

주행 차량의 로드 노이즈 예측을 위한 각 입력원의 기여도 평가

Transfer Path Analysis and Estimation of the Road Noise for the Driving Vehicle

양 인 형*·정 재 은*·윤 지 현*·오 재 응†

In-Hyung Yang, Jae-Eun Jeong, Ji-Hyun Yoon and Jae-Eung Oh

(2010년 9월 29일 접수 ; 2010년 11월 8일 심사완료)

Key Words : Transfer Path Analysis(전달경로 해석), Vector Synthesis(벡터 합성), Vehicle(차량), Multi Dimensional Spectral Analysis(다차원 해석), Partial Coherence Function(부분 기여도 함수)

ABSTRACT

The reduction of the vehicle interior noise has been the main interest of noise and vibration harshness(NVH) engineers. A passenger vehicle has various and complicated transmission paths of sound and vibration. In order to identify the mechanism of transfer path, estimation of excitation force and exact modeling of transfer path are required. This paper presents method for estimating the noise source contribution on the road noise of the vehicle in a multiple input system where the input sources may be coherent with each other. And vector synthesis technique is employed to identify the characteristics of road noise and its transmission to vehicle compartment through noise and vibration analysis. Vibration reduction efficiency of each transfer path is evaluated by comparing individual vector components obtained virtual simulation.

기 호 설 명

1. 서 론

- T : 시간 주기
- $x(t)$: 시간 영역의 입력 신호
- $y(t)$: 시간 영역의 출력 신호
- $X(\omega)$: 입력 신호의 푸리에 변환
- $S_{xy}(\omega)$: $x(t)$ 와 $y(t)$ 의 상호 스펙트럼
- $\theta_{xy}(\omega)$: $X(\omega)$ 와 $Y(\omega)$ 의 위상각
- γ_{ij}^2 : 일반 기여도 함수
- γ_{ij-r}^2 : 상관관계를 제거한 부분 기여도 함수
- $S_{y^j-(j-1)!}$: 기여출력 스펙트럼

차실 내 소음은 전달경로 특성에 따라 구조기인 소음(structure-borne noise)과 공기기인 소음(air-borne noise)으로 구분할 수 있다. 이러한 차실 소음을 저감하기 위해서는 소음 및 진동원의 특성 해석과 함께 전달경로에 대한 해석이 필요하다. 차량 주행 중 실내 소음에 영향을 미치는 구조기인 소음은 구동부의 기관 폭발, 회전 불균형 등의 가진력에 의해서 생성된 에너지가 마운트계, 서스펜션계 등을 거쳐서 구조계에 전달되어 음으로 발생된다. 또한 공기기인 소음은 기관 소음, 배기도출음, 마찰음 등이 밀폐계의 판넬을 투과하여 발생한다⁽¹⁾.

차량 주행 시 네 바퀴의 현가 장치를 통해 발생하는 진동원을 규명하기 위해 현가 장치의 진

† 교신저자; 정회원, 한양대학교 기계공학부
E-mail : jeoh@hanyang.ac.kr
Tel : (02)2220-0452, Fax : (02)2299-3153
* 정회원, 한양대학교 기계공학과

동신호 4개를 입력으로 정하고, 운전석의 소음을 출력으로 하는 4입력/단일 출력계로 모델링하였다. 이들 신호는 데이터 취득 시 진동원 사이의 상관관계가 존재할 경우 상호 영향이 많으므로 시스템의 해석이 복잡해진다. 입력 신호가 여러 개인 경우 이에 대한 해석으로 종래에는 주파수 응답 함수법(frequency response function : FRF)이 많이 사용되었다. 하지만 이 방법은 각각의 입력원이 서로 영향을 미치지 않는 독립적 특성을 나타내는 경우에만 사용하는 단점이 있다. 따라서 입력원간의 상관 성분을 제거하여 순수한 입력원의 기여 정도를 알 수 있는 다차원 스펙트럼 해석법(multi-dimensional spectral analysis : MDSA)을 적용하는 것이 좋다^(2,3).

따라서 이 논문에서는 소음원 및 진동원의 전달 경로를 파악하여 운전자에게 영향을 미치는 성분의 전달 특성을 파악하고, 부품 별 기여도 평가를 통해 저감 대책을 마련하기 위한 연구를 수행하기로 한다. 그리고 벡터 합성법을 통해 저감 대책을 위한 입력 성분 변경 시뮬레이션을 수행하여 출력성분에 영향을 미치는 효과를 정량적으로 규명한다.

2. 이론

2.1 다차원 스펙트럼 해석법

다입력/단일출력계의 스펙트럼을 구하면 다음과 같이 나타낼 수 있다^(4,5).

$$S_{yy}(f) = \sum_{i=1}^q \sum_{j=1}^q H_{iy}^*(f) H_{jy}(f) S_{ij}(f) + S_{nn}(f) \quad (1)$$

또한 식 (1)에서 입력간 상관관계가 없는 경우 출력 스펙트럼은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$S_{yy}(f) = \sum_{i=1}^q |H_i(f)|^2 S_{ii}(f) + S_{nn}(f) \quad (2)$$

Fig. 2와 같은 계의 경우 입력간 상관관계에 의해 원래의 출력 스펙트럼 항보다 크게 나타나게 되는데, 주파수 응답함수법(frequency response function : 이하 FRF)으로 계산할 경우에는 입력간 상관관계에 의한 항이 중복되어 나타나기 때문에 각각의 입력과 출력 사이의 기여출력 스펙트럼만으로는 출력에 더 많은 영향을 미치는 입력원을 파악하기

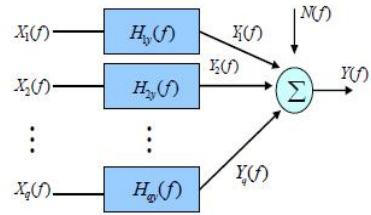


Fig. 1 Correlated multi-input/single-output model

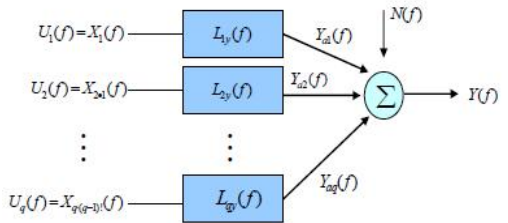


Fig. 2 Conditioned multi-input/single-output model

어렵게 된다^(6,7).

따라서 입력원들 사이에 상호상관이 존재하는 다입력/단일출력계의 경우로 생각하여 입력원들 사이의 상관성분들을 제거한 Fig. 3과 같은 조건부 다입력/단일출력계로 모델링을 한다. 실제 기계시스템의 경우, 입력원들의 상관성분을 제거하여 각각의 입력원들이 순수하게 출력에 기여하는 정도를 정량적으로 알 수 있도록 분석하는 다차원 스펙트럼 해석법(MDSA)을 이용해야 한다.

그러므로 각각의 입력에서 상관성분이 제거된 후의 스펙트럼을 잔류 스펙트럼(residual spectrum)이라고 하며, 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} S_{ii:r}(f) &= S_{ii(r-1)}(f) - L_{ri}(f) \cdot S_{rr(r-1)}(f) \\ &\quad (i = 2, 3, \dots, y \quad i > j) \\ S_{ij:r}(f) &= S_{ij(r-1)}(f) - L_{rj}(f) \cdot S_{ir(r-1)}(f) \\ &\quad (i, j = 2, 3, \dots, y \quad i, j > r) \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 $L_{ri}(f)$ 는 입력간 및 입출력간의 상관성분을 제거시킨 경우의 최적전달함수이며, 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$L_{ij}(f) = \frac{S_{ij(r-1)}(f)}{S_{rr(r-1)}(f)} \quad (i = 2, 3, \dots, y \quad i > j) \quad (4)$$

입력간 상관성분이 존재하는 다입력/단일출력계와

달리 최적전달함수를 사용한 조건부 다입력/단일출력계로 모델링한 경우, i 번째 입력이 출력에 기여한 정도를 부분 기여도 함수(partial coherence function : 이하 PCF)라고 하며, 다음과 같이 나타낸다.

$$\gamma_{y^i}^2 = \frac{|S_{y^i r^i}(f)|^2}{S_{r^i r^i}(f)S_{y^i y^i}(f)} \quad (5)$$

2.2 벡터 합성법⁽⁸⁾

2개의 시간 변동량 $x(t)$ 및 $y(t)$ 를 Fourier 성분으로 변환한 뒤 얻어진 복소함수를 극좌표 형식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} X(\omega) &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt = |X(\omega)|e^{j\theta_x(\omega)} \\ Y(\omega) &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} y(t)e^{-j\omega t} dt = |Y(\omega)|e^{j\theta_y(\omega)} \end{aligned} \quad (6)$$

일반적으로 정상 불규칙 신호 $x(t)$ 는 벡터 $X(\omega)e^{j\omega t}$ 의 실측 성분을 나타내는 것으로 생각할 수 있다.

$$\begin{aligned} x(t) &= \text{Re} \left[\int_{-\infty}^{\infty} X(\omega)e^{j\omega t} d\omega \right] \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} |X(\omega)| \cos[\omega t + \theta_x(\omega)] d\omega \\ y(t) &= \int_{-\infty}^{\infty} |Y(\omega)| \cos[\omega t + \theta_y(\omega)] d\omega \end{aligned} \quad (7)$$

또한 시간영역 신호와 관련하여 상호 스펙트럼의 의미를 이해하기 위해 복소 푸리에 성분 $X(\omega)$, $Y(\omega)$ 를 벡터로써 표시하는 방법이 유효하다. 즉, 시간영역 신호 $x(t), y(t)$ 는 2개의 벡터 $X(\omega)$ 와 $Y(\omega)$ 가 일정한 편각차 $\theta_{xy}(\omega)$ 를 이루며 주기 $\frac{2\pi}{\omega}$ 로 원점 주위를 회전하는 것으로 볼 수 있다.

결국 이러한 2개의 벡터의 관계는 $X(\omega)$ 의 공액 벡터(conjugate vector) $X^*(\omega)$ 와 $Y(\omega)$ 의 곱으로 표현하는 것으로 볼 수 있다.

$$X^*(\omega)Y(\omega) = |X(\omega)||Y(\omega)|e^{-j\theta_{xy}(\omega)} \quad (8)$$

여기서 $\theta_{xy}(\omega)$ 는 $\theta_x(\omega)$ 와 $\theta_y(\omega)$ 의 위상각 차이를 나타낸다.

식(8)의 계산에 의해서 얻어진 복소함수에 기대

치를 취하고 $\frac{1}{T}$ 을 곱하여 주면 상호 스펙트럼의 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} S_{xy}(\omega) &= \frac{2\pi}{T} E[X^*(\omega)Y(\omega)] \\ &= \frac{2\pi}{T} E[|X(\omega)||Y(\omega)|e^{-j\theta_{xy}(\omega)}] \end{aligned} \quad (9)$$

여기서 $X(\omega)$ 와 $Y(\omega)$ 의 상대위상은 다음과 같이 상호 스펙트럼의 실수부와 허수부의 관계로 표현할 수 있다.

$$\theta_{xy}(\omega) = \tan^{-1} \left[\frac{\text{Im}(S_{xy})}{\text{Re}(S_{xy})} \right] \quad (10)$$

식(9)와 식(10)으로부터 얻어지는 상호 스펙트럼의 크기와 위상정보를 이용하여 신호들이 가지는 물리적 특성을 파악하고, 입력과 출력으로써의 관계를 벡터적으로 해석하는 것이 가능함을 알 수 있다.

3. 실 차 시험

3.1 목적 주파수 선정 및 일반 기여도 함수

실 차 시험에 사용된 차량은 국내에서 생산된 2000 cc 급 중형 차량이고, 시험 개략도는 Fig. 3과 같다. 실내 운전석 소음(B&K Type 4189)을 출력 값으로 하고, 각 현가장치의 너클부에서 측정된 3축 진동 가속도 신호(PCB Type 356)를 입력원으로 구성하였다. 운전 모드는 80 kph 정속 모드이며, 3번 이상의 왕복 주행 시험으로 시험간 오차가 3 dB 이내의 신호를 이용하여 분석하였다⁽¹⁰⁾.

Fig. 4는 80 kph로 정속 주행시 운전석 수음자 위치에서 출력 성분의 자기 스펙트럼을 도시화한 것이다. 로드 노이즈는 저주파 영역(~500 Hz)의 소음 성분이 많기 때문에 정량적으로 dBC로 수치화 하여 나타내었다. 수음자 위치에서 피크를 이루는 주파수와 전 음압 레벨(overall level), 목적 주파수를 Table 1에 정리 하였다. 전 음압 레벨은 0~1000 Hz 까지 주파수 범위의 레벨이다.

다차원 스펙트럼 해석법의 이론적 가정에서 가장 중요하다고 생각되는 입력간의 상관관계와 입출력간의 상관관계를 먼저 검토하였다. 특히 입력간의 일반 기여도 함수는 임의의 입력의 관계가 독립적인가

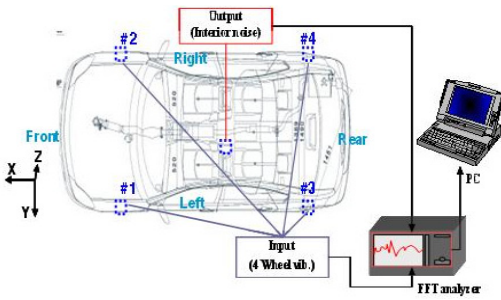


Fig. 3 The experimental setup for MDSA

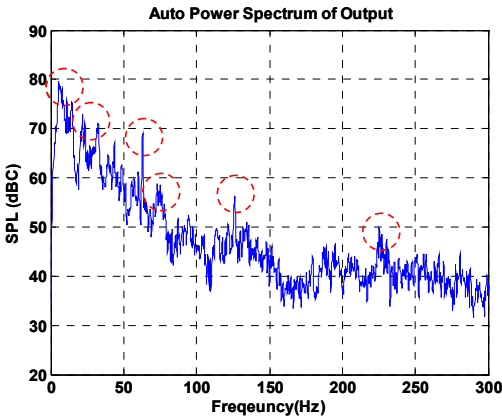


Fig. 4 C-weighted sound pressure level of output under 80 kph

Table 1 The interior noise characteristics under 80 kph

Overall level dB(C)	86.4
Target frequencies(Hz)	15.3
	22.1
	33.0
	63.0
	76.1
	126.2
232.3	

또는 상관관계가 존재하는가를 판단하는데 중요한 기준이 된다. 너클 진동 4곳의 경우 입력간의 일반 기여도 함수값은 Table 2, 입출력간의 일반 기여도 함수값은 Table 3에 나타내었다. Front left와 rear left의 입력간 상관관계, front right와 rear right의 입력간 상관관계가 0.5 이상의 값을 찾아내고 있다.

입출력간 상관관계도 주파수 특성에 따라 0.5 이상의 상관관계를 나타내고 있다. 이처럼 입력간 및

Table 2 The ordinary coherence function among the 4 wheel input signals

Freq. (Hz)	γ_{12}^2	γ_{13}^2	γ_{14}^2	γ_{23}^2	γ_{24}^2	γ_{34}^2
15.3	0.14	0.96	0.19	0.11	0.95	0.17
22.1	0.04	0.38	0.08	0.07	0.81	0.04
33.0	0.39	0.51	0.09	0.20	0.65	0.13
63.0	0.20	0.91	0.13	0.14	0.79	0.10
76.1	0.15	0.39	0.11	0.16	0.83	0.32
126.2	0.05	0.57	0.14	0.05	0.20	0.37
232.3	0.28	0.34	0.19	0.28	0.07	0.02

Table 3 The ordinary coherence function among input and output signals

Freq. (Hz)	γ_{1y}^2	γ_{2y}^2	γ_{3y}^2	γ_{4y}^2
15.3	0.42	0.49	0.51	0.58
22.1	0.60	0.08	0.58	0.23
33.0	0.22	0.06	0.25	0.25
63.0	0.63	0.12	0.37	0.08
76.1	0.09	0.83	0.30	0.89
126.2	0.06	0.43	0.35	0.64
232.3	0.37	0.55	0.70	0.09

입출력간 상관성이 존재하고 있으므로 다차원 스펙트럼 해석이 적용 가능하다는 것을 알 수 있다.

3.2 전달경로 해석 및 기여도 평가

입력간의 상관관계를 잔차 스펙트럼을 이용하여 제거하면 Table 4에 정리한 것과 같이 부분 기여도 함수를 얻을 수 있다. 부분 기여도 함수는 입력간의 상관 관계를 제거하여 각 입력이 순수하게 기여하는 량을 나타내며, 각 목적 주파수에서 너클 4부분의 진동 가속도 입력원이 실내 소음으로 영향을 미치는 기여 우선 순위를 확인할 수 있다. 그 중 15.3 Hz는 노면 가진에 의한 fundamental frequency로서 주파수 분석 결과 33.0 Hz, 63.0 Hz, 126.2 Hz, 232.3 Hz의 하모닉 성분에 영향을 미치지 때문에 비가청 주파수이지만 분석 대상에 포함하였다.

특히, 입출력간의 일반 기여도 함수값으로 기여 순위 판단이 모호했던 목적 주파수 중 22.1 Hz는 front left, 76.1 Hz는 rear right로 기여도가 명확하게 구분되었다. 232.3 Hz는 front right와 rear left에서 기여도가 나타났는데, 입력간 상관관계가 존재하지 않으므로 부분 기여도 함수의 잔차 스펙트럼에 영향을

Table 4 The partial coherence function at the target frequencies

Freq. (Hz)	$\gamma_{1y-1,3,4}^2$	$\gamma_{2y-1,3,4}^2$	$\gamma_{3y-1,2,4}^2$	$\gamma_{4y-1,2,3}^2$
15.3	0.37	0.12	0.66	0.58
22.1	0.60	0.28	0.34	0.52
33.0	0.25	0.01	0.24	0.26
63.0	0.63	0.02	0.17	0.24
76.1	0.08	0.59	0.22	0.89
126.2	0.11	0.51	0.33	0.64
232.3	0.25	0.54	0.70	0.12

미치지 않아 기여 순위가 동일하게 나타났다. 주파수 별 전체 기여도 평가 결과 rear right의 너클 진동이 실내 음압에 크게 기여한다는 것을 알 수 있다.

4. 실내 소음 예측 시뮬레이션

실험을 통해 물리계로부터 측정되는 입력과 출력 신호들은 전달계의 물리적 특성이 변함으로써 시간 영역 신호의 크기 및 상대 위상이 변하며, 그에 따라 상호 스펙트럼으로부터 구한 성분 벡터들도 바뀌게 된다. 따라서, 벡터 합성법을 적용하여 구한 성분 벡터들의 크기와 위상을 변경시켰을 때 나타나는 출력 벡터의 변화를 파악함으로써 전달계의 물리적 수정에 의해 발생하는 합성 출력의 변화 경향 및 수동적 의미에서의 출력 저감 효과를 예측하는 것이 가능하다. 따라서 각 입력 성분 벡터의 크기와 위상을 변경 하면서 합성 출력 벡터의 변화 궤적을 예측하는 시뮬레이션을 수행하였다. 이는 시뮬레이션을 통해 실내 소음 저감을 위한 가장 효과적인 소음 입력원을 파악할 수 있도록 한다. 합성 출력 벡터의 크기를 변경전의 크기와 비교함으로써, 성분 벡터의 크기 변경에 의한 합성 출력의 저감 효과가 나타나는 범위를 알아보았다.

15.3 Hz에 대한 입력 성분의 크기와 위상을 변경 하면서 예측되는 궤적을 Fig. 6과 Fig. 7에 나타내었다. 원점으로부터 합성 벡터의 궤적에 이르는 거리는 입력의 크기 및 위상 변경에 따른 합성 출력의 크기이며, 거리가 짧을수록 그 입력원에 대해 전달 경로의 수정을 통한 입력의 변경 효과가 좋은 것을 의미한다. 이에 따라 15.3 Hz 성분은 rear right 너클 진동 입력원의 크기 변경보다 150° 위상 변경으로

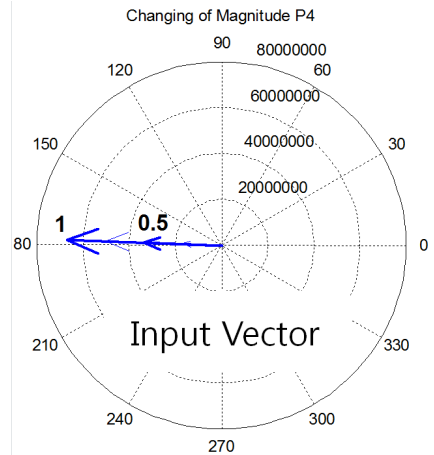


Fig. 5 Synthesis vector diagram of the input vector at 15.3 Hz

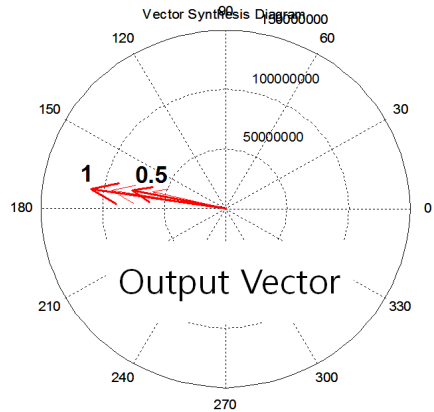


Fig. 6 Synthesis vector diagram corresponding to change of magnitude of RR at 15.3 Hz

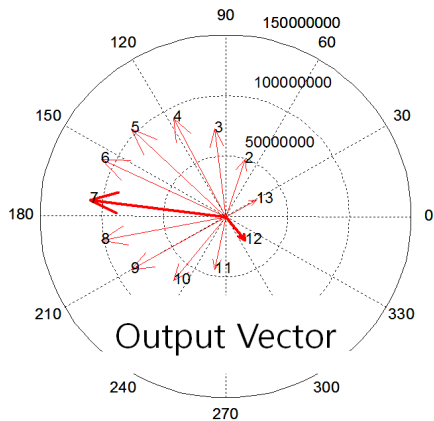


Fig. 7 Synthesis vector diagram corresponding to change of phase of RR at 15.3 Hz

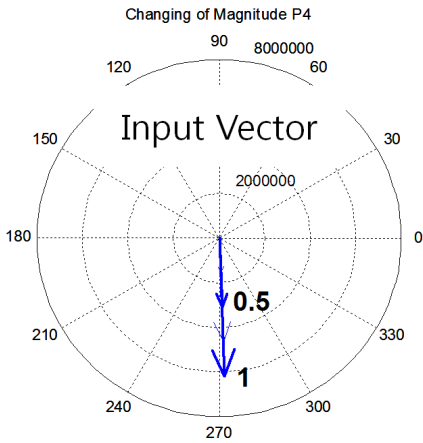


Fig. 8 Synthesis vector diagram of the input vector at 76.1 Hz

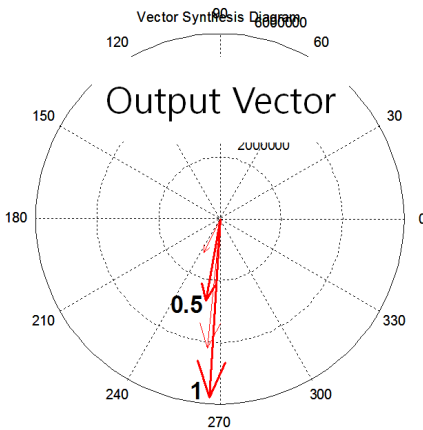


Fig. 9 Synthesis vector diagram corresponding to change of magnitude of RR at 76.1 Hz

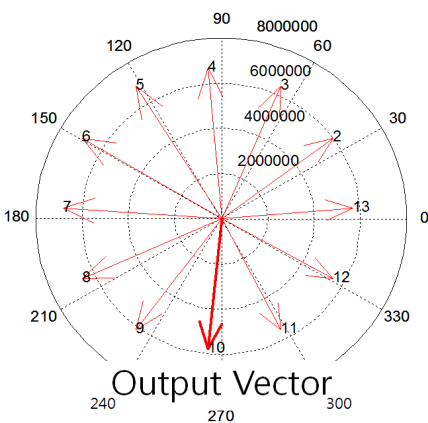


Fig. 10 Synthesis vector diagram corresponding to change of phase of RR at 76.1 Hz

더 큰 저감효과를 발생하였다.

목적 주파수 중 76.1 Hz에 대한 입력 성분의 크기와 위상을 변경하면서 예측되는 궤적을 Fig. 9와 Fig. 10에 나타내었다. 앞의 15.3 Hz 경우와 달리 76.1 Hz 경우에는 입력 성분 벡터의 크기를 변경했을 때 출력 성분 벡터가 크게 감소하는 것을 알 수 있다. 이에 따라 76.1 Hz 성분은 rear right 너클 진동 입력원의 크기 변경이 더 큰 저감효과를 발생하였으며, 초기 위상값이 가장 작은 출력값을 나타내고 있으므로 위상제어 효과는 미미하다. 즉, 76.1 Hz의 경우 위상제어에 의한 실내소음 저감 효과보다 입력 성분 벡터의 크기 변경이 실내소음 저감에 큰 효과가 있음을 나타내고 있다.

15.3 Hz, 76.1 Hz 이외의 앞서 언급한 목적 주파수에 대해 성분 벡터 크기의 변경 시뮬레이션을 실시하였으며, Table 5에는 성분 벡터의 크기 변경 시뮬레이션을 통해 얻어진 합성 출력 벡터의 최대 저감량과 그러한 효과를 기대할 수 있는 성분 벡터의 크기 저감량을 나타내었다. 이는 각 성분 벡터의 크기 저감이 실내 소음 저감에 어느 정도 영향을 미치는지 나타낸다. 한편 위상 변경 시뮬레이션을 통해서도 출력 벡터의 저감 효과를 예상할 수 있으나, 실제 물리계에 있어서 적용 가능한 해석 결과로 보는 것이 어려우므로 크기 변경에 따른 결과에 대해 분석 하였다.

표의 결과로부터 목적 주파수 별 크기 변경 효과가 다양하게 나타났는데, 33.0 Hz ~ 126.2 Hz 범위의 제어 효과가 4dB(C) 이상으로 크게 나타났다. 따라서, 목적 주파수에서 입력원의 영향도가 크게 나타난 4개의 주파수를 선정하여 실제 입력원 변경에 따른 소음 저감 효과가 나타나는지, 혹은 음질

Table 5 The result of the interior noise by changing of the input magnitude

Freq. (Hz)	Input change	Before $S_{syn}(\omega)$	After $S_{syn}(\omega)$	Reduction dB(C)
15.3	RR	80.4	77.1	3.3
22.1	FL	80.9	77.6	3.3
33.0	RR	73.8	69.4	4.4
63.0	FL	71.0	65.7	5.3
76.1	RR	67.6	57.6	10.0
126.2	RR	57.3	52.5	4.8
232.3	RL	51.8	49.5	2.3

개선 효과가 있는지 평가할 필요가 있다.

또한 각 주파수별로 위상 및 크기를 변경하여 실내 소음을 예측하였으며, 향후 복수 주파수를 동시에 변경하였을 경우 실내 소음 예측을 하는 방법을 정립할 필요가 있다.

5. 결 론

이 연구를 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 다차원 스펙트럼 해석법을 이용한 부품별 진동·소음 전달경로 해석을 통해 기여 순위를 판별하였으며, rear right 너클 진동을 제거 했을 경우 가장 큰 소음 저감 효과를 나타내었다.

(2) 입력의 크기 변경 시뮬레이션을 통해 로드 노이즈 개선을 위한 주요 입력원 및 주파수 대역을 선정하였다.

(3) 벡터 합성법을 이용한 로드 노이즈의 전달 특성을 해석한 결과 rear right 너클 진동이 차실 내 소음 출력에 주된 영향을 미치는 것을 정량적으로 규명하였다.

참 고 문 헌

(1) Blommer, M., Eden, A. and Amman, S., 2005, "Sound Quality Metric Development and Application for Impulsive Engine Noise," SAE 2005 Noise and Vibration Conference and Exhibition, 2005-01-2482.

(2) Song, C. G., Park, H., Oh, J. E. and Yum, S. H., 1990, "Performance Improvement of a Vehicle Suspension by Sensitivity Analysis," Trans. Of the KSME, Vol. 14, No. 6, pp. 1474~1486.

(3) Cho, C. H., Kim, T. W. and Oh, J. E., 1995,

"A Study on the Characteristics Analysis of Transmission Path for Vibration and Noise of Automobile," Proceedings of the KSAE Annual Autumn Conference, pp. 365~371.

(4) Bendat, J. S. and Piersol, A. G., 1980, "Engineering Application of Correlation and Spectral Analysis," John Wiley & Sons, Inc. 2nd Edition.

(5) Bendat, J. S. and Piersol, A. G., 2000, "Random Data - Analysis and Measurement Procedures," John Wiley & Sons, Inc. 3rd Edition.

(6) Ren, Y. and Beards, C. F., 1995, "On Substructure Synthesis with FRF Data," Journal of Sound and Vibration, Vol. 185, No. 5, pp. 845~866.

(7) Park, S. G., Oh, J. E., 2007, "Transfer Path Analysis and Interior Noise Estimation of the Road Noise Using Multi-dimensional Spectral Analysis Method," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 11, p. 1206.

(8) Yang, I. H., Jeong, J. E. and Oh, J. E., 2010, "Evaluation of the Inputs Efficiency for the Interior Noise of the Vehicle Using Vector Synthesis Method," Transactions of the Korean Society for noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 6, pp. 562~567.

(9) Newland, D. E., 1993, "An Introduction to Random Vibrations, Spectral and Wavelet Analysis," Longman Scientific & Technical, 3rd Edition.

(10) LMS International, 1995, "Transfer Path Analysis: The Qualification and Quantification of Vibro-acoustic Transfer Paths," LMS International, Application Notes.