철도차량의 소음도 예측 : 경계요소법과 광음향기법의 상호보완
Interior Noise Level for Railway : Boundary Element Method and Ray Acoustic Method

전현태* 김정태**
Jeon, Hyun-Tae Kim, Jeung-Tae

ABSTRACT

Typical analytical tools in noise level estimation are using BEM and Ray Acoustics for acoustic field. In this paper, application of both approaches have been examined for the prediction on the exterior surface of railway vehicles. Advantages and disadvantages of the tool have been also evaluated.

The result shows that sound understanding of the analytical tools for noise evaluation is necessary.

1. 서 론

근래 들어 고속철도의 부설과 기존철도, 지하철도의 추가부설로 인해 철도가 전체 운송수단에서 차지하는 비중이 점차 증대되고 있고, 많은 이들이 철도관련기술의 개발과 향상에 관심을 기울이고 있다. 또한, 철도관련기술의 발전과 철도노선의 양적 증가에 따라 철도차량에 관련된 승객의 편의성에 대한 요구사항도 점차 많아지고 있다. 특히, 승객의 편의성 측면에서 가장 중요한 부분 중 하나가 차실 내부의 소음에 대한 승객의 만족도 이다. 이를 충족시키기 위해서는 차량의 설계 단계에서 차량 운행 중 차량의 내부 소음도를 정확히 예측하는 것이 매우 중요하며, 정확한 예측을 위해서는 예측조건에 가장 알맞은 해석기법과 도구를 사용하여야 한다.

소음도를 예측하는 여러 가지 해석기법 중, 철도차량의 소음도를 예측하는 데에 주로 쓰이는 대표적인 방법은 경계요소법(Boundary Element Method : BEM), 광음향기법(Ray Acoustic Method), 그리고 통계적 에너지 해석기법(Statistical Energy Analysis : SEA)등 이다. 본 연구에서는 소음도 예측을 위해 경계요소법과 광음향기법 등 두 가지 해석기법을 사용하였으며, 정확한 예측을 위해 이들을 예측조건별로 상호 보완적으로 적용할 경우, 조건에 따른 적합한 해석기법을 선택하는 방법을 도출하고자 하였다.

* 홍익대학교 석사과정, 학생회원
** 홍익대학교 교수, 정회원

2. 철도차량의 차량 외부표면 소음도 예측방법

철도차량의 내부 소음도를 예측하는 방법은 다음과 같은 단계를 거친다. 우선, 유사모델 주행시의 실측을 통한 소음원을 규명하고, 해석을 위해 규명된 소음원을 모델링한다. 소음원에 대한 모델링이 끝나면, 해석조건에 맞는 해석기법을 사용하여 차량표면의 외부 소음도를 예측하게 되는데, 이 때 적절한 해석기법을 적용해야만 이후의 과정에서 최상의 신뢰도를 가진 결과값을 얻을 수 있다. 본 연구에서는 차량 표면의 소음도를 예측시 적용되는 해석기법간의 최적의 상호보완을 이룰 수 있는 방안을 찾고자 하였다. 차량 외부 소음도에 대한 예측이 이루어지면, 차량 부위별 차음특성을 고려하여 수치해석적 방법으로 차량 내부의 소음도를 예측할 수 있다.

2. 1 소음원 모델링

철도차량의 소음원은 차륜과 레일이 접촉하면서 발생하는 진동에너지가 차량바닥을 가진시켜 나타나는 구조기인소음(Structure-borne noise), 차륜과 레일이 접촉시 발생되는 음원이 차체 외부표면에 분포되면서, 차체 면을 통과하여 나타나는 공기기인소음(Air-borne noise), 그리고 고속주행 시 차체 표면 난류층으로 인해 발생되는 공력소음(Aerodynamic noise)등 세가지로 나누어 볼 수 있다. 구조기인소음은 저주파서의 영향이 크고, 공력소음은 여건상 저소음화를 이룰 수 있는 여건이 미약하므로 본 연구에서는 차륜/레일 접촉으로 인한 접촉공기기인 소음의 영향만을 고려하여 해석할 경우에 대해 고려하였다.

음원의 크기는 TGV-A(20량)차량이 시속 300km로 주행시 철로변에서 측정된 음압을 20량 바퀴의 점음원으로 모델링하고, 직접음과 반사음을 고려하여 차륜/레일의 접촉점에 음원이 집중되었다고 가정할 경우의 음향파워를 산정하였다. 이 때, 음향파워를 구하는 방법은 참고문헌[2]에 상세하게 기술되어 있다. 산정된 음향파워를 이용하여 해석조건에 적합한 해석기법을 사용하는 상용해석도구로 차량주변의 외부 소음도 분포를 예측하게 된다. 그림 1에 산정된 음향파워값이 옥타브 밴드별로 도시되어 있으며, 그림 2와 그림 3은 차량 외부 단면과 외부 바닥면의 모델형상 및 제원과 음원의 위치를 보여준다.

2. 2 차량 단면의 외부 소음도 예측

차량의 외부단면의 소음도 분포를 예측하기 위해서는 차량의 측면과 천장의 소음도 분포 추이를 알아보기 위한 모델과 차량 외부 바닥면 소음도를 구하기 위한 모델 등 두 가지 부분에 대해 해석이 이루어져야 한다. 본 연구에서 사용된 차량 단면의 모델은 그림 2에 도시되어 있고 차량 외부 바닥면의 소음도를 예측하기 위한 모델은 그림 3에 도시되어 있다. 그림 3의 차량 외부 바닥면 모델을 해석기법을 사용하여 소음도를 해석하면, 차량 바닥면 바깥쪽에서 원하는 각 절점의 소음도를 알아낼 수 있다. 이 때, 바닥면의 소음도 중 차량 우측면과 연결된, 그림 4의 굵은 점선이 지나가는 부분의 소음도가 차량의 측면과 천장부분의 소음도를 예측하는데 있어서 기준이 된다. 이들 바닥면의 제일 우측끝의 소음도를 기준으로 그림 2의 모델에서 해석된 단면 절점 사이의 각 소음도 추이를 각 절점 별로 산술적으로 가감하면 차량 외부 단면 전체의 소음도를 구할 수 있다. 따라서, 그림 2의 모델을 해석한 결과에서 중요한 것은 각 절점의 소음도 그 자체가 아니라, 음원에서 가까운 측면부 제일 밑부분의 절점으로부터 측면부분, 천장부분의 절점으로 진행하는 동안 절점 간 소음도의 차이라고 할 수 있다.

예를 들어, 대차 바로 윗부분의 차량 외부단면 소음도를 알고 싶으면, 바닥면 해석결과 중 그림 4처럼 대차의 바로 상부의 x방향의 소음도 결과와, 같은 주파수에 해당하는 차량 단면 모델의 소음도 추이를 합성하여 원하는 부분의 차량 외부 전체 단면의 소음도를 예측할 수 있다. 이러한 예측방법은 예측대상 모델이 선형 시스템이라는 가정 하에서 가능하며, 차량 외부 소음도의 예측시간을 줄일 수 있는 유용한 방법이라고 할 수 있다.

3. 해석기법의 적용

3. 1 해석모델의 특징

본 연구에 사용된 모델을 구성하기 위해서 상용 프로그램인 ANSYS와 I-DEAS가 사용되었다. 차량 외부단면(측면과 천장) 소음도 추이 예측을 위한 모델의 제원은 그림 2에 나타난 바와 같다. 모델은 2차원으로 모델링 되었으며, 총 절점의 수는 581개이고, 모델의 총 길이는 11.6m이므로 요소의 길이는 0.02m이다. 또한, 차량이 대칭을 이루고 있으므로 총 단면의 1/2로 모델링을 수행하였다. 경계조건으로는 지표면에는 지표면 임피던스를 주었고, 차체 부분에 강체조건을, 대칭면 역시 강체조건을 주었다.

그림 3에 나타난 차량 외부 바닥면 모델의 경우, 모델링 된 영역이 그림 2의 모델과는 달리, 전체 차량 바닥면 밑 부분의 1/4과 인접차량의 바닥면 밑 부분의 일부를 포함하는 공간이 3차원으로 모델링 되었다. 따라서, 전반적인 제원의 크기가 차량 외부단면 모델보다 상당히 크다. 또한, 기존 철도차량과는 다른 고속철도의 대차구조를 고려하여 음원의 위치 역시 차량 바닥면 밑부분에 1개와 예측대상차량과 연결된 인접 차량 바닥면 밑부분에 위치한 1개의 음원, 총 2개의 음원이 위치하고 있다. 바닥면 모델의 총 절점수는 1548개이며, 이들 절점은 모델의 yz평면에 0.214m×0.2m 크기의 사각형과 xz평면에 0.2m×0.2m의 사각형들을 구성한다. 이들 중 가장 긴 요소의 길이는 0.214m이다. 경계조건은 차량의 바닥면 및 대칭면에는 강체조건을 주었으며, 지표면에는 지표면 임피던스를 주었다.

3. 2 해석기법의 선택

경계요소법은 공간내의 모든 매질을 요소화하여 해석하지 않고, 경계상의 변수만을 사용하여 임의의 위치에서 구하고자 하는 값을 예측하는 방법이다. 해석방법상 특징으로는 해석시 음의 전파현상을 파장의 개념으로 해석하기 때문에 모델의 요소의 크기가 경계요소법을 적용할 수 있는 최대해석 주파수와 밀접한 관계가 있다. 또한, 경계요소법은 매질 자체를 요소화 시키지 않는다는 점에서는 유한요소법과 다르지만 해석 시 모델의 요소를 이용한다는 점은 동일하므로 요소의 크기 및 절점의 수가 해석시간과 밀접한 연관을 가지고 있으며, 절점의 수가 증가함에 따라 해석시간은 기하급수적으로 늘어난다. 경계요소법과는 달리 기하음향학에 근거를 두고있는 광음향기법은 음의 전파를 회절현상에 의거한 파동전파가 아닌 직진성이 강한 음선으로 가정하고 해석한다. 해석 대상 공간상에 무지향성 점음원을 위치시키고 공간상에 등각이 되도록 일정한 수의 음선을 방사시킨 후, 주어진 위치에 도달하는 모든 반사를 추적하는 방법이다. 이 방법으로 해석 시, 음선의 에너지 개념으로 해석하기 때문에 해석결과의 추이가 경계요소법으로 해석했을 경우와는 다른 양상이 나타난다. 본 연구에서는 경계요소법을 적용할 경우에는 해석도구로써 상용프로그램인 SYSNOISE가 사용되었고, 광음향기법을 적용할 경우에는 역시 상용프로그램인 RAYNOISE가 사용되었다.

이들 해석기법 상의 특징을 해석하고자하는 모델에 적용시키면 다음과 같다. 우선, 차량 외부단면 모델에 대해 경계요소법의 적용범위를 살펴보면, 앞서 3.1절에서 설명했듯이 요소의 길이는 0.025m이며 그림 5처럼 6개의 요소가 하나의 파장을 구성한다고 가정했을 경우에 파장의 길이는,

$$\lambda = 6\text{개의요소} \times 0.02(m) = 0.12\ (m)$$

가 된다. 파장의 길이로 경계요소법이 적용 가능한 최대해석주파수를 산출하면, 최대해석주파수는

$$f_{max} = \frac{\text{공기매질의음파속도}(c)}{\text{파장}(\lambda)} = \frac{343(m/s)}{0.12(m)} = 2858(Hz)$$

이 된다. 즉, 차량 외부단면의 모델에 대해서는 해석하고자하는 가장 높은 주파수인 2kHz까지 경계요소법을 적용하여 해석을 수행해도 무리가 없다고 할 수 있다.

반면, 요소의 길이가 0.214m인 차량 외부바닥면 모델에 대해서 같은 방법으로 경계요소법으로 해석이 가능한 최대해석주파수를 산출하면,

$$\lambda = 6\text{개의요소} \times 0.214(m) = 1.284(m)$$

$$f_{max} = \frac{\text{공기매질의음파속도}(c)}{\text{파장}(\lambda)} = \frac{343(m/s)}{1.284(m)} = 267.1\ (Hz)$$

가 된다. 따라서, 바닥면 모델에서 경계요소법을 적용시킬 수 있는 주파수의 한계는 267.1Hz이다. 실제, 모델에 경계요소법을 적용하는데에 있어서는 오차를 고려하여 125Hz이하의 저주파 영역의 해석에 경계요소법이 적용되었으며 그 이상의 주파수의 영역에 대해서는 광음향기법으로 해석이 이루어졌다.

3. 3 적용 결과

경계요소법과 광음향기법이 동시에 적용된 차량 외부 바닥면의 소음도 해석결과에 대한 분석은 다음과 같다. 63Hz와 125Hz에서 경계요소법으로 해석된 차량 외부 바닥면의 해석결과는 그림 6, 그림 7에 나타나 있다. 그림을 보면 63Hz에서는 차량 끝부분에서 3.6m에 이르는 영역까지 85.1~94.3dBA의 소음도가 나타나며, 5.2~7.2m의 부분에 약 86.8dBA, 9~9.6m부분에 약 83.8dB의 소음도가 나타난다. 또한, x방향을 기준으로 보면 차량의 바깥쪽보다는 안쪽에 보다 큰 소음도가 분포함을 알 수 있다. 125Hz에서는 소음도 변화의 분포가 더욱 뚜렷하게 나타나며, 이로인해 음원의 위쪽 뿐만이 아니라 차량끝 부분에서 2.6m, 4m, 5.6m, 7m, 8.4m, 9.9m의 부분에 96.0~100.5dBA의 소음도가 규칙적으로 분포하는 모습을 볼 수 있다. 이러한 소음도 분포의 양상은 각 해석 주파수의 파장과 깊은 관계가 있으며, 이는 파장의 개념으로 음장을 해석하는 경계요소법의 특성상 해석시 음장모드의 중첩이 고려됨으로써 일어나 현상이라고 할 수 있다. 또한, 125Hz의 경우도 63Hz의 경우와 마찬가지로 차량의 바깥쪽보다는 안쪽에서 조금 더 큰 소음도가 나타나는 것을 알 수 있다.

250Hz에서 2000Hz까지의 주파수 영역은 앞서 기술한 바와 같이 광음향기법을 적용하였으며, 이중 500Hz에서의 해석결과는 그림 8과 같다. 광음향기법을 적용하면 경계요소법으로 해석한 결과와는 다른 소음도의 분포가 나타난다. 즉, 음장모드의 중첩으로 인해 나타나는 소음도가 큰 부분과 작은 부분의 규칙적인 반복현상이 없어지고 주파수와는 관계없이 제일 큰 소음도와 제일 작은 소음도가 음원으로부터의 거리에 반비례해서 나타나는 것을 알 수 있는데, 이는 에너지 개념으로 해석하는 광음향기법의 특징에 기인한 현상이다. 그림에서 알 수 있듯이, 500Hz에서는 95.2~111.9dBA의 소음도가 연속적으로 일정하게 분포되어 있다. 광음향기법으로 해석한 다른 주파수에서도 소음도는 다르지만 소음도의 분포 양상은 500Hz에서의 분포와 동일하다. 특기할 만한 사항은 대차 하나가 두 개의 차량 사이에 위치하고 있는 고속전철의 구조상 특징으로 인해 음원의 바로 윗부분과 차량 연결부위에서 가장 높은 소음도가 발생하고 있으나 승객이 위치하고 있는 차량 중간 부분으로 갈수록 일반 구조를 지닌 차량에 비해 소음도가 현저히 줄어든다는 점이다.

또한, 본 연구에 수반된 다른 고속전철 모델(닫힌공간:터널내부)의 해석결과가 그림 9에서 그림 12에 도시되어 있다. 앞서 기술한 바대로 경계요소법의 해석가능 주파수 한계를 산출하면 오차의 한계를 고려하여 1kHz까지 경계요소법 해석이 가능하다. 그림 9, 그림 10, 그림 11에서 알 수 있듯이, 저주파 영역과는 달리 고주파 영역을 경계요소법으로 해석한 결과, 고주파 영역으로 갈수록 음장모드의 중첩으로 인해 나타나는 고소음도의 영역이 간섭현상에 의해 뭉게지는 것을 볼 수 있으며, 그림 12처럼 광음향기법을 적용하여 해석한 결과와 소음도의 분포면에서 비슷해진다는 것을 알 수 있다. 그림 13은 닫힌공간에서 차량 단면 우측 창문 부위의 소음도 해석 결과를 1/1 옥타브

밴드에서 해석기법별로 비교한 그림이다. 그림 9에서 그림 12에 나타난 전반적인 소음도 분포 뿐만 아니라 차체 표면 특정부위의 소음도 역시 고주파 영역으로 갈수록 두가지 해석기법 간의 해석결과의 차이가 줄어든다는 것을 알 수 있다. 특히, 1kHz와 2kHz에서는 창문 부위에서 두 해석기법 간의 해석결과 차이가 2dBA이내의 범위에 있으며, 이를 통해 볼 때 경계요소법으로 해석이 불가능한 고주파영역에서 광음향기법을 적용해도 충분히 신뢰할 만한 해석결과를 얻을 수 있다고 결론을 내릴 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 철도차량의 실내 소음도를 예측하는 과정 중, 차량의 외부표면 소음도 예측 시 적용되는 해석기법의 선택에 대해 고찰하였다. 경계요소법은 기법의 특성상 요소를 사용하여 해석하게 되는데 이 요소를 구성하는 절점의 수는 해석도구와 시스템의 성능과 더불어 해석시간에 큰 영향을 미치게 된다. 따라서, 모델링 시에도 이를 고려하여 적절한 절점 수를 선택해야만 한다. 또한, 최적화된 모델을 구성한 후에는 경계요소법으로 해석이 가능한 주파수 한계를 산정하고 오차범위가 고려된 한계 주파수 이내의 범위 내에서 경계요소법 해석이 가능하게 된다. 이 한계주파수 이상의 고주파영역에서는 광음향기법으로 해석이 가능하다. 다른 개념을 적용하는 두가지 해석기법의 특성상, 경계요소법을 적용하여 해석한 소음도의 분포는 일정한 음장모드의 중첩 현상으로 인한 고소음도의 분포가 보이는 반면, 광음향기법의 해석결과에서는 음원으로부터의 거리에 따라 선형적인 소음도의 분포가 나타난다. 하지만, 이러한 소음도 추이에도 불구하고, 경계요소법을 고주파영역에 적용할 경우 저주파 영역에서는 뚜렷하게 나타나는 고소음도의 분포 현상이 간섭으로 인해 서로 뭉게짐으로써 광음향해석 결과와 거의 비슷한 소음도의 분포가 나타나며, 특정부위의 소음도에 있어서도 거의 차이가 없어진다는 것을 알 수 있었다. 따라서, 본 연구에서는, 불가피하게 하나의 해석대상에 대해 두가지 이상의 해석기법을 적용할 경우, 모델의 특성과 그에 따른 각 기법상의 특징을 적절히 고려한 해석기법별 주파수 영역을 산정하면, 보다 충실한 신뢰도를 가진 해석결과를 얻는 것이 가능하다는 결론을 내릴 수 있다.

<참고문헌>

[1] 김정태, 은희준, (1996년), "고속철도의 옥외소음 전파특성에 관한 연구", 소음진동공학회지 제6권 3호, pp349-355

[2] 전형욱, (1998년), "철도차량의 내부소음 예측에 관한 연구", 홍익대학교 석사논문

[3] 인하대학교, (1997년), "진동소음해석 및 저감기술개발", 고속전철기술개발사업(과제번호 II-1-5) 1차년도 보고서

[4] 인하대학교, (1998년), "진동소음해석 및 저감기술개발", 고속전철기술개발사업(과제번호 II-1-5) 2차년도 보고서

[5] 홍익대학교 과학기술연구소, (1995년), "육상교통 소음전파특성 규명연구", 육상교통 소음제어 기술개발사업(1단계 1차년도 보고서)

[6] Lawrence E. Kinsler, (1982년), "Fundamental of Acoustics", 3rd edition, John Winsley & Sons

[7] R. D. Ciskowski and C. A. Brebbia, (1991년), "Boundary Element Method in Acoustics", CMP

[8] Banerjee P. K. and Butterfield R, (1981년), "Boundary Element method in Engineering Science". McGraw-Hill Book Co.

[9] Leo L. Beranek, (1971년), "Noise and Vibration Control", McGraw-Hill Book Co.

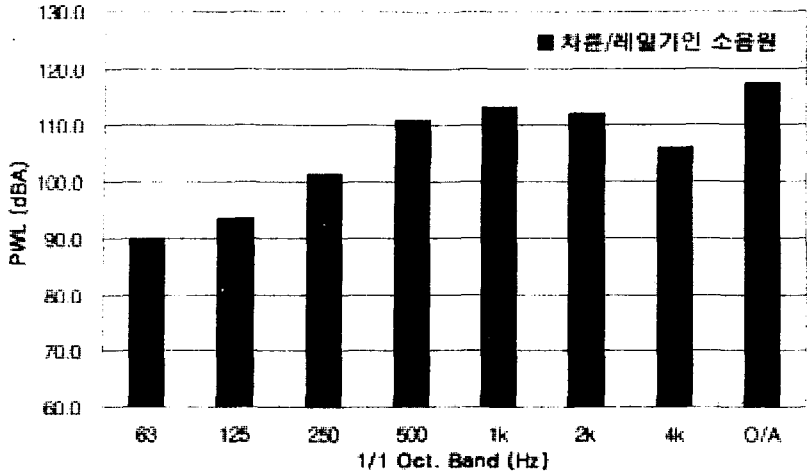

그림 1. 주파수밴드별 음향파워레벨

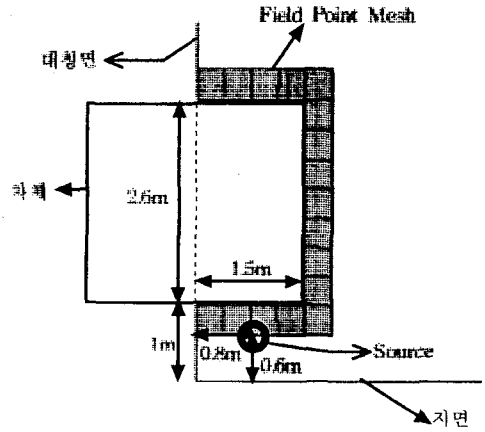

그림 2. 차량 외부단면 모델

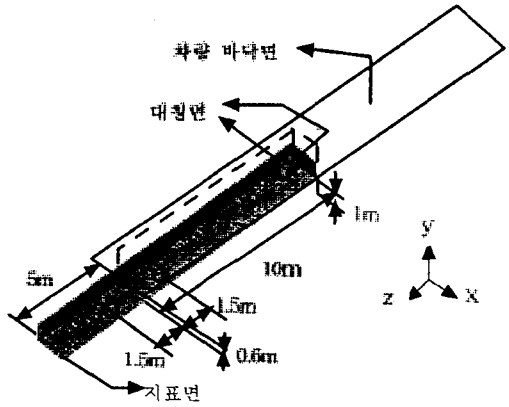

그림 3. 차량 외부바닥면 모델

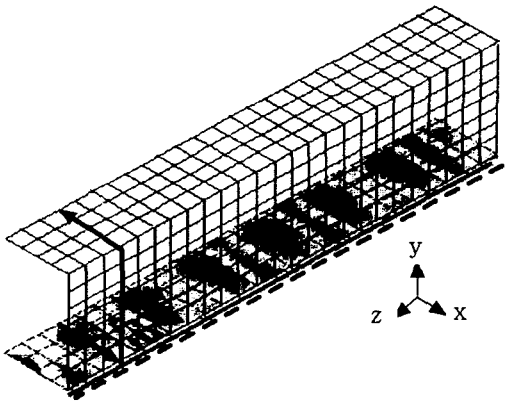

그림 4 차량 외부소음도 산출

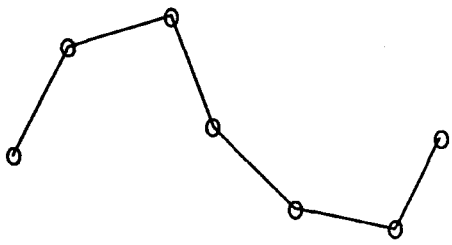

그림 5 하나의 파장을 구성하는 6개의요소

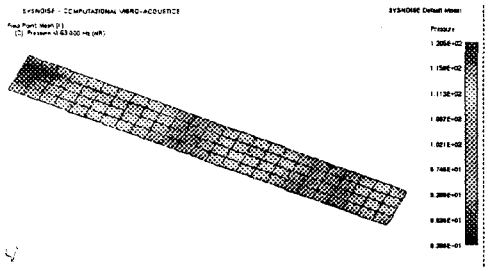

그림 6. 63Hz에서 차량외부 바닥면 소음도 (경계요소법)

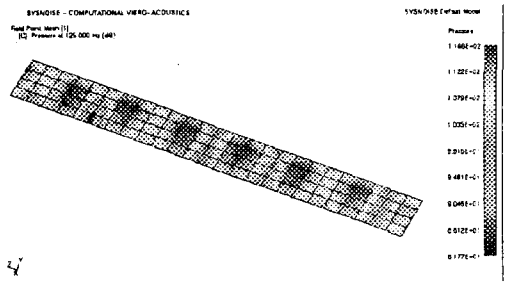

그림 7. 125Hz에서 차량외부 바닥면 소음도 (경계요소법)

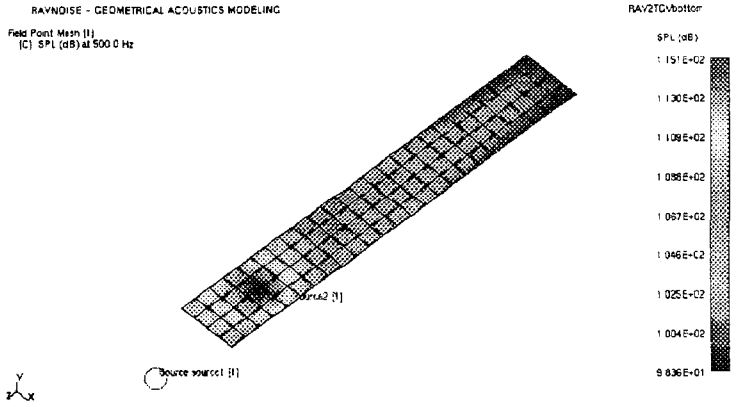

그림 8. 500Hz에서의 차량외부 바닥면 소음도 (광음향기법)

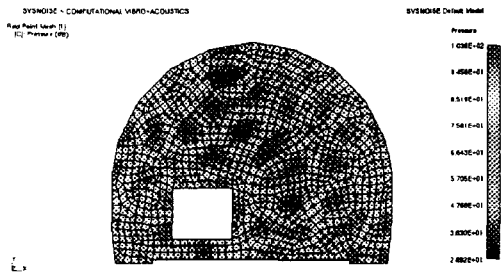

그림 9. 125Hz에서의 터널내부 소음도 (경계요소법)

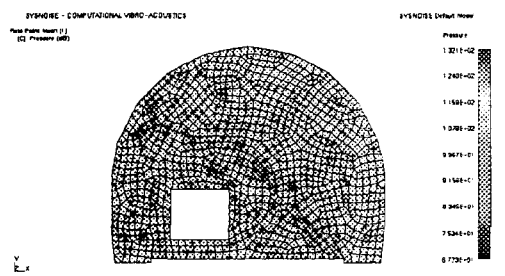

그림 10. 250Hz에서의 터널내부 소음도 (경계요소법)

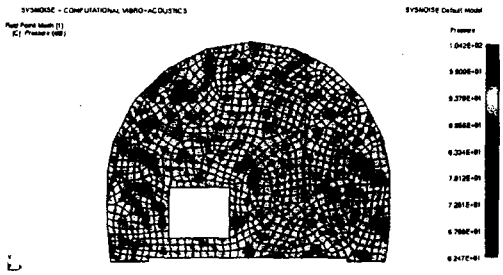

그림 11. 1kHz에서의 터널내부 소음도
(경계요소법)

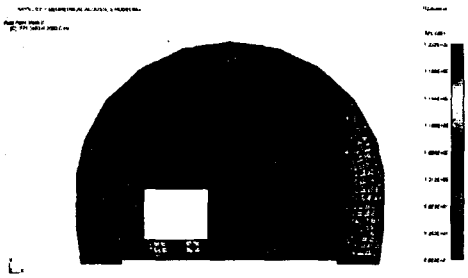

그림 12. 2kHz에서의 터널내부 소음도
(광음향기법)

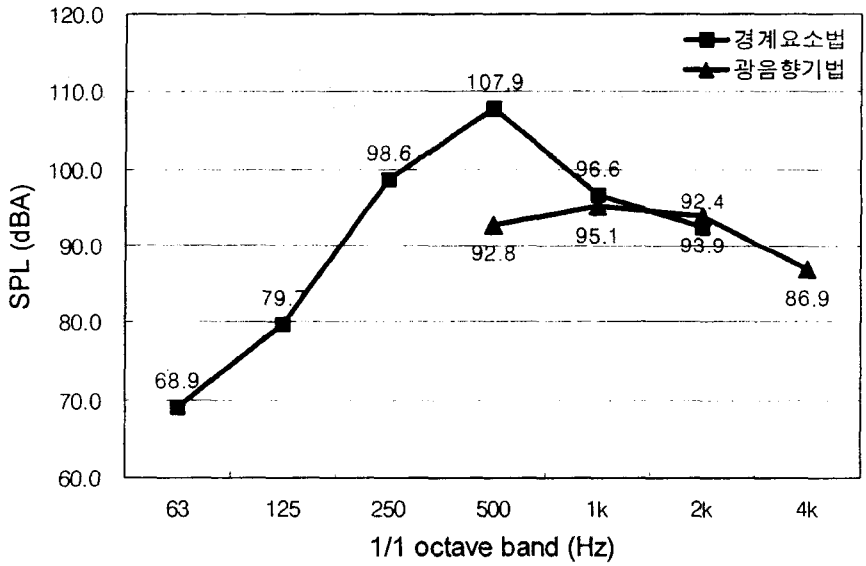

그림 13. 차량 단면 우측창문 부위의 해석기법간 소음도 해석결과 비교