되고 있다. 이러한 틈새가 전체

창면적의 0.1%만 되어도 그 창의 방음효과는 현저하게 떨어진다. 표 3은 현재 국내 주택에 흔히 사용되는 창구조의 차음능력을 보여준다. 이 표의 차음값(STC값)은 창문 자체에 대한 것으로서, 틈새가 있는 실제 설치 상태에서는 이보다 훨씬 낮을 것으로 생각된다.

전체 건물 표면적에 대한 창면적의 비는 주택마다 다르기 때문에 방음 목표량 달성을 위한 구체적인 창구조의 개선 방안은 개별 주택 방음 설계를 위한 컴퓨터 분석 방법에 의해서 결정될 수 있다. 표 4는 이 과정에서 활용될 수 있는 창구조 개선 방안의 몇 가지 사례를 보여준다.

이 표의 창구조 중에는 차음능력이 표 3의 기존 창보다 못한 것도 있다. 그러나 표 3의 구조는 구조적으로 틈새를 피할 수 없는 것들이므로 실제 차음능력은 이 표보다 훨씬 낮은 반면에, 표 4의 개선된 창문 구조는 이








표 5 기존문의 구조와 방음상태(STC)

| 종 류 | 구 조 도 | 구 조 특 성 | STC |
|--------------|---|---|-----|
| 현관문 (AD) |  | 유리두께 : 3 mm 알루미늄 프레임 현관문(주택용) | 19 |
| 출입문 (WD) |  | 문 두께 : 43 mm 앞뒤로 합판을 부착 일반 출입문 | 17 |
| 현관문 (SD) |  | 문 두께 : 34.9 mm 금속 문(철문) 현관문(아파트, 연립용) | 25 |
| 현관문 (고급형) |  | 유리두께 : 3 mm 알루미늄 프레임 현관문(주택용) | 21 |

러한 문제를 보완한 실제의 차음값을 보여준다. 특히 밀폐형 특수 방음창은 차음값이 40 dB이나 되어 웬만한 수준의 벽돌벽과 같은 차음 능력을 갖고 있다. 일반적으로 단일 창보다는 이중창이, 이중창보다는 삼중창이 더

큰 방음효과를 준다. 이때 실제 방음효과를 결정하는 중요한 인자는 창 사이의 거리이다. 복층창의 효과를 얻기 위해서는 창 사이의 거리를 5 cm 정도 두어야 한다는 것이 일반화된 법칙이다. 이는 벽의 두께가 이러

표 6 개선된 문의 구조와 방음상태(STC)

| 종 류 | 구 조 도 | 구 조 특 성 | STC |
|------------------|---|--|-----|
| 현관문 (일반형) |  | 문 두께 : 50 mm 철문 현관문(아파트, 연립용) | 27 |
| 현관문 (고급형) |  | 문 두께 : 50 mm 철문 현관문(아파트, 연립용) | 29 |
| 현관문 (AD, 밀폐형) |  | 독일식 밀폐형 (여닫이) | 40 |
| 출입문 (WD,G/W) |  | 문 두께 : 50 mm 유리섬유 내장 앞뒤에 합판(3.8 mm) 을 부착함 | 21 |
| 현관문 (WD,TP) |  | 문 두께 : 50 mm 합판(6 mm)으로 보강 | 28 |
| 현관문 (WD, TI) |  | 문 두께 : 50 mm 목재 판 사용 | 37 |
| 현관문 (AD,G) |  | 유리두께 : 3 mm 알루미늄 프레임 밀봉용 가스켓 사용 현관문(주택용) | 24 |

한 거리를 수용할 수 있다는 전제하에 가능하다. 따라서 창 의 선택, 특히 기존 창에 또 하나의 창을 추가하고자 할 때는 건물벽 구조에 대한 고려가 병행되어야 한다.

주택 소음 침투경로로서 창 다음으로 중요한 것이 현관문이다. 표 5는 국내 주택에서 흔히 사용되는 문의 구조와 차음능력을 보여준다.

이 표에서 보듯이 기존 주택에 사용중인 현관문은 거의 예외없이 알루미늄이나 철제이다. 이러한 구조의 문은 차음능력에 한계가 있어서 선진국에서는 대개 목재문을 쓰고 있다. 문의 방음 보완은 창에 비해서 용이하고 그 효과 역시 비교적 정확하게 예측할 수 있다. 표 6은 현관문의 방음 개선안을 요약해서 보여준다.

이 표의 자료는 현재 상품화되어 사용중인 것을 기준으로 하였기 때문에 반드시 그 종류의 문에서 기대할 수 있는 최고 STC를 의미하지는 않는다. 예컨대 알루미늄으로 된 문이라 할지라도 내부 구조의 조정에 따라서 이 표의 값보다 훨씬 높은 STC값을 낼 수 있다. 그러나 높은 수준의 실내 방음 목표량을 달성하기 위해서는 목재문의 사용을 원칙으로 해야 할 것이며, 가능하다면 가장 방음 효과가 높은 밀폐형 특수 방음문을 사용하는 것이 바람직하다.

다른 재료와 마찬가지로 문의 방음효과는 일차적으로 자체의 무게에 의해서 결정된다. 특히 표 6의 밀폐형 방음문이나 목재문은 상당한 무게를 갖고 있기 때문에 문의 지지 연결 부분의 보강에 특별한 주의가 필요하다. 이는 건물의 구조와도 관련되어 있으므로 문의 선택에서는 건물 구조에 대한 고려가 병행되어야 한다. 건물 구조상 무거운 문의 설치가 힘든 경우에는 미닫이 문을 추가하는 방법도 생각해 볼 수 있다. 문을 추가하는 문제는 기존문이 이미 상당한 방음효과를 갖고 있는 경우에 비용 절감 측면에서도 고려할 수 있다. 그러나 이중문의 사용에 따르는

불편 때문에 추가문의 사용에는 주민과의 사전 협의가 요구된다.

4. 맺음말

인류는 오랜 역사의 과정을 거치면서 사회와 경제의 발전에 따라 새로운 수요를 끊임 없이 창출하여 왔다. 그 중에서 현대 사회에서 특히 두드러진 현상은 정보와 교통에 대한 폭발적인 수요의 증가이다. 전자가 소프트웨어(software)적 수요라면 후자는 하드웨어(hardware)적 수요라고 특징지을 수 있다. 이들 수요는 양적인 측면뿐만 아니라 질적이 측면에서도 급속히 커지고 있다.

교통수요의 양적 팽창은 우리나라도 경험하고 있는 바와 같이 자동차와 항공운송량의 급속한 증가로 나타나면서 사회생활의 양태까지 변화시키고 있다. 많은 선진국의 경우 자동차와 항공운송의 확대는 대량운송 수단인 철도와의 역할분담과 균형을 바탕으로 하고 있기 때문에 우리와 같은 극단적인 교통 혼잡 문제는 발생하고 있지 않다. 결국 우리나라의 편향된 교통문제 해결의 관건은 철도와 같은 대량운송 수단을 조속히 개발하여 효율적으로 운용하는 것이며, 이 경우 철도 소음 문제는 반드시 극복되어야 할 내재적 요소인 것으로 인식되고 있다.

철도소음은 흔히 생각하는 것처럼 피할 수 없는 것은 아니다. 현재까지 외국에서 개발된 기술의 적용만으로도 철도소음 문제를 상당히 개선할 수 있다. 그러나 국가마다 사회여건이 다르기 때문에 적용될 수 있는 기술의 종류와 방법의 선택에 신중한 고려가 요구된다. 특히 재래식 철도의 전철화와 신설 철도의 고속화에 따른 새로운 형태의 철도소음 문제 발생에 대비한 연구노력이 요구되고, 우리의 독특한 지형지세를 활용한 철도소음 방지대책도 좋은 연구 대상이 될 수 있다. 또한 철도소음 문제를 축소하거나 숨기기보다는 정보를 적극 공개하여 주민의 협조

를 구하는 계몽과 홍보시책도 강구되어야 할 것이다.

참고문헌

- (1) Carl, E. H., 1990, "High Speed Rail System Noise Assessment," Annual Meeting of Transportation Research Board.
- (2) Cyril, M. H., 1979, "Handbook of Noise Control."
- (3) 국립환경연구원, 1993, "사업장 소음의 방지대책에 관한 연구(2)," 국립환경연구원 NEIR No. 93-09-378.
- (4) 일본철도기술연구소, 1986, 철도기술연구소속보.
- (5) Jun, Onizawa, 1986, "신간선망의 발전과 주변환경 대책의 경위," 공해연구, Vol. 22, No. 3.
- (6) Volberg, G., 1983, "Propagation of Ground Vibration near Railway Tracks," *J. Sound and Vib.*, Vol. 87, No. 2, pp. 371~376.
- (7) Wilson, G. P., Saurenman, H. J. and Nelson, J. T., 1983, "Control of Groundborne Noise and Vibration," *J. Sound and Vib.*, Vol. 87, No. 2, pp. 339~350.
- (8) Moehler, U., 1988, "Community Response to Railway Noise: A Review of Social Surveys," *J. Sound and Vib.*, Vol. 120, No. 2, pp. 321~332. 