

소음원간 누화 효과에 대한 수학적 모델 및 전달 경로 분석법 비교를 통한 검증

The Mathematical Model on Crosstalk Effect of Airborne Noise Sources and Verification based on Comparison between Transfer Path Analysis Methods

변재환* · 김윤재* · 강연준† · 강구태** · 권오준** · 홍진철**

Jae Hwan Byun, Yoon Jae Kim, Yeon June Kang, Koo Tae Kang,
O Jun Kwon and Jin Chul Hong

(2008년 5월 27일 접수 ; 2008년 8월 8일 심사완료)

Key Words : Transfer Path Analysis(전달 경로 분석법), Crosstalk Effect(누화 효과), Air-borne Noise(공기 기인 소음), Matrix Inversion Method(역행렬법), Pressure Transmissibility(음압 전달률)

ABSTRACT

In this paper, the mathematical model on crosstalk effect between acoustic noise sources is presented. Based on this model, a theoretical value to quantitate crosstalk effect of sources can be defined on the authority of reverberation property of surrounding which sources are located, relative magnitudes of sources and phase deference between acoustic wave transferred from all of sources. In order to verify crosstalk effect factor, experiments are made for two cases, weak and strong crosstalk effect condition, by using two representative transfer path analysis(TPA) methods.

1. 서 론

전달 경로 분석법(transfer path analysis)은 차량, 선박, 항공기 등을 비롯하여 가전제품에 이르기까지 다양한 분야에 적용되고 있다. 기계 시스템에서 발생하는 소음은 크게 구조기인 소음(structure-borne noise)과 공기기인 소음(air-borne noise)으로 구분되며, 힘 또는 체적 속도로 정의되는 물리적 가진력 및 소음원의 크기를 추정하고 각 가진점 및 소음원으로부터 목표점 사이의 전달 관계를 고려함으로써 각 소음 전달경로의 기여도를 분석하는 것이

전달 경로 분석법의 주된 과정이다.

자동차의 경우 실험적 방법으로 측정 가능한 전달 함수와는 달리 시스템 구동 상태에서 구조기인 소음의 가진력 및 공기기인 소음원의 체적 속도를 직접적으로 측정하기에 많은 어려움이 따른다⁽¹⁾. 이를 위해 일반적으로 주파수 응답 함수(frequency response function)법이 사용되며, 측정점의 응답을 통해 가진력 및 소음원의 크기를 간접적으로 추정한다. 소음원 또는 전달 경로의 특성에 따라 구조기인 소음의 경우 동강성법, 역행렬법 등의 방법이 주로 사용되며, 공기기인 소음의 경우 격자법, 인텐서티법, 역행렬법 등 다양한 방법이 사용되고 있다. 그러나 각 방법을 정확하게 적용하기 위해 소음원으로부터 응답점까지의 전달 특성을 정확히 파악하는 것이 무엇보다 중요하다.

일반적으로 소음 전달 경로 모델은 두 가지로 구

† 교신저자: 정희원, 서울대학교 차세대 자동차 연구센터
E-mail : yeonjune@snu.ac.kr
Tel: (02)880-1691, Fax: (02)880-1692

* 정희원, 서울대학교 대학원 기계항공공학부

** 정희원, 현대자동차

분할 수 있다. 우선 각 소음 전달 경로가 서로 고립된 시스템으로서 차량의 경우, 엔진을 지지하는 마운트 경로와 같이 엔진 구동 중 엔진 축 응답과 차체 축 응답간 절연 특성이 강한 경우가 대표적이다. 이 경우 임의의 마운트 경로에 가해지는 가진력은 마운트의 절연 특성으로 인해 나머지 마운트에 영향을 미치는 정도가 미비하다. 한편 각 소음 전달 경로간 상호 관련성(누화 효과, crosstalk effect)이 큰 경우를 들 수 있다. 즉, 다수의 소음원과 전달 경로가 존재할 경우로서 상호간 에너지 전달이 용이하게 일어나는 경우이다. 예를 들어 서브프레임에 연결된 앞·뒤 롤 마운트의 경우 두 마운트의 경로간 감쇠가 아주 작으므로 가진력 추정 시, 두 마운트에 작용하는 가진력의 영향을 모두 고려해 주어야 한다.

위와 같이, 구조기인 소음원 및 전달 경로는 물리적 형태가 비교적 분명하다는 점에서 경로 모델에 따른 다양한 기법들이 연구되고 있다⁽¹⁻⁶⁾. 반면 공기기인 소음원은 그 형태와 크기등의 다양성과 소음원 주변의 환경적인 영향으로 인해 소음원과 경로 모델링에 많은 어려움이 따르며, 소음원 크기 추정에도 많은 오차 요인이 발생한다. Moorehouse와 Seiffert는 4개의 단극 가상 음원을 통해 공기기인 소음원을 모델링 하였으며⁽⁷⁾, 엔진과 같은 단일 소음원에 대해 Bobrovnikskii와 Pavic은 소음원의 체적을 고려하여 주변 환경의 영향을 받지 않는 음원 임피던스(source impedance)와 차폐음압(blocked pressure)을 통해 등가 구형 소음원 기법으로 소음원의 크기를 모델링 하였다⁽⁸⁾. P.J.G van Linden등은 복잡한 형상과 높은 모드 밀도를 갖는 엔진 방사면을 주파수별 음파의 반파장보다 작은 여러 부분의 점파원의 집합으로 가정 한 후 주행 시 각 면에서 발생하는 체적속도를 추정하는 방법을 제시하였다⁽⁹⁾. 그러나 실차의 경우 엔진, 흡·배기, 펌프 및 벨트 등의 수 많은 소음원들이 반향 특성을 갖는 협소한 공간에 설치되어 있어 소음원 및 전달 경로 모델 구분에 어려움이 있다. 또한 엔지니어가 선정한 경로 모델링에 따라 분석을 위한 실험량이 상이하하며, 경로 기여도 분석 및 합성 결과 역시 큰 차이를 보일 수 있다.

이 논문에서는 누화 효과에 대한 수학적 모델을 구성하여 공기기인 소음원들에 미치는 각각의 누화 효과를 정량화하였으며, 이를 바탕으로 실차 시험 시 고려해야 할 경로 모델 선정 기준을 제시하였다.

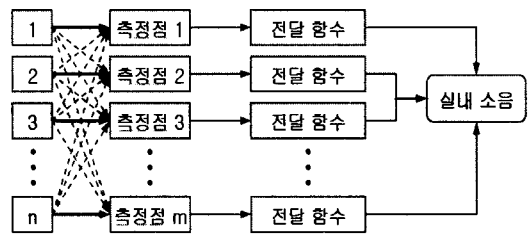
이를 검증하기 위해 아크릴 실차 모형을 사용하여 역행렬법과 음압 전달률(pressure transmissibility)을 이용한 공기기인 소음의 전달 경로 분석법에 따른 각 방법의 장단점을 비교 및 검토하였다.

2. 공기기인 소음 전달 경로 분석법

2.1 전달 경로 모델

전달 경로 분석을 통해 소음원의 구동 상태의 크기 및 목표점에 대한 각 소음원의 기여도를 추정할 수 있다. 전달 경로 분석법을 적용하기 위하여 소음원의 위치를 파악하고 전달 경로를 모델링하는 과정이 선행되어야 한다.

소음 전달 경로 모델은 Fig. 1과 같이 두 가지 방법으로 모델링 할 수 있다. n 개의 소음원에 대해 대응하는 전달함수로 표현된 n 개의 전달 경로를 통하여 목표점의 응답이 나타난다. 각 소음원에서 목표점까지의 전달 특성을 실험적으로 추정하기 위하여 전달함수를 측정하고, 전달 경로 분석법을 통해 소음원의 구동 중 크기를 추정하기 위해 소음원의 개수와 동일하거나 혹은 그 이상의 측정점에서 소음원의 구동 중 음압을 측정한다. 이때 각 소음원에 의해 발생된 음압이 각 측정점에 미치는 영향에 따라 경로간 상호 관련성을 판단한다. i 번째 소음원에 의해서 j 번째 측정점에서 측정된 음압이 i 번째 측정점의 음압 대비 20 dB 이상 작다면 각 경로가 고립된 것으로 보는 것이 가능하고 i 번째 소음원의 특성은 오직 i 번째 측정점에서 측정된 음압을 통하여 추정하는 것이 가능하다. 그러나 실제로는 Fig. 1의 점선으로 표시된 것과 같이 소음원과 측정점들은 서로 영향 받게 되어, 각 측정점에 누화현상이 발생하게 된다. 누화 현상의 정도와 이에 따른 누화 효과 고



-----> 누화 효과

Fig. 1 The concept of transfer path analysis

려 여부에 따라서 전달 경로를 고립된 경우와 연성된 경우로 모델링 할 수 있다.

2.2 역행렬법을 이용한 공기기인 소음원의 체적속도 추정

앞에서 설명한 바와 같이 각 측정점에서 발생한 누화효과를 고려한 주파수 응답 함수 행렬을 구성하고 역행렬 연산을 통하여 구동 중 소음원의 크기 즉, 체적 속도를 추정할 수 있다. n 번째 측정점에서 측정된 음압은 모든 소음원의 영향에 의한 결과이며, 입력에 대한 출력의 상관관계를 나타내기 위해 주파수 응답 함수를 이용하여 입출력의 관계를 표현 가능하다. n 개의 공기기인 소음원에 대해 m 개 측정점이 존재할 경우 식(1)과

$$\begin{aligned} P_1^{oper} &= \frac{p_1}{q_1} \cdot Q_1^{oper} + \frac{p_1}{q_2} \cdot Q_2^{oper} + \dots + \frac{p_1}{q_n} \cdot Q_n^{oper} \\ P_2^{oper} &= \frac{p_2}{q_1} \cdot Q_1^{oper} + \frac{p_2}{q_2} \cdot Q_2^{oper} + \dots + \frac{p_2}{q_n} \cdot Q_n^{oper} \\ &\vdots \\ P_m^{oper} &= \frac{p_m}{q_1} \cdot Q_1^{oper} + \frac{p_m}{q_2} \cdot Q_2^{oper} + \dots + \frac{p_m}{q_n} \cdot Q_n^{oper} \end{aligned} \quad (1)$$

같이 나타낼 수 있다^(2,9). 이때 P_i^{oper} 와 Q_i^{oper} 는 각각 i 번째 측정점에서 시스템의 구동 중 측정된 음압과 해당 소음원의 체적속도를 의미하며, (p_j/q_j) 는 j 번째 소음원과 i 번째 소음원간의 주파수 응답 함수를 의미한다. 식(1)의 우항을 행렬식으로 표현하고 양변에 주파수 함수 행렬에 대한 역행렬 연산을 통해 식(2)와 같이 구동 중 소음원의 체적속도를 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} Q_1^{oper} \\ Q_2^{oper} \\ \vdots \\ Q_n^{oper} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{p_1}{q_1} & \frac{p_1}{q_2} & \dots & \frac{p_1}{q_n} \\ \frac{p_2}{q_1} & \frac{p_2}{q_2} & \dots & \frac{p_2}{q_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{p_m}{q_1} & \frac{p_m}{q_2} & \dots & \frac{p_m}{q_n} \end{bmatrix}^+ \begin{bmatrix} P_1^{oper} \\ P_2^{oper} \\ \vdots \\ P_m^{oper} \end{bmatrix} \quad (2)$$

이때, $+$ 는 Penrose-Moore pseudo inverse⁽¹⁰⁾를 의미하며 일반적으로 $m \geq n+3$ 의 수준의 과결정(over-determined) 행렬방정식을 통해 잡음(noise)에 대한 최소 자승해를 얻을 수 있다⁽¹¹⁾. 일반적으로 역행렬법

을 이용하여 구동 중 소음원의 크기를 추정할 경우에 주파수 응답 함수의 역행렬 과정에서 주파수 응답 함수에 포함된 노이즈에 의해서 역행렬 계산의 정확도가 떨어질 수 있다. 전달함수 행렬의 낮은 조건수(condition number)는 구동 중 측정 음압에 포함된 노이즈를 증폭시킬 수 있으므로 TSVD(truncated singular value decomposition), Tikonov regularization과 같은 다양한 행렬 정규화 방법도 사용되기도 한다⁽¹¹⁾.

$i \neq j$ 인 항들은 측정부 이외의 소음원들에 의한 누화 효과를 의미하며, 이 항들의 무시 여부에 따라 전 역행렬법(full matrix inversion method)와 부분 역행렬법(driving point inversion method)로 구분할 수 있다.

식(2)를 이용하여 구동 중 소음원의 체적속도를 추정한 후 식(3)과 같이 목표점에서의 소음을 합성할 수 있다.

$$P_{rec}^{oper} = \sum_{i=1}^m [H_{ri} \cdot Q_i^{oper}] \quad (3)$$

이때, H_{ri} 는 i 번째 소음원과 목표점 사이의 주파수 응답 함수이고, P_{rec}^{oper} 는 구동 중 목표점에서의 음압이다.

만약, 각 경로간의 누화 효과를 무시하여 앞서 설명한 부분 역행렬법을 이용하는 경우, 목표점에서의 음압 예측은 식(4)와 같으며, 행렬 정규화를 통한 구동중 소음원 크기 추정은 불가능하다.

$$P_r^{oper} = \sum_{i=1}^n P_i^{oper} \cdot (H_{ii})^{-1} \cdot H_{ri} \quad (4)$$

2.3 음압 전달률을 이용한 공기기인 소음 전달 경로 분석

소음원의 체적속도를 추정하는 역행렬법과 달리, 각 소음원의 크기는 해당 측정점의 음압으로 정의한다. 공기기인 소음원으로 인한 차실내 음압은 식(5)와 같이 정리된다^(12,13).

$$P_{air}^{res}(t) = \sum_{i=1}^m \left(\frac{p_r}{p_i} \right) * p_i^{oper} \quad (5)$$

(p_r/p_i) 는 i 번째 공기기인 소음원과 차실내 응답점 사이의 음압 전달률로 정의하며, $*$ 은 컨볼루션

적분(convolution integral) 연산자이다.

그러나 식 (1)에서와 같이, 실제 측정되는 음압은 주변의 모든 소음원들의 영향을 받기 때문에 측정 음압은 물리적 측면에서 소음원의 크기를 대표한다고 할 수 없다. 뿐만 아니라 자유 음장 조건이 아닌 환경에서 측정되는 음압은 소음원의 체적속도를 대표할 수 없다는 한계로 인해 물리적으로 타당하지 않다.

음압 전달률의 논리적인 한계에도 불구하고, 각 소음원간 누화 효과를 무시함으로써 역행렬법과 같은 복잡한 계산과정이 불필요해진다. 따라서 음압 전달률을 유한 충격 응답(finite impulse response) 형태로 역푸리에 변환 후 식 (5)와 같이 컨볼루션 적분을 통해 시간영역의 결과를 합성할 수 있다는 장점이 있다⁽¹²⁾. 따라서 응답점의 합성 소음을 재생할 수 있으며, 재생 효과를 극대화하기 위하여 차실 내 응답점에서는 인공흉상(artificial head)등을 사용하여 2채널 스테레오 녹음을 하기도 한다. 실험적 측면에서, 누화 효과를 무시하기 때문에 상반성의 원리를 통해 음압 전달률을 측정할 수 있으며 이로 인해 역행렬법에 비해 실험량을 현저히 줄일 수 있다는 장점도 있다⁽¹³⁾. 이와 같은 특징들로 인해, 사람이 듣는 것과 유사한 환경에서 이뤄진다는 장점을 바탕으로 최근 차량 음질 평가에 널리 사용되고 있기도 하다.

3. 누화 효과 영향 인자

n 개의 소음원 대해 누화 효과를 고려한 i 번째 측정점의 음압 $P_i^{measured}$ 는 식(6)과 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 P_i^{measured} &= H_{1i}q_1 + H_{2i}q_2 + \dots + H_{ii}q_i + \dots + H_{ni}q_n \\
 &= P_i^{actual} + \sum_{\substack{k=1 \\ k \neq i}}^n \frac{P_i}{P_k} \cdot P_k^{actual}
 \end{aligned} \tag{6}$$

P_i/P_k 는 k 번째 측정점과 i 번째 측정점의 음압전달률로서 실험적으로 측정하며, P_k^{actual} 은 k 번째 소음원 단일 구동 시 측정되는 음압으로 가정한다.

이때, $r_{i,j}^{actual} = |P_j^{actual}/P_i^{actual}|$ 로서 소음원 단독구동 시 각 측정점의 음압비를 정의하고 식(6)을 복소형태로 다시 쓰면 식(7)과 같다.

$$\begin{aligned}
 P_i^{measured} &= \tilde{P}_i^{actual} \cdot e^{j(\alpha + \varphi_i)} \\
 &+ \sum_{\substack{k=1 \\ k \neq i}}^n \left| \frac{\tilde{P}_i}{\tilde{P}_k} \right| \cdot \tilde{P}_i^{actual} \cdot r_{i,k}^{actual} \cdot e^{j(\alpha + \varphi_k + \varphi_{i,k})}
 \end{aligned} \tag{7}$$

φ_i 는 i 번째 소음원의 위상이며, $\varphi_{i,k}$ 는 측정점 i, k 간의 음압전달률의 위상차로서 정의한다. 따라서 식(8)과 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 P_i^{measured} &= \\
 &\tilde{P}_i^{actual} \left(1 + \sum_{\substack{k=1 \\ k \neq i}}^n \left| \frac{\tilde{P}_i}{\tilde{P}_k} \right| \cdot r_{i,j}^{actual} \cdot e^{j(\varphi_k + \varphi_{i,k} - \varphi_i)} \right) \cdot e^{j(\alpha + \varphi_i)}
 \end{aligned} \tag{8}$$

$$CE(\omega) = \sum_{\substack{k=1 \\ k \neq i}}^n \left| \frac{\tilde{P}_i}{\tilde{P}_k} \right| \cdot r_{i,j}^{actual} \cdot e^{j(\varphi_k + \varphi_{i,k} - \varphi_i)} \tag{9}$$

식(9)의 $CE(\omega)$ 는 누화도를 판단하는 근거로서 정의할 수 있으며, 식(9)의 $|\tilde{P}_i/\tilde{P}_k|$ 은 각 소음원간의 음압 전달률로서 각각의 소음원이 위치한 공간의 잔향 특성 및 물리적인 거리등에 따라 많은 영향을 받는다. 즉, 실차의 경우 엔진룸과 같이 소음원들이 근접거리내에 위치하는 반 잔향 공간 내에서 이와 같은 효과는 증가할 수 있다.

$r_{i,j}^{actual}$ 는 소음원들간의 상대적 크기를 간접적으로 반영하는 인자이다. $r_{i,j}^{actual} > 1$ 과 같이 누화도를 판단하고자 하는 소음원의 크기가 주변 소음원에 비해 상대적으로 작을수록 해당 측정점의 누화 현상은 증가함을 예상할 수 있다. 소음원의 크기는 물리적인 측면에서 체적속도로 정의할 수 있지만 현재 기술로 정확한 체적속도를 직접 측정하는 것이 매우 어렵기 때문에 음압을 통해 간접적인 평가를 하였다. $e^{j(\varphi_k + \varphi_{i,j} - \varphi_i)}$ 는 소음원들간 위상차로서 누화 효과로 인한 상쇄 혹은 간섭 현상을 나타낸다. 그러나 반사 파동에 의한 모든 간섭 및 잔향 성분등을 고려할 때 각 소음원간 위상차에서 기인하는 누화 효과는 상대적으로 미비하다.

한편 공학적인 의미에서, 잡음(noise)의 범위를 오염되지 않은 신호의 크기 대비 10% 내외로 정의한다. 따라서 이 논문에서도 이 기준을 적용하여 누화 효과를 고려해야 하는 공학적 근거로서

$|CE(\omega)| \geq 0.1$ 의 임계치를 제안하였다.

4. 실험 방법 및 실험 결과

4.1 실험 방법

일반적으로 역행렬법의 경우, 전달함수의 기준 신호로서 체적속도를 사용하는 것과 달리, 이 논문에서는 스피커에 인가된 전압 신호를 기준 신호로 사용하였다. Kim 등이 제안한 방법으로서, 구조 음향상반성 원리를 이용하여 등가의 음원 강도를 추정하는 방법이다⁽¹⁴⁾.

따라서 식 (1)은 아래의 식 (10)과 같이 대체되며,

$$\begin{aligned}
 P_1^{oper} &= \frac{P_1}{v_1} \cdot v_1^{oper} + \frac{P_1}{v_2} \cdot v_2^{oper} + \dots + \frac{P_1}{v_n} \cdot v_n^{oper} \\
 P_2^{oper} &= \frac{P_2}{v_1} \cdot v_1^{oper} + \frac{P_2}{v_2} \cdot v_2^{oper} + \dots + \frac{P_2}{v_n} \cdot v_n^{oper} \\
 &\vdots \\
 P_m^{oper} &= \frac{P_m}{v_1} \cdot v_1^{oper} + \frac{P_m}{v_2} \cdot v_2^{oper} + \dots + \frac{P_m}{v_n} \cdot v_n^{oper}
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

각 소음원의 크기는 추정은 식 (11)과 같이 계산된다. Penrose-Moore pseudo inverse를 통해 잡음에 대한 최소 자승해를 구하였으며, 이를 위해 목표점을 사용하여 1개 초과 ($m = n + 1$)의 과결정 행렬 방정식을 구성하였다.

$$\begin{bmatrix} v_1^{oper} \\ v_2^{oper} \\ \vdots \\ v_n^{oper} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{P_1}{v_1} & \frac{P_1}{v_2} & \dots & \frac{P_1}{v_n} \\ \frac{P_2}{v_1} & \frac{P_2}{v_2} & \dots & \frac{P_2}{v_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{P_m}{v_1} & \frac{P_m}{v_2} & \dots & \frac{P_m}{v_n} \end{bmatrix}^+ \begin{bmatrix} P_1^{oper} \\ P_2^{oper} \\ \vdots \\ P_m^{oper} \end{bmatrix}
 \tag{11}$$

위에서 구한 v^{oper} 를 바탕으로 식 (12)과 같이 목표점의 응답을 예측할 수 있다.

$$P_{rec}^{oper} = \sum_{i=1}^m \left[\frac{P_r}{v_i} \cdot v_i^{oper} \right]
 \tag{12}$$

음압 전달률을 이용한 방법의 경우 Head Acoustics사의 Artemis 8.0과 BTPS 3.0을 이용하여 시간영

역의 전달 경로 분석을 하였으며, 방법별 특성 비교를 목표로 하였기에 두 방법 모두 목표점에서 한 개의 마이크로폰을 사용하였다. 음원과 측정용 마이크로폰은 10 cm의 거리로 정면 설치하였으며, B&K 4942-A-021 확산형 마이크로폰을 사용하였다. 한편 아크릴 모형차 실내의 높은 음향 모드 밀도로 인해 두 방법의 결과 비교는 500 Hz 이하의 범위에서 도시하였다.

4.2 누화 효과가 작은 경우

Fig. 2에서와 같이 모형 차량 외부 세 곳에 가상 음원을 설치하였으며, 발생한 주행 신호는 Table 1과 같다. 음원 1과 2는 하나의 파형 발생기를 통해 병렬 연결하였으며 앰프 이득을 동일하게 설정하여 동일한 음원 크기를 만들었다. 음원 3은 별도의 파형 발생기를 사용하여 신호의 종류와 크기를 달리 설정하였다. 음원 1과 음원 2를 통해 최소 500 Hz 이상의 대역(band) 가진을 하였으며, 음원 3을 이용하여 나머지 2개의 소음원과 변조(modulation)음을 발생시켰다. 식 (9)를 통한 각 소음원의 누화도는 아래 Fig. 3과 같다. 소음원 1과 소음원 2는 소음원 3에 비해 상대적으로 작은 크기로서 소음원 3에 비해 높은 수준의 누화도를 나타내고 있으나 최대 0.2 미만의 낮은 수준으로서 각 소음원간 누화 효과는 무시할 수 있다.

한편 주행 신호가 서로 상이한 음원 1과 음원 3

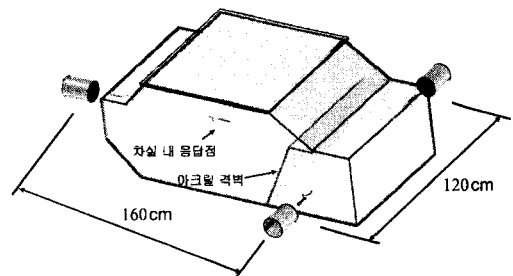


Fig. 2 Experiment set-up for weak crosstalk

Table 1 Operating source voltage signal

Sources	Signal	Driven voltage(Vpp)
Source 1	1 Hz Pulse	11.78 V
Source 2	1 Hz Pulse	11.78 V
Source 3	30 Hz Pulse	7.38 V

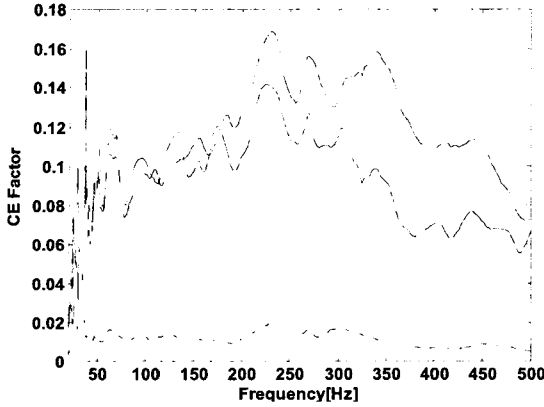


Fig. 3 Crosstalk effect factor, source 1 (—); source 2 (---); source 3 (—·—)

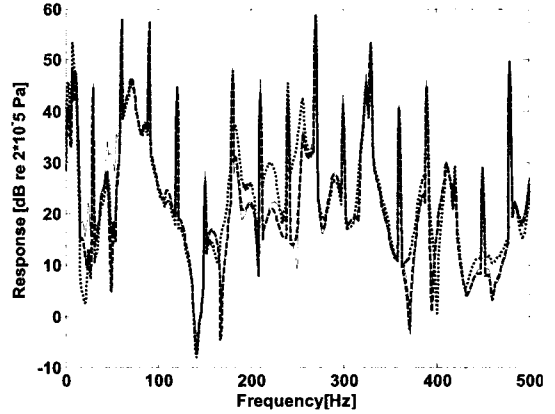


Fig. 6 Comparison results, exact(—); MIM(---); pressure transmissibility(—·—)

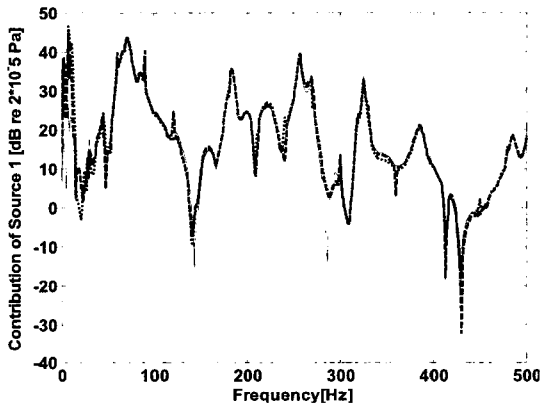


Fig. 4 Contribution of source 1, exact(—); MIM (---); pressure transmissibility(—·—)

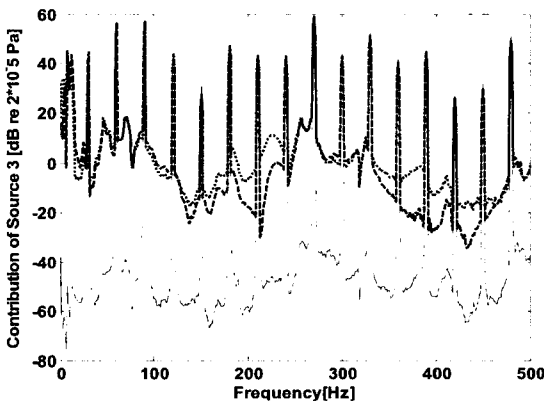


Fig. 5 Contribution of source 3, exact(—); MIM (---); pressure transmissibility(—·—)

에 의한 실내 응답의 기여도는 Fig. 4와 Fig. 5와 같이 모두 타당한 결과를 보여준다.

Fig. 6은 역행렬법과 음압 전달률을 이용한 방법을 통한 목표점 응답 추정 결과의 결과를 보여주고 있다. 두 방법 모두 측정치 대비 각 피크에서 0.2 dB 이내 수준의 정밀도를 확인할 수 있다. 이를 바탕으로 실차의 경우 흡기와 배기, 타이어 소음등과 같이 공간적으로 원거리에서 떨어져있거나, 차체에 의해서 차폐되어 있는 경우 두 방법 모두 타당한 결과를 보일 것으로 추론할 수 있다.

4.3 누화 효과가 큰 경우

누화 효과를 극대화하기 위하여 세 개의 스피커를 모형차 트렁크 내부에 설치하였으며 가한 주행 신호의 종류 및 크기는 앞의 Table 1의 경우와 같다.

식 (9)에 의한 각 소음원의 누화도는 Fig. 8과 같다. 소음원이 위치한 공간의 잔향 특성 및 소음원간 거리의 영향이 두드러지게 나타나며, 앞서 실험 예시와 마찬가지로 상대적으로 작은 소음원 크기에 의해 소음원 1과 2의 누화 효과가 증폭됨을 확인할 수 있다. 또한 소음원 1과 2는 전 주파수 영역에서 $|CE(\omega)|$ 값이 0.1을 훨씬 상회하는 수준을 보이고 있으며, 특히 200 Hz 이하의 대역과 300~350 Hz 대역에서 누화 효과가 두드러짐을 확인할 수 있다. 이와 같은 경향은 개별 소음원 기여도와 응답 소음 예측에서도 과응답추정(over-estimation)의 결과로 나타났다.

음원 1과 음원 3의 차실내 응답에 대한 기여도는 각각 Fig. 9, Fig. 10와 같다. 음원 1은 주행신호로서 1 Hz의 펄스가 발생하였지만, 음압 전달률을 이용한

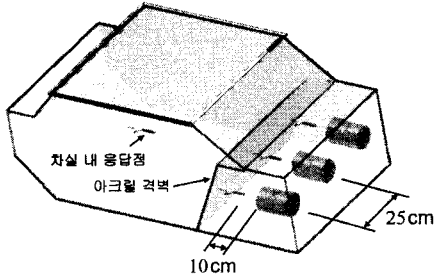


Fig. 7 Experiment set-up for strong crosstalk

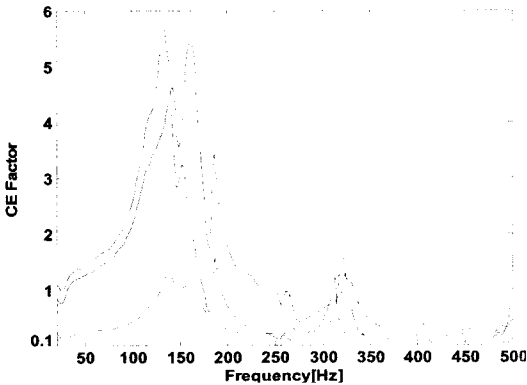


Fig. 8 Crosstalk effect factor, source 1 (—); source 2 (---); source 3 (— · —)

방법의 경우 음원 3의 주파수 성분들이 나타났다. 이는 명백한 누화 효과의 영향으로 소음원 추정 오차가 크게 발생함을 확인할 수 있다.

Fig. 9에 나타난 바와 같이, 음원 3은 나머지 음원과 다른 주행 신호를 발생하였기 때문에 두 방법 모두 30 Hz의 조화 성분에 대해 동일한 수준의 추정 결과를 보이고 있다. 하지만 이를 제외한 주파수 성분에서 음원 1과 음원 2에 의한 누화 효과로 인해, 음압 전달률을 이용한 방법은 역행렬법에 비해 최대 약 40 dB의 과응답 추정을 보임을 확인할 수 있다. 이와 같은 경향은 특히 약 250 Hz 이하의 저주파 대역에서 두드러지며, Fig. 8에서 나타난 소음원 3의 누화도와 경향성이 비슷함을 확인할 수 있다.

반면 역행렬법의 경우 270 Hz 부근에서 과응답 추정의 결과를 보인다. 측정점 1과 측정점 3에서 해당 주파수 성분의 음향 모드가 발생하였으며, 이로 인해 전달 함수 행렬의 특이값(singular value)이 증가하여 기여도 추정 시 오차 증폭의 영향을 발생하였기 때문이다. 이를 극복하기 위한 방법으로 pseudo inverse를 위한 추가 측정점을 늘리는 방법을 들 수 있다.

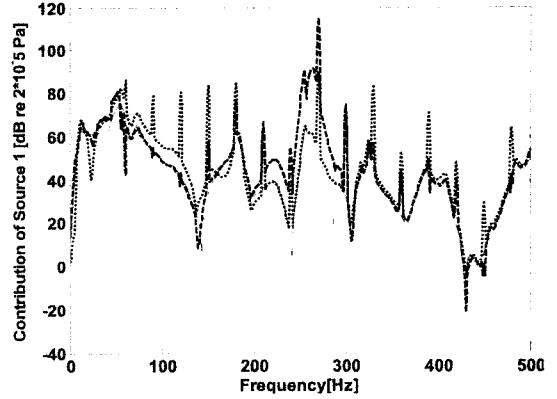


Fig. 9 Contribution of source 1, exact(—); MIM (---); pressure transmissibility(— · —)

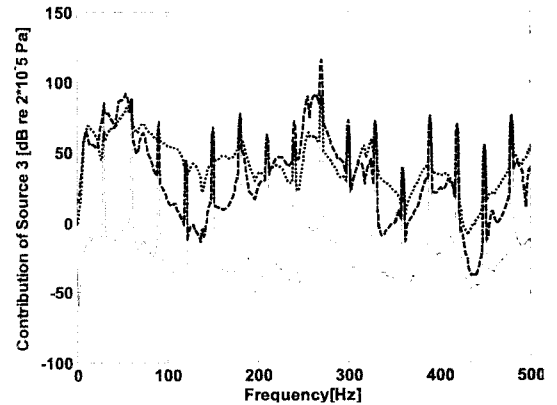


Fig. 10 Contribution of source 3, exact(—); MIM (---); pressure transmissibility(— · —)

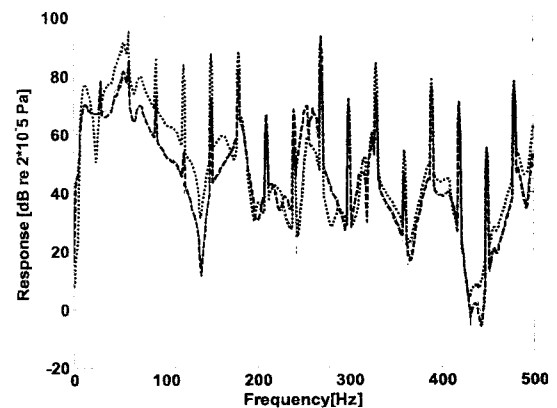


Fig. 11 Comparison results, exact(—); MIM(---); pressure transmissibility(— · —)

합성 응답의 결과에서도 두 방법은 기여도 추정 결과와 유사한 경향을 보여준다. 음압 전달률을 통

한 전달 경로 분석의 경우 약 200 Hz 이하의 영역에서 최대 40 dB 이상의 과응답 추정을 보이고 있으며, 음원 3에 의한 누화 효과가 응답 합성 결과에도 나타나고 있음을 확인 할 수 있다. 한편 역행렬법의 경우 앞서 기여도 추정의 결과와 달리 270 Hz 부근에서 3 dB 이내 수준의 응답 추정을 보이고 있다. 경로별 기여도의 위상차로 인한 결과로 판단할 수 있으며, 전 주파수 영역에서 우수한 결과를 보이고 있다.

5. 결 론

이 연구에서는 공기기인 소음원의 경로 모델에 따른 전달 경로 분석법을 비교 평가하였다. 또한 누화 효과에 대한 수학적 모델링을 통해 측정점에 발생하는 누화 효과 영향 인자를 살펴보았다. 이를 통해 소음원이 위치한 공간의 잔향 특성 및 소음원간 거리, 소음원간 상대적인 크기에 따라 정량적인 경로 모델 선정의 이론적 기준을 제시하였다.

각 전달 경로 분석법의 비교를 위해 각 소음원간 누화 정도에 따라 평가가 이뤄졌으며, 누화효과를 무시하는 경로 모델의 경우 전달 경로 분석의 결과는 크게 기여도 추정 및 응답 합성의 크기 오차와 기여도 추정 시 주파수 성분 분석의 오류 등이 발생함을 확인할 수 있었다. 특히 주파수 성분 분석 오류의 경우, 목표점 응답을 조율하는 과정에서 소음원 및 경로 기여도 특성을 잘못 파악할 수 있는 문제점을 내재하고 있다는 점에서 경로 모델 선정과 전달 경로 분석법 선택에 주의를 요구한다.

이를 토대로, 실차의 경우 흡·배기 및 노면 소음 등은 누화 효과를 무시한 경로 모델링 하는 것도 문제는 없다고 볼 수 있다. 반면 엔진룸 내부에 위치한 각 소음원들은 누화 효과를 제거하기 위한 전달 경로 분석법을 적용하는 것이 합리적이라고 추론할 수 있으며, 향후 실차를 통한 기여도 분석 및 비교를 통해 보다 상세한 경로 모델 선정 기준을 제시할 수 있을 것으로 기대한다.

후 기

이 연구는 현대기아협동연구센터(HKCRC) 및 서울대학교 정밀기계연구소의 지원으로 이루어졌습니다.

참 고 문 헌

- (1) J.S de Franka Arruda, 2006, "Comparison of Estimation Techniques for Vibro-acoustic Transfer Path Analysis", Shock and Vibration, Vol. 13, pp. 459~467.
- (2) LMS International, 2000, "Transfer Path Analysis : The Quantification and Quantification of Vibro-acoustic Transfer Paths", Leuven, Belgium.
- (3) Matthias, B., 1999, "Indirect Measurement of Multiple Excitation Force Spectra by FRF Matrix Inversion : Influence of Errors in Statistical Estimates of FRFs and Response Spectra", ACOUSTICA, Vol. 85, pp. 464~479.
- (4) Kim, Y. R. and Kim, K. J., 1999, "Indirect Input Identification by Modal Filter Technique", Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 13, No. 6, pp. 893~910.
- (5) Thite, A. N. and Thomson, D. J., 2003, "The Quantification of Structure-borne Transmission Paths by Inverse Methods. Part1: Improved Singular Value Rejection Methods", Journal of Sound and Vibration, Vol. 264, pp. 411~431.
- (6) Thite, A. N. and Thomson, D. J., 2003, "The Quantification of Structure-borne Transmission Paths by Inverse Methods. Part1: Use of Regularization Technique", Journal of Sound and Vibration, Vol. 264, pp. 433~451.
- (7) Seiffert, G., 2006, "Characterization of an Airborne Sound source for Use in a Virtual Acoustic Prototype", Journal of Sound and Vibration, Vol. 296, pp. 334~352.
- (8) Pavic, G., 2003, "Modeling and Characterization of Air-borne Noise Sources", Journal of Sound and Vibration, Vol. 261, pp. 527~555.
- (9) Van der Linder, P. J. G. and Keppens, T., 2001, "Determination of the Noise Contributions of Engine Surfaces", SAE 201-01-1482.
- (10) Gilbert, S., 1998, "Linear Algebra and Its Applications", Thomson Learning, Inc.
- (11) Moorhouse, A. T., 2003, "Compensation for

Discarding Singular Values in Vibro-acoustic Inverse Methods”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 267, pp. 245~252.

(12) Genuit, K., Poggenburg, J., 1999, “The Design of Vehicle Interior Noise Using Binaural Transfer Path Analysis”, SAE NCV 19.

(13) Roland S., 2003, “An Artificial Head which Speaks from Its Ears : Investigations on Reciprocal

Transfer Path Analysis in Vehicles, Using Binaural Sound Source”, SAE 03NVC-83.

(14) Kim, Y. J., Byun, J. H., Kang, Y. J., Kang, K. T., Kwon. O. J. and Hong, J. C., 2008, “The Use of Vibro-acoustical Reciprocity to Estimate Source Strength and Airborne Noise Synthesis”, KSNVE Submitted