

스포티 음색 구현을 위한 자동차 흡기 시스템의 최적화 연구 A Study on Optimization of the Vehicle Intake System for Obtaining Sporty Sound Quality

유충준 · 윤태민 · 강창기 · 이재응

C. J. YOU, T. M. YUN, C. K. Kang and J. E. LEE

(접수일 : 2009년 12월 14일, 수정일 : 2010년 2월 11일, 채택확정 : 2010년 2월 26일)

Key Words : Sound Generator(사운드 제너레이터), Transmission Loss(전달 손실), Sound Level(음 레벨), Design Parameter(설계인자)

Abstract : In the study, it is considered sporty car as 1400cc entry cars using sound generator. These cars are required special sound quality, also sporty sound quality. The operational principle of this sound generator system is that on the operation of the engine intake valves caused pulsating is to shake the membrane of the sound generator on the inside of the driver front dash panel through the intake manifold, which will deliver the required sound quality and tone. For the component constructed sound generator, main design parameters are selected and optimized using the daguchi's method. The results are as follows; The C2 sound level must be minimized and C4 level must be maximized. And also overall level keeps linear characteristics.

1. 서 론

승용세단 차량을 선호하는 대부분의 사람들은 조용하고 안락한 차량을 선호하며, 이를 위해 흡기시스템의 최적화 디자인 연구가 활발하며 소음 레벨과 음질개선의 방향을 제시하였다¹⁾.

반면에, 조용한 차량과는 반대로 대부분 다이내믹한 운전성능과 더불어 스포티한 배기 토출음을 선호하는 쿠페 등에서 선호하는 스포티 음색을 만들기 위해서는 대부분 별도의 제너레이터를 사용하는 데 흡기시스템에 부착할 수 있도록 설계가 되며, 이 흡기 사운드 제너레이터는 특징 있는 음색 개발을 위한 주요한 부품이 된다. 이 시스템의 작동 원리는 엔진 흡기 밸브의 작동에 의해 발생하는 맥동이 인테이크 매니폴드를 통해 전달되어 운전자 전방 대시 판넬 안쪽에 위치한 사운드 제너레이터의 멤브레인을 떨리게 하는 것이며, 이로써 요구되는 음질 및 음색을 구현 하게 된다. 현재까지 개발된 이러한

장치는 터보 차저가 적용된 고마력의 엔진을 탑재한 차량을 위해 개발되어 있다. 따라서 엔진에서 발생하는 강한 부압으로 인하여 멤브레인의 고주파음이 발생되며, 이를 감쇠하기 위해서 매우 복잡한 댐퍼 구조를 갖게 된다. 이로 인해 저 배기량의 자연 흡기식 엔진을 적용하는 소형차에서는 음색 구현의 효과가 작아지게 된다. 또한 가격도 고가이기 때문에 저 배기량 차종 적용에 어려움이 있게 된다.

본 연구에서는 저배기량, 저마력의 자연 흡기식 가솔린엔진 차량에 장착 가능한 사운드 제너레이터 시스템을 구성하고, 이 사운드 제너레이터의 주요 주파수 튜닝 설계인자를 최적화시킴으로써 목적으로 하는 음색 구현을 극대화 시키고자 한다. 또한 스포티 사운드를 만들기 위해 어떤 회전수 영역에서 어떤 엔진 소음 차수가 관련이 있는지 상관관계에 대해서도 연구하였다.

2. 스포티 음질에 영향을 끼치는 설계인자 선정 및 최적화

본 연구에서는 1400cc 전후의 저배기량, 저마력의 자연 흡기식 가솔린 엔진 차량에 장착 가능한 사운드 제너레이터 시스템을 Fig. 1에서와 같이 인테이

유충준(교신저자) : 경기대학교 기계시스템공학과
E-mail : chungjun@kyonggi.ac.kr Tel : 011-662-9618
강창기, 윤태민 : 현대자동차 연구개발 총괄본부
이재응 : 중앙대학교 기계공학부

크 호스의 스토틀 바디 부분에 장착되는 개념으로 구성하였으며, 엔진 흡기밸브의 작동에 의해 발생된 맥동의 영향을 보다 크게 하기 위해 엔진의 인테이크 매니폴드에 근접하여 장착하고, 발생된 사운드를 운전자에게 보다 잘 전달시키기 위해 엔진룸 내부에 설치하거나 토출부를 운전자 전방인 대시 판넬을 관통시켜 설치하였다. 이러한 음 발생장치는 복잡한 구조로 된 것도 있으나 본 연구에서는 Fig. 2와 같이 튜닝 파이프와 리버 멤브레인(rubber membrane)이 장착된 트럼펫의 단순한 2개 주요 인자로 구성되어 있는 장치를 대상으로 하였다. 각 구성 요소의 변화에 따라 음의 특성을 변경시킬 수 있는데, 관심 주파수 대역에서 전달 손실(TL, Transmission Loss)을 최소화 또는 극대화하여 음의 특성을 변화시켜 음의 크기를 증대 또는 감소시킴으로써 원하는 소리를 구현할 수 있게 된다.

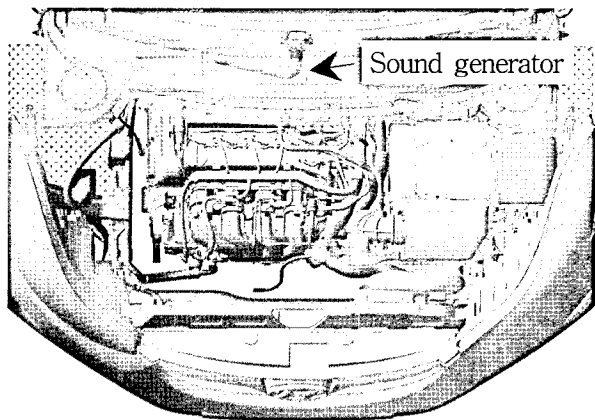


Fig.1 Installation of sound generator

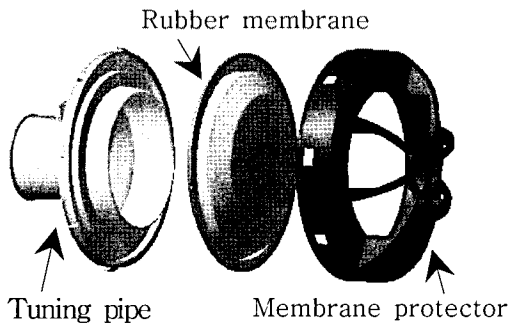


Fig. 2 Structure of trumpet

사운드 제너레이터의 전달손실계수는 Fig. 3과 같이 샘플을 장착하고 임피던스 튜브의 임의의 위치 1~4점(입력측 X1, X2, 출력측 X3, X4)에 각각 마이크로 폰을 설치하고 분석장치로는 B&K 펄스를 사용하여 측정하였으며, 음향 인텐시티(intensity)를

측정하여 직접 비교함으로써 구할 수 있다.

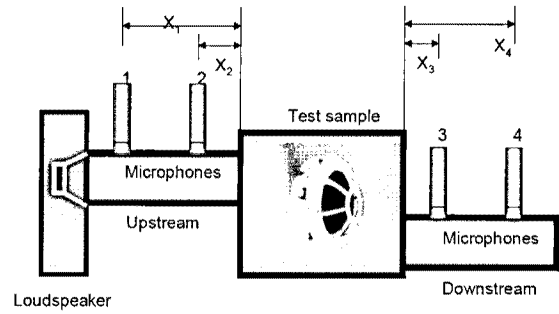


Fig. 3 Trumpet TL test method

전달 손실 $TL(f)$ 는 FFT 해석으로부터 입력 및 출력 음향 파워 P_{input} 과 P_{output} 를 사용하여 식(1)과 같이 표현할 수 있다.⁽²⁾

$$TL(f) = 10 \log_{10} \frac{P_{input}}{P_{output}} \quad [dB] \quad (1)$$

시험재료를 통과하기 전과 후의 진행파와 반사파의 스펙트럼을 각각 $A_1(f)$, $B_1(f)$, $A_2(f)$, $B_2(f)$ 라 하면 이들 관계는

$$\begin{Bmatrix} A_1(f) \\ B_1(f) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha(f) & \beta(f) \\ \gamma(f) & \delta(f) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A_2(f) \\ B_2(f) \end{Bmatrix}$$

로 나타낼 수 있게 된다. 여기서 투과 전달 손실계수를 무차원화하여 표현하면 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.⁽³⁾

$$TL(f) = 20 \log |\alpha(f)| \quad [dB] \quad (2)$$

전달손실이 가장 적은 주파수 대역을 이용하여 전달특성을 극대화시킴으로써 필요로 하는 주파수 대역에서 사운드 파이프의 효과를 최대로 만들어낼 수 있게 된다. 일반적으로 튜닝 파이프의 음향학적 특성은 직선관의 공명에 대한 식으로 표현할 수 있다.⁽⁴⁾

$$f(n) = \frac{(2n-1)}{4} \frac{C}{(L+0.85a)} \quad [Hz] \quad (3)$$

여기서,

- n: 차수
- C: 음속
- L: 파이프 길이
- a: 파이프 반지름

식 (3)에서 주파수는 길이와 반경에 반비례하고 음

속에 비례함을 알 수 있다. 따라서 전달손실이 가장 적은 부분의 주파수로 멤브레인을 가장 크게 울릴 수 있게 되며 이것은 트럼펫 외경과 멤브레인에 가해지는 인장력에 의해 변경된다. 식 (3)으로부터 제너레이터에서의 설계인자는 튜닝 파이프 길이와 파이프 내경, 울림통 역할을 하는 트럼펫 외경과 멤브레인의 경도를 들 수 있다.

경쟁차 사운드 레벨 평가 및 분석을 통하여 주 사용 엔진회전수 영역인 2000~3500rpm 영역에서 운전석 기준으로 사운드레벨 목표를 오버올(overall) 값으로 62~72 dBA로 설정하였으며, 파워풀하면서도 귀에 거슬리지 않는 성분인 C4 사운드 레벨은 목표 값으로 69dBA를 선정하였다. 이러한 목표값을 만족하는 제너레이터를 만들기 위해 설계인자의 최적화를 실시하고자 한다.

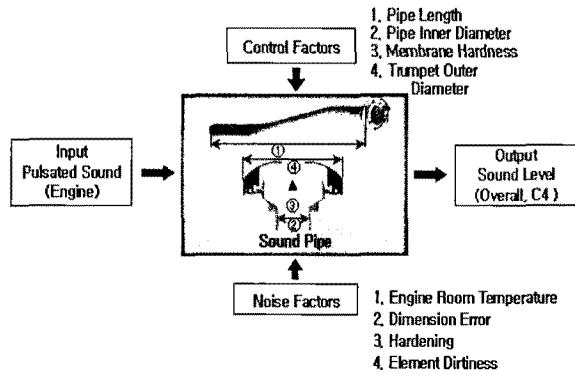


Fig. 4 Block diagram for optimization

입출력에 대한 제어 인자는 Fig. 4에 나타냈으며 ①~④는 각각 파이프 길이, 파이프 내경, 멤브레인 경도, 트럼펫 외경이 된다. 설계인자 4종류에 대해 실험계획법을 이용하여 시험을 실시하고 다구찌 방법을 이용하여 최적화를 실시하였다. 여기서, 소음 인자는 엔진룸온도, 치수오차, 경화 및 엘레먼트 불순물 잔량 등에 의해 영향을 받고 있으나 해석의 용이성 및 재현성 등을 고려하여 불순물 잔량을 소음 인자로 선정하였다.

3. 결과 및 고찰

최적화를 위해 Fig. 4와 같이 4개의 제어 인자에 대해 초기 설계인자로 부터의 영향을 확인하기 위하여 Table 1과 같이 부품을 제작하고, L9 직교표를 이용하여 실험을 실시하였다.

Table 1 Component specification for experiment

Control factor		Level-1	Level-2	Level-3
A	Trumpet outer dia.	φ52	φ62	φ72
B	Membrane hardness	EPDM60	EPDM70	EPDM80
C	Pipe inner dia.	Φ27.5	φ20	φ35
D	Pipe length	400mm	200mm	900mm

파이프의 입출력 단에서 사운드 레벨을 측정하고 Overall(이하, OA) 사운드 레벨에 대해 표준 S/N(Signal to Noise)비 및 베타(β) 반응표를 Fig. 5와 같이 얻을 수 있었다. 여기서, S/N비에서는 파이프 내경인 인자 C에서 β 값인 기울기 증대에 영향을 크게 끼치는 값을 선택하였다.

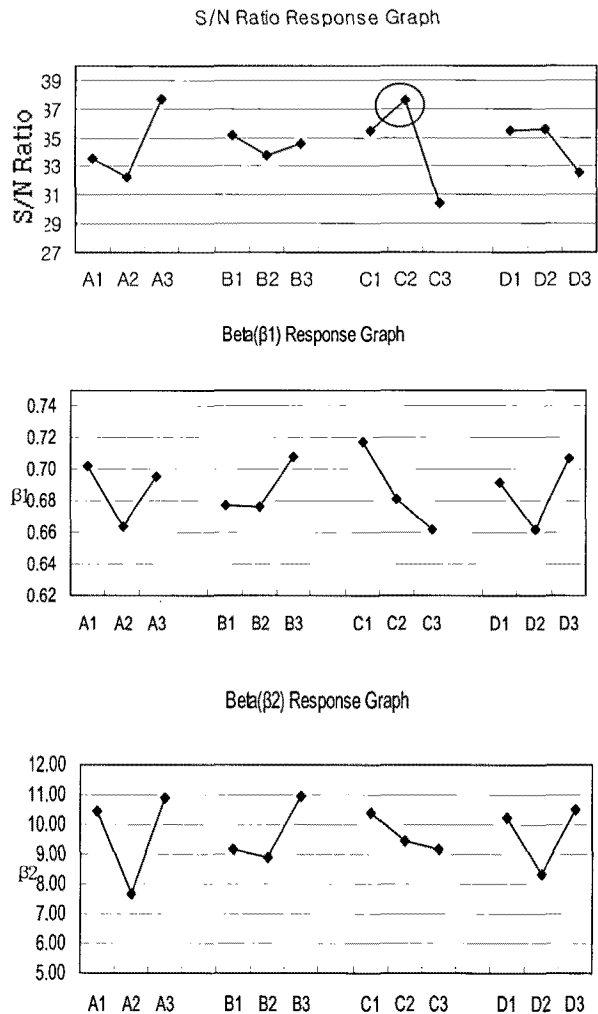
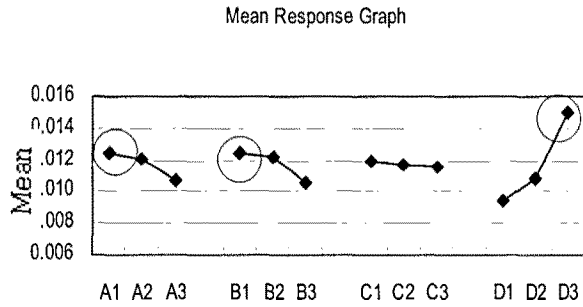


Fig. 5 S/N Ratio & β for overall sound



S/N Ratio Response Graph

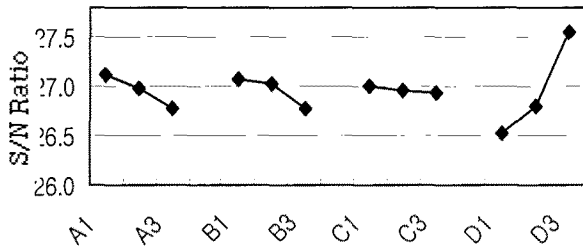


Fig. 6 S/N Ratio & mean response for C4

Fig. 6은 C4에 대해 표준 S/N비 및 평균 응답을 나타낸 것으로, C4 성분은 S/N비에 영향을 크게 끼치는 값으로 A, B, D를 선정하였다.

지금까지의 결과를 정리하면 트럼펫 외경은 C4 성분 증대 및 표준 S/N비 감소 및 β 값을 증대 시키는 값 $\phi 50\text{mm}$, 멤브레인은 C4 성분 증대 및 표준 S/N비 산포를 감소시키는 경도 60, 파이프 내경은 OA 값에서 β 를 증대시키는 값 $\phi 27.5\text{mm}$ 와 파이프 길이는 C4 성분 증대 및 표준 S/N비 산포 감소 및 β 값을 증대시키는 값 900mm로 각각 선정하였다. 선정된 값으로 부품을 제작하고 실차에 장착하여 사운드를 OA, C2, C4, C6성분으로 나눠 각각 계측을 실시하였으며, Fig.7은 최적화 이전 결과를 나타낸 것이며, Fig. 8과 Fig. 9는 각각 1차 및 2차 최적화 결과를 나타낸 것이다.

Fig. 7, 8, 9는 각각 사운드 OA, C2, C4, C6성분을 나타낸다. Fig. 7과 Fig. 8에서 사운드 레벨은 유사 수준이나 C2성분을 3000rpm이하에서 현저히 줄이고 C4 및 C6 성분을 증대시켜 전체 사운드레벨을 유사하게 유지하였다. 따라서 C2성분을 줄임으로써 귀에 거슬리는 소리를 줄였으며 C4, C6성분을 증대시킴으로써 파워풀(powerful)하면서도 듣기 좋은 소리를 증대시켰다.

개선사양을 적용한 사운드 제너레이터의 평가 결과는 Fig. 8에서와 같이 3500rpm 부근에서 C4 성

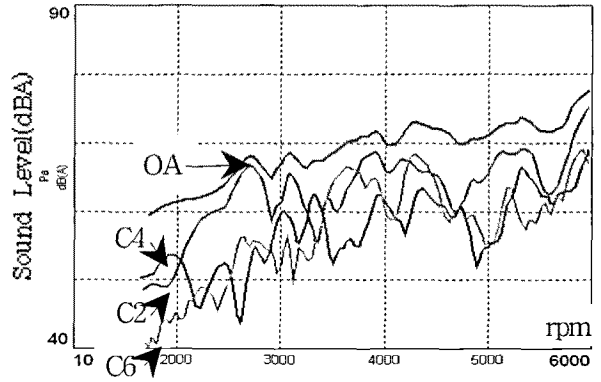


Fig. 7 Sound level before optimization

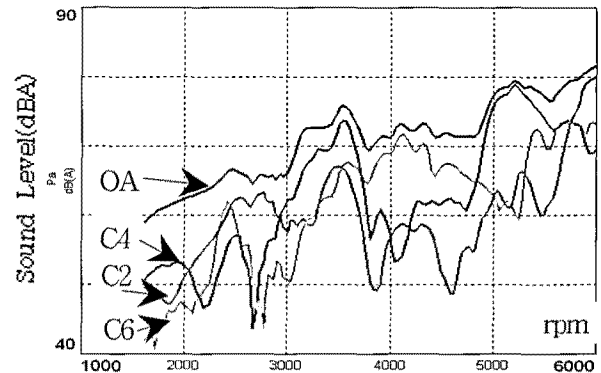


Fig. 8 Sound level after 1st optimization

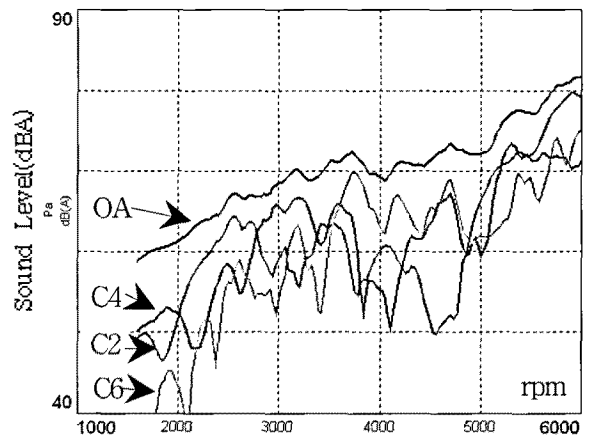


Fig. 9 Sound level after 2nd optimization

분이 급격하게 증대되어 OA 성분의 증대로 선형성이 악화되었다. 이로 인해 3500rpm에서 사운드가 급격히 증대 되었다가 사라져 운전자에게 듣기에 좋지 않은 노이즈로 인식되므로 C4성분을 저회전 수 대역으로 이동시키고 사운드 레벨을 저감시켜 선형화시키기 위하여 파이프 길이를 900mm에서 1100mm로 증대시키고 부품을 제작하여 평가를 실시하였다.

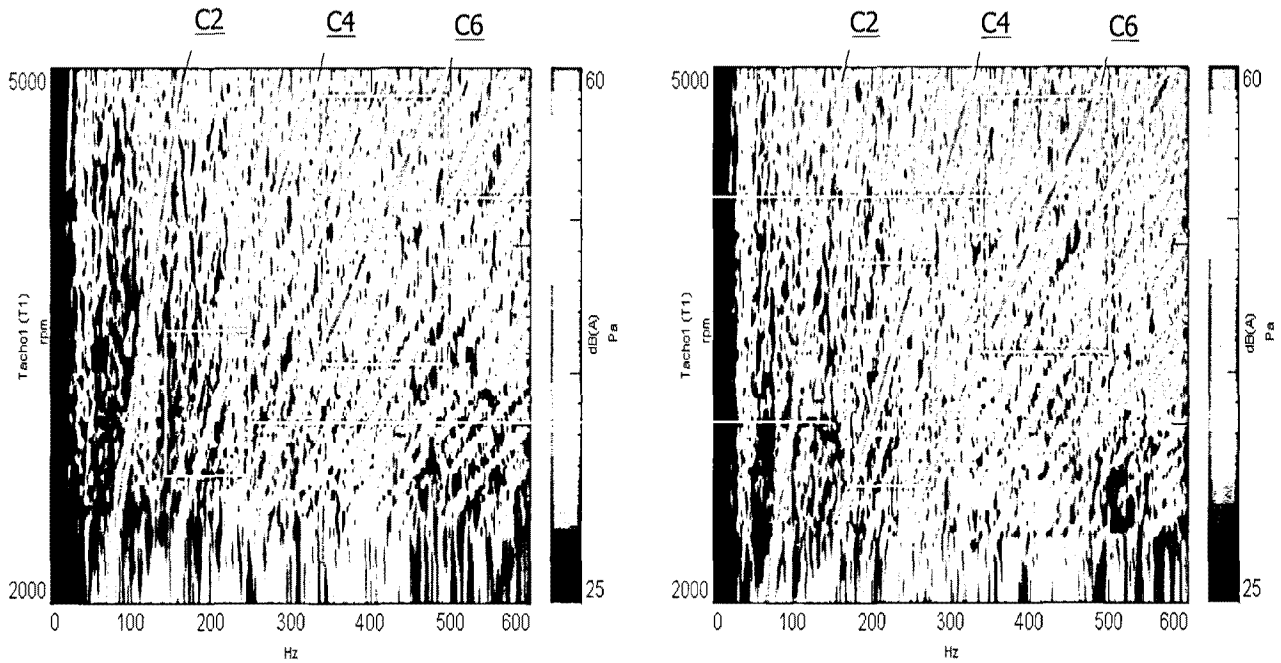


Fig. 10 Initial(left side) vs final test(right side) results

평가 결과는 Fig. 9에 나타냈으며 3500rpm 대역에서의 사운드 레벨을 약 5dBA 이상 줄여 저회전수부터 고회전수로 증대시킬 때 전체적으로 사운드의 선형화를 얻을 수 있었다. 특히 2500rpm 이상영역에서는 C4, C6 성분이 증대되어 목적으로 하는 파워풀 사운드를 구현할 수 있었다. 이것을 각 차수별로 측정하여 비교한 결과를 Fig. 10에 나타냈으며 네모로 표시한 부분이 차별화 되는 부분이다.

지금까지의 결과를 다시 한번 최적 사양을 정리하면 트럼펫 외경은 $\phi 50\text{mm}$, 멤브레인은 경도 60, 파이프 내경은 $\phi 27.5\text{mm}$ 와 파이프 길이는 1100mm가 됨을 알 수 있었다.

4. 결 론

차량의 특성에 맞는 음색 구현을 위해 흡기 사운드 제너레이터를 적용하는 차량에 대해 설계인자 최적화를 위해 부품을 제작하고 평가를 실시한 결과 아래와 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 실험계획법을 이용하여 설계인자를 최적화하였으며, 그 결과 스포티하고 파워풀한 음색 구현을 할 수 있었다.

2) 연구결과 사운드 제너레이터의 음은 엔진회전수가 증대됨에 따라 사운드레벨이 선형적으로 증가되어야 하며 C2성분은 작게, C4 및 C6성분은 크게

하는 것이 스포티하고 파워풀한 음을 구현한다는 것을 알 수 있었다.

참고 문헌

1. J. K. Lee, Y. W. Park, J. B. Chai, 2006, "Study on the optimal design of a vehicle intake system using the booming noise and the sound quality evaluation index". IJAT, Vol. 7, No.1, pp. 43~49.
2. Lawrence E. Kinsler et al., 1999, "Fundamentals of acoustics", John Wiley & Sons, Inc.
3. 김윤석, 류윤선, 2003, "전달손실계수 측정 시스템에 대하여(Part II)", 한국소음진동공학회 춘계 학술대회논문집, pp. 658~662.
4. David T. Blackstock, 2000, "Fundamentals of Physical Acoustics", Wiley-Interscience.