

## 전달 경로 분석과 패널 기여도 분석을 이용한 휠로더의 실내소음 저감에 관한 연구

### Interior Noise Reduction of Wheel Loader Using Transfer Path Analysis and Panel Contribution Analysis

김보용\* · 신창우\* · 정원태\* · 박성용\* · 장한기\*\* ·  
김성재\*\* · 강연준†

Bo Yong Kim, Chang Woo Shin, Won Tae Jeong, Sung Yong Park,  
Han Kee Jang, Seong Jae Kim and Yeon June Kang

(2007년 12월 4일 접수 ; 2008년 7월 25일 심사완료)

**Key Words** : Transfer Path Analysis(전달 경로 분석), Panel Contribution Analysis(패널 기여도 분석), Air-borne(공기기인), Structure-borne(구조기인), Interior Noise(실내소음), Boundary Element Method(경계요소법), Wheel Loader(휠로더)

#### ABSTRACT

Transfer path analysis(TPA) and panel contribution analysis(PCA) have been used widely to reduce interior noise of mechanical systems. TPA enables us to decompose interior noise into air-borne and structure-borne noises and estimate the path contribution of noise sources. PCA is also used to identify the noise contribution of each sub-panel in vibro-acoustic systems. In this paper, TPA and PCA are applied to wheel loader, one of the heavy construction equipments. Firstly, TPA for air-borne noise is conducted to estimate the contribution of air-borne sources using pressure transfer function. Thereafter, TPA for structure-borne noise is employed to verify the results of air-borne source quantification through the synthesis of two results. Secondly, PCA is performed by both TPA using pressure transfer function between panels inside the cabin and boundary element method(BEM) for the cabin of wheel loader with various boundary conditions. As a results, it was found that TPA conducted by experiments and PCA accomplished by both experiments and BEM are very effective methods in analyzing the path and contribution of the noises for reducing an interior noise level in the wheel loader system.

#### 1. 서 론

최근 인간공학(ergonomics)의 발달로 작업자의 환경문제가 점차 중요시 되고 있다. 과도한 소음이

발생하는 환경에서 작업할 경우 소음성 난청과 같은 건강장애를 초래할 우려가 있다. 그 결과 생산성이 떨어지고 작업의욕이 저하된다. 특히 건설현장에서 쓰이는 중장비의 소음 문제가 작업자에게 중요한 문제로 부각되고 있다. 중장비와 같은 복잡한 구조물의 경우 여러 가지 소음원과 각 소음원에 따른 다양한 소음 전달 경로가 존재한다. 이러한 전달 경로의 관점에서 소음은 크게 공기기인 소음(air-borne noise)과 구조기인 소음(structure-

† 교신저자 : 정희원, 서울대학교 기계항공공학부

E-mail : yeonjune@snu.ac.kr

Tel : (02)880-1691, Fax : (02)880-9203

\* 서울대학교 대학원 기계항공공학부

\*\* 두산인프라코어(주)

borne noise)으로 구분된다. 공기기인 소음은 엔진, 변속기, 흡기, 배기 그리고 각종 보기류에서 공기 중으로 방사된 소음이 실내로 유입되는 소음을 말하고 구조기인 소음은 엔진, 변속기, 펌프 등의 구조 가진원이 차량의 구조물을 가진시킴으로서 실내로 전달되는 소음을 말한다. 전달 경로 분석법(transfer path analysis, TPA)은 이러한 공기기인 소음과 구조기인 소음의 원인이 되는 소음원의 크기를 정량화하고 각 소음 전달경로의 기여도를 파악함으로써 실내소음 저감을 위해 다양하게 쓰인다<sup>(1)</sup>.

실내로 전달되는 소음은 공기기인 소음과 구조기인 소음에 관계없이 모두 캐빈의 표면을 둘러싸고 있는 패널을 경유하여 실내로 전달된다. 따라서 실내소음에 대한 각 패널의 기여도를 파악하는 패널 기여도 분석법(panel contribution analysis, PCA)은 전달 경로 분석법과 더불어 실내소음을 저감하기 위한 방법으로 실내 음압에 높은 기여를 하는 패널에 대한 설계 변경 또는 흡차음재, 제진재의 부착을 통하여 실내소음을 저감하는데 활용된다. 외부로부터 실내로 유입되는 소음을 차단하고 또한 실내소음 제어를 위한 흡차음재의 사용은 필수적이며 현재까지 많은 연구가 진행되어 왔다<sup>(2)</sup>.

이 논문에서는 기존의 방법과 새로운 방법을 병행하여 연구를 수행하였다. 기존의 일반적인 승용차에 대한 공기기인 소음 전달 경로 분석법의 적용<sup>(3)</sup>과 달리 휠로더의 대형화된 소음원에 대하여 소음 전달 경로 분석법을 적용하였으며 음압 전달 함수(acoustic transfer function)<sup>(4)</sup>를 이용한 소음 전달 경로 분석법을 건설 중장비인 휠로더에 적용하였다. 또한 음압 전달 함수를 이용한 시험적 방법에 의한 패널 기여도 분석과 경계요소법<sup>(5)</sup>을 이용한 해석적 방법에 의한 패널 기여도 분석이 수행되었고 경계요소 모델을 이용하여 흡음재 적용에 따른 실내 음압의 예측 가능성을 확인하였다.

## 2. 전달 경로 분석

### 2.1 전달 경로 분석법 개요

소음 전달 경로 분석에는 공기기인 소음 전달 경로 분석과 구조기인 소음 전달 경로 분석이 있는데 이 두 가지의 기본 개념은 유사하다. 공기기인 소음의

경우 소음원(source)은 음원 강도(source strength)이며 구조기인 소음의 경우 소음원은 구조를 가진하는 힘(force)이다.

소음 전달 경로 분석을 하기 위해서는 먼저 소음원을 정량화하는 과정이 필요하다. 공기기인 소음 전달 경로 분석의 음원강도 추정 과정(air-borne source quantification, ASQ)과 구조기인 소음 전달 경로 분석의 힘 추정 과정(force identification)은 직접 측정을 통한 직접법과 수학적 방법을 통하여 소음원을 추정하는 간접법이 있다. 그러나 실제로 센서(sensor)를 이용한 직접적인 음원 강도나 힘의 측정은 불가능한 경우가 대부분이기 때문에 간접적으로 소음원을 추정하는 방법이 널리 쓰인다. 이러한 소음원을 수학적 방법에 의해 간접적으로 정확히 추정하는 방법은 Thite, Thompson<sup>(6,7)</sup>과 Liu, Sheperd<sup>(8)</sup> 등에 의해서 연구되었다.

공기기인 소음원의 크기를 추정하는 방법<sup>(9)</sup>에는 인텐시티법(intensity method), 역행렬법(matrix inversion method)이 있고 구조기인 소음원의 크기를 추정하는 방법<sup>(9,10)</sup>에는 동강성법(dynamic stiffness method), 역행렬법(matrix inversion method)이 있다. 역행렬을 이용한 소음 전달 경로 분석법은 full matrix inversion method와 driving point inversion method가 있다. Driving point inversion method는 소음원들 간의 간섭(crosstalk) 효과를 무시한 경우로써 전달함수로 구성된 행렬의 성분 중 비대각 항들을 무시한 대각행렬(diagonal matrix)로 표현되며 소음원 간의 간섭 효과가 작다는 가정 하에 적용할 수 있는 방법이다. 반면, full matrix inversion method는 소음원들 간의 간섭 효과를 고려하여 행렬에서 비대각 항들까지 모두 고려한 방법이다. 이 연구에서는 정상상태 소음원 뿐만 아니라 과도상태의 소음원에도 적용 가능하며 간섭 효과도 고려 가능한 full matrix inversion method를 사용하였다.

### 2.2 소음 전달 경로 분석법 이론

(1) 음향 주파수 응답 함수를 이용한 공기기인 소음 전달 경로 분석법

식 (1)은 공기기인 소음을 예측하기 위해 음원 강도를 규명하기 위한 식으로 full matrix inversion method를 나타낸다.

$$\begin{bmatrix} \dot{Q}_1^{cal} \\ \dot{Q}_2^{cal} \\ \vdots \\ \dot{Q}_n^{cal} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{11} & p_{12} & \dots & p_{1n} \\ q_1 & q_2 & \dots & q_n \\ p_{21} & p_{22} & \dots & p_{2n} \\ q_1 & q_2 & \dots & q_n \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ p_{n1} & p_{n2} & \dots & p_{nn} \\ q_1 & q_2 & \dots & q_n \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} P_1^{oper} \\ P_2^{oper} \\ \vdots \\ P_n^{oper} \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$P_{response}^{oper} = \sum_{i=1}^n P_i = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_i^{cal} \times \frac{p_{response}}{q_i^{input}} \quad (2)$$

위첨자 *oper*는 주행 중 측정된 데이터를 나타내고  $\dot{Q}$ 은 음원 강도의 시간에 대한 미분, 즉 체적 가속도(volume acceleration),  $P$ 는 음압,  $P_i$ 는 전체 공기기인 소음에 기여하는 각 경로 별 음압을 나타내며  $p/q$ 는 크기를 알고 있는 음원의 음향 가진에 대한 측정된 음압의 비(ratio)를 나타내는 주파수 응답 함수이다.

식 (1)에서 구한 체적 가속도에 소음원과 응답점 사이의 각 전달 경로의 주파수 응답 함수를 곱하게 되면 각 경로의 기여도를 계산 할 수 있고, 각 경로의 음압을 모두 합하면 식 (2)와 같이 공기기인 소음을 예측할 수 있다.

### (2) 가진 소음원의 음원 강도 추정

공기기인 소음 전달 경로 분석에서 음향 가진을 통한 주파수 응답함수를 구하기 위해서는 실험에 사용될 스피커의 음원 강도를 알아야 한다<sup>(3)</sup>. 체적 속도 음원(volume velocity source)이라 불리는 장비를 사용하면 음원 강도의 크기를 쉽게 알 수 있지만 가격이 상당히 높을 뿐만 아니라 저주파 대역을 가진하는데 한계가 있다. 따라서 이 연구에서는 저주파 대역을 충분히 가진할 수 있는 특수 제작된 스피커를 사용하여 주파수 응답함수를 측정하였다. 스피커의 음원 강도를 추정하기 위하여 구조-음향 상반성(vibro-acoustic reciprocity)의 원리를 이용하였다. 구조-음향 상반성의 원리를 이용하면 식 (3)에서와 같이 두 가지 경우에서 측정된 주파수 응답함수는 같아야 한다.

$$H_{PF} = H_{r,q} \quad (3)$$

$$P(r) = jw\rho_o \frac{Q}{4\pi r} e^{-jkr} \quad (4)$$

또한 단극원의 음장식인 식 (4)에서 볼 수 있듯이 음원으로부터의 거리  $r$ 이 일정하다면 음원과 음압사이에는 일정한 비례관계가 성립함을 알 수 있다. 따라서 음원 강도의 시간에 대한 미분 값 즉, 체적 가속도가 음원의 바로 앞, 일정한 거리에서 측정된 음압에 비례한다고 가정할 수 있고 식 (5)과 같이 나타낼 수 있게 된다. 식 (5~7)의 소문자  $p$ 는 스피커 바로 앞에서 측정된 음압 신호를 나타낸다.

$$\dot{q} = \ddot{x}_0 \times A_{eq} = p \times C_f \quad (5)$$

$$\frac{P}{F} = \frac{\ddot{x}}{\dot{q}} \quad (6)$$

$$\frac{P}{F} = \frac{\ddot{x}}{p} \times \frac{1}{C_f} \quad (7)$$

체적 가속도가 음압에 비례한다고 가정하였으므로 구조-음향 상반성의 원리를 이용하여 실험적으로 보정 계수(correction factor,  $C_f$ )를 구하면 일반 스피커의 음원 강도를 추정할 수 있다. 단, 여기서 보정 계수는 관심주파수 대역에 대한 평균값이며 스피커의

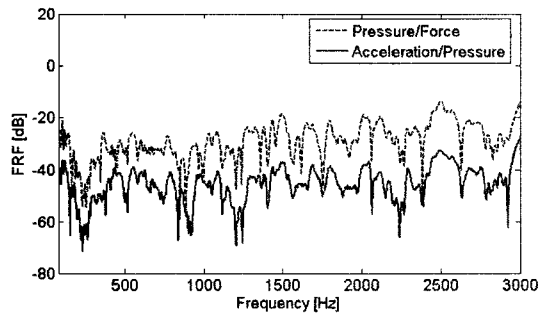


Fig. 1 Comparison of two FRFs

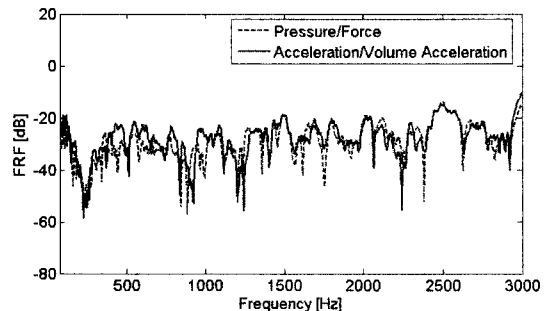


Fig. 2 Comparison of two FRFs using correction factor

일정한 출력에 대한 보정 계수 값이다. 보정계수를 구하기한 실험 대상은 휠로더 차실(cabin)의 공동(cavity)을 이용하였고 식(3)의 두 주파수 응답함수를 비교한 결과는 Fig. 1과 같으며 음향 가진의 주파수 응답 함수에 보정 계수를 적용한 결과는 Fig. 2와 같다.

(3) 음압 전달 함수를 이용한 공기기인 소음 전달 경로 분석법

Figs. 1~2에서 볼 수 있듯이 공기기인 소음 전달 경로 분석을 위한 주파수 응답 함수의 측정 과정에서 스피커 앞의 마이크로폰을 이용한 음원 강도의 추정이 가능함을 실험을 통하여 확인하였다. 하지만 식(5~7)과 같이 체적 가속도가 음원의 바로 앞에서 측정된 음압에 비례 한다는 가정을 이용하면 추정된 음향 강도를 이용한 음향 전달 함수 대신 스피커 바로 앞에서 측정된 음압을 이용한 음압 전달 함수를 통하여 공기기인 소음 전달 경로 분석을 수행할 수 있다. 이 경우, 공기기인 소음원 자체의 크기를 추정하는 것은 불가능하지만 실내 음압에 기여하는 각 소음원의 기여도는 실내의 공기기인 소음 예측 과정에서 계산이 가능하다. 실제로 차 실내의 공기기인 소음의 제어를 위해서는 각 소음원 자체의 크기를 아는 것보다 기여도를 아는 것이 더 유리하기 때문이다. 따라서 앞에서 언급했던 식(1,2)는 음압 전달 함수를 이용한 식으로 변형되어 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} P_{1s}^{cal} \\ P_{2s}^{cal} \\ \vdots \\ P_{ns}^{cal} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{11} & p_{12} & \dots & p_{1n} \\ p_{1s} & p_{2s} & & p_{ns} \\ p_{21} & p_{22} & \dots & p_{2n} \\ p_{1s} & p_{2s} & & p_{ns} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ p_{n1} & p_{n2} & \dots & p_{nn} \\ p_{1s} & p_{2s} & & p_{ns} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} P_1^{oper} \\ P_2^{oper} \\ \vdots \\ P_n^{oper} \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$P_{response}^{oper} = \sum_{i=1}^n P_i = \sum_{i=1}^n P_{is}^{cal} \times \frac{p_{response}}{p_{is}^{input}} \quad (9)$$

$P_{ns}^{cal}$ 는 스피커 앞의 일정 거리에서 주행 중 측정된 음압으로부터 계산된 주행 중 가진 음압,  $P_i$ 는 전체 공기기인 소음에 기여하는 각 경로 별 음압,  $p_{nm}/p_{ns}$ 는  $n$ 번째 소음원에서의 가진 음압에 대한  $n$ 번째 소음원에서의 음압의 비인 음압 전달 함수를 나타내며

$p_{response}/p_{is}^{input}$ 는  $i$ 번째 소음원의 가진 음압에 대한 실내 응답점에서의 음압의 비를 나타내는 음압 전달 함수이다. 식(8,9)로부터 음압 전달 함수를 이용한 공기기인 소음 전달 경로 분석이 가능하다.

(4) 구조기인 소음 전달 경로 분석법

구조기인 소음 전달 경로 분석은 공기기인 소음 전달 경로 분석과 기본 개념이 유사하다. 공기기인 소음의 소음원은 음원 강도인 반면 구조기인 소음의 소음원은 엔진, 변속기 등의 진동에 의한 운전 중의 가진력이다. 따라서 full matrix inversion method를 이용하여 힘을 추정한 후 구조가진에 의한 입력 점과 실내 응답점 간의 구조-음향 전달함수를 곱하면 각 경로 별 기여도를 계산할 수 있고 구조기인 소음의 예측이 가능하다.

$$\begin{bmatrix} F_1^{cal} \\ F_2^{cal} \\ \vdots \\ F_n^{cal} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 & \ddot{x}_1 & \dots & \ddot{x}_1 \\ F_1 & F_2 & \dots & F_n \\ \ddot{x}_2 & \ddot{x}_2 & \dots & \ddot{x}_2 \\ F_1 & F_2 & \dots & F_n \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \ddot{x}_n & \ddot{x}_n & \dots & \ddot{x}_n \\ F_1 & F_2 & \dots & F_n \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1^{oper} \\ \ddot{x}_2^{oper} \\ \vdots \\ \ddot{x}_n^{oper} \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$P_{response}^{oper} = \sum_{i=1}^n P_i = \sum_{i=1}^n F_i^{cal} \times \frac{p_{response}}{F_i^{input}} \quad (11)$$

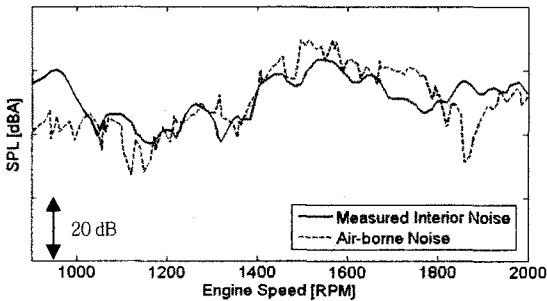
식(10,11)에서  $\ddot{x}_n^{oper}$ 은 주행 중 측정된 가속도 값,  $\ddot{x}_n/F_n$ 은 각 경로별 주파수 응답 함수,  $P_i$ 는 전체 구조기인 소음에 기여하는 각 경로 별 음압,  $F_n^{cal}$ 은 주행상태의 각 입력점에 가해지는 추정된 힘, 그리고  $p_{response}/F_i^{input}$ 은 입력점과 차 실내 응답점 간의 구조-음향 전달 함수를 나타낸다.

2.3 공기기인 소음 전달 경로 분석 및 결과

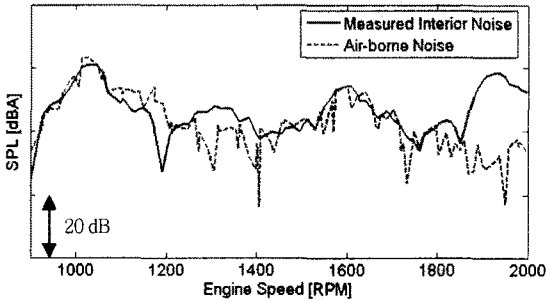
휠로더의 공기기인 소음원으로 엔진, 변속기, 펌프, 흡기계, 배기계, 그리고 냉각팬을 선정하였고 타이어를 통한 노면 소음은 이 실험에서 제외하였다. 소음원의 크기에 따라 소음원의 소음 방사 패턴을 반영하기 위하여 소음원의 주위에 설치한 마이크로폰 수는 엔진 11개, 변속기 5개, 펌프 2개, 흡기계 2개, 배기계 1개, 냉각팬 4개이며 캐빈 실내 응답점을 운전자 양쪽 귀로 선정하고 각 소음원 간, 그리

고 소음원과 캐빈 내 응답점 간의 주파수 응답 함수를 측정하였다. 또한 full matrix inversion method를 이용하여 주행 중 가진 음압(음원 강도)을 예측하기 위하여 주행 시 소음원 주위의 음압을 측정하였다. 주행 시 마이크로폰은 주파수 응답 함수를 측정할 경우와 같은 곳에 위치시키고 반무향실에서 아이들 회전수인 900 RPM에서 헬로더의 한계 회전수인 2000 RPM까지 30초간 선형적으로 증가시키면서 가속하였다.

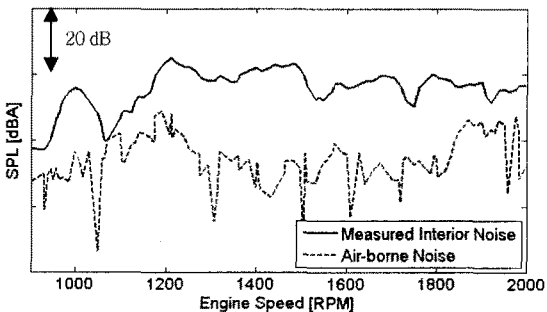
Fig. 3의 실선은 주행 시 측정된 캐빈 내 운전자 귀 위치의 음압을 나타내고 점선은 공기기인 소음 예측 결과이다.



(a) 6th order



(b) 9th order



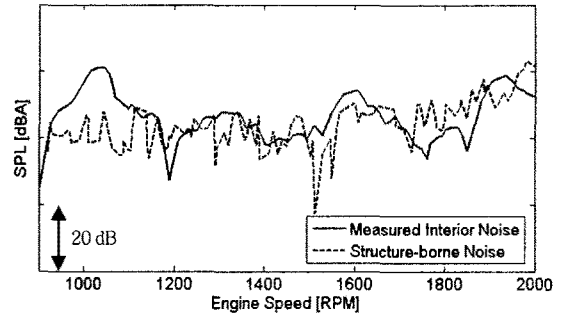
(c) 12th order

Fig. 3 Prediction of air-borne noise

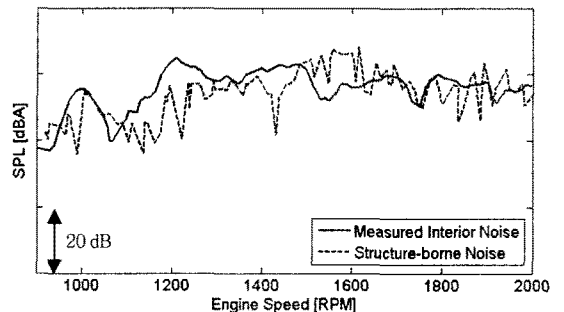
캐빈의 실내소음에는 공기기인 소음 이외에도 구조기인 소음이 포함되어 있기 때문에 캐빈 내 응답점에서 측정된 음압과 동일할 수는 없다. 엔진의 12번째 차수의 소음을 나타내는 Fig. 3(c)에서 볼 수 있듯이 측정된 음압과 예측된 음압의 오차가 큰 경우 엔진의 12번째 차수에 해당하는 소음 중 구조기인 소음의 기여가 대부분을 차지한다고 추정할 수 있다.

#### 2.4 구조기인 소음 전달 경로 분석 및 결과

2.3절에서 수행한 캐빈 내 공기기인 소음 예측 결과의 신뢰성 여부를 판단하기 위하여 구조기인 소음 전달 경로 분석을 수행하였다. 구조기인 소음 전달 경로는 엔진 부에서 발생한 진동이 캐빈을 지지하고 있는 마운트 4 지점을 경유하여 전달되기 때문에 마운트 4 지점을 구조기인 소음의 주요 전달 경로로 설정하고 실험을 수행하였다. 마운트 4 지점 간의 주파수 응답 함수를 측정하고 마운트 4 지점과 캐빈 내 응답점 간의 구조-음향 전달 함수를 측정한 후 주행 시험을 실시하였다. Fig. 4는 구조기인 소음의 전달 경로를 분석한 결과이며 실선은 캐빈 내에서 측



(a) 9th order



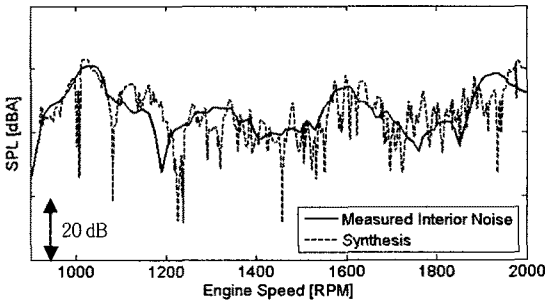
(b) 12th order

Fig. 4 Prediction of structure-borne noise

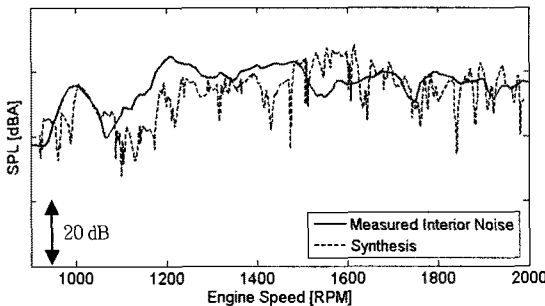
정된 음압이고 점선은 구조기인 소음 예측 결과이다.

### 2.5 공기기인 소음과 구조기인 소음의 합성

공기기인 소음과 구조기인 소음 예측 결과의 검증 을 위해 두 결과를 합성(synthesis)하였다. Fig. 5는 9번째와 12번째 차수의 합성 결과를 나타낸다. Figs. 3~4와 Fig. 5를 비교하여 보면 합성 결과의 정확도가 많이 향상된 것을 확인할 수 있다. 특히, 엔진의 12번째 차수의 소음은 구조기인 소음이 주된 기여를 한다는 추정을 Fig. 3(c), Fig. 4(b), Fig. 5(b)를 통해 검증할 수 있다.



(a) 9th order



(b) 12th order

Fig. 5 Synthesis of air-borne and structure-borne noises

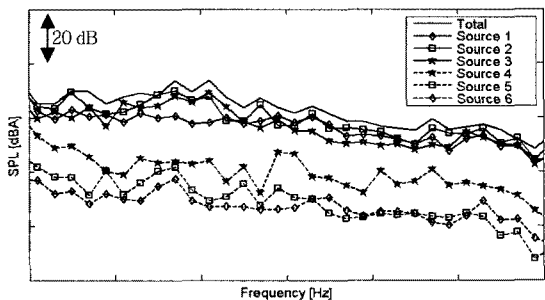


Fig. 6 Contribution of air-borne sources

### 2.6 공기기인 소음의 기여도 분석 및 결과

각 소음원의 기여도를 파악하기 위하여 기여도 분석을 수행하였다. Fig. 6은 관심 있는 엔진 회전수의 실내 공기기인 소음 성분에 대하여 주파수에 따른 각 소음원의 기여도를 나타낸다. Fig. 6을 살펴보면 실내의 공기기인 소음 중 각 소음원이 기여하는 기여도를 파악할 수 있다. 이와 같이 기여도 분석은 실내소음의 제어를 위하여 어느 전달 경로를 수정 또는 보완해야 하는지 파악하는데 유용한 방법이다.

## 3. 패널 기여도 분석

### 3.1 음압 전달 함수를 이용한 패널 기여도 분석

#### (1) 개요

음압 전달 함수를 이용한 패널 기여도 분석은 공기기인 소음 전달 경로 분석법의 식(8,9)와 동일한 방법을 이용한다. 공기기인 소음 전달 경로 분석에서 엔진, 변속기, 펌프 등의 표면을 소음원이라 가정한다면 이 연구에서는 캐빈 실내의 패널을 일정 면적으로 나누고 한 개의 패널을 한 개의 소음원이라 가정한다. 모든 소음은 캐빈의 패널을 경유하여 실내로 전달되기 때문에 캐빈의 패널은 공기기인 소음과 구조기인 소음이 모두 포함된 소음원으로 가정할 수 있다. 소음원 간의 음압 전달 함수와 소음원과 응답점 간의 음압 전달 함수를 측정하면 실내소음 예측과 동시에 각 패널의 실내소음에 대한 기여도 분석이 가능하다. 예측된 실내소음과 측정된 실내소음이 일치 하면 신뢰성있는 패널 기여도 분석 결과를 얻게 된다. Fig. 7은 실험적인 패널 기여도 분석법의 개략도를 나타낸다.

#### (2) 캐빈의 패널 기여도 분석 및 결과

Fig. 7(b)에서 볼 수 있듯이 휠로더 실내의 경계면을 일정 면적으로 나누었다. 이 실험에서는 roof panel 6개, front glass 4개, front panel 3개, bottom 5개, right glass 3개, rear glass 2개, door 4개, control lever 9개로 캐빈의 패널을 총 36개의 소음원으로 가정하여 실험을 수행하였다. 실내의 내장재들은 탈거하지 않고 외부와 통하는 작은 구멍이나 틈새는 모두 밀폐시킨 후 체적 속도 음원이 되는 스피커를 각 소음원의 위치에서 가진 시킨 후 음압 전달함수를 측정하고 공기기인 소음 전달 경로 분석

과 같은 조건으로 주행시험을 실시하였다.  $36 \times 36$  크기의 음압 전달 함수 행렬을 full matrix inversion method를 이용하여 주행 중 가진된 음압을 계산한 뒤  $36 \times 2$  크기의 소음원과 캐빈 내 응답점 간의 음압 전달 함수 행렬을 곱하여 응답점에서의 소음을 예측하였다.

Fig. 8은 엔진의 6차, 12차 오더 성분의 캐빈 실내 음압 예측 결과이다. 측정 결과와 예측 결과가

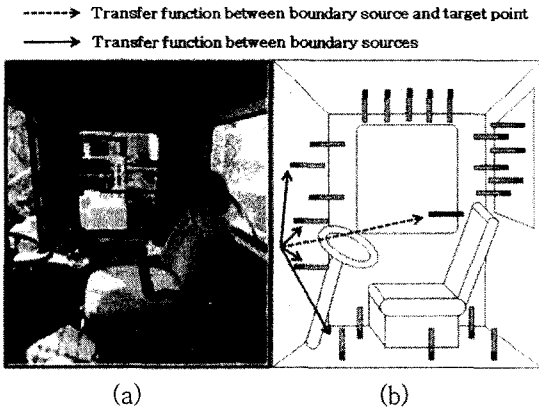
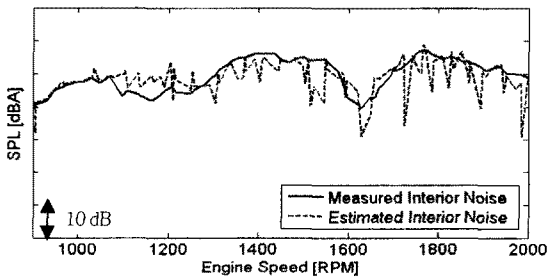
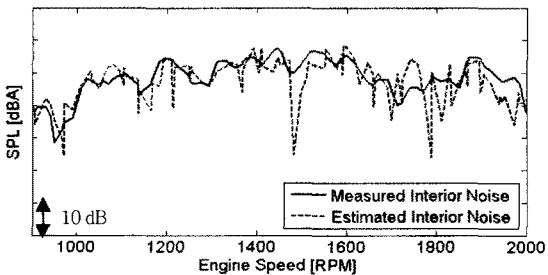


Fig. 7 Measurement of transfer function inside cabin : (a) cabin Interior, (b) set up for measuring transfer function

잘 일치하고 있다. 이는 캐빈 실내소음 예측 결과에 구조기인 소음과 공기기인 소음이 모두 포함되어 있기 때문이다. 또한 예측 결과는 full matrix inversion method를 사용하였기 때문에 실내의 마이크론 개수에 상관없이 과대 추정(overestimation)되지 않은 결과를 보여준다<sup>(9)</sup>. 위 결과에서 얻은 신뢰성을 토대로 헬로더의 한계 회전수인 2000 RPM에서의 패널 기여도는 Fig. 9와 같다. 2000 RPM에서 패널 기여도 분석을 수행한 이유는 헬로더의 작업 운행 시 일반적인 운행 조건이며 가장 큰 실내소음이 발생하기 때문이다. Fig. 9에서 볼 수 있듯이 각 주파수 별 패널의 진동 위상에 따라 각 패널이 전체 음압에 대하여 양의 기여(positive contribution)를 나타내는 경우와 음의 기여(negative contribution) 나타내는 경우가 있다. 양의 기여는 패널의 진동레벨이 증가함에 따라 전체 음압이 증가하는 경우이며 음의 기여는 패널의 진동레벨이 증가함에 따라 전체 음압이 감소하는 경우이다. 따라서 전체 음압에 가장 큰 기여를 하는 관심주파수에서 각 패널이 기여하는 음압의 위상을 고려하여 구조의 보강에 따른 강성 증대의 여부를 판단할 수 있다.

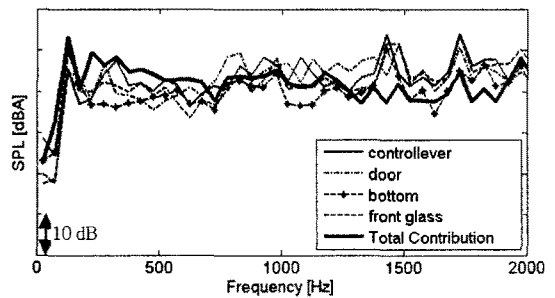


(a) 6th order

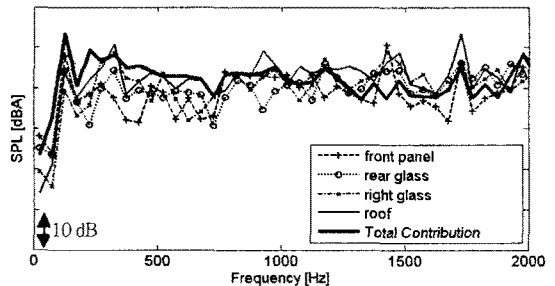


(b) 12th order

Fig. 8 Comparison of measured and estimated noise



(a)



(b)

Fig. 9 Panel contribution analysis(2000 RPM)

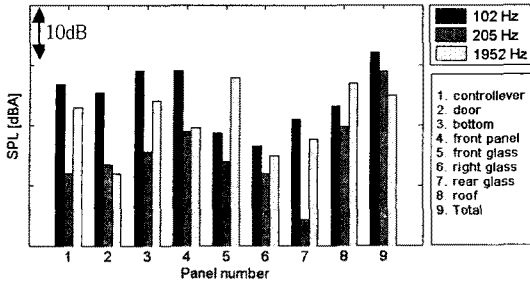


Fig. 10 Panel contribution analysis at three different frequencies(2000 RPM)

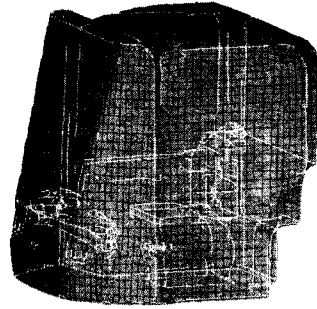


Fig. 11 Cabin boundary element model

Fig. 10은 2000 RPM에서 실내소음의 주파수 대역 중 높은 음압 레벨을 보이는 주파수인 102 Hz, 205 Hz 그리고 1952 Hz에서 패널의 기여도를 나타낸다. Fig. 10의 결과를 보면, 특히 102 Hz에서 front panel, bottom 그리고 controllever의 기여가 높은 것을 볼 수 있다. 이는 102 Hz에서 구조기인 소음의 기여가 대부분을 차지하며 구조기인 소음의 원인이 되는 가진력이 캐빈 바닥의 마운트를 통하여 전달되기 때문이다.

### 3.2 경계요소법을 이용한 패널 기여도 분석

경계요소법(boundary element method, BEM)은 경계 적분방정식과 경계면에서의 물리량을 이용하여 경계 내부 또는 외부의 값을 구하는 수치적인 방법으로, 방사소음 문제에서 유한요소법(finite element method, FEM)과 달리 경계면만을 모델링하기 때문에 모델링이 용이하며, 경계조건에 대한 적용이 쉬운 장점이 있다. 이 연구에서는 상용 프로그램인 SYSNOISE<sup>(11)</sup>를 이용하여 경계요소법을 적용한 패널기여도 분석을 수행하였다. Kirchhoff-Helmholtz 적분방정식을 이용하여 행렬식으로 변환하면 다음과 같다.

$$[A]\{p\} = [B]\{v\} \quad (12)$$

식 (12)에서  $p$ 는 경계면에서의 음압,  $v$ 는 경계면의 속도를 나타내며 행렬 A와 B는  $p$ 와  $v$ 의 관계를 나타내는 행렬이다.

식 (12)에 속도 경계조건, 음압 경계조건 그리고 음향 임피던스 경계조건을 부가함으로써 필요한 물리량을 계산 할 수 있다.

(1) 해석 모델 구축 및 경계조건 측정

Fig. 11은 캐빈의 경계요소 모델을 나타낸다. 이 경계요소 모델은 7212개의 요소(elements)로 구성되어 있다. Table 1은 캐빈의 음향 모드(acoustic mode)를 나타낸다. 600 Hz 미만의 주파수 대역에 92개의 음향 모드가 존재하며 이는 매우 높은 모달 밀집도(modal density)를 의미한다. 캐빈의 실내소음에 주로 기여하는 주파수 대역은 2000 Hz 이하이며 2000 Hz 이하에서도 600 Hz 미만의 주파수 대역의 소음이 실내소음에 주된 기여를 한다. 그리고 캐빈 경계요소 모델의 유효 해석 가능 주파수 범위는 700 Hz 이하인 점과 속도 경계조건 실험적인 측정을 고려하여 이 연구의 해석 주파수 범위는 600 Hz 이하로 설정하였다.

경계요소 모델의 경계조건 중의 하나인 경계면의 법선 속도(normal velocity)를 측정하였다. 속도 경계조건 측정을 위해 해석 주파수 대역의 파장의 길이를 고려하여 캐빈의 경계면을 15 cm × 15 cm의 크기로 roof 90개, front panel 44개, window 158개, pillar 59개, control panel 89개, bottom 45개, door 17개, 총 502개의 패널로 나누었다. 경계면의 속도를 측정하는 방법에는 가속도계를 이용하여 직접 측정하는 방법과 인텐시티 프로브(intensity probe)를 이용하여 입자 속도(particle velocity)를 추출하는 방법이 있다. 캐빈 실내는 잔향 공간이므로 인텐시티의 측정 오차가 클 뿐만 아니라 인텐시티 측정 방법으로는 각 패널의 위상을 고려해줄 수 없다. 따라서 이 연구에서는 외부로부터 틈새를 통해 들어오는 소리(flanking noise)가 발생하지 않도록 철저히 밀폐한 뒤 각 패널이 진동하는 위상의 고려가 가능하도록 가속도계를 이용하여 경계면의 가속도를 직접 측정 후 속도로 변환하였다.

법선 속도 경계조건 이외에 패널의 재질에 따른



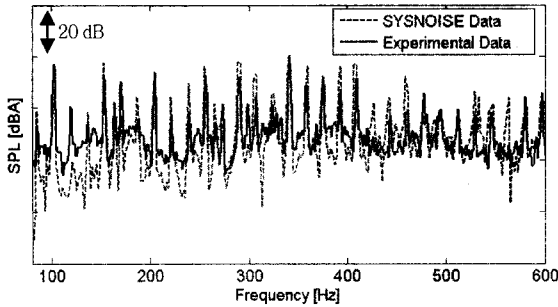
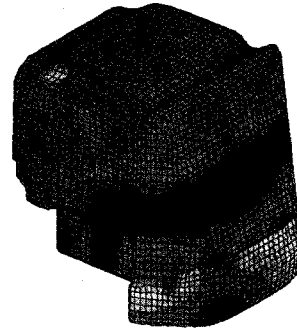


Fig. 12 Comparison of predicted and measured SPL without absorbent materials

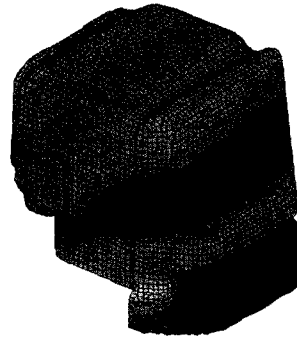
흡음률과 관계된 표면 임피던스(surface impedance) 경계조건이 있다. 표면 임피던스 경계조건을 측정하는 방법은 임피던스 튜브(impedance tube)를 이용하는 방법과 빔형성 방법(beamforming)을 이용한 자유음장에서의 측정법<sup>(12,13)</sup>이 있다. 신뢰성 있는 경계요소 모델을 구축하기 위하여 캐빈 내부를 형성하고 있는 패널을 강철(steel), 플라스틱, 폼 흡음재, 유리, 시트 그리고 천정으로 분류하여 각각의 형상 및 재질에 따라 적절한 측정 방법을 선택하여 임피던스를 측정하고 경계조건으로 부과하였다.

(2) 실내음장 해석 및 패널 기여도 분석 결과

운전자 귀 위치에서의 음압 예측 결과와 실제 측정 결과를 비교한 그래프를 Fig. 12에 나타내었다. Fig. 12의 결과를 보면 경계요소 해석 모델을 이용한 실내 음압 예측이 잘 일치하며 패널의 진동에 의해 발생하는 음압의 크기와 파크 주파수의 위치 및 경향이 유사함을 알 수 있다. Table 2는 관심 주파수인 102 Hz, 205 Hz, 341 Hz에서의 패널 기여도 분석 결과를 나타낸다. 이 결과는 앞서 수행한 소음 전달 경로 분석법을 이용한 실험적인 패널 기여도 분석 결과와 비교적 유사한 결과를 보여주고 있으며 음수로 도출된 결과는 각 패널이 방사하는 음파의 위상차로 인한 결과이다. 즉, 음수의 경우는 패널의 진동 레벨이 증가할수록 응답점의 음압 레벨은 감소함을 의미한다. Fig. 13(a)는 102 Hz에서의 캐빈 표면의 음압 분포이며 이는 Fig. 13(b)에서 볼 수 있듯이 캐빈의 첫 번째 음향 모드인 102.1 Hz의 음향 모드와 유사한 음압 분포를 나타내고 있어 이 모드의 기여가 가장 크다는 것과 일치하는 결과를 보여준다.



(a) Operating(2000 RPM)



(b) 2nd acoustic mode

Fig. 13 Surface pressure distribution(102 Hz)

Table 1 Acoustic modes of the interior cabin

Mode No.	Frequency(Hz)	Mode No.	Frequency(Hz)
1	0	6	179.4
2	102.1	7	199.6
3	127.1	8	207.6
4	140.6	9	224.9
5	158.5	10	232.2

Table 2 Panel contribution analysis using BEM at three different frequencies(Unit : %)

Panels	102 Hz	205 Hz	341 Hz
Control lever	60.65	17.33	50.04
Door	7.97	43.90	0.55
Bottom	34.87	40.75	-25.44
Front panel	19.98	21.78	3.84
Front glass	-50.44	-65.26	23.29
Right glass	19.45	20.15	-0.92
Rear glass	26.24	11.48	-26.34
Roof	-12.49	26.51	54.81

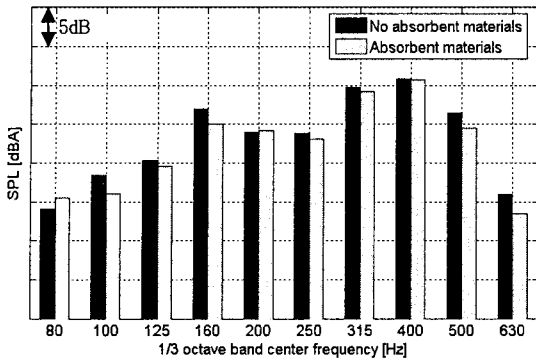


Fig. 14 Comparison of predicted SPL with and without absorbent materials

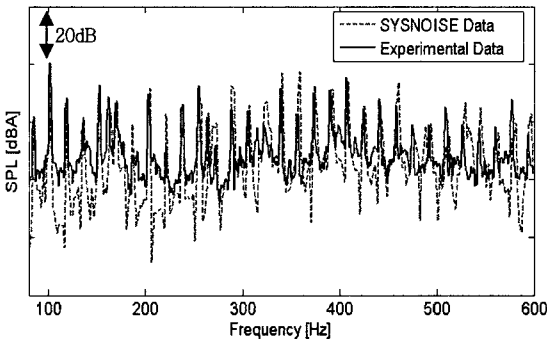


Fig. 15 Comparison of predicted and measured SPL with absorbent materials on the front panel of cabin

(3) 흡차음재 적용에 따른 실내 음압 예측

패널 기여도 분석 결과와 흡음재 적용의 용이성을 고려하여 front panel에 40 mm 두께의 흡음 폼을 부착하였다. Fig. 14는 front panel에 흡음재 부착 전 후 실내 음압의 변화를 BEM 해석모델을 이용하여 예측한 결과이다. 흡음재 부착 후 일부 주파수 대역에서 음압 레벨의 상승을 볼 수 있으나 그 수치는 미비하며 대체적으로 1/3 옥타브 밴드 주파수 대역에 따라 1 dB ~ 3 dB의 음압 레벨 감소 효과를 확인할 수 있다. 흡음재의 경우 고주파 대역보다 저주파 대역에서 흡음률이 상당히 낮기 때문에 높은 소음 저감 효과는 나타나지 않았다. Front panel의 흡음재 부착 여부에 따른 실험적인 음압 측정 결과도 같은 수준의 피크 음압 레벨 감소를 나타내며 Fig. 15는 흡음재를 부착 후 실내 음압 예측 결과와 캐빈 실내에서 측정된 실내 음압과 비교한 결과이다. Fig. 15에서 볼 수 있듯이 흡음재 부착 후 실내 음압 예

측 결과와 측정 결과의 유사함을 확인할 수 있다. 이는 다른 패널에의 흡음재 적용에 따른 신뢰성 있는 실내 음압의 예측이 가능하며 나아가 흡음재의 효과적인 배치를 통하여 실내소음 저감이 가능함을 나타낸다.

4. 결 론

일반적인 승용차 NVH 분석기법으로 사용되는 소음 전달 경로 분석법과 패널 기여도 분석법을 건설 현장에서 쓰이는 중장비인 휠로더에 적용하였다. 일반적인 음향 전달 함수가 아닌 음압 전달 함수를 이용하여 소음 전달 경로를 분석하였다. 또한 음압 전달 함수를 이용하여 시험적인 방법으로 캐빈 실내의 패널 기여도 분석을 수행하였다. 그리고 캐빈의 경계요소 모델을 구축하여 실내 음장을 해석하고 패널 기여도를 분석한 뒤 흡음재 적용에 따른 실내 음장의 변화를 예측하였다. 이 연구를 수행한 결과는 다음과 같다.

(1) 일반적인 승용차뿐만 아니라 대형화 된 소음원이 존재하는 중장비에 대하여 기존의 음향 전달 함수가 아닌 음압 전달 함수를 이용한 공기기인 소음 전달 경로 분석법의 적용이 가능함을 확인하였다.

(2) 소음 전달 경로 분석 결과, 공기기인 소음과 구조기인 소음의 분리가 가능하였고 각 주파수 대역에 따른 공기기인 소음과 구조기인 소음의 기여를 확인하였다. 이 연구에서 사용한 휠로더 엔진의 12 번째 차수 소음은 구조기인 소음이 대부분을 차지함을 추정할 수 있었고, 공기기인 소음과 구조기인 소음의 합성으로 추정한 결과가 일치함을 확인하였다.

(3) 캐빈 내 음압 전달 함수를 이용한 실험적인 패널 기여도 분석을 통해 실내소음의 주파수 대역 중 높은 음압 레벨을 보이는 주파수인 102 Hz, 205 Hz 그리고 1952 Hz에서 기여도 분석을 수행하였다. 102 Hz에서 음향 모드의 존재로 패널들의 기여도가 205 Hz와 1952 Hz 보다 높은 것을 확인하였다.

(4) 경계요소법을 이용한 해석 모델을 구축하여 캐빈의 실내 음장을 해석하였고 신뢰성 있는 음향 해석 결과를 토대로 패널 기여도를 분석하였다. 실내 음압 측정 결과와 경계요소법을 이용한 실내 음압의 예측 결과의 비교를 통해 이 연구에서의 수행 방법의 신뢰성을 검증하였다.

## 후 기

이 연구는 서울대학교 정밀기계 연구소와 두산인프라코어(주)의 지원으로 수행되었으며, 두산인프라코어 기술원 연구개발1팀의 시험 관련 지원에 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

- (1) Cha, H. B. and Yoon, S. H., 2007, "Sensitivity Analysis Using TPA for Slosh Noise of Fuel Tank", Transaction of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 17, No. 8, pp. 766~770.
- (2) Matthew Harrison, 2004, Vehicle Refinement : Controlling Noise and Vibration in Road Vehicles, Elsevier.
- (3) Kim, Y. J., Jeong, W. T., Song, M. S., Kang, Y. J. and Kim, H. B., 2006, "Application of Air-borne Noise Path Analysis to a Real Vehicle", Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 699~702.
- (4) Song, M. S., Kim, Y. J., Jung, W. T. and Kang, Y. J., 2007, "Prediction of Air-borne Noise Using Pressure Transfer Function", Proceedings of the KSAE Annual Spring Conference, pp. 1053~1057.
- (5) Banerjee, P. K., 1994, The Boundary Element Methods in Engineering, McGraw-Hill.
- (6) Thite, A. N. and Thompson, D. J., 2003, "The Quantification of Structure Borne Transmission Paths by Inverse Methods. Part 1 : Improved Singular Value Rejection Methods", Journal of Sound and Vibration, Vol. 264, pp. 411~431.
- (7) Thite, A. N. and Thompson, D. J., 2003, "The Quantification of Structure Borne Transmission Paths by Inverse Methods. Part 2 : Use of Regulation Techniques", Journal of Sound and Vibration, Vol. 264, pp. 433~451.
- (8) Liu, Y. and Shepard Jr, W. S., 2005, "Dynamic Force Identification on Enhanced Least Squares and Total Least Squares Schemes in the Frequency Domain", Journal of Sound and Vibration, Vol. 282, pp. 37~60.
- (9) "Transfer Path Analysis : The Qualification and Quantification of Vibro-acoustic Transfer Paths", LMS International Application Note.
- (10) Roggenkamp, T. and Marcella-O'Leary, L., 1996, "CASE STUDY : Experimental Low Frequency Structure-borne Coarse Road Noise Model", 14th IMAC, pp. 320~325.
- (11) SYSNOISE Release Notes, User's Manual, Revision 5.5.
- (12) Ju, H. J. and Kang, Y. J., 2003, "Measurement of Oblique Incidence Reflection Coefficient Using Beamforming Method", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 14, No. 6, pp. 438~444.
- (13) Shin, C. W., Sun, J. C., Kang, Y. J. and Paik, S. K., 2007, "Measurement of Normal Incidence Surface Impedance of Absorbing Materials Using the improved Beamforming Method in a Free Field", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 6, pp. 598~605.