

1kHz 이하 구조기인 소음예측을 위한 트림바디 모델의 개발과 적용

Development and Application of Trimmed Body Model for the prediction of structure-borne noise at mid-frequencies

유지우† · 채기상* · A. Charpentier** · 임종윤***

Author name Ji Woo Yoo, Ki-Sang Chae, A. Charpentier and Jong Yun Lim

Key Words : mid-frequency(중주파수), hybrid model(하이브리드 모델), FE, SEA, NVH, modal density(모드 밀도), radiation efficiency(방사효율)

ABSTRACT

Vehicle CAE models for NVH predictions are largely developed in two schemes. One is FE models generally used for below 200 Hz problems such as booming noise, and the other is SEA models for high frequencies of more than 1 kHz, representatively related to sound packages. HMC has tried to develop a CAE model for 200-1000 Hz, so-called mid-frequency region, and this paper is one of the corresponding results. The CAE 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 CAE model developed in this manner, the hybrid model, was compared to experimental results. Predicted pressure and vibrational velocity generally show a good agreement. The developed CAE model and related technology are successfully being used in vehicle development process.

1. 서 론

차량의 소음진동 특성을 예측하기 위한 CAE 모델은 컴퓨터 성능의 발전 및 소프트웨어 기술의 발전으로 빠르고 다양하게 발전하고 있으며, 당사도 기술개발에 이를 반영하고 있다.

당사의 소음진동 CAE 모델은 크게 2 가지로 나누어 볼 수 있다. 유한요소 모델 (이하 FE 모델)은 대표적인 저주파수 대역 예측을 위한 모델이며 주로 200Hz 이하 구조기인 대역 예측에 적합한 것으로 알려져 있다.⁽¹⁾ 고주파수 대역에서는 FE 모델이 적합하지 않은데 급격하게 증가하는 모드 밀도와 흡차음재 (즉 공기기인)의 기여가 커지는 것에 기인한다. 따라서, 1kHz 이상 대역에 적합한 해석모델은 SEA(통계적 에너지기법)에 기반하여 흡차음재의 물성 특성을 반영하는 SEA 모델이 적합하다.⁽²⁾

당사는 앞에서 언급된 CAE 모델을 차량개발에 적용 중이나, 200Hz~1kHz 대역에서 적절하게 사용할 수 있는 모델이 필요하다.⁽³⁾ 당사는 이 주파수 대역에서 성능을 예측하기 위한 구조기인 소음해석 모델 개발을 진행해 왔으며, 원리해석과 부품단위 성능예측을 위한 기술을 발표한 바 있다.⁽⁴⁾ 본 논문은 이 대역에서 구조기인 소음예측을 위한 트림바디 모델개발에 결과를 기술한 것이다.

본 연구에서 개발된 CAE 모델 개발의 기본적인 개념은 FE 모델을 기반으로 하되, 모드밀도가 높은 부분은 SEA 로 치환한다는 것이다. 따라서 평판과 같이 높은 모드밀도를 가지는 부위는 SEA 로 치환하여 자유도를 줄이고, 보강부재와 같이 모드밀도가 높지 않은 부분은 그대로 FE 모델을 사용한다. 아래 그림은 주파수 대역 별로 타당한 CAE 모델을 보여주고 있다.

† 교신저자, 정회원, 현대자동차 진동소음해석팀

E-mail : j.w.yoo@hyundai.com

Tel : 031-368-0394, Fax : 031-368-2733

* 현대자동차 진동소음해석팀

** ESI Japan, *** 한국 ESI

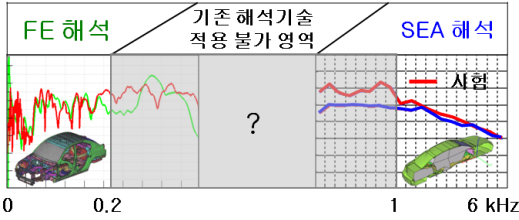


Fig.1 Concept of FEM, SEA and mid-frequency method in the frequency domain

대상 차량은 당시의 대형승용차량으로 하였으며, 이미 구성된 FE 모델을 활용하였다. 물리적으로 타당한 SEA 판넬로 치환하기 위해 1) 모드밀도 2) 방사효율 3) 강성특성 4) 감쇠특성 등을 고려하였다. 음장도 SEA 요소로 구성하였으며, 음장감쇠 특성과 흡차음체에 의한 감쇠특성 등을 고려하였다. 흡차음체는 전통적인 공기기인 모델에서 사용되는 기법대로 모델링 하였다. 이렇게 구성된 모델은 FE 와 SEA 요소를 모두 포함하고 두 요소에 의한 물리적 연성관계를 포함하므로 하이브리드 (FE-SEA hybrid) 모델이라고 한다.⁽³⁾

구성된 모델의 타당성을 확인하기 위해 판넬진동과 실내음압에 대한 전달함수를 시험으로 추출하였으며, 결과를 비교하였다.

2. 본 론

2.1 CAE 모델개발

2.1.1 FE 모델

하이브리드 모델은 FE 모델로부터 SEA 요소로 치환함으로써 만들어지므로 FE 모델의 정확성은 중요하며, 당 팀은 정확도 높은 FE 모델을 모델링가이드에 따라 구성하고 있다. 사용된 FE 모델에는 cockpit 과 console 부위의 플라스틱 부품과 도어의 트림도 포함된다. 해석 주파수 구간은 최대 1200Hz 까지로 하였다. FE 모델의 정확도는 Fig. 1 과 같이 입력점 강성을 비교함으로써 확인할 수 있다.

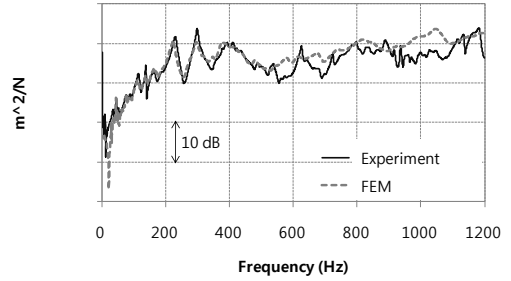


Fig.2 Point inrtance at engine mount RH point (z- direction)

2.1.2 SEA 모델로 치환

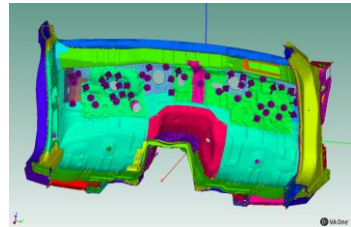
면적이 넓은 판넬은 주파수 증가에 따라 제공의 크기로 모드밀도가 증가한다. 따라서, 넓은 면적을 가진 부위는 SEA 요소로 치환이 가능하다. 기존에 구성되어 있는 FE 모델을 SEA 요소로 치환하기 위해 다음과 같은 항목들을 검토한다.

(1) 모드밀도 (modal density)

FE 부분 모델로부터 모드밀도를 추출한다. 모드밀도는 판넬에 적용된 입력파워(power input)을 모델로부터 추출하여 식 (1)⁽⁵⁾로부터 구할 수 있다.

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

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



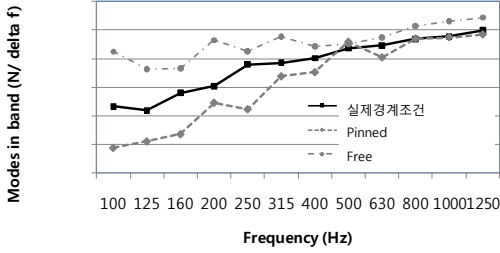


Fig. 3 Dash model and calculated modal density with different boundary conditions

(2) 강성계수 (Stiffness multiplier)

판넬에는 비드 등이 포함되어 평판에 비해 강성이 높아지는데 이를 반영해 주어야 한다. 이것은 아래식과 같이, 비드형상 등에 의한 면적관성모멘트 (area moment of inertia) 를 증가의 Young's modulus 로 변환시키면 가능해진다.

$$E_{complex} = SM \times E_{uniform} \quad (2)$$

여기서 $E_{complex}$ 는 실제 형상을 반영한 Young's modulus, $E_{uniform}$ 은 평판에서의 Young's modulus (즉, 기본 물성), SM 은 강성계수로써 아래와 같이 구한다.⁽⁶⁾

$$SM = \left[\frac{\langle P_m \rangle^{SEA}}{\langle P_m \rangle^{FE}} \right]^2 \quad (3)$$

여기서 $\langle P_m \rangle$ 은 윗첨자에 표기된 모델에서 계산된 입력과위를 의미한다.

(3) 방사음계수 (Radiation multiplier)

판넬진동에 의해 발생하는 방사음은 판넬형상 (비드, 복곡, 판넬 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.⁽⁷⁾

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

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

아래 그림은 대신 판넬에서 방사효율을 각각의 모델에서 계산하여 보정한 예를 보여준다.

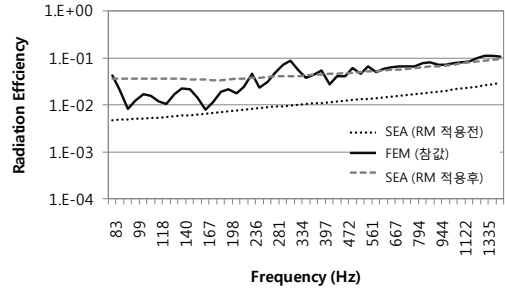
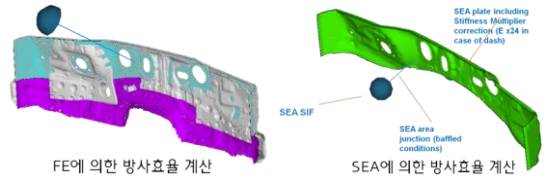


Fig. 4 Calculation of radiation efficiency using FE model and its application to SEA model (dash panel)

이상과 같이 주요 특성들을 평가 및 적용하여, 주요 판넬들을 SEA 모델로 치환하였다. 여기에 해당하는 판넬들은 dash panel 외에, windshield glass, backlite glass, wheel house inner, quarter outer, tirewell, package tray 이다. 이 판넬들은 SEA 판넬로 변경된 후 그 경계가 FE 모델과 직접 연결된다.

2.1.3 CLF 추출 및 적용

무빙류와 cockpit, console 등은 플라스틱 물성으로 구성되어 낮은 주파수 대역부터 모드밀도가 높으므로 SEA 요소로 치환하기 적당하다. 2 개 이상의 부품이 SEA 요소로 치환되므로 앞의 절에서 설명한 예에 추가하여, 각 요소 사이의 에너지 전달관계가 아래 식과 같이 CLF (coupling loss factor, 연성감쇠계수)로 정의된다.⁽⁵⁾

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

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

SEA 해석 소프트웨어인 VA1 에서는 EFM 기법을 이용하여, 비교적 간단하게 기존 FE 모델을 SEA 모델로 치환하고 CLF 를 구하는 것이 가능하다. 아래 Fig. 5 는 이렇게 구한 rear door 의 SEA 변환과 그 결과를 보여준다. 최초의 FE 모델 수천개의 요소에서 SEA 모델 12 개요소로 축소되었으며, 이때

그림과 같이 하중을 적용할 경우 door glass 의 응답이 원래 FE 모델과 유사함을 알 수 있다(모두 평균응답임). 이와 같은 방식으로 roof, center floor, trunk lid, cockpit, console 등이 SEA 모델로 치환되었다.

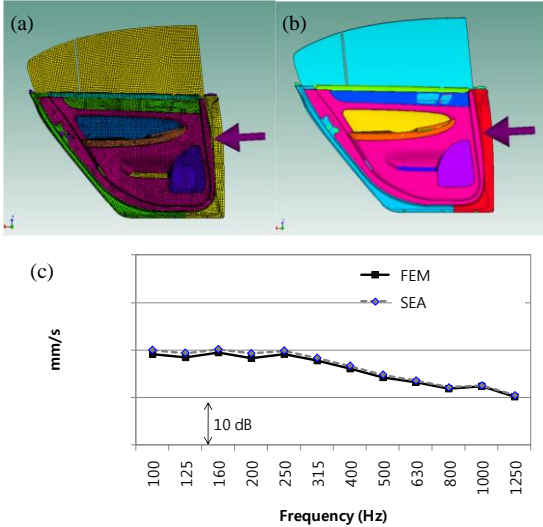


Fig.5 FE and SEA models of rear door: (a) FE model; (b) SEA model; (c) average response at door glass for the given load

앞의 2.1.2 와 2.1.3 절의 내용을 적용한 후의 구성이 완료된 모델은 Fig. 6 과 같다. 강성골격 부위는 FE 모델로 유지되고, 판넬류는 SEA 로 치환된 것을 확인할 수 있다. FE 와 SEA 모델이 공존하므로 이를 하이브리드 모델이라고 부른다.

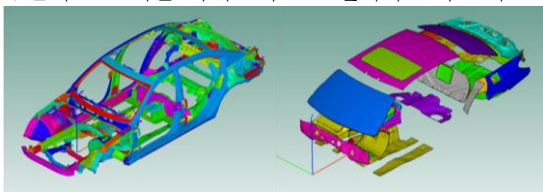


Fig.6 Left, FE parts of hybrid model; right, SEA parts of hybrid model

2.1.4 흡차음재 특성 반영

흡차음재의 역할은 1kHz 이상의 공기기인 영역에서 가장 중요하지만 본 연구에서 검토되는 주파수 범위에서도 여전히 중요하다. 이를 위해 흡차음재 특성을 모델에 반영하였으며, 통상적인 공기기인 모델링 기법과 동일하다.⁽²⁾ 주요 흡차음재 조합에 따른 영역을 구분하고, SEA 와 FE 모델 영역에 맞추어 평균두께를 산정하여 이를 모델링에

반영하였다.

2.2 시험에 의한 물성 추출

2.2.1 구조감쇠계수 추출

하이브리드 모델의 정확도를 향상시키기 위해, 반영이 가능한 시험데이터를 추출하였다.

판넬이나 트림류의 구조감쇠 값을 시험적으로 추출하였다. 해당 면의 임의의 여러 위치 (판넬 당 최소 5 개 가진점을 선정)에서 FRF 측정하여, 1/3 옥타브 밴드당 잔향시간을 계산할 수 있다. 구조감쇠계수 (damping loss factor, DLF)는 식 (6)⁽⁵⁾와 같이 전통적인 수식으로부터 계산이 가능하다.

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

여기서 η , f 그리고 T_{60} 은 각각 DLF, 밴드 중심주파수, 60dB 감쇠에 걸리는 시간이다.

Fig.7 (위)은 도어 트림에 대해 감쇠를 추출하기 위한 시험조건을 보여주는 것이며, Fig. 7 (아래)은 이렇게 구한 도어트림의 DLF 값을 보여준다. 앞뒤 도어가 거의 유사한 값을 가지는 것을 알 수 있다.

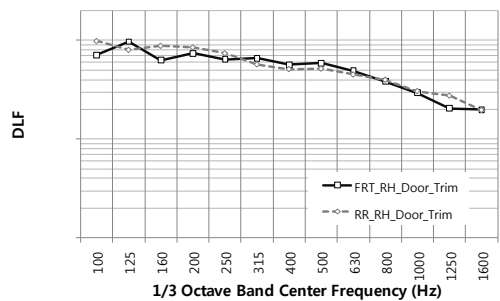


Fig.7 Upper, experimental configuration of door trim to get DLF; lower, DLFs identified by experiment

2.2.2 음장 감쇠 계수 추출

실내 음장 (cavity)의 감쇠는 응답에 직접 연관되므로 정확한 값으로 묘사되어야 한다. 이를 위해 closed BIW 조건에서 스피커 가진 시험으로부터 흡음율을 측정하고 식 (7)⁽⁵⁾을 이용하여 음장감쇠계수를 계산하였다.

$$\alpha = \eta \frac{8\pi fV}{c_0 A} \quad (7)$$

여기서 α , η , f , V , c_0 그리고 A 는 각각 측정된 흡음율, 계산되는 감쇠계수, 해당주파수밴드의 중심주파수, cavity 체적, 음속, cavity 표면적이다.

아래 Fig. 8 은 시험감쇠결과와 모델 적용 후 실내감쇠를 비교한 것으로 실제 감쇠값을 잘 반영하는 것을 알 수 있다.

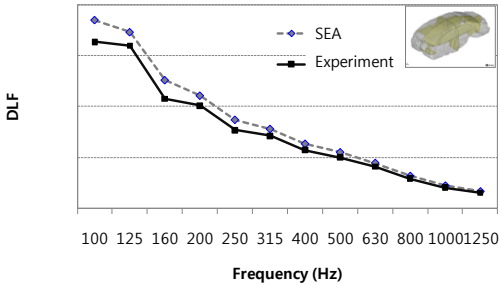


Fig.8 DLFs of interior cavity

2.3 해석모델 검증

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

시험은 Fig.9 와 같이 반무향실에서 트림바디 조건으로 시험하였다. 가진점은 엔진마운트, 서스펜션 마운트와 같이 주요하중점을 선택하였다. 입력점에 해당하는 해석모델은 FE 요소로 처리되었다. 한편, 응답은 판넬 진동 및 음장 음압 평균을 비교하였다 (최소 3개 지점이상 평균).



Fig.9 Experimental setup to get transfer function of trimmed body

해석결과의 대표적인 예를 Fig. 10~12 에 각각 나타내었는데, 각각 등가 입력파워($Re\{v/F\}$), 진동레벨과 음압레벨을 나타낸다. 입력파워는 100-1200Hz 까지 시험결과와 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 이것은 입력점 부위가 FE 로 상세하게

모델링되어 있기 때문이며, 당연히 잘 일치하는 것을 기대할 수 있다.

진동레벨과 음압레벨은 280 Hz 이상 대역에서 시험결과를 잘 예측하는 것을 알 수 있다. 평균 응답차이는 3dB 수준이다.

모든 영역에 대해 비교 검토한 결과, 일부 영역에서 응답의 차이가 발생하는 것을 확인하였다. roof 나 package tray 등에서의 진동레벨 차이가 발생한다. 이는 sun roof 사양 등 매우 복잡한 구조물이거나, 감쇠특성의 영향이 큰 부분에 대한 SEA 모델이 그 특성을 표현하기가 쉽지 않음을 시사한다. 또한 아래의 비교결과가 보여주듯이, 250Hz 이하 대역에서 시험-해석간 차이가 발생하는 것을 알 수 있다. 이는 SEA 요소가 모드밀도가 낮은 저주파 대역에서의 진동특성을 나타내는데 한계가 있음을 보여준다. 그러나 이 한계는 SEA 모델 대신 FE 모델을 그대로 사용하면 해결이 가능할 것으로 기대된다.

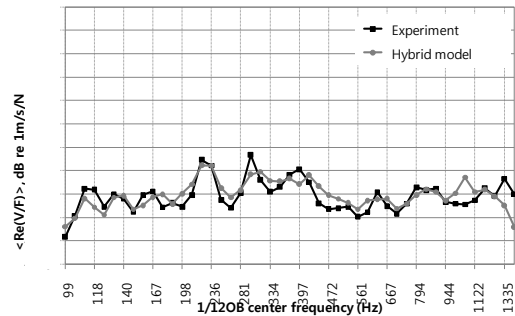


Fig.10 Equivalent power input ($Re\{v/F\}$) to engine mount RH point (z-direction): solid line, experiment; dashed line, hybrid model

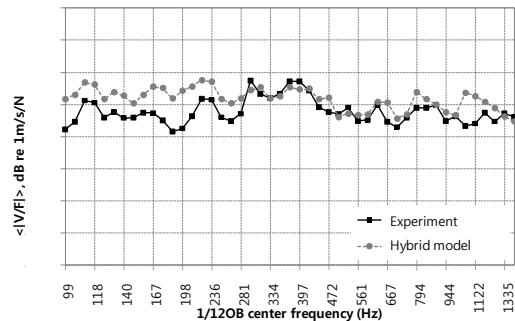


Fig.11 Fig.12 FRF (v/F) at dash panel for engine mount RH excitation: solid line, experiment; dashed line, hybrid model

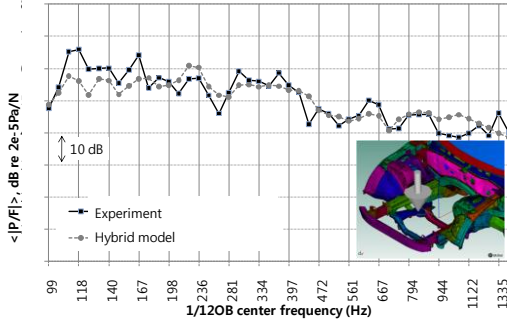


Fig.12 FRF (p/F) at driver's ear cavity for engine mount RH excitation: solid line, experiment; dashed line, hybrid model

일단 완성된 하이브리드 모델은 해석시간이 6 시간 수준으로 기존 동일대역을 해석하기 위해 소요되는 약 10 일 정도의 시간에 비해 비약적으로 짧은 시간임을 알 수 있다.

위에서 언급된 모델링 기법은 완성차나 트림바디 수준의 해석모델 뿐만 아니라 부품단위 해석에서도 유효하게 사용할 수 있다. 예를 들면, 방사음 계수에서 설명한 바와 같이 구조물의 방사효율 및 주어진 하중에서의 방사소음 특성을 FE 모델로부터 계산할 수 있으며, 별도의 BEM 기법 등을 사용하지 않아도 설계된 구조물의 방사소음 특성을 비교 분석할 수 있으며, 설계 개선여부를 확인할 수 있다. 이러한 부품단위 적용은 해석 효율상 매우 효과적이어서 차량개발에 효과적으로 적용되고 있다.

3. 결 론

FE 와 SEA 요소를 연성시킨 하이브리드 모델을 개발 하였다.

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

(2) 본 기술개발로 당사는 현재 개발에 적용 중인 200 Hz 이하 해석모델과 1kHz 이상의 흡차음 해석모델에 추가하여, 흡차음재와 감쇠 특성을 반영하는 200Hz-1kHz 대역 구조기인 소음예측 모델을 확보하게 되었다.

(3) 본 기술개발을 통해서 얻어진 해석기법은 부품 단위에서 효과적으로 적용이 가능하며, 방사효율 특성이나 흡차음 특성을 반영한 구조기인 소음해석기술을 개발에 적용 중이다.

(4) 본 기술을 통해 트림 바디와 같은 대용량 모델의 해석시간을 비약적으로 감소시킬 수 있으나, 모델링 시간이 오래 걸리는 등의 단점은 향후 보완이 필요하다.

참고문헌

- (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, Cordioli, P., 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 KSNVE, 22, pp.1071-1077.
- (5) Lyon, R. J. and DeJong, R. G., 1995, Theory and Application of Statistical Energy Analysis, 2nd edition, pp.35, pp.40, pp.119, pp.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 fields, The Journal of the Acoustical Society of America, 34, 809-826.