

< 응용 논문 >

OTPA 방법을 이용한 롱레일이 적용된 차량용 시트의 구동소음 기여도 분석 연구

정재덕·고동신·허덕재*·이원기

고등기술연구원 지능기계시스템센터

Operating Noise Contribution Analysis of the Vehicle Seat with Long-rail
 Using OTPA Method

Jae-Deok Jung · Dong-Shin Ko · Deog-Jae Hur* · Won-Gi Lee

AI & Mechanical System Center, Institute for Advanced Engineering, 175-28 Goan-ro 51 Beon-gil,
 Baegam-myeon, Cheoin-gu, Yongin-si, Gyeonggi 17180, Korea

(Received 1 December 2020 / Revised 14 December 2020 / Accepted 31 December 2020)

Abstract : Indoor noise of a vehicle is becoming more important as indoor space increases due to the electrification of vehicles and autonomous driving. In order to utilize the wider indoor space, a vehicle seat with long-rail is required. A noise evaluation of the longer structure and increased operating speed is required. In this paper, OTPA was used to evaluate noise contribution. Responses were measured by accelerometers and microphone at points determined as noise points, and the contribution of each noise source was analyzed by using the SVD and PCA methods. In addition, sound pressure was measured directly at the headrest position and compared with the value calculated via response synthesis in order to increase the reliability of signal processing. The contribution of the structure-borne noise was greater than the motor noise, and the contribution of the lower rail was the highest. Furthermore, it was confirmed that the main frequency for noise contribution was 400 Hz.

Key words : OTPA(구동중전달경로분석), Long-rail(긴 레일), Vehicle seat(차량용 시트), PCA(주성분 분석), SVD(특이값 분해), Structure-borne noise(구조 전달 소음), Air-borne noise(공기 전달 소음)

Nomenclature

- $Y(j\omega)$: vector of response measurements at the receivers
- $X(j\omega)$: vector of response measurements at the sources
- $H(j\omega)$: operational transfer function matrix
- X^+ : pseudo-inverse matrix
- U : unitary matrix
- Σ : diagonal matrix with the singular values
- V^T : transpose of an unitary matrix
- Z : matrix of PC scores

Subscripts

- S : response syntheses at the receivers
- x : x-direction
- y : y-direction
- z : z-direction

1. 서론

전기차 제조업체들에서 스케이틀보드 플랫폼을 채택하여 평평한 실내바닥과 함께 축간거리를 넓힘으로써 실내 공간이 확장되었고, 넓어진 실내공간과 자율주행으로 실내공간의 활용 방안이 연구되고 있다. 기존레일의 길이는 200~300 mm이었으나 롱레일(Long-rail)은 1,000 mm 이상의 길이를 적용하여 시트 앞뒤의 이동자 유도를 높일 수 있으나 구조적인 레일의 강성이 낮아지고, 구동 속도가 증가함에 따라 진동과 소음은 상대적으로 증가하는 경향을 가지고 있다.

기존의 시트 연구는 시트 착좌감 정량화 연구,¹⁾ 짧은 레일에 대한 구동소음 연구,²⁾ 외부 진동에 대한 연구^{3,4)}가 진행됐지만 롱레일의 구동소음에 대한 연구는 부재

*Corresponding author, E-mail: djhur@iae.re.kr

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium provided the original work is properly cited.

한 상태다. 따라서 룰레일이 적용된 시트 조립체의 소음 기여도 분석을 수행하였다. 소음기여도 분석은 OTPA (Operational Transfer Path Analysis)를 사용하였다. OTPA는 TPA(Transfer Path Analysis)의 단점을 개선하기 위해 개발되었으며, 구동 중 여러 소음원(Source point)의 기여도를 한 번에 계산할 수 있는 장점을 가지고 있다. 전통적인 TPA의 단점은 모터 마운트 부분의 접촉력을 추정하기 위해 모터를 분리시켜야하며, 분리작업 자체의 시간이 소모될 뿐만 아니라 분리로 인해 경계조건이 변경된다.⁵⁾

혼다 R&D 센터⁶⁾에서 OTPA가 개발된 이후로 다양한 분야에서 소음진동 기여도 분석을 위해 사용되었다. Putner 등⁷⁾은 차량 실내 소음에 대한 차량 엔진의 기여도 분석을 수행하였고, 철도분야⁸⁾에서는 객실 소음에 대한 유동소음, 견인전동기, 차량 휠 등의 기여도를 분석하였다. 또한 Toome⁹⁾은 가상 테스트 환경을 구성하여 OTPA 연구를 진행하였으며, Vaitkus 등¹⁰⁾은 구조음향에 관해 TPA와 OTPA 비교연구를 수행하였다.

본 연구는 시트가 구동할 때 헤드레스트 위치에서 각 소음원의 기여도 분석을 목적으로 하였다. 기여도 분석은 구조 전달 소음과 모터소음이 공기에 의하여 전달되는 공기전달소음으로 분석하였다. 각각의 기여도는 특이값 분해와 주성분 분석을 이용한 역행렬법을 사용하였고, 이를 프로그램화하여 실험 데이터를 분석하였다.

2. OTPA 이론

OTPA의 분석과정은 Fig. 1과 같다. 실제 10회 실험을 수행하였지만 Fig. 1에서는 5회 실험에 대한 예를 도식화하였다. 모터 구동 시에 소음점의 가속도와 음압의 응답(Responses) 신호를 시간에 따라 반복 계측을 실시한다. 측정된 데이터는 검증용을 위한 데이터 블록을 제외한 나머지 데이터들을 주파수 신호로 변환 후 하나의 3차원 행렬로 구성한다. 또한 간섭현상(Cross-talk)을 낮추기 위해 3차원 행렬에 대해 특이값 분해(Singular Value Decomposition, SVD)와 주성분 분석(Principal Component Analysis, PCA)을 수행하여 의사역행렬 도출한다. 최종적으로 도출한 전달함수와 위에서 제외했던 데이터 블록을 곱하여 수음점(Target point)에서의 값을 계산하고 이를 수음점에서의 직접 계측한 값과 비교하여 신뢰성을 검증하였다.

소음점과 수음점의 응답신호가 선형(Linear)이라고 가정하면 아래와 같은 관계식을 갖는다.

$$Y(j\omega) = X(j\omega)H(j\omega) \quad (1)$$

여기서, $Y(j\omega)$ 는 수음점에서 측정된 응답신호이고,

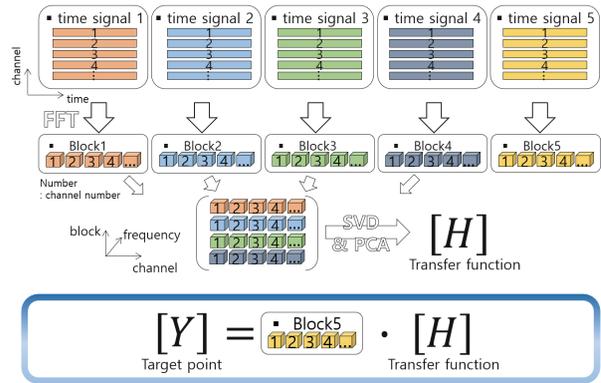


Fig. 1 Process of OTPA

$X(j\omega)$ 는 소음점에서 측정된 응답신호, $H(j\omega)$ 는 전달함수 (Transfer function)이다.

전달함수의 도출은 수음점의 응답신호 행렬 ($Y(j\omega)$)과 소음점의 응답신호 행렬 ($X(j\omega)$)이 정방행렬일 경우 소음점의 응답신호를 역행렬 변환 후 수음점의 응답신호 행렬과 곱하여 구할 수 있다. 하지만 대부분의 경우 정방행렬이 아니기 때문에 의사역행렬(Pseudo-inverse)을 이용하여 전달함수를 도출한다.

$$H = (X^H X)^{-1} X^H Y = X^+ Y \quad (2)$$

여기서, $X^+ = (X^H X)^{-1} X^H$ 이며, 위 첨자 +, H 는 각각 켈레전치(Hermitian transpose), 의사역행렬을 나타낸다.

2.1 특이값 분해

특이값 분해는 의사역행렬 도출과 소음원간의 간섭현상과 주변소음의 영향을 낮추기 위해 사용된다. 소음점의 응답 신호는 아래 식과 같이 표현될 수 있다.

$$X = U \Sigma V^H \quad (3)$$

여기서, U 는 유니터리(Unitary) 행렬, Σ 는 특이값(Singular values)으로 구성된 대각행렬(Diagonal matrix), V^H 는 유니터리 행렬 V 의 전치행렬이다.

U, Σ, V^H 의 관계는 아래 식과 같다.

$$X^H X = V \Sigma^H U^H U \Sigma V^H = V (\Sigma^H \Sigma) V^H \quad (4)$$

$$X X^H = U \Sigma V^H V \Sigma^H U^H = U (\Sigma \Sigma^H) U^H \quad (5)$$

식 (4)의 경우 V 는 고유벡터(Eigenvector)이고 $\Sigma^H \Sigma$ 는 $X^H X$ 의 고유값(Eigenvalue)으로 구성된 정방 대각행렬

이다. 식 (7)의 경우 U 는 고유벡터이고 $\Sigma\Sigma^H$ 는 XX^H 의 고윳값으로 구성된 정방 대각 행렬이다.

특이값 분해를 사용하여 의사역행렬(X^+)을 나타내면 다음과 같다.

$$X^+ = V\Sigma^+ U^H \quad (6)$$

전달함수를 도출하기 위해 식 (6)을 식 (2)에 대입하면 아래 식과 같다.

$$H = V\Sigma^+ U^H Y \quad (7)$$

식 (7)은 소음원 간의 간섭영향과 주변소음의 영향이 존재하는 상태이므로 주성분 분석을 통해 이를 해결하게 된다.

2.2 주성분 분석

소음원간의 간섭영향과 주변소음의 영향 등의 잡음을 제거하기 위해 주성분 분석이 수행된다. 주성분 스코어 행렬(Z)은 아래와 같다.

$$Z = XV = U\Sigma \quad (8)$$

주성분 스코어 행렬의 성분(Element)을 전체의 성분 합으로 나누어 기여도(Contribution)를 도출한 후 상대적으로 기여도가 낮은 성분을 0으로 변환하여 간섭현상과 주변소음의 영향을 제거한다.

2.3 응답 합성

전달행렬과 소음점에서 측정된 응답신호를 통해 수음점의 응답을 예측할 수 있다.

$$Y_s = XH \quad (9)$$

$$\begin{bmatrix} y_1^{(1)} & \dots & y_1^{(n)} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ y_r^{(1)} & \dots & y_r^{(n)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1^{(1)} & \dots & x_1^{(n)} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ x_r^{(1)} & \dots & x_r^{(n)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} h_{11} & \dots & h_{n1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ h_{1m} & \dots & h_{mn} \end{bmatrix} \quad (10)$$

여기서, Y_s 는 수음점의 응답합성 행렬, X 는 소음점 계측 응답신호 행렬이다. 식 (10)의 y, x, h 는 각각 Y_s, X, H 의 성분을 나타낸다. m, n 은 수음 측정 지점과 소음 측정 지점의 개수를 나타내며 r 은 측정 블록(Measurement blocks)을 나타낸다.

3. 시트 구동 데이터 계측

신호 계측은 완전무향실 환경에서 측정을 하였다. 무

향실의 크기는 8,600×7,800×7,100 mm이며, 차단주파수(Cut-off frequency)는 63 Hz이다. 측정 장비는 PCB 378B02 마이크로폰, LMS SCADAS type SCM05 신호분석기, PCB 356A33 가속도 센서를 사용하였다.

실험 대상은 Fig. 2와 같고 통레일, 스윙블, 시트 프레임으로 구성되어 있다. 모터의 구동 속도는 1,000 RPM이며, 13.5 V를 인가하여 가장 후방 위치에서 시트를 전진 방향으로 구동하였다. 소음점의 측정포인트는 27개이며, 25개 가속도 센서(L1-L10, U1, U2, W1-W6, S1-S7)와 2개의 마이크로폰(M1, M2)으로 구성되었다. 수음점의 마이크로폰은 헤드레스트 위치에 설치되며 구동 시 헤드레스트와 함께 이동한다. 각 센서의 위치는 Fig. 3과 Fig. 4와 같으며, 소음원 위치의 가속도 측정센서와 마이크로폰의 설치는 Fig. 5에서 Fig. 7과 같다.

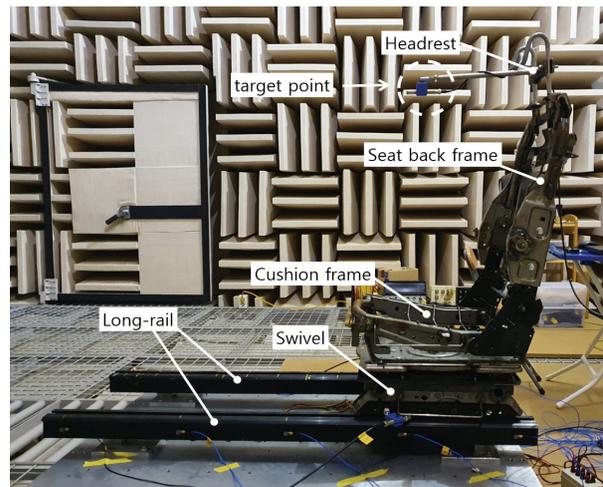


Fig. 2 Seat for vehicle with the long-rail 5

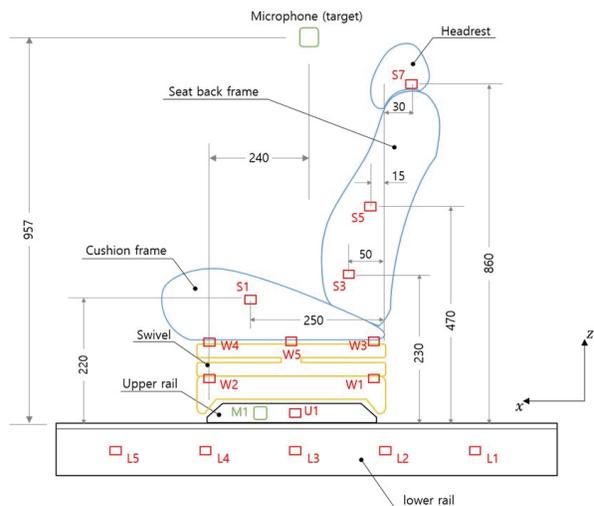


Fig. 3 Side view of the specimen

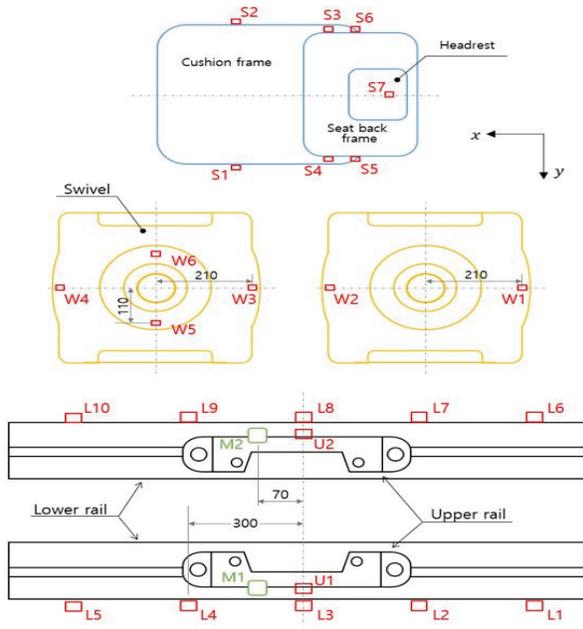


Fig. 4 Top view of the specimen

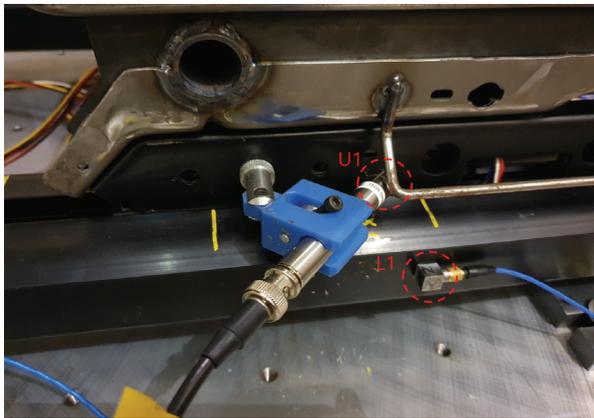


Fig. 5 Source point L1 and U1

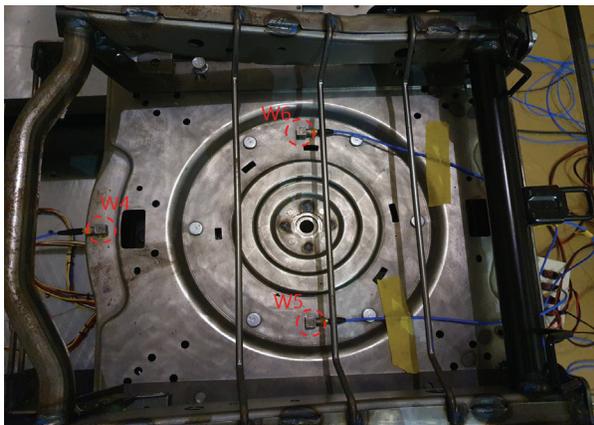


Fig. 6 Source point W4, W5, W6

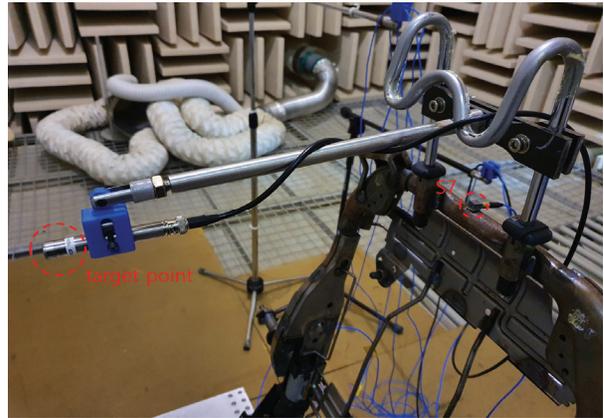


Fig. 7 Source point S7 and the target point

4. 시트 기여도 분석

시트 소음기여도 분석은 OTPA 분석 절차에 의해 각 소음원의 기여도를 산출하였다. 주성분 분석에서 잡음을 제거하기 위해서는 기여도의 적절한 임계치(Threshold)를 설정하여야 한다. 임계치를 너무 낮게 설정하면 노이즈가 많이 포함되며, 너무 높게 설정하면 신호가 손실될 수 있다. Fig. 8은 수음점에서 직접 측정된 값과 응답합성에 의해 계산된 값의 차이를 보여준다. 임계치(Threshold)는 5%를 기준으로 낮거나 높아지면 계산값의 정확도가 낮아지는 현상을 보이고 있다. 따라서 본 연구에서의 임계치 값을 5%로 정의하였다. 가속도 센서가 25개 사용되었지만 각각 3축(x, y, z 방향)에 대해 측정값을 얻어 채널의 개수는 75개이다. 각 방향은 Fig. 3과 Fig. 4에 표시된 좌표축과 같이 구동방향인 전후가 x 방향, 좌우 방향이 y 방향, 높이 방향이 z 방향을 나타내며 아래첨자로 방향을 표시하였다. 이하 Fig. 8~12에 나타난 결과는 등청감 곡선을 기준으로 보정된 A-weighting을 사용하였다.

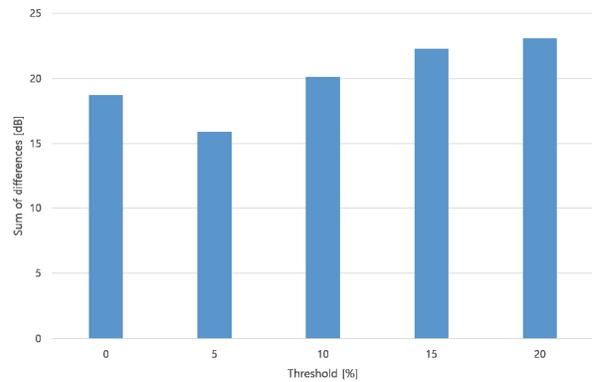


Fig. 8 Sum of differences of measured and response synthesis data at the target point

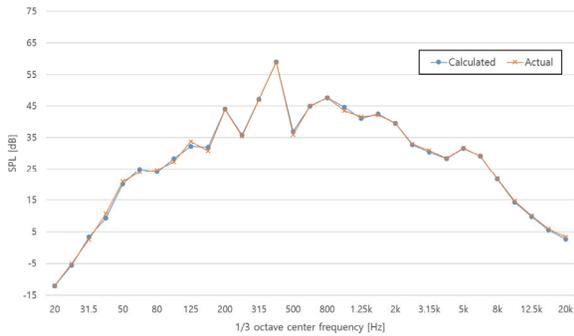


Fig. 9 Measured and response synthesis data at target point

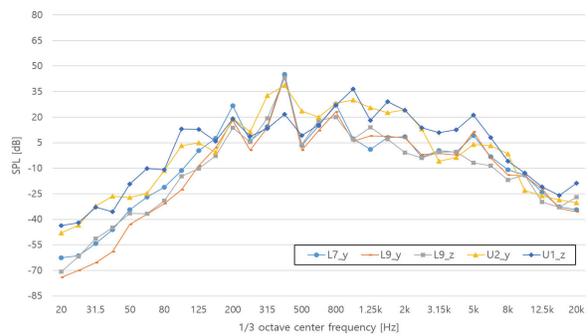


Fig. 11 Noise contribution of the first to fifth channel in the frequency domain

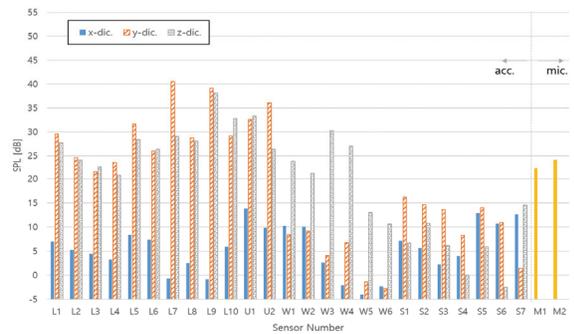


Fig. 10 RMS of the noise contribution of each channel

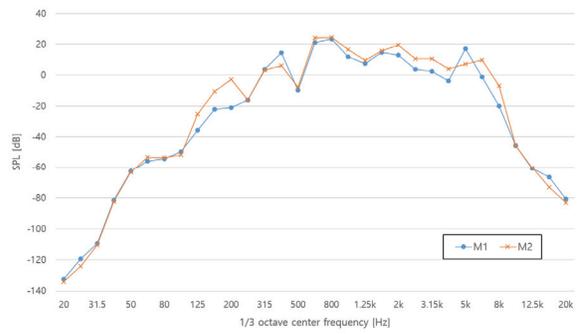


Fig. 12 Noise contribution of M1 and M2 in the frequency domain

OTPA 과정의 신뢰도를 검증하기 위해 수음점에서 직접 측정된 값과 응답합성을 통해 계산된 결과를 비교하였으며 결과는 1/3 옥타브 분석으로 Fig. 9와 같다. 두 결과의 차이가 가장 큰 주파수는 1/3 옥타브의 중심 주파수 160 Hz이며 차이 값은 1.26 dB이다. 결과적으로 전 주파수에서 1.26 dB 이내로 잘 일치하여 각 소음점의 기여도가 잘 반영됨을 알 수 있다.

소음기여도는 Fig. 10과 같다. 각 채널별 RMS 값으로 기여도를 순위별로 나열하면 첫 번째부터 세 번째는 로어레일(L7, L9, L9), 네 번째와 다섯 번째는 어퍼레일(U2, U1)로 로어레일과 어퍼레일이 수음점에 가장 큰 영향을 나타냈다. 주파수 영역에서 첫 번째부터 다섯 번째 소음점의 결과는 Fig. 11에 나타냈으며, 주요 주파수가 중심 주파수 400 Hz로 확인되었다. 그리고 시트 구조가 x축 기준 대칭으로 L7, L9와 L2, L4가 유사한 기여도를 나타내야 하지만 시트 구동 시 좌우의 모터 구동 속도의 불평등 현상에 의해 나타나는 것으로 분석 된다.

구조전달 소음과 모터 소음의 공기전달 소음영향은 Fig. 10에서 Fig. 12와 같이 모터 소음의 공기전달에 비해 구조전달 소음의 영향이 큰 것을 알 수 있다. 먼저 RMS 관점에서 M2는 24.15 dB이며, L7y는 40.51 dB로 데시벨 차이는 16.36 dB이지만 에너지 크기로는 약 43배 차이가

난다. 이로써 모터의 자체 소음의 영향보다는 모터 구동에 따른 구조전달 소음의 영향이 지배적임을 알 수 있다. 또한 구조 전달 소음의 주요 주파수는 중심 주파수 400 Hz인데 반해 모터 소음은 중심 주파수 800 Hz 부근으로 모터 소음의 주파수가 상대적으로 높은 특징을 갖는다.

5. 결론

본 논문에서는 롱레일이 적용된 시트 구동에 따른 각 소음점의 기여도 분석을 위해 OTPA를 수행하였다. 소음 원이라고 판단되는 27개 지점에 25개의 가속도 센서와 2개의 마이크로폰을 설치하여 가속도신호와 음압 신호를 측정하였다. 연구수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

- 1) 수음점에서 직접 측정한 결과와 응답 합성 계산을 통해 구한 결과의 차이가 1.26 dB 이하로 비교적 잘 일치하는 것으로 롱레일 소음 기여도 분석으로 OTPA의 적용이 적절함을 알 수 있었다.
- 2) 수음점과 소음점들의 주파수에 따른 기여도 분석 결과 시트 구동 시 소음에 대한 주요 주파수는 1/3 옥타브 중심주파수 400 Hz로 나타났다.
- 3) 각 소음원의 기여도를 보면 롱레일 중앙부의 좌우방향의 진동에 의한 기여도가 가장 큰 것으로 나타났다.

- 4) 이는 길어진 레일의 길이로 인해 고정점 사이의 거리가 멀어진 결과로 보이며 레일의 강성과 고정점 추가 방안 등을 생각할 수 있다.
- 5) RMS와 주파수의 기여도를 비교한 결과 구조전달 소음에 비해 상대적으로 모터 소음의 공기전달 영향은 낮은 것으로 분석되었다.
- 6) 본 논문에서 적용한 방법을 통해 소음원 추정위치의 가속도 혹은 음압 데이터를 바탕으로 수음점의 소음 기여도를 평가할 수 있음을 확인하였다.
- 7) 또한 다양한 가진 조건에 대해서도 소음 기여도 분석이 가능하다.
- 8) 이러한 응답신호 기반의 분석방법을 활용한다면 초기 모델의 소음에 대한 취약한 위치 파악과 원인 분석 등에 유용한 자료로 활용하여 소음저감 연구에 활용할 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

이 연구는 2019년도 산업통상자원부 및 산업기술평가관리원(KEIT) 연구비지원에 의한 연구임(‘20004965’).

References

- 1) H. Park, Y. Kim and J. Lee, “Quantification of Seat Comfort Feeling Long-term Comfort,” Transactions of KSAE, Vol.22, No.5, pp.1-4, 2014.
- 2) M. Shin, S. Park, H. Kwon, J. Cha, B. Kang and H. Kim, “A Study on the Initial Operation Sound of the Passenger Car Seat,” KSAE Annual Conference Proceedings, pp.925-931, 2019.
- 3) J. Kang, K. Kim, S. Choi and T. Choi, “Vibration Analysis of Vehicle Seat Depending on Driving Condition,” Transactions of KSAE, Vol.18, No.3, pp.110-115, 2010.
- 4) S. M. Choi, G. Suh, J. Kook, Y. D. Jun and K. S. Kim, “A Study on the Evaluation of Noise and Vibration for Slide Rail of Vehicle Power Seat,” KSAE Spring Conference Proceedings, pp.1731-1734, 2012.
- 5) M. V. van der Seijs, D. de Klerk and D. J. Rixen, “General Framework for Transfer Path Analysis: History, Theory and Classification of Techniques,” Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.68-69, pp.217-244, 2016.
- 6) K. Noumura and J. Yoshida, “Method of Transfer Path Analysis for Vehicle Interior Sound with No Excitation Experiment,” FISITA Proceedings, pp.1-10, 2006.
- 7) J. Putner, M. Lohrmann and A. Kaltenhauser, “Operational Transfer Path Analysis Predicting Contributions to the Vehicle Interior Noise for Different Excitations from the Same Sound Source,” 41st International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, INTER-NOISE, New York City, USA, 2012.
- 8) J. D. Jung, S. Y. Hong, J. H. Song, H. W. Kwon, H. M. Noh and J. K. Kim, “A Study on Interior Noise Contribution Analysis of Trains based on OTPA Method,” Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol.26, No.1, pp.97-103, 2016.
- 9) M. Toome, Operational Transfer Path Analysis: A Study of Source Contribution Predictions at Low Frequency, M. S. Thesis, Chalmers University of Technology, Sweden, 2012.
- 10) D. Vaitkus, D. Tcherniak and J. Brunskog, “Application of Vibro-Acoustic Operational Transfer Path Analysis,” Applied Acoustics, Vol.154, pp.201-212, 2019.