한국소음진동공학회 2012년 춘계학술대회논문집, pp.667~671

시험에 의한 대시시스템의 소음특성 규명 및 시뮬레이션 신뢰성 연구

Experimental study and numerical simulation on a dash system for noise reduction of a sedan vehicle

유지우† · 채기상* · 조진호**

Ji Woo Yoo, Ki-Sang Chae, Jin Ho Cho

Key Words : mid-frequency(중주파수), structure-borne(구조기인), air borne(공기기인), dash panel(대시 패널), sound radiation(소음방사), transmission loss(전달손실), sound package(흡차음재), damping sheet(재진제), FE-SEA, SEA

ABSTRACT

Low frequency noises (up to about 200 Hz) mainly occur due to particular modes, resulting in booming noises, and in general the solutions may be found based on mode controls where conventional methods such as FEM can be used. However, at higher frequencies between 0.3~ 1 kHz, as the number of modes rapidly increase, radiation characteristics from structures, performances of damping sheets and sound packages may be more crucial rather than particular modes, and consequently the conventional FEM may be less practical in dealing with this kinds of structure-borne problems. In this context, so-called 'mid-frequency simulation model' based on FE-SEA hybrid method is studied and validated. Energy Transmission loss (i.e. air borne noise) is also studied. A dash panel component is chosen for this study, which is an important path that transfers both structure-borne and air borne energies into the cavity. Design modifications including structural modifications, attachment of damping sheets and application of different sound packages are taken into account and the corresponding noise characteristics are experimentally identified. It is found that the dash member behaves as a noise path. The damping sheet or sound packages have similar influences on both sound radiation and transmission loss. The comparison between experiments and simulations shows that this model could be used to predict the tendency of noise improvement.

1. 서 론

차량의 실내소음을 일으키는 원인은 매우 복잡하다. 저주파 대역에서 주로 발생하는 부밍성 소음은 차체의 특정모드에 의해 발생하는 것으로, 잘 알려진 수치해석 기법인 유한요소 모델을 활용하면, 그 특성을 파악한 후 모드분리를 위한 구조 변경과 같은 방법으로 일반적으로 해결이 가능하며, 200 Hz 내외까지 분석이 가능한 것으로 알려져 있다. 그런데, 이 주파수보다 높은 주파수에서는 모드수가 급격히 늘어나므로, 특정 모드의 영향보다는 구조물의 소음방사 성능이나, 제진재나 흡차음재의 영향이 커지게 되므로, 기존에 사용하던 유한요소 모델을 그대로 사용하기에는 한계가 있으며, 별도의 해석 모델과 해석기법이 필요한 것으로 판단된다[(1)]. 이러한 특성을 고려하여 약 1 kHz 까지 해석을 하기 위한 모델을, 소위 중주파수 해석 모델이라고 한다.

한편, 약 1 kHz 이상에서는 구조기인 해석모델보다는 SEA (통계적 에너지 해석) 모델과 같은, 공기기인 특성을 반영하는 다른 개념의 모델이 더욱 유효하다[(2)].

대시는 소음진동에너지의 전달경로 상, 구조 및 공기기인 특성이 가장 중요하게 영향을 주는 부위이다[(3)]. 이런 관점에서, 대시 콤포넌트를 검토대상으로 하였다. 이를 통해, 이 논문의 중요한 목적이라고 할 수 있는 중주파수 해석기법이 유효한지를 검토

† 교신저자; 정회원, 현대자동차 차량해석팀
E-mail : j.w.yoo@hyundai.com
Tel : 031-368-0394, Fax : 031-368-2733
* 현대자동차 차량해석팀
** NVH Korea ㈜ 시험평가팀

하였다. 이러한 콤포넌트 단위에서의 분석은 설계인자 변경에 의한 소음진동 관점에서의 특성을 분명하게 보여주는 장점이 있다.

중주파수 대역 해석을 위해, 차체 structure 부분은 FE 요소로, 흡차음재는 SEA 요소로 분할하여 모델링하였다. 검토 주파수 대역은 1/3 옥타브 밴드 기준으로 0.3 ~ 1.2 kHz 대역까지 검토하였다.

이 대역에서 구조기인 기여가 일반적으로 더 큰 것으로 알려져 있지만, 이는 차종이나 파워트레인 특성 등에 따라 달라질 것이다. 실제로 본문에서 언급되듯이, 차종에 따라서 이 대역에서 공기기인 특성도 실내소음에 중요하게 기여하는 것을 확인하였으며, 따라서, 공기기인 특성에 대해서도 동시에 검토하였다.

본 연구는 크게 3 개 부분으로 나누어진다. 우선 1) 통상적인 운전조건에서 중주파수 대역의 실내소음에 대한 구조기인 및 공기기인 기여도 수준을 평가하였다. 2) 대시 시스템의 설계 변경(구조변경, 제진재에 의한 감쇠특성 변경, 흡차음재 특성 변경)에 따른 소음진동 특성을 시험적으로 검토하였으며, 3) 설계변경 시 해석모델이 소음진동 특성을 예측할 수 있는지를 검토하였다.

2. 소음 기여도 평가

실내소음에의 경로별 기여도를 평가하기 위한 시험을 진행하였다. 대형 승용 차량을 대상으로 당사의 평가기준에 따라, 반무향실과 PG에서 시험하였고, 구조기인 및 공기기인 경로를 반영하여 TPA 기법에 의한 평가를 진행하였다.

기여도 평가의 대표적인 결과를[4] Fig. 1에 나타내었는데, 0.3~1 kHz 대역에서 구조기인 기여가 공기기인과 동등수준으로 영향을 주는 것을 확인할 수 있다. 이 결과는, 1 kHz 이하 대역의 소음 평가에서 구조기인 기여도와 공기기인 기여도가 모두 중요하게 다루어져야 하며, 이를 위한 해석기술 개발도 동시에 검토되어야 한다는 것을 시사한다.

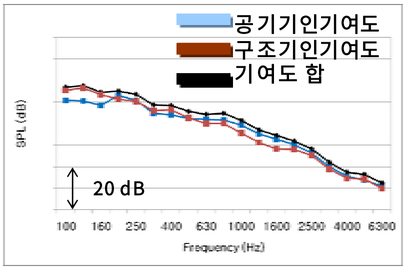


Fig. 1 Structure-borne and air borne contributions to interior cavity (60 KPH)

3. 대시 설계인자 별 중주파수 특성 확인 시험

3.1 대상구조물

대시 시스템의 설계인자 변경에 따른 중주파수 대역의 소음진동 특성을 검토하였다. 구조기인 관점의 검토를 위해 방사소음 (방사소음 파워)을, 공기기인 관점에서의 검토를 위해 투과소음(전달손실, TL)을 검토하였다. 대상 시스템은 window buck상태에서 전달손실시험이 가능하여야 하므로, Fig. 2와 같은 형상으로 제작되었다.

Fig. 2 Dash systems in experiment (left, suspended for sound radiation measurement; right, installed for TL buck test)

설계인자 변경에 따른 성능변화를 확인하기 위해 Table 1에 요약된 바와 같이 설계인자 별 특성을 변경하였다. Table의 흡차음재 관련, PET B의 면밀도는 PET A 대비 75% 수준이며, P2, P3의 중량은 P1 대비하여 표기하였다.

Table 1 Design modifications for case study

	Case 별	검토내용 또는 흡차음재 구성	중량비
구조변경	A	Dash cross member 탈거	-
제진재적용	S	제진재 적용 (+dash cross member 탈거)	-
Dash Iso. Pad	P1	PET A +Film+PU	100%
	P2	PET A+TPE+PU	230%
	P3	PET B+Film+PU	90%
Floor Carpet	F4	N/P+LATEX+PE	-

3.2 Dash cross member 특성

대시 보강 부재 (dash cross member)는 대시 진동을 억제하여 저주파부밍 소음 등을 예방하는 것뿐만 아니라, 차량안전 및 강성 관점에서 중요한 부재로 여겨지고 있다. 그러나, member 내부의 공명 음압이 dash panel 부위에 비해 최대 9dB 이상 높게 나타나고, member 근접 부위에서도 음압이 높은 것이 확인되었으며, 이로 인해 중고주파수 대역의 방사소음 및 투과소음에도 불리하게 작용하는 것으로 확인되었다. 이는, member와 Reinf. panel이 dash panel과 용접되는 부분을 테이프로 실링한

경우와 대시 member 자체를 삭제한 경우(Fig. 3), Fig. 4와 같이 방사소음과 투과소음이 모두 저감되는 것으로부터 확인이 가능하다. 다만, Fig. 4 (upper)에서 보이듯이 member의 삭제는 저주파 부밍 대역에서 불리하게 작용한다.

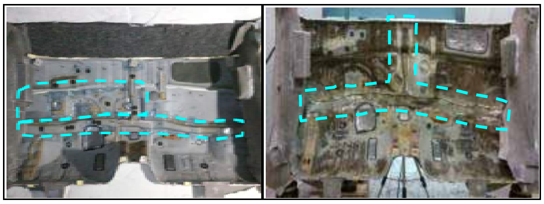


Fig. 3 Left, sealing area along dash cross member and reinforcement panel; right, removal of dash cross member

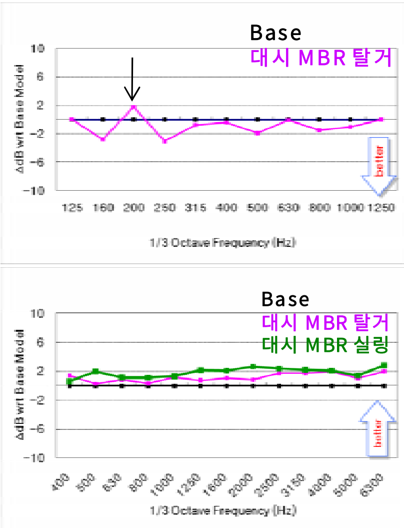


Fig. 4 Upper, sound radiation difference (with respect to baseline model) when dash cross member removed; lower, TL difference (with respect to baseline model) when dash cross member removed or sealed by tape

3.3 제진재 및 흡차음재 특성

제진재와 흡차음재는 중고파수 대역의 소음을 제어하기 위해 꼭 필요한 부품으로, 시험과 동일한 결과를 나타내도록 이들의 특성이 잘 반영되어야 타당한 해석모델이라고 할 수 있다. 이를 증명하기 위해 제진재와 흡차음재의 특성을 변경하여 그 방사 및 투과소음을 검토하였다.

제진재는 Fig. 5와 같이 dash member가 탈거된 상태에서 dash panel 부위에 적용하였다. 흡차음재는 양산에서 적용되는 isolation pad (이하 iso. pad) 3종과 floor carpet 4종에 대해 검토하였는데, floor carpet의 경우 적용면적이 dash 하단에 일부에 국한되어, 사양에 따른 소음 특성이 크게 변하지 않았다. 본 논문에서는 iso. pad에 대해서만 결과를 보였다. Fig. 6은 제진재와 흡차음재에 의한 방사소음 특성을 보인 것이다. 제진재와 흡차음재 모두 약 300 Hz 이상에서부터 소음 저감 효과를 보이는 것을 확인하였으며, 흡차음재는 성능면에서 동일 레이어의 경우 면밀도가 높은 것이 유리하고, 흡음형에 비해 흡차음형이 유리하지만, 흡차음형의 경우 중량이 크게 들어가므로, 단위 중량당 소음 저감 성능은 오히려 낮은 것으로 측정되었다. 한편, 투과소음의 경우도 소음저감 특성은 방사소음과 유사하게 나타났다.

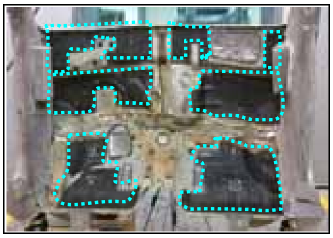


Fig. 5 Damping sheet area on a dash panel (after removal of dash cross member)

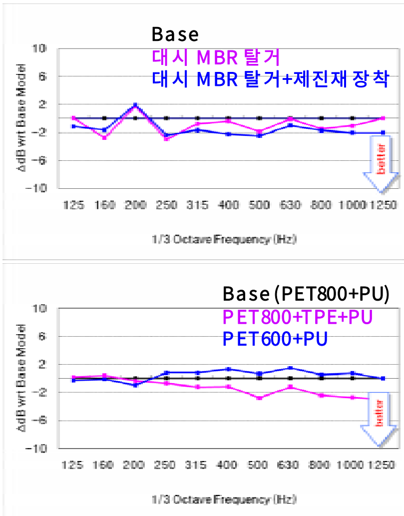


Fig. 6 Sound radiation difference (with respect to baseline model) based on experimental results (upper, when damping sheets attached; lower, when sound package layers are changed)

4. 해석구현 및 신뢰성 검토

4.1 해석모델

투과소음 예측을 위한 공기기인 해석모델 (SEA 모

델)은 이미 다양한 용도로 사용되고 있으며, 주요 해석 주파수 대역은 0.4~6.3 kHz이다.

본 논문에서 주요하게 다루는 방사소음은 구조기인에 의한 소음특성이므로, 이에 맞게 별도의 모델이 구성되어야 한다. 이 모델에서 structure는 FE로 모델링하고, 흡차음재와 Cavity 등은 공기기인 해석 모델과 같이 SEA 로 모델링 한다 (FE-SEA hybrid 모델). 흡차음재는 추출된 물성치 (Biot's parameter)[5] 및 평균 두께를 반영하여 모델링한다. 본 논문에서는 이를 위해 상용 프로그램인 ESI사의 VA1을 이용하였다[6].

해석에 사용된 방사소음 예측모델과 투과소음 해석 모델을 Fig. 7에 나타내었다. 방사소음의 경우 실제 측정하중을 적용하였으며, 사용된 FE 모델은 시험과의 모드 상관성을 검증한 후 적용하였다. 투과소음은 전달손실 (TL)에 대해 검토한 결과를 나타낸 것이다.

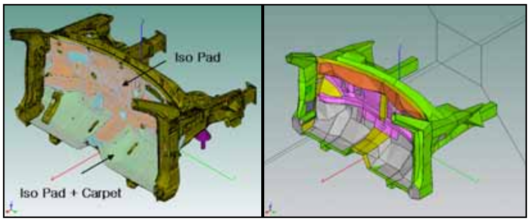
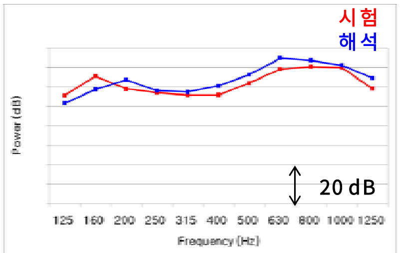


Fig. 7 Left, a simulation model for sound radiation prediction (FE-SEA model); right, a simulation model to calculate TL (SEA model)

4.2 해석 신뢰성 검토 결과

우선 방사소음과 투과소음을 해석-시험간 비교한 대표 결과를 Fig. 8에 나타내었다 (흡차음재 시편 P1F4 사용). 그림에서 볼 수 있듯이 두 경우 모두 잘 일치하는 것을 알 수 있다 (방사소음 약 3dB 오차, 투과소음 3 dB 미만 오차 발생).



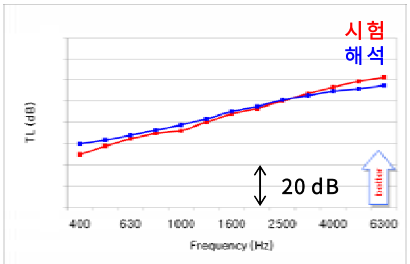


Fig. 8 Experimental and simulation results (upper, sound radiation (power); lower, transmission loss

소음 레벨의 예측 외에 중요한 것은 설계인자가 변경되었을 경우, 소음이 저감 또는 악화되는지를 해석적으로 예측할 수 있는가 일 것이다. 이를 해석 정확도 측면에서 '정성적 예측이 가능한 수준'이라고 정의한다. 앞에서 검토된 구조변경, 제진재 장착, 흡차음재 변경에 대해, 해석 결과를 검토하였으며, 방사소음 관련 특성을 Fig. 9에 나타내었다.

그림을 Fig. 6과 비교할 경우, 본 논문에 사용된 모델이 구조변경, 제진재 장착, 흡차음재 변경 각각의 경우에 대해 정성적 평가가 가능한 수준임을 알 수 있다. 결과가 정량적 평가를 하기에는 다소 신뢰성이 부족한 것으로 판단된다. 투과소음의 경우도 유사한 결과를 보였다. 투과소음 모델의 경우 특히 약 2 kHz 이하 대역에서 구조변경 (dash member 삭제)의 특성을 예측하지 못했다. 이는 SEA 모델의 기본적인 한계이며, SEA 모델로 구조변경 특성을 예측하려면 추가적인 모델링 기법의 연구가 필요하다.

해석 신뢰성을 개선하기 위해서는, 중고주파수 대역의 특성상 다음과 같은 시험 또는 물성 측정상의 문제를 고려하여야 한다.

1) 시편 장착조건 (눌림 등)의 정확한 반영이 어려움 (도면과 실제의 차이)

2) 반복시험 시 지지계 (번지 조건) 변경에 의한 입력 하중 편차

3) 하중적용 부위의 감쇠 (발포 조건의 반영) 묘사 한계 (모델링 시간 과다)

4) 측정 물성치 오차

이와 같은 한계에도 불구하고, 본 논문에 언급된 설계인자 변경에 대해, 구조기인 모델을 이용하여 소음 저감이 가능한 지를 예측하는 것이 가능한 것으로 판단된다.

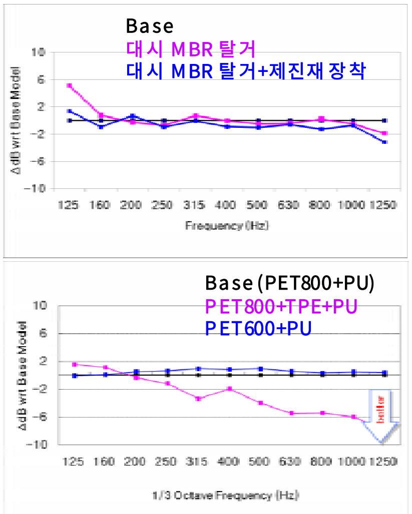


Fig. 9 Sound radiation difference (with respect to baseline model) based on simulation results (upper, when damping sheets attached; lower, when sound package layers are changed)

5. 결론 및 향후과제

중주파수 대역으로 알려진 0.3~1 kHz 대역의 구조기인 및 공기기인 소음용 해석모델의 신뢰성을 확인하기 위해, 검토 가능한 설계인자 (구조변경, 제진재 추가, 흡차음재 변경)에 따른 소음특성 변화를 시험적으로 검토한 결과는 다음과 같다.

1) 구조 보강용 dash cross member는 그 내부 공명음에 의해 중고주파 소음의 주요 전달 경로로 작용하며, member 탈거가 중고주파 대역 방사 및 투과소음에 유리하다. 단, member 탈거는 저주파 부밍영역에서 불리하게 작용할 수 있다.

2) 흡차음재나 제진재는 방사소음과 투과소음에 동일한 경향으로 작용한다. 특히, 이들이 방사소음 저감에 효과적으로 작용하는 대역은 0.3 kHz 이상 대역이다.

또한, 관련된 해석신뢰성을 검토하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

3) 방사소음 (구조기인) 해석 모델을 이용하여 구조변경과 흡차음재 변경에 의한 성능 유·불리 예측이 가능한 수준으로 판단된다. 따라서, 이러한 모델링 기법으로 중주파수 대역의 구조기인 완성차 해석모델 구성이 가능할 것으로 보인다.

4) 투과소음 (공기기인) 해석 모델은 흡차음재 개선 예측이 가능하나, 구조변경에 따른 성능예측을 위해서는 모델링기법 개선 등의 신뢰성 개선 필요하다.

참 고 문 헌

(1) Lim, C., Yoo, J. W., Park, C. M. and Jo, J. H., 2010, Study on acoustical radiation from simplified systems of a dash Structure for NVH Performance, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering , Vol. 20, No.10, pp.931~939.

(2) Chae, K.-S., Park, C. M. and Yoo, J. W., 2010, Simulation of Mid- and High-Frequency Vehicle Interior Noise, Proceedings of the Acoustical Society of Korea Autumn Conference.

(3) Yoo, J. W., Chae, K.-S., Park, C.-M., Suh, J. K. and Lee, K. Y., 2012, Evaluation of design variables to improve sound radiation and transmission loss performances of a dash panel component of an automotive vehicle, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering , Vol. 22, No.1, pp.22~28.

(4) Chae, K.-S., 2011, Simulation reliability study on air borne noise due to various driving conditions, HMC internal report, YLAA-TECH-10-054.

(5) Biot, M. A., 1956, Theory of Propagation of Elastic Waves in a Fluid-Saturated Porous Solid-Higher Frequency Range, Journal of Acoustical Society of America, Vol. 28, No. 2, pp179~191.

(6) VA One, User's Manual, 2010.