

진동-음향 상반성을 이용한 차실-트렁크 연성계의 소음평가

Noise Estimation in a Passenger Compartment and Trunk Coupled System by Using the Vibro-Acoustic Reciprocity

이진우*, 이장무**, 김석현***, 박동철****
Jin Woo Lee, Jang Moo Lee, Seock Hyun Kim, Dong Chul Park

ABSTRACT

This paper describes the correlation between the interior noise and the trunk wall vibration. Using the vibro-acoustic reciprocity, effect of the trunk wall vibration on the compartment noise is investigated on a medium size car. In the low frequency range, vehicle interior noise is dominated by several acoustic modes of the passenger compartment and the vibration modes of the surrounding shell parts. Especially, vibration of the trunk wall radiates sound and it is transferred through holes on the package tray into the passenger compartment. This paper experimentally reveals that sound can be well produced at some particular vibration modes of the trunk lid and it strongly influences the compartment noise through package tray holes. Contributions of the trunk walls to the interior noise are estimated by measuring the acoustic-structural transfer function, based on the vibro-acoustical reciprocity theorem.

주요기술용어 : Passenger compartment noise(차실 소음), Trunk lid vibration(트렁크 리드진동), Vibro-Acoustic reciprocity(진동-음향 상반 정리), Linearity(선형성), Acoustic-structural transfer function(음향-구조 전달함수), Structural-acoustic transfer function(구조-음향 전달함수)

Nomenclature

p_{ji} : acoustic pressure at the location j due to the excitation at the point i
 p_j : total acoustic pressure at the point j
 H_{ji}^a : vibro-acoustic transfer function
 \dot{q}_j : volume acceleration of a sound source at the point j

x_i : displacement of the point i in the structure
 f_i : force applied at the point i

1. 서론

승용차의 실내소음은 엔진 및 동력 전달계, 타이어, 공력 소음 등 여러 가지 소음원으로부터 발생되어 실내로 전달되는데, 200Hz 이하의 저주파수 대역에서는 차체의 구조진동특성이 소음 전달과정에 크게 기여한다. 이 주파수 대역에서는 차실 공동의 음향모드나 차체의 진동모드가 구조-음향 주파수응답 함수에 큰 영향을 미

* 회원, 서울대학교 대학원
** 회원, 서울대학교 기계항공 공학부
*** 회원, 강원대학교 기계메카트로닉스 공학부
**** 회원, 현대자동차 남양만 연구소

치는 것으로 알려져 있다.^{1,2)} 엔진, 동력전달계통의 진동이 마운트를 통하여 차체로 전달되거나, 노면 가진에 의한 진동이 현가계를 통하여 차체를 진동시켜 차실 내 음향특성과 어우러져 실내 음장을 형성하게 된다. 저주파수 대역에서의 실내 소음 예측 및 저감을 위해서, 차체 진동과 차실 음향 모드와의 연성 관점에서 차실 소음을 해석하고 대책을 제시하는 연구가 많이 이루어져 왔다.²⁻⁴⁾ 차종에 따라서는 차실과 트렁크 공동이 패키지 트레이와 뒷좌석을 통하여 음향학적으로 연결되어 있으므로, 트렁크로부터 차실로 전달되는 소음을 저감시키기 위한 대책이 필요하게 된다. Osawa 등⁵⁾은 뒷좌석 시트의 밀도를 조절하는 방법으로 차실-트렁크 연성모델을 제시하였으며, 정지훈 등⁶⁾은 경계요소법을 이용하여, 스피커 구멍이 차실과 트렁크의 음향 연성에 주는 효과를 연구한 바 있다. 저자들은⁷⁾ 뒷좌석 시트의 진동모드를 고려한 차실-트렁크 연성모델을 이용하여 모드 특성의 변화를 연구한 바가 있다. 그런데, 뒷좌석의 차음성이 좋은 승용차의 경우, 패키지 트레이가 중요한 연성경로가 된다. 이 부분에는 차문(door)을 열고 닫을 때 일어나는 급격한 압력 변화를 완화시키고 외부로부터의 공기유입을 원활하게 하기 위한 다수의 구멍이나 전장 케이블용 구멍이 존재한다. 따라서, 기밀 처리가 어렵고, 두꺼운 흡/차음재로 구성된 뒷좌석에 비하여 두 공동의 연결 통로가 될 수 있다. 이를 고려하는 음향 연성계의 해석 모델은 매우 복잡하므로, 아직까지 연구가 이루어지지 못하고 있는 실정이다. 본 연구에서는 우선 국산 승용차를 대상으로 수행된 실험을 통하여 트렁크 진동이 실내 소음에 어떻게 기여하는지를 평가하였다. 평가 결과는 차후의 연구에서 차실-트렁크 연성 해석모델의 근거로 사용될 것이다. 트렁크 벽의 진동에 의한 소음이 차실로 전달되는 특성은 가진력과 음압 사이의 관계를 나타내는 구조-음향 전달함수로 평가할 수 있으나, 본 연구에서는 진동-음향 상반정리(vibro-acoustic reciprocity theorem)⁸⁻¹⁰⁾에 근거하여 음향

가진에 의한 진동 응답을 나타내는 음향-구조 전달함수를 측정하여 평가하였다. 즉, 측정이 불편한 구조-음향 전달함수 대신, 차실 내 음원과 트렁크 외벽의 음향-구조 전달함수를 구하여 트렁크 진동이 실내소음에 기여하는 바를 평가하였다. 그 결과로부터, 실내 소음에 크게 기여하는 트렁크 진동 모드가 존재한다는 것을 확인할 수 있었고, 주행시험 결과로부터 트렁크 벽의 특정 진동모드가 차실 소음에 크게 관련되고 있음을 확인하였다.

2. 이론적인 배경

2.1 구조-음향 전달 함수

N개의 경로를 통하여 전달되는, 음장 내 j지점의 총 음압 p_j 은 각각의 전달경로에 의한 구조기인 소음의 합으로 나타낼 수 있다.¹¹⁾

$$p_j = \sum_{i=1}^N p_{ji} \quad (1)$$

여기서, p_{ji} 는 가진력 f_i 과 구조-음향 전달함수 (structural-acoustic transfer function) H_{ji}^a 의 곱으로 표시된다.

$$p_{ji} = H_{ji}^a \cdot f_i \quad (2)$$

식(2)를 식(1)에 적용하면, 음장 내 j점에서의 구조기인 소음의 총합은 다음과 같다.

$$p_j = \sum_{i=1}^N H_{ji}^a \cdot f_i \quad (3)$$

2.2 진동-음향 상반 원리

구조계 i점에 작용한 가진력에 의한 진동으로 j점에 발생하는 음압과 j점에 위치한 음원에 의해 발생하는 i점의 진동 가속도는 다음의 상반관계를 갖는다.¹²⁾

$$\left. \frac{\dot{p}_j}{f_i} \right|_{q_j=0} = - \left. \frac{\ddot{x}_i}{\dot{q}_j} \right|_{f_i=0} \quad (4)$$

좌변의 하첨자는 가진력 이외에 음원에 의한

가진이 없음을 의미하며, 우변의 하첨자는 음원 이외에 가진력이 없는 상태를 의미한다.

식(4)를 이용하여, 구조-음향 전달함수를 구하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$H_{j\ddot{x}_i}^a = - \frac{\ddot{x}_i}{q_j} \Big|_{f_i=0} \quad (5)$$

그러므로, j 점의 구조 기인 소음 총합은 다음과 같이 표현된다.

$$p_j = - \sum_{i=1}^N \left(\frac{\ddot{x}_i}{q_j} \Big|_{f_i=0} \right) \cdot f_i \quad (6)$$

따라서, 진동-음향 상반 정리는 공간적 제한이나 구조적 복잡성으로 가진이나 가진력의 측정이 어려운 지점과 공동내 수음점 사이의 주파수 응답함수를 구할 때, 스피커의 체적 가속도와 구조의 가속도 신호를 측정하여 주파수 응답함수를 구하는 이론적 근거가 된다. 본 연구에서 사용한 중형차의 경우, 트렁크가 닫혀진 상태에서 트렁크 벽 내면의 가진이 어려운 점을 감안하여, 구조 가진과 음압 응답 사이의 구조-음향 전달함수 대신 음원(스피커)의 가속도와 트렁크의 진동 가속도 사이의 음향-구조 전달함수를 측정하였다.

Fig. 1에 보이는 바와 같이 조수석 귀 위치에 설치한 음원(스피커)에 의한 트렁크 진동특성을 파악하기 위해 트렁크 외벽의 5개 위치에서 가속도를 측정하여, 음원과 트렁크 사이의 음향-구조 전달함수를 구하였다. 그 결과로부터 상반정리에 근거하여 트렁크 벽면 각 부분의 진동이 차실의 소음에 기여하는 정도를 평가할 수 있었다.

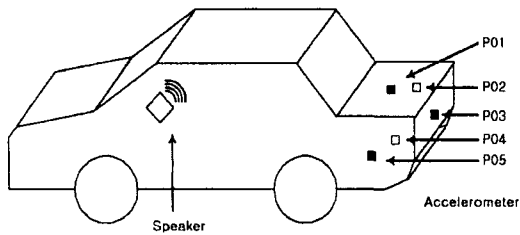


Fig. 1 The position of a speaker and an accelerometer



Fig. 2 Sound source set-up

3. 시스템의 선형성 파악

상반정리는 선형 시스템에만 적용할 수 있는 정리이다. 따라서, 다음 두 가지 방법을 이용하여 시스템의 선형성을 평가하였다.

3.1 입력신호 크기에 따른 주파수 응답함수

1V, 2V, 3V 세 가지 크기의 스피커 입력 신호에 따른 전달함수를 측정하였다. 랜덤신호를 스피커에 입력시킬 때, 공급 전압의 크기(rms)에 따른 스피커 콘의 가속도 응답 특성을 Fig. 3에서 비교한다.

Fig. 4는 스피커 입력신호의 크기에 따른 트렁크 벽면상의 두 위치에서 측정한 음향-구조 주

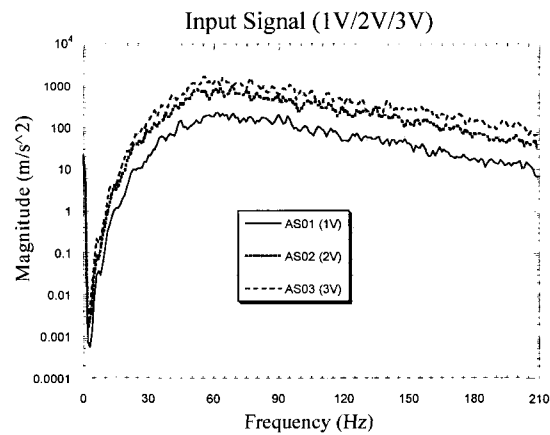
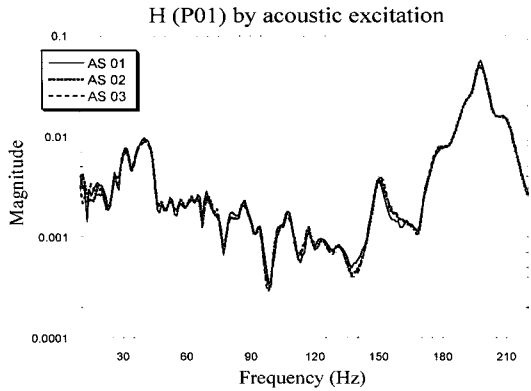
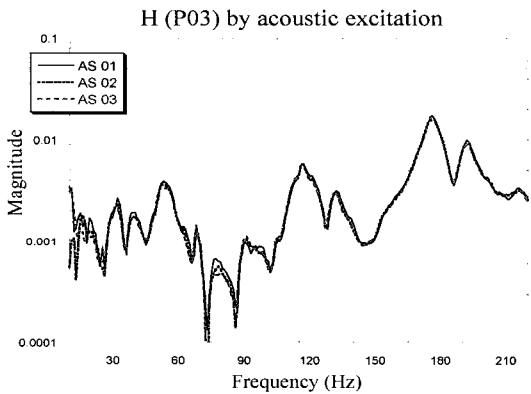


Fig. 3 A signal of accelerometer on the speaker



(a) The top of the trunk lid(P01)



(b) The back of the trunk(P03)

Fig. 4 Acoustic-structural transfer function by the speaker at the front seat at approximately ear height

파수 응답 특성을 보인다. 공급 전압의 크기에 무관하게 동일한 형태의 음향-구조 주파수 응답을 보이는 것을 확인 할 수 있으며, 음향-구조계의 선형성은 어느 정도 보장되는 것으로 평가된다.

3.2 음향-구조 전달함수와 구조-음향 전달함수

여기서는 충격해머로 가진이 비교적 쉽고 충분한 가진력을 발생시킬 수 있는 P01점과 조수석 귀위치에 사이의 구조-음향 주파수 응답함수와 음향-구조 주파수 응답함수를 직접 비교함으로써 시스템의 선형성을 평가한다.

두 주파수 응답함수의 크기를 Fig. 5에서 비교한다. 음향-구조 주파수 응답함수를 구할 때는

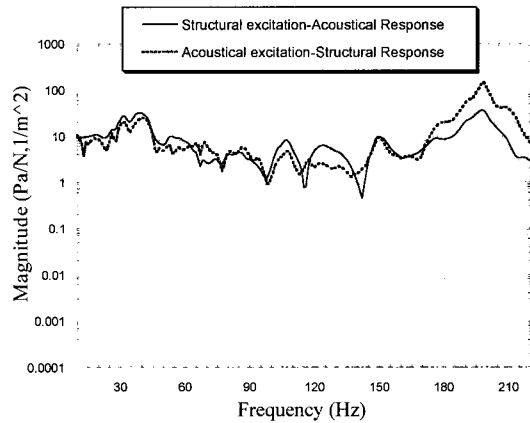


Fig. 5 Comparison between structural excitation-acoustical transfer function and acoustical excitation-structural transfer function

스피커의 면적을 고려하여 체적 가속도를 계산하여 사용하였다. 주파수가 증가함에 따라, 두 응답함수의 크기에서 약간의 차이가 발생한다. 고주파수 대역으로 가면서 스피커의 지향성이 증가하는 것과, 스피커의 등가 면적을 구하는 과정에서 발생하는 오차가 그 원인으로 보인다. 그러나, 전반적으로 두 주파수 응답함수는 상당히 근접하고 있으며 피크(Peak)가 발생하는 주파수도 거의 일치하므로, 상반정리를 이용하여 소음 기여도를 평가하는 방법을 이 시스템에 적용하는 것은 큰 무리가 없다고 판단된다.

4. 트렁크 벽면의 소음 기여도 평가

측정된 음향-구조 주파수 응답 함수를 비교하여 트렁크 벽의 각 패널부 진동이 차실 소음에 기여하는 정도를 상대 평가한다. 조수석에 위치한 스피커로 랜덤신호(random signal)를 발생시키고, 트렁크 벽면 5개 지점에서 측정된 가속도 신호로부터 구한 음향-구조 주파수 응답함수를 Fig. 6에서 비교한다. 50Hz 아래와 200Hz 부근에서, 트렁크 리드 상단부(P01) 진동이 다른 위치에서 측정된 주파수 응답치보다 매우 큰 것을 알 수 있다. 상반정리에 근거하면, 이것은 트렁크 리드부(P01)의 진동이 저주파수 대역의 구조기

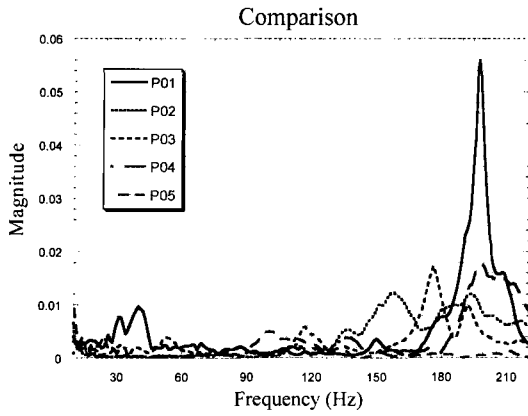


Fig. 6 Frequency response function of the parts of the trunk

인 소음에 크게 기여할 수 있음을 의미한다.

5. 트렁크 리드의 진동 특성

트렁크 외벽 중에서 차실 소음에 크게 기여하는 것으로 판명된 트렁크 리드의 진동 모드 특성을 확인할 필요가 있다. 트렁크 내부에 장착한 스피커에서 발생하는 음압에 의한 음향-구조 주파수 응답함수를 측정하여 트렁크 리드의 진동 모드를 구하였다.

Fig. 7같이 트렁크 내부 중앙에 스피커를 장착하고, 트렁크 리드 상부의 135개 지점, 후면부의 65개 지점에서 가속도 신호를 측정하여 음향-구조 진동 주파수 응답함수를 구하였다. 사용된 프로그램은 LMS Cada-X 3.5이고, 복소 지수법을 이용하여 고유주파수를 구하였다. Fig. 8은 대표적인 진동 모드이고, Table 1은 고유주파수이다. 27Hz, 37Hz, 42Hz에서는 트렁크 리드 상

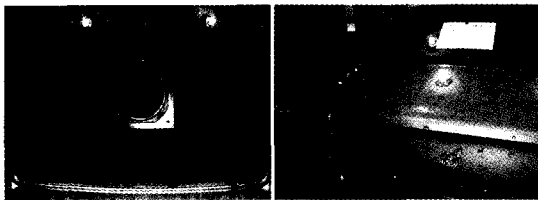


Fig. 7 Experimental set-up for vibration modal test of trunk

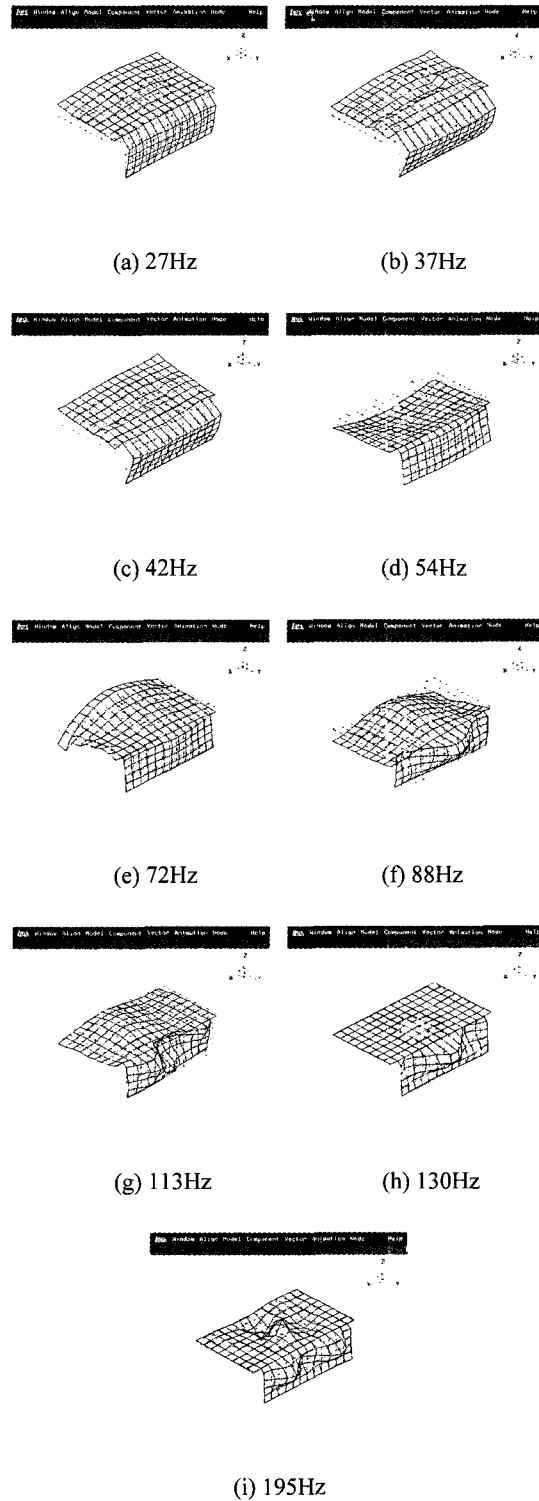


Fig. 8 Structural modes of trunk lid

Table 1 Natural frequencies of vibration modes

Mode	1	2	3	4	5	6	7	8
Frequency (Hz)	27	37	42	54	62	72	88	94
Mode	9	10	11	12	13	14	15	16
Frequency (Hz)	102	109	113	130	150	168	180	195

단부와 후면부의 위상이 동일한 모드들이 출현하는데, 음향 방사에 유리한 모드들이다. 54Hz에 해당하는 모드는 Fig. 8 (d)에서와 같이, 트렁크 리드 상부와 후면부의 진동 위상이 반대이므로 음향 방사에는 불리한 모드이다. 72Hz, 88Hz에서는 트렁크 리드의 굽힘 변형이 심한 모드가 출현하고, 113Hz 및 130Hz에서는 트렁크 리드 후면부의 변형이 심한 진동모드가 나타난다. 이러한 모드들은 음향-구조 주파수 응답 함수 상에서는 뚜렷한 피크를 보이지 않으나, 주행시험에서는 상당한 크기의 진동 레벨을 보이고 실내 소음에도 크게 기여하는 것으로 확인되었다. 그리고, 195Hz의 진동 모드는 트렁크 리드 상단 중앙부가 심하게 변형되는 모드로 주파수 응답 함수 상에서는 실내소음에 가장 크게 관여하고 있다.

6. 주행시험

Fig. 9의 측정장치를 사용하여, 세 가지 정속 주행 상태(40km/h, 60km/h, 80km/h)에서 트렁크 리드의 두 지점(트렁크 리드 상단 중앙부와 리드 후면부)의 가속도 신호와 차실 내의 두 위치(조수석 귀위치와 뒷좌석 귀위치)의 음압 측정치를 Fig. 10~Fig. 12에서 비교한다.

각 그림에서, 위의 두 곡선은 트렁크 리드 상단부(frt)와 후면부(rr)에서의 가속도를, 아래 두 곡선은 조수석(frt)과 뒷좌석(rr)에서의 음압을 의미한다. 트렁크 진동 스펙트럼상의 피크와 차실 소음에서의 피크는 거의 동일한 주파수에서 나타나는 것은 트렁크 리드의 진동이 실내소음에 깊이 관련됨을 의미한다. 연구대상 차량의 경우, 세 가지 정속 주행상태에서 조수석보다는 트



Fig. 9 Experimental set-up for proving ground test

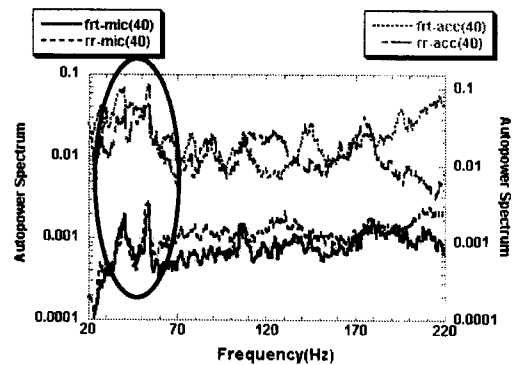


Fig. 10 Comparison at constant 40km/h

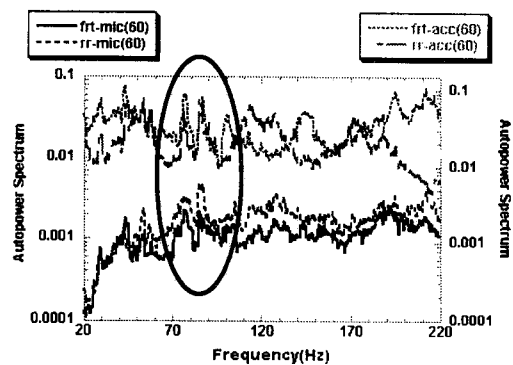


Fig. 11 Comparison at constant 60km/h

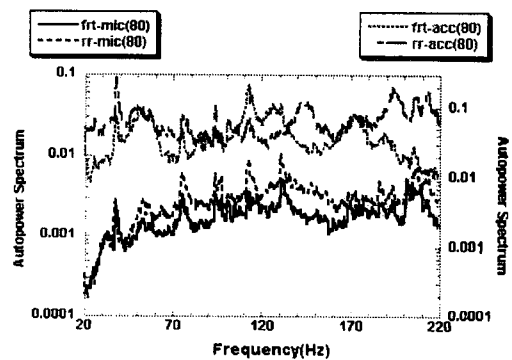


Fig. 12 Comparison at constant 80km/h

링크에 가까운 뒷좌석(운전석 뒤)의 음압이 높았다. 이것으로, 엔진, 또는 현가계를 통한 노면 진동이 트렁크 벽을 포함하는 차체 후미의 진동을 발생시키고, 그로 인한 트렁크 공동내 소음이 패키지 트레이를 통하여 차실로 유입된다는 사실을 알 수 있다.¹³⁾

40km/h 정속 주행시험에서는 측정된 가속도와 음압 스펙트럼은 관심주파수 영역(20~220 Hz) 중 42Hz와 54Hz에서 가장 큰 피크가 발생하였다. 60km/h 정속 주행시험에서는 72Hz와 85 Hz에서 트렁크 리드의 가속도와 음압 스펙트럼이 큰 값을 가진다. 80km/h 정속 주행시험에서는 37Hz, 112Hz 및 130Hz에서 높은 피크가 발생하였다. 이러한 피크들은 앞에서 확인된 트렁크 벽의 진동 모드에 해당하는 주파수 성분들이다. 그러나, 음향-구조 주파수 응답 측정치에서 가장 큰 피크를 보였던 195Hz 성분은 가속도 스펙트럼에서는 피크를 보이나, 음압 스펙트럼에서는 높게 나오지 않고 있다.

이러한 결과를 종합해 볼 때, 엔진 저차 조화 성분이나 현가계를 타고 들어오는 노면 가진력이 트렁크 벽의 진동모드를 가진 시켜, 그 공진 주파수에서 가속도와 실내 소음의 피크 성분들이 발생하는 것으로 볼 수 있다. 그러나, 별도로 진행되었던 엔진 속도대 가속도의 3차원 스펙트럼 분석(water fall analysis)에서 엔진 조화 성분은 뚜렷하게 나타나지는 않았다. 따라서, 뒷좌석 가까이에 위치한 뒷바퀴 현가계를 통하여 전달되는 노면 가진력이 트렁크 벽의 몇 개 모드를 크게 공진시키고, 그 결과, 트렁크에 가까운 뒷좌석에서의 소음이 높게 나오는 것으로 평가된다.

7. 결론

차실과 트렁크가 연성된 국산 승용차를 대상으로, 트렁크 벽면의 진동과 차실 소음 사이의 관계를 실험적으로 평가하여 다음의 결과를 얻었다.

- 1) 진동-음향 상반정리에 근거한 실내소음 평

가에서 트렁크리드의 진동이 실내소음에 직접적으로 기여함을 확인할 수 있었다.

- 2) 실내소음 스펙트럼상에서 높은 레벨을 보이는 상당수의 피크 성분들은 트렁크 진동의 피크 성분들과 일치하며, 이러한 피크 성분 트렁크 리드의 굽힘 진동 모드로 확인되었다.

- 3) 실험대상 차량의 경우, 트렁크 진동모드는 엔진 및 현가계를 통하여 가진되어 소음을 발생시키고 패키지 트레이 구멍을 통하여 실내로 전달됨으로써, 조수석보다는 트렁크에 가까운 뒷좌석에서의 소음 레벨이 높게 나온다.

후 기

본 연구는 현대자동차(주) 과제와 두뇌한국21(BK21)사업 지원으로 수행되었으며, 관계자 여러분의 협조에 감사 드립니다.

참 고 문 헌

- 1) D. F. Nefske et al., "Structural-Acoustic Finite Element Analysis for the Automobile Passenger Compartment: A Review of Current Practice," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.80, No.2, pp.147- 205, 1982.
- 2) S. H. Sung, D. J. Nefske, "A Coupled Structural-Acoustic Finite Element Model for Vehicle Interior Noise Analysis," *ASME Transactions, Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability*, Vol.106, No.2, pp.314-318, 1984.
- 3) S. H. Kim, J. M. Lee, "A Practical Method for Noise Reduction in a Vehicle Passenger Compartment," *ASME Transactions, Journal of Vibration and Acoustics*, Vol.120, No.4, pp.199-205, 1998.
- 4) S. H. Kim, J. M. Lee, M. H. Sung, "Structural-Acoustic Modal Coupling Analysis and Application to Noise Reduction in a Vehicle Passenger Compartment," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.225, No.5, pp.989-999, 1999.
- 5) T. Osawa, A. Iwama, "A Study of the Vehicle Acoustic Control for Booming Noise Utilizing

- the Vibration Characteristics of Trunk Lid,” SAE 861410, 1986.
- 6) 정지훈, 이정권, “스피커 구멍을 통한 차실과 트렁크 공간과의 음향 연성에 대한 간접 경계요소해석,” 한국자동차공학회 논문집, 제5권 제3호, pp.66-75, 1997.
 - 7) 강상욱, 이장무, 김석현, “트렁크 연성효과를 고려한 차실 음향모델링에 관한 연구,” 한국소음진동공학회 추계학술대회 초록집, pp.300-305, 1994.
 - 8) 고강호, “진동-음향 상반 원리에 이용되는 음원의 유효 면적 측정,” 한국소음진동공학회지, 제9권 제5호, pp.943-948, 1999.
 - 9) P. J. G. van der Linden, J. K. Fun, “Using Mechanical-Acoustic Reciprocity for Diagnosis of Structure Borne Sound in Vehicles,” SAE 931340, 1993.
 - 10) S. Maruyama, A. Hasegawa, Y. Hyoudou, “Interior Noise Analysis Based on Acoustic Excitation Tests at Low-Frequency Range,” SAE 1991-01-1806, 1991.
 - 11) P. W. SMITH, JR, “Response and Radiation of Structural Modes Excited by Sound,” Journal of The Acoustical Society of America, Vol. 34, No.5, pp.640-647, 1962.
 - 12) K. Wyckaert, “Vibro-Acoustical Modal Analysis: Reciprocity, Model Symmetry, and Model Validity,” Journal of the Acoustical Society of America, Vol.100, No.5, pp.3172-3181, 1996.
 - 13) 이장무, “저주파대역 부밍문제 해결을 위한 차실 연성해석 기법,” 현대자동차 연구보고서, 서울대학교 정밀기계설계공동연구소, 2000.