

자동차용 흡·차음재의 성능분석을 위한 통계적 에너지 기법 적용의 검토

An application of the Statistical Energy Analysis for Absorbing and Soundproofing Materials of Vehicle

이 장 명* · 이 준** · 김 대 곤*** · 정 병 인****

Chang-Myung Lee, Jun Lee, Dae-Gon Kim, Byoung-In Jung

Key Words : Statistical Energy Analysis(SEA:통계적 에너지 해석), Mode Count(모드수)
Damping Loss Factor(댐핑 로스 팩터), Coupling Loss Factor(커플링 로스 팩터)

ABSTRACT

Interior parts of a vehicle are getting important to reduce interior noise of car. Therefore, prior analysis of cabin noise related with interior parts are necessary at first design stage. Recently, Statistical Energy Analysis(SEA) has been suggested as a possible way for meddle of high frequency range analysis with interior parts. This article introduces an example of the application of SEA to predict air born noise of cabin of car.

1. 서론

승용차 실내소음을 해석하기 위하여 기존의 해석 방법인 유한 요소법이나 경계 요소법들이 많이 사용되어져 왔다. 이 해석기법들은 상세한 설계를 동반한 해석기법이므로 성능 예측이 절실한 설계 초기, 중간 단계에서는 적용하기가 상당히 어려웠다. 하지만 Lyon과 Madanik에 의해 기초가 세워진 통계적 에너지 해석 기법을 승용차 실내소음의 해석 및 예측에 적용함으로써 중·고주파 대역에서의 소음 및 진동 해석이 이루어지게 되었다.

본 연구에서는 승용차 실내소음 저감을 위해 사용되는 다양한 흡·차음재 조합에 대한 성능분

석을 하기 위한 기초단계로 가진원을 공기 기인 소음으로 한정된 상태에서 베어 판넬(Bare Panel)상태의 승용차 실내 음압을 통계적 에너지 기법으로 해석하고, 실차 실험을 통하여 이를 검증한다.

2. 본론

2-1. 두 개의 음향공간으로 모델링된 승용차에서의 SEA 적용

승용차에는 많은 종류의 흡·차음재가 삽입되는데, 그 조합에 따라 실내 음압을 구할 수 있는 식을 승용차의 모든 조건을 감안하여 세우기란 불가능하다. 주행 중의 가진 조건과 승용차의 실제 구조를 정확히 고려할 수 없기 때문에 가진원과 구조를 한정 할 수밖에 없다. 엔진룸에서 실내로 유입되는 공기 전달음을 아래 그림과 같이

*정회원, 울산대학교 공과대학 기계·자동차공학부

**울산대학교 대학원 기계·자동차공학부

단순 모델링 할 수 있다. 웨이브가 전파되는 룸 1과 2의 매질은 공기로서 같다.

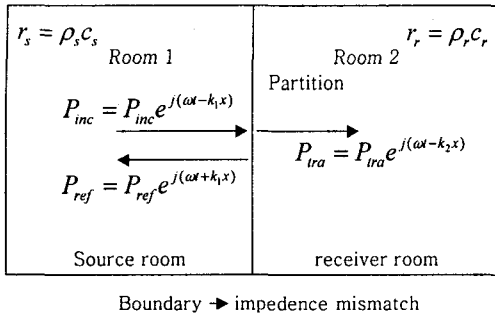


Fig. 1 Characteristic impedance of an acoustic cavity

두 개의 음향 공간으로 구성된 시스템에서 가능한 소음 경로는 아래 그림과 같다. 룸 1로부터 음향 가진된 파티션이 진동하여 소음을 방사하게 되는 경로가 있고, 음원실의 소음이 파티션을 통과하는 경로가 있으며, 파티션 외에 다른 곳을 통과한 음이 수음실 벽을 가진하여 룸 2로 소음을 방사하게 되는 플랭킹(flanking) 경로가 있다. 두 개의 음향 공간을 둘러싸고 있는 외부 환경 조건이 자유 음장이라면 파티션을 지나지 않고 음원실로부터 방사되는 소음에 대해서, 즉, 플랭킹 경로에 대해서 이 음장은 에너지 싱커(sinker)로서의 역할을 할 것이다. 이럴 경우 그 경로는 의미가 없어지게 된다.

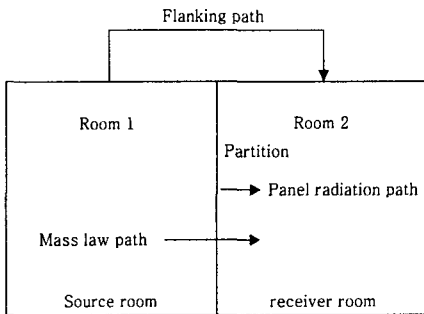


Fig. 2 A noise path of acoustic cavities

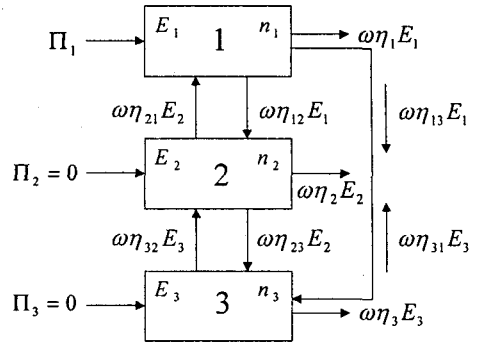


Fig. 3 Energy transfer for each noise paths

소산 및 전달 파워를 이용하여 SEA 평형 방정식을 세운 후 커플링 로스 팩터의 대칭성(reciprocity, $n_i \eta_{ij} = n_j \eta_{ji}$)를 이용하여 연립 방정식을 정리하면 다음과 같다.

$$\Pi_1 = \omega \eta_{11} E_1 + \omega \eta_{12} n_1 \left(\frac{E_1}{n_1} - \frac{E_2}{n_2} \right) + \omega \eta_{13} n_1 \left(\frac{E_1}{n_1} - \frac{E_3}{n_3} \right) \quad (7)$$

$$0 = \omega \eta_{21} E_2 - \omega \eta_{12} n_1 \left(\frac{E_1}{n_1} - \frac{E_2}{n_2} \right) + \omega \eta_{23} n_2 \left(\frac{E_2}{n_2} - \frac{E_3}{n_3} \right) \quad (8)$$

$$0 = \omega \eta_{31} E_3 - \omega \eta_{13} n_1 \left(\frac{E_1}{n_1} - \frac{E_3}{n_3} \right) - \omega \eta_{23} n_2 \left(\frac{E_2}{n_2} - \frac{E_3}{n_3} \right) \quad (9)$$

$$\frac{E_2}{n_2} = \frac{\eta_{21} \frac{E_1}{n_1} + \eta_{23} \frac{E_3}{n_3}}{\eta_2 + \eta_{21} + \eta_{23}} \quad (10)$$

$$\frac{E_3}{E_1} = \frac{\eta_{13} + \eta_{23} \frac{E_2}{E_1}}{\eta_3 + \eta_{31} + \eta_{23}} \quad (11)$$

$$\frac{E_3}{E_1} = \frac{\eta_{13} + \frac{(n_2/n_1)\eta_{21}\eta_{23}}{\eta_2 + \eta_{21} + \eta_{23}}}{\eta_3 + \eta_{31} + \eta_{23} - \frac{(n_2/n_3)\eta_{21}^2}{\eta_2 + \eta_{21} + \eta_{23}}} \quad (12)$$

여기서, η_1, η_2, η_3 는 댐핑 손실 계수(각각의 서브시스템에서 에너지가 소산되는 정도)이며, $\eta_{12}, \eta_{13}, \eta_{21}, \eta_{23}, \eta_{31}, \eta_{32}$ 는 커플링 손실 계수(하나의 서브시스템에서 다른 서브시스템으로 전달되는 에너지의 정도)이다. E_1, E_2, E_3 는 각 서브시스템의 동적 에너지를 나타낸다.

음원실과 수음실 사이의 소음 감소(NR, noise reduction)는 두 공간이 가지는 에너지 밀도의 비와 같으므로 다음과 같다. 이로부터 투과 손실을 구하고, 룸 2에서 가진 주파수 ω 일 때의 음압을 구할 수 있다.

$$NR = 10 \log_{10} \left(\frac{E_1/V_1}{E_3/V_3} \right) \quad (13)$$

$$TL = NR + 10 \log_{10} \left(\frac{\pi A_2 c_3}{12 \omega \eta_3 V_3} \right) \quad (14)$$

A_2 : 패널(파티션)의 표면적

c_3 : 수음실에서 웨이브(소리) 속도

η_3 : 수음실 매질의 댐핑 로스 팩터

$$E_1 = \frac{V_1 \langle \dot{p}_1^2 \rangle}{\rho_1 c_1^2} \quad (15)$$

$$SPL_1 = 20 \log_{10} \left(\frac{\dot{p}_1^2}{\dot{p}_{ref}^2} \right) \quad (16)$$

$$(\dot{p}_{ref} = 20 \times 10^{-6} [N/m^2])$$

$$SPL_3 = SPL_1 - TL \quad (17)$$

2-2. 승용차 실내 소음 측정

흡·차음재를 제외한 모든 의장부품을 탈거한 상태에서 승용차에 Fig. 4와 같은 실험 장치를 설치하였다.

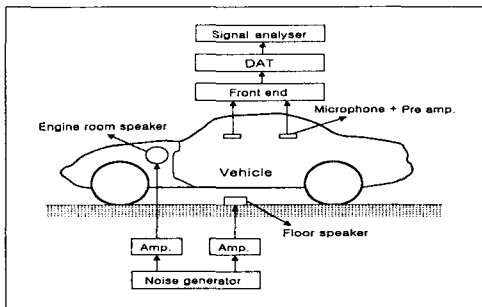


Fig. 4 A schematic diagram for acoustic pressure measurement of car due to air born noise

노면과 플로워(floor) 사이는 확산음장(diffuse field), 그 외에는 자유음장(free field)이므로 실험 장치를 반무향실에 설치하였으며, 엔진룸과 바닥면(floor와 노면 사이)의 공기 기인 소음을 구현하기 위하여 두 개의 스피커를 설치하였고, 전체 값(overall value)이 95 dB이 되도록 가진 하였다.

엔진룸 스피커는 무지향성 스피커를 사용하였고, 측정 신호를 기록하여 신호 분석기로 읽어 주파수 응답 스펙트럼을 구하였다. 실험에 사용

된 장비의 제원은 표1과 같다.

Table 1. List of measurement apparatus

	제조사	모델 No.	비고
Noise Generator	B&K	Type 2332	2 ch. signal analyser
Amp.	B&K	Type 2716	Lab gruppen
	B&K	Type 2706	
Speaker	B&K	Omni power 4236	무지향성
	B&K	Type 4224	
Microphone	B&K	Type 4165	2 EA
Preamp.	B&K	Type 2639	2 EA
Acoustic front end	B&K	Type 5668	2 ch.
DAT	Sony	Pc28Ax	8 ch.
SPL	B&K	Type 2236	
FFT Analyzer	Lms	Cada-X	Window NT ver.

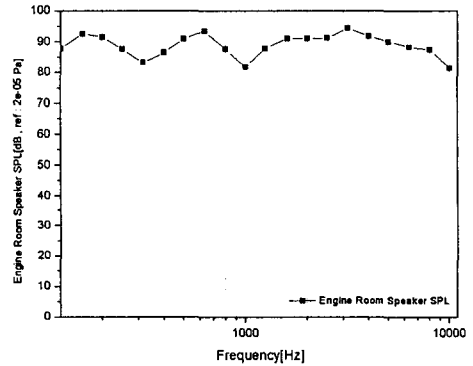


Fig. 5 Frequency response spectrum of a speaker in engine room

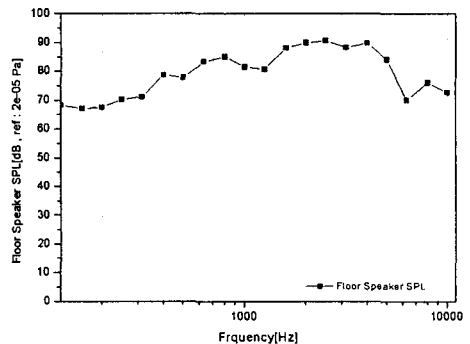


Fig. 6 Frequency response spectrum of a speaker on floor

노이즈 발생기(noise generator)를 이용하여 백색소음(white noise)이 발생하도록 하였지만 스피커 특성상 정확한 백색소음 가진이 이루어지지 못했으며, Fig. 5, Fig. 6과 같은 주파수 응답 스펙트럼을 보였다.

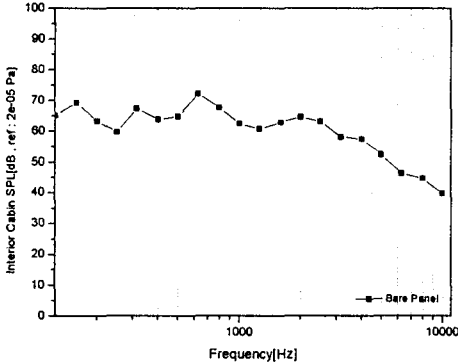


Fig. 7 Interior noise response of car with a bare panel condition

위 Fig. 7은 베어 판넬(Bare Panel)상태에서의 실내 음압 측정 결과를 보이고 있는데 가진 스피커의 주파수 응답 스펙트럼보다는 전체적으로 음압이 낮으며, 특히 고주파수쪽으로 갈수록 음압이 많이 떨어지고 있음을 알 수 있다.

2-3. 승용차 실내 소음 해석 및 검증

실험과 동일한 조건으로 상용 소프트웨어인 AutoSEA 1.5를 사용하여 아래 Fig. 8과 같이 AutoSEA 네트워크를 구성하여 해석하였다.

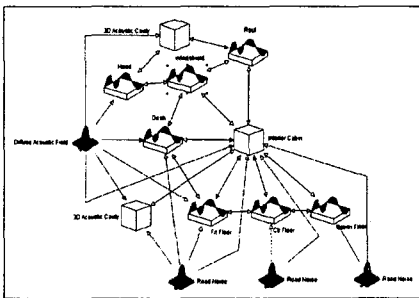


Fig. 8 An example of analysis network using SEA

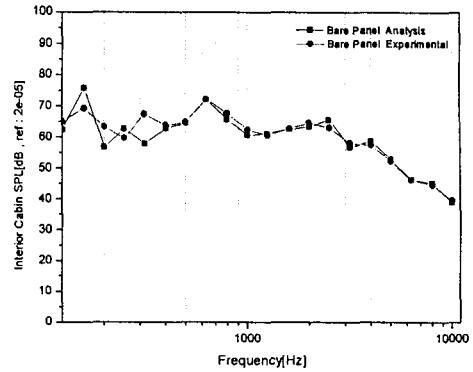


Fig. 9 Comparison results between noise measurement and SEA analysis

위 Fig. 9는 베어판넬(Bare Panel)에서의 SEA 해석과 실제실험과의 실내 음압을 서로 비교한 것인데 250Hz이후에는 실험결과와 해석결과가 거의 일치하고 있음을 알 수 있다.

3. 결론

본 연구에서는 승용차 실내소음 저감을 위해 사용되고 있는 흡·차음재에 대한 성능분석을 하기 위한 기초단계로서, 두 개의 음향공간으로 승용차를 모델링하고 SEA 평형 방정식을 세운 후 해석을 실시하였으며, 해석과 동일한 조건으로 실차 실험을 하여 그 결과를 서로 비교하여 보았는데 경향이 매우 유사하게 나타나고 있음을 보였다. 보다 다양한 실험과 이론적인 해석이 요구되고는 있지만 SEA의 실용성을 확인할 수 있었다. 추후 SEA해석을 이용하여 다양한 흡·차음재 조합에 대해 성능분석을 실시하여 그 결과를 데이터 베이스화 한다면 설계 초기 단계에서부터 성능예측은 물론 합리적인 설계 방향 제시를 할 수 있을 것으로 기대하고 있다. 또한, 해석결과만 가지고도 승용차의 흡·차음재 조합을 손쉽게 구성할 수 있을 것이다.

참고문헌

- 1) R. H. Lyon, R.G. Dejong, Theory and Application of Statistical Energy Analysis, RH Lyon corp, USA, 1995
- 2) Frank Fahy, Sound and Structural Vibration(Radiation, Transmission and Response), Academic Press, 1985
- 3) J. D. Irwin, E. R. GRAF, Industrial Noise and Vibration Control, Prentice-Hall, Inc., 1979
- 4) Ahid D. Nashif, David I. G. Jones, John P. Henderson, Vibration Damping, John Wiley & Sons, 1985
- 5) Richard G. Dejong, A Study of Vehicle Interior Noise Using Statistical Energy Analysis, SAE 850960
- 6) C. J. Radcliffe, X. L. Huang, Identification of Internal Loss Factors During Statistical Energy Analysis of Automotive Vehicles, SAE 931300
- 7) Benjamin Cimerman and Bremner, Yang Qian and Jeff A. Van Buskirk, Incorporating Layered Acoustic Trim Materials in Body Structural-Acoustic Models, SAE 951307
- 8) Heng-ye Chen, Melissa O'Keefe and Paul Bremner, A Comparison of Test-Based and Analytic SEA Models for Vibro-Acoustics of a Light Truck, SAE 951329
- 9) Alan V. Parrett and K. Hicks, Thomas E. Burton, Luc Hermans, Statistical Energy Analysis of Airborne and Structure-Borne Automobile Interior Noise, SAE 971970
- 10) Robert E. Powell, Jason Zhu, Jerome E. Manning, SEA Modeling and Testing for Airborne Transmission Through Vehicle Sound Package, SAE 971973
- 11) Brian H. Tracey, Liangyu(Mike) Huang, Transmission Loss for Vehicle Sound Packages with Foam Layers, SAE 1999-01-1670
- 12) ASTM C522-87, Standard Test Method for Airflow Resistance of Acoustical Materials
- 13) ASTM C384, Method for Impedence and Absorption of Acoustical Materials by the Impedence Tube Method
- 14) Mardi C. Hastings, Richard D. Godfrey, Experimental Verification of Design Charts for Acoustic Absorbers, SAE 971951
- 15) J. Stuart Bolton, Yeon June Kang, Elastic Porous Materials for Sound Absorption and Transmission Control, SAE 971878