

# 승용차량의 중주파수 대역 구조기인 소음예측을 위한 FE-SEA 하이브리드 모델 개발

## Development of FE-SEA Hybrid Model for the Prediction of Vehicle Structure-borne Noise at Mid-frequencies

유 지 우† · 채 기 상\* · Charpentier, A.\*\* · 임 중 윤\*\*\*  
Ji Woo Yoo, Ki-Sang Chae, A. Charpentier and Jong Yun Lim

(Received May 12, 2014 ; Revised June 30, 2014 ; Accepted June 30, 2014)

**Key Words** : Mid-frequency(중주파수), Hybrid Model(하이브리드 모델), FE, SEA, NV(소음진동), Modal Density(모드 밀도), Radiation Efficiency(방사효율), Sound Packages(흡차음재)

### ABSTRACT

Vehicle simulation models for noise and vibration prediction have been developed so far generally in two schemes. One is FE models generally used for problems below 200 Hz such as booming noise, and the other is SEA models for high frequencies of more than 1 kHz, representatively related to sound packages. There have been many researches to develop a simulation model for 200~1000 Hz, so-called mid-frequency region, and this paper shows one practical result that covers the trimmed body of a sedan vehicle. The simulation model is developed based on an FE model, and then FE elements at some areas are substituted with SEA elements to reduce DOFs. SEA panels are described by modal density, radiation efficiency, stiffness and damping characteristics that are found from some numerical assessments. Sound packages are modeled similarly as a conventional SEA model. The results obtained from the hybrid model were compared to experimental results. Predicted pressure and vibrational velocity generally show a good agreement. The developed simulation model and related technology are successfully being used in vehicle development process.

### 1. 서 론

차량의 소음진동 특성은 매우 복잡하기 때문에, 이를 예측하기 위한 시뮬레이션 모델 역시 다양한 방법으로 시도되어 왔다. 잘 알려진 대표적인 모델링 기법은 크게 2가지이다. 유한요소 모델(이하 FE 모델)은 저주파수 대역을 위한 대표적인 모델이며

주로 200 Hz 이하 구조기인 대역 예측에 적합한 것으로 알려져 있다<sup>(1)</sup>. 고주파수 대역에서는 FE 모델이 적합하지 않은데 급격하게 증가하는 모드 밀도와 흡차음재(즉 공기기인 소음)의 기여가 커지는 것에 기인한다.

따라서, 1 kHz 이상 대역에서는 SEA(statistical energy analysis, 통계적 에너지기법)에 기반하여 흡차음재의 물성 특성을 반영하는 SEA 모델이 적합

† Corresponding Author ; Member, HMC NV CAE Team  
E-mail : j.w.yoo@hyundai.com  
Tel : +82-31-368-0394, Fax : +82-31-368-2733  
\* HMC NV CAE Team  
\*\* ESI Japan  
\*\*\* ESI Korea

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2013 Annual Autumn Conference  
‡ Recommended by Editor Don Chool Lee  
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

하다<sup>(2)</sup>. 실제로 이 2가지 시뮬레이션 모델은 차량개발에 이미 다양하게 적용 중이다.

그러나, 앞에서 언급되지 않은 200 Hz~1 kHz 대역에서 적절하게 사용할 수 있는 모델은 아직 일반화되어 있지 않다<sup>(3)</sup>. 저자 등은<sup>(4)</sup> 이 주파수 대역에서 성능을 예측하기 위한 구조기인 소음 예측모델 개발을 진행해 왔으며, 원리해석과 부품단위 성능예측을 위한 기술을 발표한 바 있다. 이 연구의 연장으로 이 논문은 이 주파수 대역에서 구조기인 소음예측을 위한 자동차의 트림바디(trimmed body: 차체에 내장재와 주요 부품이 장착된 상태. 서스펜션과 파워트레인은 제외됨) 모델개발에 대한 결과를 기술한 것이다. Fig. 1은 앞에서 언급된 주파수 대역 별 타당한 시뮬레이션 모델을 개념적으로 보여주고 있다.

이 연구에서 개발된 시뮬레이션 모델의 기본적인 개념은 FE 모델을 기반으로 하되, 모드밀도가 높은 부분은 SEA 모델로 치환한다는 것이다. 따라서 패널, 실내음장과 같이 높은 모드밀도를 가지는 부위는 SEA 모델로 치환하여 자유도를 줄이고, 보강부재와 같이 모드밀도가 높지 않은 부분은 그대로 FE 모델을 사용한다.

이 연구는 대형승용차량을 대상으로 하였으며, 통상적으로 구성되는 FE 모델을 기반으로 수정하였다. 면적이 넓은 패널(panel)의 경우 물리적으로 타당한 SEA 요소로 치환하기 위해 1) 모드밀도 2) 방사효율 3) 강성특성 4) 감쇠특성 등을 고려하였다. 음장의 경우 음장감쇠 특성과 흡차음재에 의한 감쇠특성 등을 고려하여 SEA 요소로 만들었다. 흡차음재는 전통적인 공기기인 모델에서 사용되는 기법대로 모델링 하였다<sup>(2)</sup>. 이렇게 구성된 모델은 FE와 SEA 요소를 모두 포함하고 두 요소에 의한 물리적 연성관계를 포함하므로 하이브리드(FE-SEA hybrid) 모델이라고 한다<sup>(3)</sup>.

구성된 모델의 타당성을 확인하기 위해 패널진동과 실내음압에 대한 전달함수를 시험으로 측정하였으며, 결과를 비교하였다. 차량의 시뮬레이션 모델은 1/12 옥타브 밴드를 기본으로 계산하였으나, 부분 모델의 검증이나 시험-시뮬레이션 간 비교 검증에는 비교의 편의를 위해 1/3 옥타브 밴드를 사용하였다.

## 2. 본 론

### 2.1 시뮬레이션 모델개발

#### (1) FE 모델

하이브리드 모델은 FE 모델로부터 SEA 요소로 치환함으로써 만들어지므로 FE 모델의 정확성은 기본적으로 중요하다. 정확성 확보를 위해 기존에 검증된 표준에 따라 모델이 구성되었다. FE 모델에는 운전석 부위의 플라스틱 부품과 도어의 내장부품도 포함된다. 검토 주파수 구간은 1200 Hz까지로 하였다. FE 모델의 정확도는 Fig. 2와 같이 하중 입력점에서의 주파수 응답함수(FRF)를 비교함으로써 확인할 수 있다.

#### (2) SEA 모델로 치환

패널은 주파수 증가에 따라 모드밀도가 제곱의 크기로 증가한다. 따라서, 철판(steel panel)과 같이 강성이 큰 경우에도 넓은 면적을 가진 부위는 SEA 요소로 치환이 가능하다. 기존에 구성되어 있는 FE 모델을 SEA 요소로 치환하기 위해 다음과 같은 항목들을 검토하였다.

#### 가. 모드밀도(modal density)

FE 부분 모델(FE local model)로부터 모드밀도를

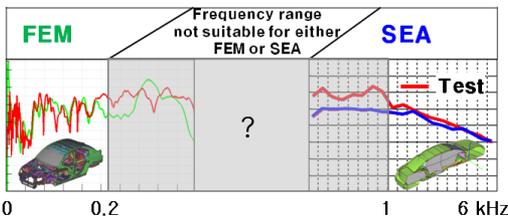


Fig. 1 Concept of FEM, SEA and mid-frequency method in the frequency domain

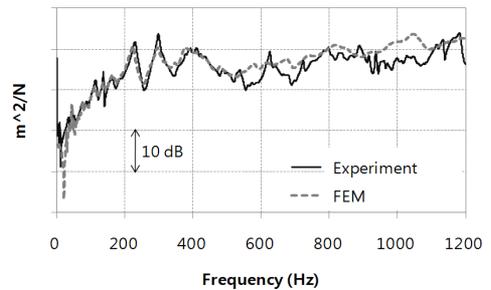
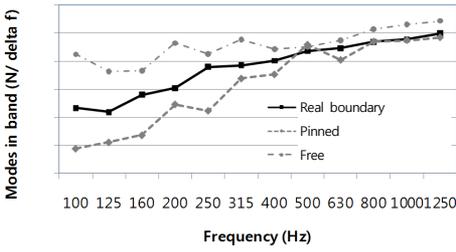
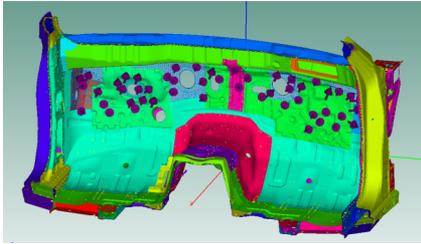


Fig. 2 Point inertance at engine mount RH point (z-direction)



(a)



(b)

**Fig. 3** Calculated modal densities with different boundary conditions(upper) and dash model with realistic boundary condition(lower)

추출한다. 모드밀도는 패널에 적용된 입력파워(power input)를 모델로부터 추출하여 식 (1)로부터 구할 수 있다<sup>(5)</sup>.

$$n(f) = (4 \times m \times \langle P_{in} \rangle) / (F^2 \times 2\pi) \tag{1}$$

여기서  $m$ 은 패널의 질량,  $\langle P_{in} \rangle$ 은 입력파워,  $F$ 는 가진힘이다. Fig. 3은 대표적인 대시 패널 부위의 모드밀도를 계산한 예를 보여준다. Fig. 3(a)는 패널의 경계조건(예. 단순지지 혹은 자유지지 조건)에 따라 모드밀도가 달라지는 것을 보여준다. 이때 Fig. 3(b)와 같이 대시 패널 주위의 구조물 등을 포함시켜 경계조건이 실제와 유사한 조건을 구현하여 실제에 가장 근사한 모드밀도를 구하여 치환한 SEA 모델에 적용한다.

나. 강성계수(stiffness multiplier)

보강 비드(bead) 등이 포함되어 있는 패널은 비드 등이 포함되어 있지 않은 평판에 비해 강성이 높아 지는데 이를 SEA모델에 반영해 주어야 한다. 이것은 식 (2)와 같이 실제 비드 형상에 의한 면적관성 모멘트(area moment of inertia)를 등가의 Young’s modulus로 변환시키면 가능해진다.

$$E_{complex} = SM \times E_{uniform} \tag{2}$$

여기서  $E_{complex}$ 는 실제 형상을 반영한 Young’s modulus,  $E_{uniform}$ 은 평판에서의 Young’s modulus (즉, 기본 물질),  $SM$ 은 강성계수로써 아래와 같이 구한다<sup>(6)</sup>.

$$SM = \left[ \frac{\langle P_{in} \rangle^{SEA}}{\langle P_{in} \rangle^{FE}} \right]^2 \tag{3}$$

여기서  $\langle P_{in} \rangle$ 은 윗첨자에 표기된 모델에서 계산된 입력파워를 의미한다.

다. 방사효율(radiation efficiency)

패널진동에 의해 발생하는 방사음은 패널형상(비드, 복곡, 패널 두께)에 따라 그 크기가 달라진다. FE 모델로부터 참값으로 가정할 수 있는 방사효율을 계산한 후, SEA 모델에서 계산된 방사효율을 비교하여, 차이만큼을 SEA 모델에서 보정해 준다. 방사효율은 아래와 같은 식으로 계산된다<sup>(7)</sup>.

$$\sigma = \frac{P_{rad}}{\rho c_0 S \langle v^2 \rangle} \tag{4}$$

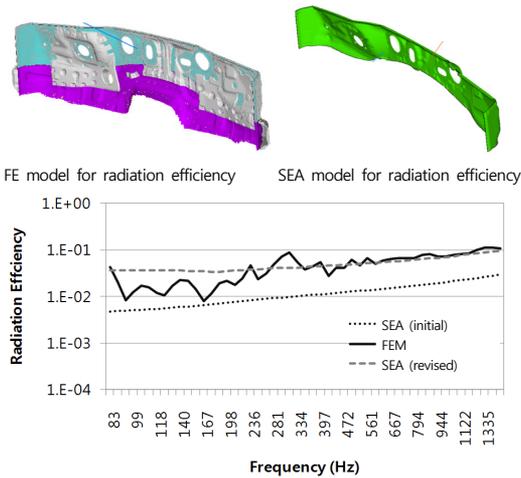
여기서,  $\sigma$ ,  $P_{rad}$ ,  $\rho$ ,  $c_0$ ,  $S$  그리고  $\langle v^2 \rangle$ 은 각각 방사효율(radiation efficiency), 방사소음파워, 공기밀도, 음속, 구조물의 방사면적, 구조물의 평균진동제곱을 의미한다.

Fig. 4는 대시 패널에 대한 방사효율을 각각의 모델에서 계산한 후 SEA 모델의 방사효율을 보정한 예를 보여준다.

이상과 같이 주요 특성들을 시뮬레이션으로 평가한 후 적용하여, 패널들을 SEA 모델로 치환하였다. 여기에 해당하는 패널들은 대시 패널 외에, 전면유리, 후면유리, 패키지 트레이(package tray) 등 이다.

(3) CLF 추출 및 적용

운전석과 도어의 내장부품은 플라스틱으로 구성되어, 낮은 주파수 대역부터 이미 모드밀도가 높으므로 SEA 요소로 치환하기 적당하다. 2개 이상의 부품이 SEA 요소로 치환되므로 앞의 절에서 설명한 예에 추가하여, 각 요소 사이의 에너지 전달관계가 식 (5)와 같이 잘 알려진 CLF(coupling loss factor,



**Fig. 4** Calculation of radiation efficiencies using the FE model and SEA models(dash panel case)

연성감쇠계수)로 정의된다<sup>(5)</sup>.

$$p_{12} = \eta_{12}\omega E_1 - \eta_{21}\omega E_2 \quad (5)$$

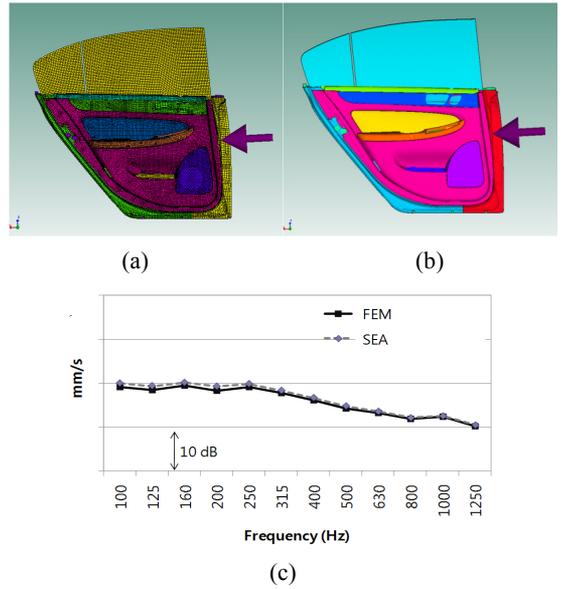
여기서,  $p_{12}$ 는 시스템 1→2의 파워 전달량,  $\eta_{12}$ ,  $\eta_{21}$ 는 각각 시스템 1→2, 시스템 2→1로의 CLF,  $E_1$ ,  $E_2$ 는 각각 해당시스템의 모드 에너지를 의미한다.

EFM(energy flow model) 기법<sup>(8)</sup>을 이용하여, CLF에 의한 연성관계가 정의된 SEA 모델로 치환이 가능하다. 이를 위해 SEA 시뮬레이션 소프트웨어인 VA one을 사용하였다. Fig. 5는 이렇게 구한 후석 도어의 SEA 변환 모델과 그 결과를 보여준다. 수천 개의 요소를 가진 FE 모델에서 12개의 요소를 가진 SEA 모델로 축소되었으며, 그림과 같이 하중을 적용할 경우 도어 유리의 응답이 원래 FE 모델과 유사함을 알 수 있다(모두 평균응답 임). 이와 같은 방식으로 차량지붕(roof), 트렁크 뚜껑(trunk lid) 등 여러 부분이 SEA 모델로 치환되었다.

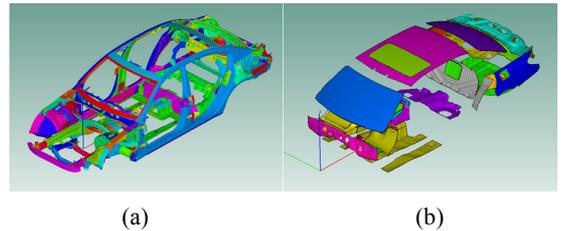
앞의 내용을 모두 적용한 후 구성이 완료된 하이브리드 모델은 Fig. 6과 같다. 강성골격 부위는 FE 모델로 유지되고, 패널류는 SEA로 치환된 것을 확인할 수 있다.

**(4) 흡차음재 특성 반영**

흡차음재의 역할은 1 kHz이상의 공기기인 영역에서 가장 중요하지만 이 연구에서 검토되는 주파수 범위에서도 여전히 중요하다. 이를 위해 흡차음재



**Fig. 5** FE and SEA models of rear door: (a) FE model; (b) SEA model; (c) average response at door glass for the given load



**Fig. 6** FE parts of hybrid model(left); SEA parts of hybrid model(right)

특성을 모델에 반영하였으며, 통상적인 공기기인 모델링 기법과 동일하다<sup>(2)</sup>. 주요 흡차음재 조합에 따른 영역을 구분하고, SEA와 FE 모델 영역에 맞추어 평균두께를 산정하여 이를 모델에 반영하였다.

**2.2 시험에 의한 물성 추출**

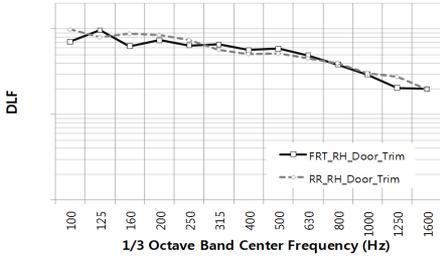
**(1) 구조감쇠계수 추출**

하이브리드 모델의 정확도를 향상시키기 위해, 반영이 가능한 시험데이터를 추출하였다.

패널이나 내장부품류의 구조감쇠 값을 시험으로 추출하였다. 해당 면의 임의의 여러 위치(최소 5개 가진점을 선정)에서 FRF를 측정하여, 1/3 옥타브 밴드당 잔향시간을 계산할 수 있다. 구조감쇠계수



(a)



(b)

**Fig. 7** Experimental configuration of door trim to obtain DLF(upper); DLFs identified by experiment(lower)

(damping loss factor, DLF)는 식 (6)<sup>(5)</sup>의 수식으로 부터 계산이 가능하다.

$$\eta = 2.2 / (f \times T_{60}) \tag{6}$$

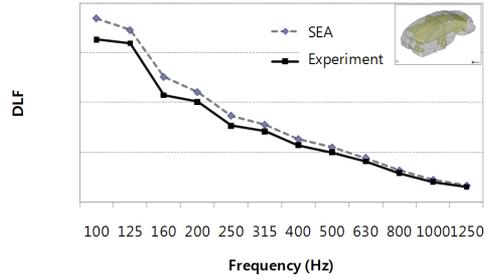
여기서  $\eta$ ,  $f$  그리고  $T_{60}$ 은 각각 DLF, 밴드 중심 주파수, 60 dB 감쇠에 걸리는 시간이다.

Fig. 7(a)는 도어 내장부품의 감쇠를 추출하기 위한 시험조건을 보여주는 것이며, Fig. 7(b)는 이렇게 구한 도어 내장부품의 DLF 값을 보여준다. 전후석 도어가 거의 유사한 값을 가지는 것을 알 수 있다 (개발차량의 보안정책상 정확한 값은 생략함(Fig. 8 동일)).

(2) 음장 감쇠 계수 추출

실내 음장의 감쇠는 응답에 직접 연관되므로 정확한 값으로 묘사되어야 한다. 이를 위해 스피커 가진 시험으로부터 흡음율을 측정하고 식 (7)<sup>(5)</sup>을 이용하여 음장감쇠계수를 계산하였다.

$$\alpha = \eta \frac{8\pi fV}{c_0 A} \tag{7}$$



**Fig. 8** Damping loss factors of interior cavity



**Fig. 9** Experimental setup of trimmed body

여기서  $\alpha$ ,  $\eta$ ,  $f$ ,  $V$ ,  $c_0$  그리고  $A$ 는 각각 측정된 흡음율, 계산되는 감쇠계수, 해당주파수밴드의 중심주파수, 실내음장 체적, 음속, 실내음장 표면적이다.

Fig. 8은 시험으로 구한 감쇠값과 모델 적용 후 실내감쇠값을 비교한 것으로 실제 감쇠값을 잘 반영하는 것을 알 수 있다.

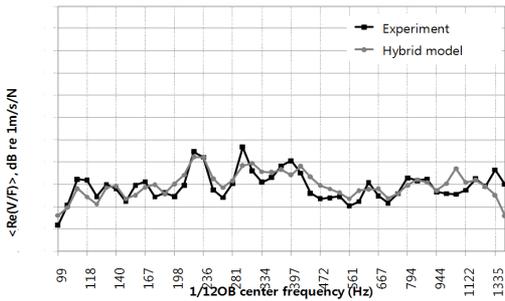
**2.3 하이브리드 모델 검증**

하이브리드 모델의 검증은 진동전달함수(v/F)와 음향전달함수(p/F)를 시험-시뮬레이션 간 비교하여 검증하였다.

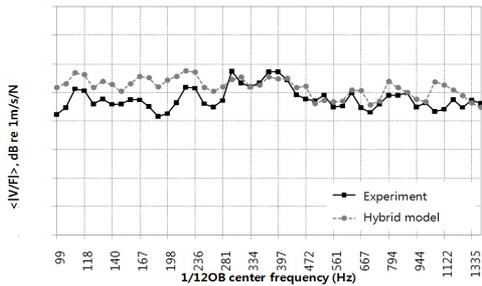
시험은 Fig. 9와 같이 반무향실에서 트림바디 조건으로 시험하였다. 가진점은 엔진마운트, 서스펜션 마운트와 같이 주요 하중점을 선택하였다. 응답은 패널 진동 및 음장 음압 평균을 비교하였다(최소 3개 지점이상 평균).

비교 결과의 대표적인 예를 Figs. 10~12에 나타내었다. 각각 등가 입력파워(Re{v/F}), 진동레벨과 음압레벨을 나타낸다. 입력파워는 100~1200 Hz까지 시험결과와 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

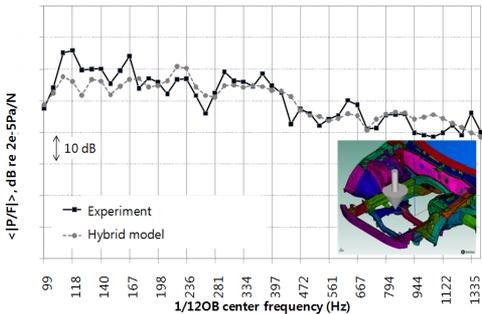
진동레벨과 음압레벨은 280 Hz 이상 대역에서 시



**Fig. 10** Equivalent power input ( $\text{Re}\{v/F\}$ ) at engine mount RH point (z-direction): solid line, experiment; dashed line, hybrid model



**Fig. 11** FRF ( $v/F$ ) at dash panel for engine mount RH excitation: solid line, experiment; dashed line, hybrid model



**Fig. 12** FRF ( $p/F$ ) at driver's ear cavity for engine mount RH excitation: solid line, experiment; dashed line, hybrid model

험결과를 잘 예측하는 것을 알 수 있다. 평균 응답 차이는 3 dB 수준이다.

모든 영역에 대해 비교 검토한 결과, 일부 영역에서 응답의 차이가 발생하는 것을 확인하였다. 이는 매우 복잡한 구조물이 포함되어 있거나, 감쇠특성의 영향이 큰 부분에 대한 SEA 모델이 그 특성을 표

현하기가 쉽지 않음을 시사한다. 또한 비교결과가 보여주듯이, 250 Hz 이하 대역에서 시험-시뮬레이션 간 차이가 발생하는 것을 알 수 있다. 이는 SEA 요소가 모드밀도가 낮은 저주파 대역에서의 진동특성을 나타내는데 한계가 있음을 보여준다. 이 한계는 SEA 모델 대신 FE 모델을 그대로 사용하면 해결이 가능할 것으로 기대된다.

동일 주파수 대역을 계산하기 위해 완전 FE 모델 (full FE model)이 약 10일 정도 계산시간이 소요되는 것에 비해, 완성된 하이브리드 모델은 6시간 수준으로 비약적으로 짧은 시간임을 알 수 있다. 그러나, 모델링 변경에 별도의 시간이 필요하므로, 자동화 등을 통한 모델링 시간 단축이 요구된다.

이 논문에 설명된 모델링 기법은 완성차나 트림 바디 수준의 대규모 시뮬레이션 모델뿐만 아니라 부품단위에서도 유효하게 사용할 수 있다. 예를 들면, 구조물의 방사효율 및 주어진 하중에서의 방사소음 특성을 FE 모델로부터 계산할 수 있으므로, 별도로 경계요소법(BEM) 등을 사용하지 않아도, 설계개선 여부를 확인할 수 있다. 이러한 부품단위 적용은 시뮬레이션 효율상 매우 효과적이어서 차량개발에 다양하게 적용되고 있다.

### 3. 결 론

FE와 SEA 요소를 연성시킨 하이브리드 모델을 승용차량에 대해 개발하고 시험으로 그 정확도를 검증하였다.

(1) 이를 위해 모드밀도나 강성계수 등과 같이 중요한 물리적 개념들을 모델에 적용하였으며, 시험에 의한 물성을 추출하고 적용하여 그 정확성을 향상시켰다.

(2) 현재 개발에 적용 중인 200 Hz 이하 예측 모델과 1 kHz 이상의 흡차음 시뮬레이션 모델에 추가하여, 흡차음재와 감쇠 특성을 반영하는 200 Hz~1 kHz 대역 구조기인 소음 예측기술을 이 연구를 통해 확보하게 되었다.

(3) 이 기술개발을 통해서 얻어진 모델링 기법은 부품 단위에서 효과적으로 적용이 가능하여, 방사효율 특성이나 흡차음 특성을 반영한 부품단위의 구조기인 소음예측기술을 차량개발에 적용 중이다.

(4) 이 기술을 통해 차량 트림 바디와 같은 대응

량 모델의 계산 시간을 비약적으로 감소시킬 수 있으나, 모델링 시간이 오래 걸리는 등의 단점은 향후 보완이 필요하다.

## 후 기

저자는 이 연구를 위해 많은 양의 시험을 일정 차질 없이 진행해 주신 NV 솔루션사의 문효익 과장님께 특별히 감사를 표합니다.

## References

(1) Moeller, M. J., Thomas, R. S., Maruvada, H., Chandra, N. S. and Zebrowski, M., 2001, An Assessment of a FEA NVH CAE Body Model for Design Capability, SAE-2001-01-1401.

(2) Chae, K.-S. Jeong, J.-H., Park, C.-M. and Yoo, J. W., 2007, Prediction and Improvement of High Frequency Road Noise of a Mid-size Sedan, SAE-2007-01-2307.

(3) Charpentier, A., Sreedhar, P., Cordioli, J. and Fukui, K., 2008, Modeling Process and Validation of Hybrid FE-SEA Method to Structure-borne Noise Paths in a Trimmed Automotive Vehicle, SAE 2008-36-0574.

(4) Yoo, J. W., Chae, K.-S. and Cho, J. H., 2012, Study on the Characteristics of a Dash System Based on Test and Simulation for Vehicle Noise Reduction, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 11, pp. 1071~1077.

(5) Lyon, R. J. and DeJong, R. G., 1995, Theory and Application of Statistical Energy Analysis, 2nd edition, p. 35, p. 40, p. 119, p. 154.

(6) Onsay, T., Akanda, A. and Goetchius, G., 1999, Vibro-acoustic Behavior of Bead-stiffened Flat Panels:

FEA, SEA, and Experimental Analysis, SAE-1999-01-1698.

(7) Maidanik, G., 1962, Response of ribbed panels to Reverberant Acoustic Fields, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 34, pp. 809~826.

(8) Mace, B. R. and Shorter, P. J., 2000, Energy Flow Models from Finite Element Analysis, Journal of Sound and Vibration, Vol. 233, No. 3, pp. 369~389.



**Ji Woo Yoo** studied at the ISVR, Southampton University, United Kingdom, where he received his Ph.D. degree, in 2005. His research interests are vibro-acoustics, hybrid approaches combining numerical methods, and mid- and high frequency problems of automotive vehicles.



**Ki-Sang Chae** received his Ph.D. degree in Mechanical Engineering from KAIST in 2000. He joined CAE department of Hyundai Motor Group, and has worked for vehicle NVH simulation, especially for development and application of high frequency simulation such as SEA.



**Jong-Yun Lim** received M.S. degree from KAIST in 1990. He is currently a vibro-acoustic technical manager at ESI Korea. His research interests are vibro-acoustic simulation using FEA, BEA, SEA & hybrid method.