

# 충격 시 진동에 의한 방사 소음의 예측 기법에 관한 연구

정봉부<sup>†</sup> · 오진택\* · 박현철\*\*

## Development of Estimation Technique of Impact Noise caused by Vibration

Bong Bu Jung, Jin Taek Oh and Hyun Chul Park

**Key Words :** BEM(경계요소해석), Impact analysis(충격해석), Impact noise test(충격소음실험), Modal expansion technique(모드확장기법)

### Abstract

Impact noise caused by the collision of bodies is difficult to estimate because of the complexity of impact phenomenon. In this study, impact noise is estimated using two different methods when the noise is caused by the vibration due to impact. First, impact noise is analyzed using impact analysis and boundary element analysis. Second, modal expansion technique is applied to the estimation of impact noise. Experiment is carried out to validate the analysis results.

### 1. 서 론

진동에 의하여 소음이 방사되는 구조 소음을 예측하기 위해서는 구조물의 동특성과 방사특성을 이해하여야 한다. 일반적으로 이러한 진동에 기인하여 발생하는 소음의 수치해석적인 방법은 유한요소법(FEM)과 경계요소법(BEM) 및 통계적 에너지 해석기법(SEA) 등이 있다. 이 중에서 통칭 모드 방법(modal methods)라고 부르는 유한요소법과 경계요소법은 오랜 기간 동안 연구가 진행되어 왔으며 특히 진동하는 구조물의 표면으로부터 방사되는 소음에 대한 해석에 대한 많은 연구가 이루어졌다. 이러한 유한요소법과 경계요소법은 해석 주파수가 증가함에 따라 모델을 만들고 계산하는 과정이 어렵고, 고차 모드에서의 모드 위상을 예측하기 어려우며 고주파 해석에서 정확성이 떨어지는 단점을 갖고 있다. 이러한 단점을 극복하기 위하여 시작된 통계적 에너지 해석 기법은 모드 밀도(modal density), 댐핑 손실계수(damping

loss factor), 연성 손실계수(coupling loss factor)의 3개의 인자만으로 해석을 시도하는 기법이다. 이 방법은 고주파수에서 정확한 고차 모드를 구하지 않아도 주파수 범위 내의 모드 수만 알면 되기 때문에 고주파 영역의 해석 시 더 정확한 결과를 얻을 수 있는 장점이 있다. 그러나 이 경우, 해석 시에 입력 파워를 정량화 해야 하는데 가진 소스를 정확히 정의하지 못하면 많은 오차가 발생하게 된다[1,2]. 이번 연구의 경우 충격 시 발생하는 입력 파워를 정확히 정의하는 것은 충돌 현상에 관한 문제로 현재도 많은 사람들이 연구를 수행하고 있지만 정확한 해를 구하지 못하고 있다.

현재까지 구조물의 진동에 의한 방사 소음의 해석은 구조물이 조화 가진되고 있는 경우에 대한 해석이 대부분이며 충격에 의한 소음에 대한 평가는 실험적인 방법에 의존하고 있을 뿐 해석적인 방법은 전무하다[3-5]. 따라서 이번 연구에서는 해석 및 실험을 통하여 충격소음을 예측할 수 있는 두 가지 기법을 제시하였다. 첫 번째는 충격하중에 따른 진동특성을 유한요소법을 이용하여 해석하고, 이때 진동 특성 값을 변환한 후 입력데이터로 사용하여 경계요소해석으로 방사소음을 예측하는 방법이고 두 번째는 모드 확장 기법을 이용하여 충격 시 진동 값을 실험적으로 구한 후에 경계요소해석을 이용하여 소음을 예측하는 방법이다.

<sup>†</sup> POSTECH, Department of Mechanical Eng.

E-mail : bbjung@postech.ac.kr

TEL : (054)279-2837 FAX : (054)279-5899

\* POSTECH, Department of Mechanical Eng.

\*\* POSTECH, Department of Mechanical Eng.

각각의 방법에 대하여 실험적으로 얻어진 소음 데이터와의 비교를 통하여 정확도를 분석하였다.

## 2. 진동에 의한 충격소음 해석

### 2.1 음장 해석 이론 (3D BEM)

음파의 파동방정식은 음파가 압축성이며 균질하고 비점성인 매질로 전파할 때, 다음과 같이 표현된다.

$$\nabla^2 \phi(r, t) - \frac{1}{c^2} \phi(r, t) = 0 \quad (1)$$

여기서  $\phi$ 는 음장의 속도 포텐셜 함수,  $c$ 는 음파의 전파속도이다.

음파가 조화운동( $\phi(r, t) = \phi(r)e^{i\omega t}$ )을 할 때, 위의 파동방정식은 다음과 같이 공간에 대한 Helmholtz 방정식으로 표현된다.

$$\nabla^2 \phi + k^2 \phi = 0 \quad (2)$$

여기서  $k$ 는 wave number,  $\omega$ 는 각속도이다.

식(2)는 다음과 같은 Kirchhoff-Helmholtz 적분방정식으로 나타낼 수 있다.

$$C^0(r)\phi(r) = \int_s \left\{ \phi(r, r_0) \frac{\partial \phi}{\partial n}(r_0) - \phi(r_0) \frac{\partial \phi}{\partial n}(r, r_0) \right\} dS(r_0) \quad (3)$$

$\phi(r, r_0) = \exp[-ikR(r, r_0)]/R(r, r_0)$ ,  $R = |r - r_0|$ ,  $r_0$ 는 표면  $S_0$  위의 점,  $C^0(r)$ 는  $r$ 이 공간 내부에 있을 경우에는  $4\pi$ 이고, 경계면에 있을 경우에는 다음 식을 따른다.

$$C^0(r) = -\int_s \frac{\partial}{\partial n} \left( \frac{1}{R(r, r_0)} \right) dS(r_0) \quad (4)$$

주어진 경계면을 기하학적으로 잘 묘사하기 위하여 이산화되어 미리 선정된 점들을 기준으로 하여 다음과 같은 내삽함수로 근사화시킨다.

$$C^0(r) = 4\pi - \sum_{m=1}^N \int_{s_m} \frac{\partial}{\partial n} \left( \frac{1}{R_m(r, r_0)} \right) J_m(r, s) dr ds \quad (5)$$

여기서,  $N$ 은 전체 요소수이며,  $J_m(r, s)$ 는 iso-parametric 변환의 Jacobian 이다. 사각형 요소에 대

한 형상함수 및 식(3)과 식(5)를 이용하면 다음과 같은 식을 구할 수 있다.

$$\sum_{l=1}^M \left( \frac{R_{jl}}{-i\phi\rho} \right) p_l = \sum_{l=1}^M A_{jl} u_l \quad (j=1, 2, \dots, M) \quad (6)$$

경계면상의 각 절점에서 음압이나 속도가 주어질 경우에는 식(6)에서 미지의 음압이나 속도가 구해진다.

### 2.2 충격에 따른 거동 해석

경계요소법을 소음을 예측하기 위해서는 구조물 표면에서의 속도분포를 구해야 한다. 거동 해석은 소음과 관련된 주파수 범위에서 구조물의 진동 값을 예측하기 위한 것이다. 이를 위해서 구조물의 해석주파수 범위내의 주파수 및 진폭을 정확히 예측하는 것이 중요하며 이번 연구에서는 해석모델의 크기와 주파수대역, 고유진동수와 가진원의 응답 등을 고려하여 요소의 크기를 정하였다. 그림 1은 본 연구에서 사용된 시편의 형상 및 해석에 사용된 mesh 형상을 나타낸다. 시편은 지름 10 mm, 두께 2 mm 이고 재질이 steel 인 원판으로 중앙에 충격을 받게 되면 진동으로 인한 충격 소음이 발생하게 된다. 그림 1과 같은 원판 형태의 시편을 공간 상에 배치하였을 경우 공간은 시편의 크기에 비하여 매우 크기 때문에 무한공간으로 가정하여 시편을 둘러싼 공기의 음향모드는 무시할 수 있다. 그러므로 충격소음은 시편의 진동에 의하여 야기되는 것으로 가정할 수 있고 검증은 이번 해석과 다음 절의 해석을 통하여 확인하였다.

구조물의 속도분포는 충격해석을 통한 구조물의 변위 결과를 계산하고 이를 이용하여 계산하였다. 그림 2는 해석 과정을 순서도로 나타낸 것이다.

충격해석은 LS-DYNA 를 이용하여 수행하였다. 이번 연구에서 충격은 시편의 중앙에 구 형태의 질량을 10 cm 높이에서 자유 낙하시켜 가하였는데 이때 구의 질량은 3.54 g 이고, 구와 시편의 재질은 동일한 steel 로 각각의 물성치는 영률: 200 GPa, 포아송비: 0.29, 밀도: 7860 kg/m<sup>3</sup> 이다.

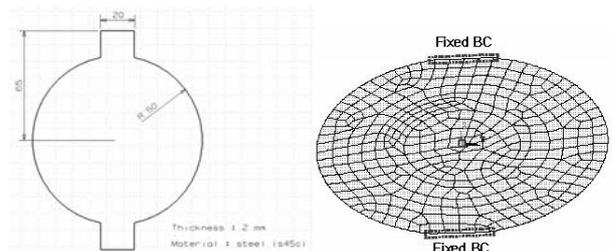


Fig. 1 Model for experiment and analysis

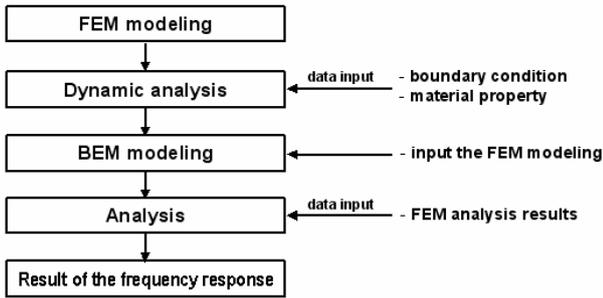


Fig. 2 Flow chart got analysis

해석을 수행한 후 각각의 절점에서의 변위 데이터를 구하였다. 시간영역에서의 결과는 경계요소 해석의 입력 데이터로 사용할 수 없기 때문에 시간 영역 데이터를 푸리에 변환을 이용하여 주파수 영역의 값으로 변환한 후 경계요소해석의 입력 데이터로 사용하는 방법을 제안하였다.

### 2.3 소음 해석 및 실험 결과

경계요소해석은 세가지 과정으로 이루어진다. 처음 단계에서는 경계면을 정의하고 절점에서의 경계조건을 입력하고 그 다음은 입력 데이터에 따른 경계면의 속도분포 계산 및 음압분포를 계산한다. 마지막은 음압분포를 알아보기 위한 field point 를 정의하고 여기서의 음압분포를 구하게 된다.

#### a. 해석 방법

경계요소해석의 요소는 절점의 변위 데이터를 입력하기 위하여 그림 1 과 같은 요소를 사용한다. 경계요소해석의 주파수 범위는 변의 길이가 가장 긴 요소에 의하여 좌우되며 관심 부분의 요소를 잘게 나누어도 정확도는 거의 향상되지 않는다. 이러한 변의 길이는 6-elements-per-wavelength rule 에 의하여 검증하는데 이는 가장 길이가 긴 변의 길이가 관심 주파수의 파장 길이의 1/6 보다 작은 값을 기준으로 하여 해석 주파수 범위를 구하는 방법이다[6]. 그림 1 의 경우 주파수 범위는 6799.5 Hz 이고 이번 연구에서 관심 주파수는 최대 6400 Hz 이므로 모델링이 적절함을 알 수 있다.

해석은 해석모델의 형상 및 관심영역을 고려하여 BEM direct uncoupled exterior 방법을 사용하였다.

#### b. 속도분포 계산 및 field point 정의

유한요소해석을 통하여 계산된 각 절점의 변위 데이터를 통하여 구조물 표면의 속도분포를 구하게 된다. 이번 연구에서는 0 ~ 6240.3 Hz 까지 6.1 Hz 간격으로 속도분포를 구하였다. 주파수 간격을 줄이기 위해서는 충격해석 시 변위 데이터 측정

간격을 더욱 줄여야 하지만 해석 시간 및 데이터 용량이 커져 데이터 처리에 어려움이 있고 6.1 Hz 간격으로도 실험 결과와의 비교에 문제가 없으므로 이와 같은 조건으로 해석을 수행하였다.

구조물의 속도분포가 구해 지면 공간 상의 음압 분포를 구하게 된다. 이는 동일한 주파수 간격으로 해석되어 음압분포에 관한 정보를 갖게 되며 해석 결과를 확인하기 위해서는 field point 를 정의하여야 한다. Field point 는 음압분포를 알고 싶은 임의의 지점에 생성시킬 수 있고 음압분포에 전혀 영향을 주지 않는 가상의 형상이다. 이번 연구에서는 실험 시 측정위치와 동일하게 충격을 받는 반대 면의 중심에서 10 cm 떨어진 곳에 field point 를 위치시킨 후 그 지점의 음압분포를 계산하였다.

#### c. 실험 및 해석 결과

소음해석 결과의 정확도를 확인하기 위하여 실험을 통하여 충격 시 발생 하는 소음을 측정하였다. 장치는 그림 3 과 같이 구성하여 시편의 중앙에서 10 cm 위에서 질량을 자유 낙하시켜 충격 시 발생하는 소음을 시편의 반대 면의 중앙에서 10 cm 떨어진 곳에서 6400 Hz 까지 4 Hz 간격으로 측정하였다. 마이크로폰은 B&K 사의 type 4189 이고 데이터 분석에는 B&K 사의 PULSE 및 FFT 를 사용하였다. 충격소음은 측정 순간에 따라 변동이 있기 때문에 회수를 증가하여 측정 결과를 대표할 수 있는 값을 사용하였다. 해석은 field point 의 음압분포에 대하여 주파수에 따른 소음을 계산하여 결과를 실험 결과와 함께 그림 4 에 나타내었다.

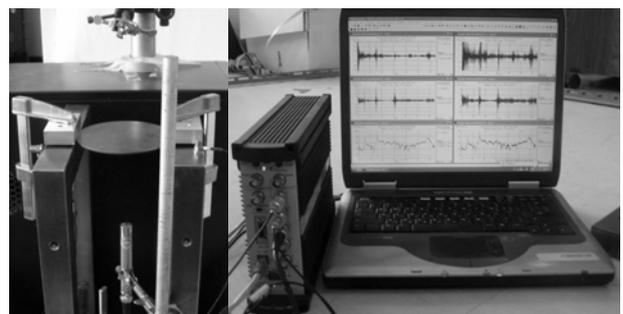


Fig. 3 Configuration of the experimental setup

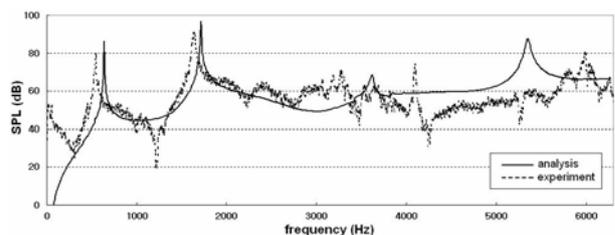


Fig. 4 Comparison of analytical and experimental results

그래프에서 300~3000 Hz 영역에서의 해석 결과와 실험 결과를 비교하여 보면 약간의 오차가 있지만 첫 번째와 두 번째 peak 이 발생하는 소음의 주파수 특성을 잘 나타내고 있고 소음수준도 비교적 근사한 값으로 예측되고 있다. 3000 Hz 이상의 구간에서는 소음수준도 차이가 나지만 주파수 특성에서 큰 차이를 보이고 있는데 이러한 오차는 연속체를 유한개의 요소로 분할하는 과정, 감쇠계수의 오차, 경계조건의 차이 등에 의하여 발생하게 된다. 이 중 구조물의 진동 시 변위에 직접적인 영향을 미치는 감쇠는 점성감쇠, 마찰감쇠, 구조감쇠로 구분할 수 있는데 이번 실험의 경우 마찰감쇠는 초기 충돌 순간 외에는 발생하지 않는다. 점성감쇠는 속도에 비례하여 제동력(damping force)을 받지만 공기에 의한 감쇠의 경우 속도보다는 변위에 의한 힘을 받게 된다. 특히 변위가 작을 경우 감쇠계수는 거의 0 에 가까운 값을 갖는데 충격해석의 결과에서 최대변위는 약 0.03 mm 정도로 매우 작기 때문에 공기에 의한 감쇠는 무시할 수 있다. 따라서 진동의 감쇠는 주로 구조감쇠에 의한 영향이 지배적인데 오차를 줄이기 위해서는 실험을 통한 감쇠계수의 측정이 필요하며 모달 감쇠의 측정을 통하여 실험 데이터를 해석에 사용하는 방법이 있지만 이 방법은 다음 절의 모드 확장 기법에 포함되므로 이번 절에서는 실험적 방법을 배제한 해석적 방법에 의한 결과만 도출하였다.

이번 연구의 해석 결과 충격소음 중 충격 시 진동으로 발생하는 소음의 해석 기법은 저차 모드에서 비교적 정확한 결과를 나타내었다. 그러나 고차 모드의 경우 실험 결과와 해석 결과의 오차가 심하여 소음이 발생하는 소음원이 구조물의 진동으로 인한 것인지에 대한 확인이 필요하다.

### 3. 모드확장기법에 의한 충격소음 해석

구조물의 진동에 의하여 방사되는 소음을 예측하기 위해서는 표면의 속도분포를 정확하게 알아야 한다. 이러한 속도분포는 앞 절에서와 같이 유한요소법을 사용하여 구할 수 있지만 이 경우 경계조건 및 감쇠계수, 가진력 등을 정확하게 수학적으로 표현할 수 없기 때문에 오차를 내포하게 되며 고주파수로 갈수록 오차는 더욱 커지게 된다. 이러한 단점을 개선하기 위하여 제안된 모드확장 기법(Modal Expansion Method, MET)은 오차가 발생하는 부분에 대한 데이터를 실험적인 방법에 의하여 구하게 되고 이를 경계요소해석의 입력 데이터로 사용하는 방법으로 현재까지는 일정한 가진력에 의하여 진동하는 구조물의 소음해석의 정확도

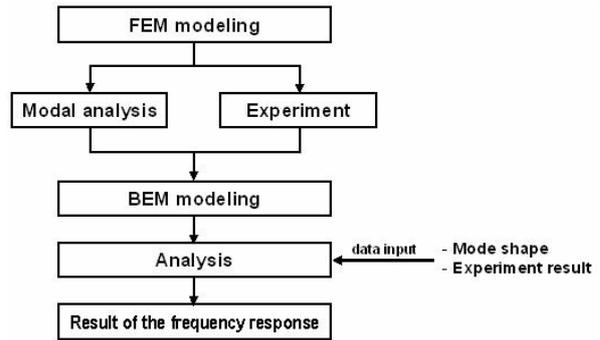


Fig. 5 Flow chart for analysis using modal expansion technique

를 향상시키기 위하여 연구되었다[7,8]. 이번 연구에서는 모드확장기법을 적용하여 충격소음을 해석하고 그 결과를 분석하였다. 모드확장기법을 이용한 충격소음 해석의 순서도를 그림 5에 나타내었는데 앞 절의 그림 2와 비교해보면 동적해석 부분을 모드해석과 실험에 의한 데이터로 대치하여 구조물의 속도분포를 구하게 됨을 알 수 있다.

#### 3.1 모드 확장 이론

경계요소해석의 경우 절점  $i$ 의  $j$  방향의 변위  $u_{ij}$ 는  $m$  개 모드의 선형조합으로 표현될 수 있다.

$$u_{ij} = \sum_{k=1}^m a_k \phi_{ijk} \quad (7)$$

여기에서  $u_{ij}$ 는 절점  $i$ 의  $j$  방향으로의 변위,  $a_k$ 는 모드  $k$ 의 기여도(modal participation factor),  $\phi_{ijk}$ 는 모드  $k$ 에 해당하는 절점  $i$ 의  $j$  방향으로의 변위를 나타낸다. 식(7)에서  $u_{ij}$ 는 실험 데이터이고,  $\phi_{ijk}$ 는 유한요소해석을 통하여 얻어지는 데이터이며 각 모드들은 하나의 열에 위치하게 된다. 이를 행렬식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{pmatrix} u_{13} \\ u_{23} \\ u_{33} \\ \cdot \\ u_{i3} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_{131} & \phi_{132} & \phi_{133} & \cdot & \phi_{13k} \\ \phi_{231} & \phi_{232} & \phi_{233} & \cdot & \phi_{23k} \\ \phi_{331} & \phi_{332} & \phi_{333} & \cdot & \phi_{33k} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \phi_{i31} & \phi_{i32} & \phi_{i33} & \cdot & \phi_{i3k} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ \cdot \\ a_k \end{pmatrix} \quad (8)$$

실험을 통하여  $n$  개의 데이터를 구하고  $m$  개의 모드를 사용할 경우 식(8)은  $m$  개의 미지수에 대하여  $n$  개의 방정식을 갖게 되고  $n$ 과  $m$ 의 개수에 따라 다음과 같은 세가지 경우가 발생하게 된다.

- $n > m$  : system is overdetermined
- $n = m$  : system is determined (can be singular)
- $n < m$  : system is underdetermined

각 경우에 대하여 정확한 해를 구하기 위한 방법으로 singular value decomposition 을 사용하여 식 (8)을 풀 수 있고 모드  $k$  의 기여도인  $a_k$  가 알려지면 구조물 표면에 수직 방향의 속도는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$v_{n,i} = \sum_{k=1}^m (i\omega a_k) \cdot \phi_{n,ik} = \sum_{k=1}^m b_k \cdot \phi_{n,ik} \quad (9)$$

### 3.2 모드 해석

모드확장기법을 이용한 소음 해석의 첫 단계로 원관에 대한 모드 해석을 ANSYS 를 이용하여 수행하였다. 유한요소해석에서 요소의 크기를 작게 할수록 소실되는 질량은 작아지는 반면 강성은 요소의 크기에 둔감하기 때문에 요소의 크기에 따라 계산되는 고유진동수는 조금씩 변화한다. 따라서 이번 연구에서는 모드해석 시 요소의 수를 증가시켜 해석의 정확도를 향상시켰다. 모드해석은 주파수 7000 Hz 이내의 모드에 대하여 수행 하였고 결과는 경계요소해석의 입력데이터로 사용된다.

### 3.3 실험 및 데이터 처리

경계요소해석의 입력 데이터로 필요한 절점에서의 가속도 데이터를 취하기 위한 실험을 수행하였다. 모드확장이론에서는 변위와 모드 형상을 이용하여 속도분포를 계산하지만 실험 데이터로 가속도를 사용해도 해석 프로그램 내의 계산을 통하여 속도분포를 구할 수 있기 때문에 장비의 정확성을 고려하여 가속도를 측정하는 방법을 선택하였다. 사용된 장비 중 마이크로폰 및 분석 시스템은 앞 절의 것과 동일하고 가속도 센서는 B&K 사의 charge accelerometer type 4393 을 두 개 사용하였다.

실험 장치는 그림 3 과 동일하게 구성하였고 추가로 밑 면에 가속도 센서를 두 지점에 부착하여 가속도를 측정하였다. 조화가진인 경우 신호를 동시에 받을 필요가 없어 여러 지점에 대한 측정이 가능하지만 충격의 경우는 데이터를 동시에 받아야 하기 때문에 측정위치는 시스템의 제약을 받게 된다. 이번 실험에서는 3 채널 FFT 를 사용하여 한 개의 채널에서 소음을 측정하고 두 개의 채널에서 가속도를 측정하였다. 위치는 가장 가속도가 클 것으로 예상되는 중심과 임의의 다른 지점으로 해석모델의 mesh 상에서 선정하였다. 실험은 앞 절의 방법과 동일하게 질량의 자유낙하를 통하여

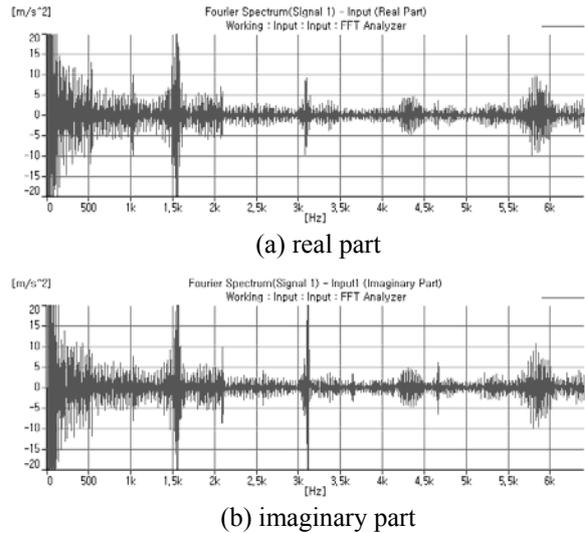


Fig. 6 Results of acceleration measurement for center node

충격을 가하였고 4 Hz 의 주파수 간격으로 6400 Hz 까지 데이터를 획득하였다. 기존의 연구에서는 특정 주파수에서의 진동을 측정하여 그 값을 경계요소해석의 입력 데이터로 사용하기 때문에 auto-spectrum 을 사용하여 측정을 한다. 그러나 충격소음의 해석을 위해서는 절점에서의 모든 주파수 데이터가 동시에 입력되어야 하고 이때 SYSNOISE에서는 Fourier spectrum, frequency response function, cross spectrum 만 인식이 가능하다. 이번 연구에서는 Fourier spectrum 으로 데이터를 처리하였고 원관의 중심에서의 가속도 측정 결과를 그림 6 에 실수부와 허수부로 나타내었다.

### 3.4 실험 및 결과

모드확장기법을 이용한 속도분포 계산을 위하여 BE mesh 에 모드해석 결과를 입력해야 한다. 이때 경계요소 mesh 와 모드해석을 위한 FE mesh 가 일치하지 않기 때문에 mapping 기법을 이용하여 모드해석 결과를 BE mesh 에 전달시켜야 한다. 모드해석 결과를 입력한 후 실험 데이터를 입력해 주고 전체 주파수와 주파수 간격을 정해주면 각 절점에 속도분포가 생성이 되며 이번 해석의 경우에는 실험 데이터와 동일하게 최대주파수 6400 Hz 까지 4Hz 간격으로 속도분포를 생성시켰다.

속도분포를 구한 후 앞 절과 같이 field point 에서의 음압분포를 계산한 결과와 실험 결과를 그림 7 에 나타내었다. 앞 절의 해석결과와 비교해 보면 소음의 peak 이 발생하는 주파수는 실험결과와 거의 일치함을 알 수 있고 3000 Hz 이상의 대역에서도 실험결과와 유사한 형태의 결과를 보여주고 있다. 536 Hz 와 1560 Hz 에서 발생하는 소음의 주파수는 실험과 해석에서 동일하게 나타났으며, 3076

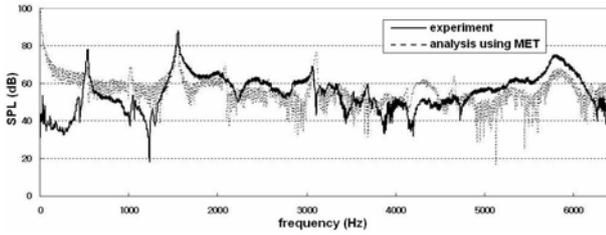


Fig. 7 Comparison of experimental and analytical results (MET)

Hz 와 3688 Hz 에서 발생하는 소음도 비슷한 주파수에서 소음이 발생하는 결과를 보여준다.

소음 수준은 첫 번째 peak 이 발생하기 전에는 매우 높게 해석되는데 그 이유는 저주파에서 발생하는 매우 큰 가속도에 의한 영향이다. 이러한 신호는 센서의 특성으로 가속도 값을 변위로 환산하면 실제로 발생할 수 없는 매우 큰 값이 나타나게 되며 영향을 미칠 것으로 예상되는 인자는 가속도 센서의 부착 상태, 구조물의 지지 조건 등이다. 저주파대역을 제외하면 대부분의 영역에서 소음수준은 해석결과가 실험결과보다 약간 작은 값을 나타낸다. 특히 첫 번째와 두 번째 peak 의 경우 주파수는 매우 정확하지만 소음수준은 약 10 dB 가량 작게 나타나는 것을 볼 수 있는데 이는 측정 시 발생하는 오차로 다음과 같은 원인이 추정된다.

현재의 측정 방법은 소음과 가속도의 순시 값을 측정하는데 측정순간과 충돌순간은 시간지연을 갖게 된다. 소음의 경우 잔향효과에 의하여 소음의 최대 값이 비교적 긴 시간 동안 유지되어 시간지연이 생겨도 최대 값을 나타내지만 가속도 센서의 경우 구조물의 진동에 감소함에 따라 신호의 크기도 감소하기 때문에 시간지연은 신호의 크기에 영향을 준다. 이러한 측정오차를 줄일 수 있는 방법으로 잔향효과가 없는 무향실에서 측정을 하는 방법이 있다. 이 경우 소음 값 자체도 최대 값을 나타내지 못하고 측정대상 및 시스템을 무향실에서 구현해야 하는 단점이 있다. 두 번째 방법은 데이터를 recorder 를 이용하여 매우 작은 시간간격으로 저장하여 분석하는 방법으로 이번 연구에서는 기존의 시스템을 사용하여 실험을 수행하였기 때문에 배제하였다.

#### 4. 결 론

이번 연구에서는 충격 시 진동에 의하여 발생하는 충격소음의 예측에 관한 연구를 수행하였다.

2 절에서 제안된 방법은 충격 시 진동특성과 이에 따른 충격소음을 모두 해석적인 방법에 의하여 구하는 방법으로 저주파 대역에서는 소음 특성이

비교적 잘 나타나고 있다. 3 절의 방법은 해석에 반영되지 않는 오차 요인들을 제거하기 위하여 실험과 해석을 혼합한 모드확장기법을 이용하여 충격소음을 예측하는 방법이다. 결과를 보면 3 절의 기법이 실험결과와 잘 일치함을 알 수 있는데 이 방법은 2 절의 진동에 의한 소음 예측 해석 결과와 비교하여 주파수 특성이 더 정확하며 고주파 대역에서도 소음 특성을 잘 나타내고 있다.

#### 참고문헌

- [1] S. W. Hwang, B. H. Ahn, H. C. Jeong, W. B. Jeong and K. H. Kim, 2002, "A Study on the Noise and Vibration Path of Hermetic Rotary Compressor by SEA," *Proceedings of Fall Meeting, Korea Soc. for Noise and Vibration Eng.*, pp. 869-874.
- [2] J. Lee, 2001, "An application of the Statistical Energy Analysis for Absorbing Material Package Performance and Interior Cabin SPL of Vehicle," Thesis for Master Degree, Ulsan University.
- [3] C. M. Lee and J. Lee, "Vibration and Radiated Noise Analysis of Plate Covered with Damping Material," 2002, *Trans. of the Korea Soc. for Noise and Vibration Eng.*, Vol. 12, No. 5, pp. 317~322.
- [4] H. J. Sim, J. E. Oh and J. Y. Lee, 2003, "A Study on Prediction of Vibration and Sound Radiation by Plate With Four Edges Clamped," *Proceedings of Fall Meeting, Korea Soc. for Noise and Vibration Eng.*, pp. 743~748.
- [5] J. Y. Jeon and B. K. Lee, 2002, "Evaluating the Vibrational Characteristics of Floor Impact Noise in Different Structural Elements of an Apartment House," *Trans. of Architectural Institute of Korea*, Vol. 18, No. 6, pp. 191~197.
- [6] LMS, 2000, "Modeling principles and theoretical basis," *LMS SYSNOISE Rev, Users Manual*.
- [7] K. J. Kim, J. T. Kim and S. K. Choi, 2000, "Estimation of Sound Radiation for A Flat Plate by Using BEM and Vibration Experiment," *Trans. of the Korea Soc. for Noise and Vibration Eng.*, Vol. 10, No. 5, pp. 843~848.
- [8] C. Bernad, L. Vila and F. Buil, 2003, "Application of the modal expansion technique to improve the results of FEM/BEM acoustic radiation," *3<sup>rd</sup> Inter. Con. On Modeling & Experimental Measurement in Acoustics*, Cadiz, Spain, 16-18, June, pp. 161~170.