

# FIR 필터를 이용한 인클로저 환기구를 통해 투과되는 소음의 능동제어

## Active Control of Noise Propagated through Ventilation Openings of Enclosures Using an FIR Filter

지수민\*.홍진숙\*.정의봉\*\*.김태훈\*\*\*  
Sumin Ji, Chinsuk Hong, Weui-Bong Jeong and Tae-hoon Kim

(Received January 7, 2015 ; Revised February 23, 2015 ; Accepted February 23, 2015)

**Key Words** : Active Noise Control(능동소음 제어), Feedforward Control(피드포워드 제어), Enclosure(인클로저), Finite Impulse Response Filter(FIR 필터), Controller(제어기), Block Diagram(블록선도)

### ABSTRACT

Noise propagated through the ventilation openings of enclosures is actively controlled using an FIR filter. The enclosures considered in this paper are used for isolating noise due to machinery. This method is of limited use because of the ventilation openings through which most of noise is propagated. Feedforward control strategy is incorporated to minimize the acoustic power propagated through the openings. For the real-time implementation, although it is numerical study, the controller is implemented using an FIR filter. The acoustic transfer functions of the pressure on the openings of the enclosure to the primary source and to the secondary source are numerically calculated using the boundary element method. The performance analysis of the active control is conducted with the time-domain simulation using Matlab Simulink.

### 1. 서 론

현대 사회의 생활수준이 개선됨에 따라 소음에서 벗어나 쾌적한 환경에서 살아가고자 하는 욕구가 증가하고 있다. 이에 따라 가정에서 사용되는 가전제품에 성능뿐만 아니라 소음에 대한 관심이 커져가고 있다. 특히 가정에서 항상 가동되고 있는 냉장고의 소음 저감을 위한 연구가 활발하게 이루어지고 있다.

Kim<sup>(1)</sup>은 냉장고 내부 증발기 입구 배관의 구조

개선을 통하여 냉매에 의해 발생하는 소음을 저감하였다. Son<sup>(2)</sup>은 다구찌 기법을 이용하여 냉장고의 구조진동음을 저감하는 방법에 대하여 연구하였다. Kim<sup>(3)</sup>은 냉장고의 온도 변화에 따른 열팽창으로 인하여 발생하는 수축·팽창 소음을 저감하는 방법을 연구하였다. 그리고 Kim<sup>(4)</sup>은 압축기 마운트부 체결 구조물 변경을 통하여 냉장고 진동음을 저감하였다. 이러한 방법들은 수동적 제어 기법이며 소음을 줄임과 동시에 냉장고의 성능을 낮출 수도 있다.

냉장고 기계실 내부의 압축기는 냉장고로부터 방

† Corresponding Author ; Member, School of Mechanical Engineering, Ulsan College  
E-mail : cshong@uc.ac.kr  
Tel : +82-52-279-3134, Fax : +82-52-279-3137

\* School of Mechanical Engineering, Pusan National University  
\*\* Member, School of Mechanical Engineering, Pusan National University  
\*\*\* LG Electronics Inc.

‡ Recommended by Editor Il Kwon Oh

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

사되는 소음에 가장 높은 기여도를 가진다<sup>(5)</sup>. 냉장고 기계실에는 내부 공기 순환을 위한 환기구가 있다. 이러한 환기구를 통하여 음향이 외부로 전파되게 된다. 이와 같은 소음 전파를 줄이기 위해 수동적 소음 제어 기법으로는 음향이 전파되는 환기구를 막거나, 주 소음원인 압축기의 형상을 최적화함으로써 진동을 저감시키는 방법이 있다. 환기구를 막게 되면 공기 순환이 되지 않아 고열로 인한 장비의 효율 감소 및 수명 저감이 발생할 수 있다. 또한 압축기의 작동 주파수가 가변적이므로, 압축기의 형상을 변경하여 소음 제어를 하는 데는 한계가 있다.

능동적 소음 제어기법으로는 기계실 내부에 스피커를 설치하여 환기구를 통하여 소음이 외부로 방사되는 음향 파워를 줄이는 방법이 있다. 능동적 소음 제어기법을 사용함으로써 내부 공기 순환 문제를 해결함과 동시에 저주파에 높은 효율을 보인다.

이 연구에서는 냉장고 기계실과 같은 환기구가 있는 인클로저를 대상으로 능동소음 제어시스템을 구현하였다. 먼저 LMS. Sysnoise의 Acoustic Indirect BEM을 이용하여 인클로저의 음향 특성을 파악하고 제어기 설계에 활용할 전달 함수를 구하였다. 수치적으로 구한 전달 함수를 이용하여 제어기의 전달 함수를 구하고 이를 실시간 제어를 위해 FIR 필터로 구현하였다. 최종적으로 제어 성능 해석을 위해 MATLAB Simulink를 이용하여 모델링하고 결과를 분석하였다.

## 2. 이론적 배경

### 2.1 피드포워드 제어기법을 이용한 음향 파워의 최적화

피드포워드 제어기법은 참조신호가 존재하는 경우 제어 대상의 음향 특성을 고려하여 음향 파워를 최적화 할 수 있는 제어 기법이다.

Fig. 1은 기계실의 환기창을 통해 전파되는 음향

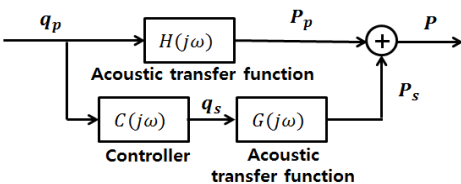


Fig. 1 Block diagram of sound propagated through a window in enclosures

파워를 최적화하기 위한 피드포워드 제어의 블록선도이다.

환기창이 있는 인클로저에서 환기창으로 투과되는 제어 전 음압  $P$ 는 내부 소음원에 의한 음압  $P_p$ 이다. 환기창으로 투과되는 파워를 계산하기 위해  $n$ 개의 마이크로폰에서 측정된 음압  $P$ 는  $n \times 1$  벡터이다. 그리고 제어음원을 추가시키면 창으로 투과되는 음압  $P$ 는 내부 소음원에 의한 음압  $P_p$ 와 제어음원에 의한 음압  $P_s$ 의 선형적인 합으로 표현할 수 있다. 여기서  $q_p, q_s$ 는 내부 소음원과 제어음원의 체적속도, volume velocity이고  $H(j\omega)$ 와  $G(j\omega)$ 는 내부 소음원 및 제어음원과 마이크로폰 사이의 전달함수이다. 그리고  $C(j\omega)$ 는 제어기의 전달함수이다.

창을 통해 전파되는 음파를 평면파로 가정하게 되면 창으로 투과되는 음향파워  $W$ 는 식 (1)과 같이 공기의 밀도  $\rho$ , 음속  $c$ , 면적  $A$ 와 음압의 제곱  $P^2$ 의 함수가 된다.

$$W = \frac{|P_{rms}|^2}{\rho c} A \tag{1}$$

창으로 전파되는 음향 파워를 줄이기 위하여 음압의 제곱을 식 (2)와 같이 목적함수  $J$ 로 둘 수 있고 위 첨자  $H$ 는 Hermitian transpose를 나타낸다.

$$J = P^H P \tag{2}$$

식 (2)에서 음압  $P$ 를 내부 소음원에 의한 음압  $P_p$ 와 제어음원에 의한 음압  $P_s$ 의 선형중첩 합으로 표현되므로 식 (3)과 같이 표현가능하다.

$$P = P_p + P_s \tag{3}$$

그리고 제어음원에 의한 음압  $P_s$ 를 전달함수  $G(j\omega)$ 와 제어음원 체적 속도  $q_s$ 로 표현하면 식 (4)와 같다.

$$P_s = G q_s \tag{4}$$

식 (3)과 식 (4)를 이용하여 식 (2)를 전개하면 목적함수는 식 (5)가 된다.

$$J = P_p^H P_p + P_p^H G q_s + q_s^H G^H P_p + q_s^H G^H G q_s \tag{5}$$

식 (5)는 표준형 허미션 2차 함수(a standard

Hermitian quadratic function)의 형태이므로 목적함수가 최소값을 갖게되며 이때 요구되는 제어음원의 체적속도  $q_s$ 는 식 (6)과 (7)에 의해 구할 수 있다.

$$\frac{\partial J}{\partial Re(q_s)} = 0 \tag{6}$$

$$\frac{\partial J}{\partial Im(q_s)} = 0 \tag{7}$$

식 (6)과 식 (7)을 만족시키는 제어음원의 체적속도는 식 (8)과 같이 내부 소음원에 의한 음압  $P_p$ 에 대한 1차 함수가 된다<sup>(6)</sup>.

$$q_s(j\omega) = -(G^H G)^{-1} G^H P_p \tag{8}$$

내부 소음원에 의한 음압  $P_p$ 는 식 (9)와 같이 전달함수  $H(j\omega)$ 와 내부 소음원의 체적 속도  $q_p$ 로 표현가능하다.

$$P_p(j\omega) = H q_p \tag{9}$$

식 (8)과 식 (9)를 이용하여 내부 소음원의 체적속도,  $q_p$ 와 제어음원의 체적 속도,  $q_s$ 간의 관계식을 식 (10)과 같이 쓸 수 있다.

$$C(j\omega) = -(G^H G)^{-1} G^H H \tag{10}$$

## 2.2 FIR 필터를 이용한 제어기 구현

### (1) FIR 필터의 특성

2.1절의 식 (10)에서 구한 제어기,  $C(j\omega)$ 는 주파수 영역에서 연산하는 필터이다. 이를 이용하여 주파수영역에서 연산하기 위해서는 시간 영역에서의 입력신호를 푸리에 변환을 통해 주파수 영역으로 변환시켜 연산을 한 후, 역푸리에 변환을 통해 시간 영역의 제어 신호를 생성한다. 이때 발생하는 record length의 2배에 달하는 시간 지연으로 인해 제어에 중요한 위상을 맞추기가 힘들어진다. 그러므로 이러한 문제를 해결하기 위해, 실시간에서 연산하는 필터가 필요하다. 그래서 이 연구에서는 FIR 필터를 도입하여 실시간 연산을 한다.

FIR 필터는 식 (11)과 같은 주파수 영역에서의 곱 연산을 식 (12)와 같이 시간 영역에서 컨볼루션 적분을 통하여 실시간으로 주파수 연산을 하는 필

터이다<sup>(7)</sup>.

$$Y(j\omega) = W(j\omega) X(j\omega) \tag{11}$$

$$y(n) = \sum_{i=0}^{l-1} w_i x(n-i) \tag{12}$$

여기서  $x$ 와  $y$ 는 시간 영역에서의 입·출력 값이며  $X, Y$ 는 입·출력 값의 주파수 특성이다. 그리고  $W$ 는 입·출력 간의 주파수 영역의 전달함수이다. 또한 식 (12)의 FIR 필터의 계수  $w_i$ 는 식 (13)과 같이 전달함수  $W(j\omega)$ 를 역푸리에 변환하여 구한다.

$$w(t) = \int_{-\frac{F_s}{2}}^{\frac{F_s}{2}} W(f) e^{-j2\pi ft} df \tag{13}$$

이때, FIR 필터의 특성으로 record length,  $T_{record}$ 의 절반만큼의 시간 지연이 생기게 된다<sup>(8)</sup>.

위와 같은 시간 지연 특성을 확인하고 시간 지연 보상 방법을 제시하기 위하여, FIR 필터를 이용한 저역통과필터(low pass filter, LPF)를 설계하였다. Fig. 2는 설계한 LPF의 주파수 특성을 보여주고 있다. 이때 LPF의 차단주파수는 100 Hz이며, 샘플링 주파수는 2560 Hz, record length는 0.1초이다. 이를 FIR 필터로 만들기 위하여 역푸리에 변환을 하게 되면, Fig. 3과 같은 FIR 필터의 계수를 구할 수 있다.

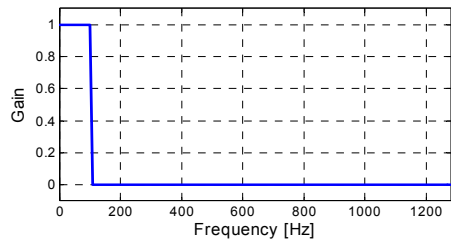


Fig. 2 Transfer function of a low pass filter

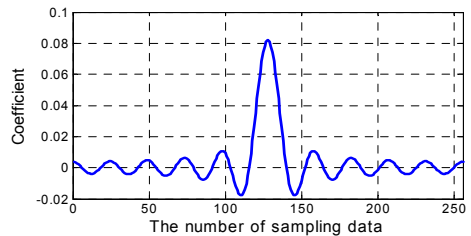


Fig. 3 FIR coefficients of the low pass filter

Fig. 4의 그래프는 10 Hz성분과 150 Hz성분의 합인 입력신호(점선)에 대하여 FIR 필터의 영향을 나타냈다. 실선은 입력 신호에서 100 Hz이하의 신호를 나타낸다. 그리고 파선은 FIR 필터를 사용하여 생성한 저역통과필터를 통과하였을 때의 신호이다. Fig. 4로부터 볼 수 있듯이 FIR 필터를 통과한 신호가 record length의 절반만큼 시간 지연이 발생하는 것을 알 수 있다.

(2) 시간 지연 보정

Fig. 4와 같이 시간 지연현상이 발생하면 피드포드 제어 시 오류로 인하여 성능이 현저히 떨어지거나 제어가 되지 않게 된다.

이 논문에서는 필터링 과정에서 발생한 시간 지

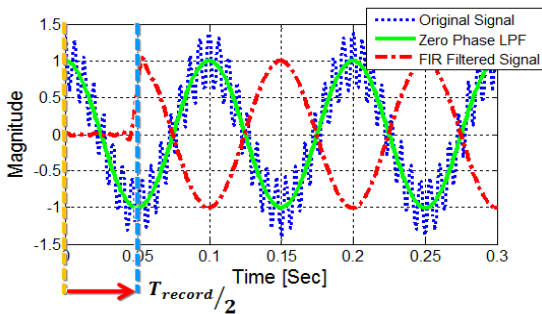


Fig. 4 Effect of FIR filter on the output signal

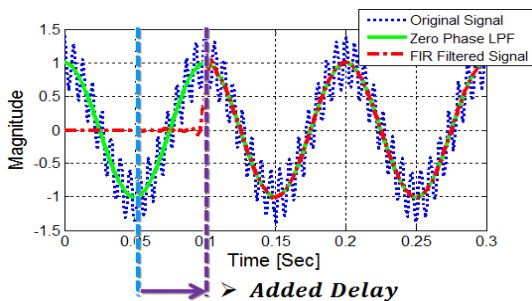


Fig. 5 Output signals of FIR filters with the delay compensator

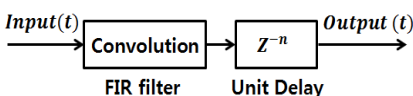


Fig. 6 Block diagram of FIR filter with the delay compensator

연을 보상하기 위한 방법으로 추가적인 지연을 주는 방법을 제시하였다. 이 방법은 필터링 과정에서 지연된 시간을 당겨서 보상하는 것이 아니라 식 (14)와 같이 입력신호의 기본 주파수의 주기와 record length,  $T_{record}$ 의 절반의 차이만큼 추가적으로 지연 시킴으로서 보상하는 방법이다.

$$\begin{aligned}
 \text{Added Delay}(\text{sec}) &= T_0 - \frac{T_{record}}{2} \\
 &= \frac{1}{f_0} - \frac{T_{record}}{2}
 \end{aligned}
 \tag{14}$$

여기서  $T_0$ 와  $f_0$ 는 입력 신호의 기본 주파수의 주기와 진동수이다.

Fig. 5는 이 연구에서 제안하는 추가적인 지연의 개념을 보이고 있다. Fig. 4에서 보인 지연의 문제점을 해결하기 위해 식 (14)와 같은 기본 주파수에 해당하는 주기  $(T_0) - \frac{T_{record}}{2}$  만큼 추가 지연을 부여하여 보상한 것이다.

이 절에서 다른 FIR 필터와 시간 지연을 블록 선도로 나타내게 되면, Fig. 6과 같이 컨볼루션 블록과 시간 지연 블록으로 나타낼 수 있다.

3. 인클로저 투과소음 능동제어

3.1 전산 음향 해석

(1) 인클로저 구조물

이 절에서는 2절의 피드포워드 제어와 FIR 필터를 이용하여 능동 소음 제어하고자 한다. 대상 모델은 냉장고 기계실의 형상이며 2D 도면은 Fig. 7과 같다.

이 연구에서 제어 하고자 하는 해석조건은 Fig. 8과 같다. 좌·우측에 환기를 위한 흡·배기구를 배치하

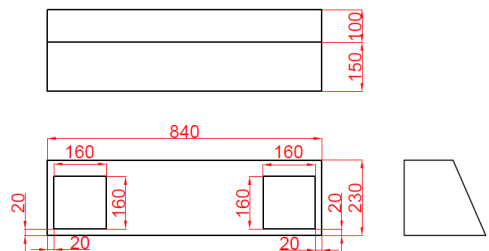


Fig. 7 Dimension of the acoustic enclosure

였고, 모델의 표면을 강체로 가정하여 음향전파가 환기창을 통해서만 이루어지게 하였다. 그리고 제어 음원의 위치는 제어 성능 향상을 향상시키기 위해 실제 압축기와 스피커의 부피를 고려하여 내부 소음원과 최대한 가깝게 위치시켰다. 또한 실제 냉장고 기계실 내부의 다른 구조물과의 진동/음향 간섭을 최소화하고 저주파에서 노달점(nodal point)에 놓이는 것을 회피하기 위하여 벽에 가까이 위치시켰다.

(2) 음향전달함수

인클로저 내부의 음향 특성을 분석하기 위하여 상용 소프트웨어, LMS sysnoise의 Indirect BEM을 사용하였다. 그리고 환기창을 투과하는 음압의 특성을 분석하기 위하여 수음점, field point를 Fig. 9와 같이 좌·우측 환기창에 각각 25점에 등 간격으로 배치하였다.

전산해석은 0~1280 Hz를 5Hz 간격으로 수행하였다. 전산해석에서 한 파장을 표현하기 위하여 모델의 요소 크기는 식(15)와 같이 구하고자 하는 주파수 대역의 파장의 1/6이하가 되도록 구성하였다.

$$L \leq \frac{\lambda}{6} = \frac{c}{6f} \tag{15}$$

여기서  $L$ 은 요소의 크기를 의미하며  $\lambda$ 는 공기 중에서 음향의 파장을 의미한다. 그리고  $c$ 는 공기 중에서 음속을 의미하고,  $f$ 는 연산하고자 하는 주파수를 의미한다.

내부 소음원과 제어 음원의 volume velocity와 수

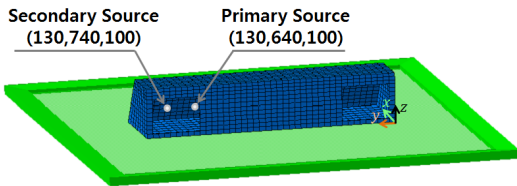


Fig. 8 Boundary element model for the acoustic enclosure with acoustic sources

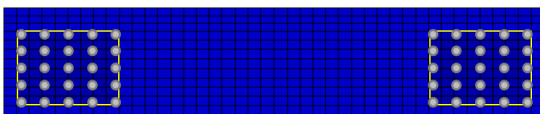
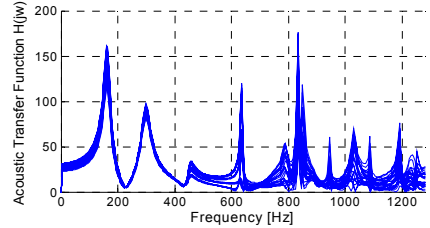
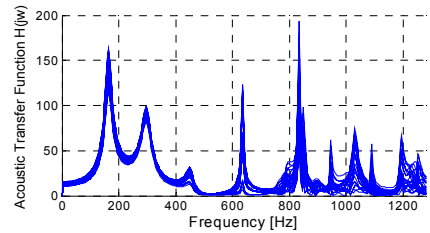


Fig. 9 Field points of an enclosure model

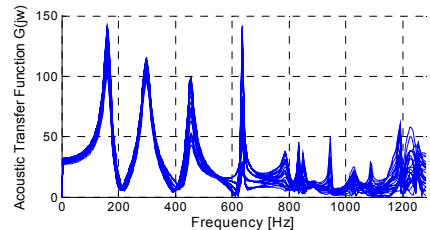
음점 음압간의 음향 전달함수를 구하기 위하여, 내부 소음원과 제어 음원을 랜덤 신호로 가정하였다. Fig. 10은 내부 소음원, 제어음원의 체적 속도 대비



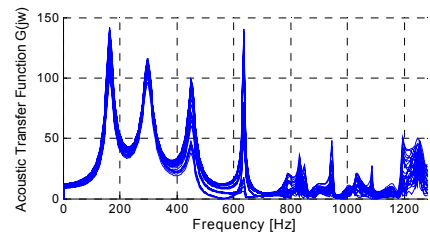
(a) Acoustic transfer functions of the pressures on the left window to the volume velocity of the primary source



(b) Acoustic transfer functions of the pressures on the right window to the volume velocity of the primary source



(c) Acoustic transfer functions of the pressures on the left window to the volume velocity of the secondary source



(d) Acoustic transfer functions of the pressures on the right window to the volume velocity of the secondary source

Fig. 10 Acoustic transfer functions in the windows

좌·우측 환기창에 위치한 수음점 25개에서의 음압의 음향 전달함수를 나타낸다.

Fig. 10의 내부 소음원과 field point간의 음향 전달함수와 제어음원과 field point간의 음향 전달함수를 보면, 165 Hz, 300 Hz, 455 Hz, 365 Hz, 785 Hz, 835 Hz, 850 Hz, 945 Hz, 1030 Hz, 1085 Hz 그리고 1190 Hz에서 내부 소음원의 전달함수  $H(j\omega)$ 에는 내부 공진을 확인할 수 있다. 하지만 제어 음원의 전달함수  $G(j\omega)$ 에서는  $H(j\omega)$ 에서 확인할 수 있는 공진주파수 중 835 Hz, 850 Hz, 1030 Hz에서는 secondary source가 노달점(nodal point) 주위에 위치하여 가진력이 낮은 것으로 예측된다. 이러한 문제로 835 Hz, 850 Hz, 1030 Hz에서 제어 성능이 낮아질 것이라 예측할 수 있다.

(3) 제어기 설계

LMS sysnoise를 통해 구한 Fig. 10의 전달함수  $H(j\omega)$ ,  $G(j\omega)$ 를 사용하여 식(10)을 통해 Fig. 11과 같은 주파수 영역의 제어기  $C(j\omega)$ 를 얻을 수 있다. 식(13)에 따라 Fig. 11의 주파수 영역에서의 제어

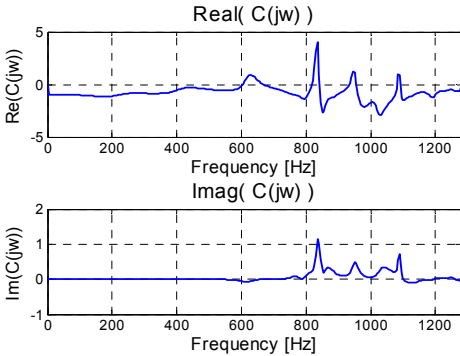


Fig. 11 Transfer function of the controller

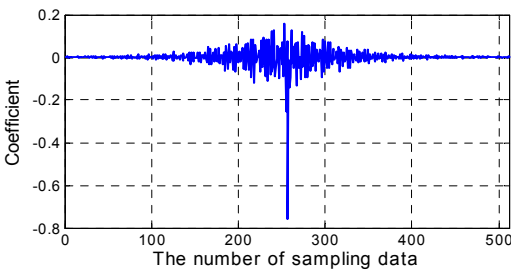


Fig. 12 FIR coefficients of the controller

기  $C(j\omega)$ 를 역푸리에 변환을 함으로서 FIR 필터의 계수를 구할 수 있으며 이는 Fig. 12와 같다.

3.2 제어 성능 평가

FIR 필터를 사용한 제어 성능을 평가하기 위하여 내부 소음원을 Fig. 13와 같이 임펄스 신호를 이용하여 0~1000 Hz를 5 Hz 간격으로 백색소음으로 구현하였다.

실시간 연산을 하기 위하여 상용프로그램인 Simulink를 사용하였다. Fig. 12의 FIR 계수와 식(14)를 통한 시간 지연 보정값을 Fig. 6의 블록선도에 적용하였다. 이를 통해 Fig. 13의 신호가 입력되면 실시간으로 Fig. 14와 같은 제어 소스의 체적 속도,  $q_s$ 를 얻을 수 있다.

제어 성능을 확인하기 위하여 0~0.2초, 0.1초~0.3초, 0.2초~0.3초 그리고 0.3~0.4초 간격으로 네 구간으로 나누었다. 이 구간들과 음향 전달함수를 이용하여 주파수 영역에서 식(5)의 목적함수를 연산하였으며 결과는 Fig. 15와 같다. Uncontrolled는 제어

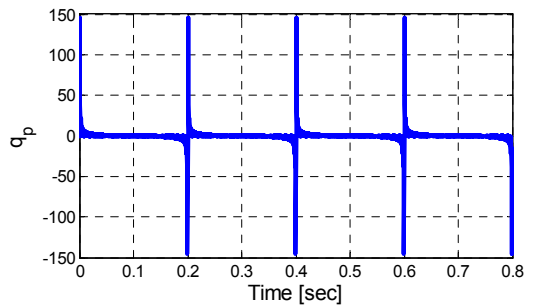


Fig. 13 Volume velocity of the primary source in time domain

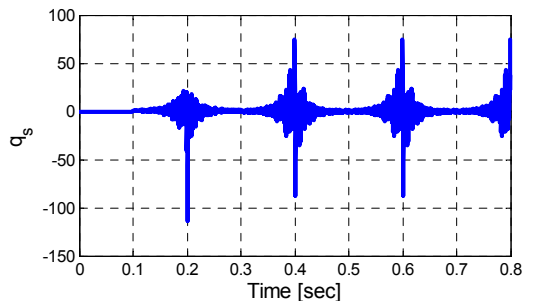
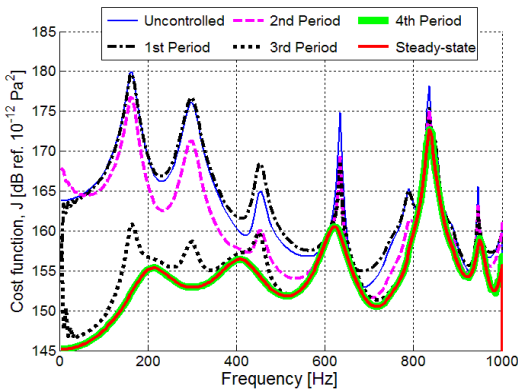


Fig. 14 Volume velocity of the secondary source to optimize the acoustic power



**Fig. 15** Variation of the cost function with time after control, comparing with the steady-state solution

전의 목적함수값을 의미하고, steady-state는 식 (5)와 식 (8)을 통하여 주파수 영역에서 구한 목적함수의 최소값을 의미한다. 그리고 나머지 네 선은 제어 음원의 체적 속도를 이용하여 네 가지 구간으로 나누어 연산한 목적함수를 나타낸다.

Fig. 15에서 보면 네 구간 중 첫 번째 구간에서는 350~650 Hz사이에서 제어 전의 결과에 비해 목적함수가 증가한 것을 볼 수 있다. 그 이유는 시간 지연을 보상하기 위하여 추가적인 지연을 주면서 생기는 오차이다. 두 번째, 세 번째 구간에서의 목적함수가 식 (5)와 식 (8)을 통해 주파수 영역에서 연산한 목적함수와 다르다. 이 현상은 컨볼루션 계수의 개수보다 데이터의 개수가 적기 때문에 발생한 결과이다. 그리고 네 번째 구간부터는 컨볼루션 계수만큼 데이터가 확보된다. 따라서 네 번째 구간의 결과는 주파수 연산한 목적함수로 수렴하는 것을 확인할 수 있다.

제어 성능을 보면 0~600 Hz에서 overall 16 dB정도 제어되는 것을 확인할 수 있다. 또한 160 Hz에서 28 dB로 최대 성능을 가진다. 하지만 835 Hz에서 제어 성능이 낮은 것을 확인할 수 있다. 그 이유는 835 Hz에서는 평면파 이후의 고차 모드를 가지게 되면서 3.1절 (2)의 전달함수에서 언급한 바와 같이 제어 음원이 노달점(nodal point)에 위치하기 때문이다.

### 3. 결 론

이 연구에서는 수치적 방법을 사용하여 냉장고

기계실 형상의 흡·배기구를 통하여 투과되는 음향과위를 최소화하는 능동제어를 수행하였다. 이를 위해 BEM을 사용하여 인클로저의 음향 전달함수를 계산하였다. 이를 이용하여 FIR 필터를 적용한 실시간 제어기를 설계하였다. 또한 FIR 필터로 인해 발생하는 시간 지연을 보상하기 위한 방안을 제시하고 적용하였다.

제어 성능을 확인하기 위하여 인클로저 내부에 0~1 kHz 범위에서의 백색소음 특성을 가지는 내부 소음원을 위치시켰고, 창으로 전파되는 음향 파워를 수치적으로 제어하였다. 제어 시, FIR 필터의 특성으로 인한 시간지연을 보상하기 위한 추가적 지연 시간과 record length만큼의 시간이 지난 이후에 목적 함수가 이론적 제어결과로 수렴하는 것을 확인하였다.

주파수별 제어 성능을 확인하였을 때, 0~600 Hz에서 overall 16 dB가 제어가 되며, 160 Hz에서 목적함수 감소량이 28 dB로 최대 제어 성능을 가지는 것을 확인하였다. 그리고 제어 음원이 반공진점에 위치함으로 인하여 835 Hz에서 제어 성능이 낮아지는 것을 확인하였다.

이 연구를 통하여 제어기 설계 및 구현 방법을 확립하였고, 추후에는 이 연구에서 구현한 능동소음 제어 기법을 이용하여 실제 모델에 적용할 예정이다.

### References

- (1) Kim, M. S., Han, H. S., Kim, T. H. and Jeong, W. B., 2009, Reduction of Refrigerant-induced Noise of the Refrigerator by Modification of the Evaporator Inlet Pipe, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 10, pp. 1012~1020.
- (2) Son, S. S., Seo, J. Y., Lee, B. Y. and Kim, W. J., 2010, A Study on the Structure-borne Noise Reduction of Refrigerators Using Taguchi Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 5, pp. 470~476.
- (3) Kim, W. and Park, S. K., 2013, Identification and Reduction Method for Refrigerator Contraction and Expansion Noise, Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, Vol. 22, No. 4, pp. 723~729.
- (4) Kim, J., Thuy, T. H. V., Kook, J., Wang, S. and Lee, D. H., 2007, A study on the Vibroacoustic

Reduction of Refrigerator by Controlling the Transmission Path of Comp\_mount System, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 644~647.

(5) Seo, S. H., Kwak, T. H., Kim, C. J., Park, J. K., Cho, K. S., 2000, Noise and Vibration Reduction of A Household Refrigerator, Proceedings of the SAREK Annual Summer Conference, pp. 1133~1137.

(6) Hong, C., 2005, Active Control of Resiliently-mounted Flexible Structures, Ph.D. Thesis. Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton.

(7) Stephen, E., 2000, Signal Processing for Active Control, Academic Press, pp. 53~55.

(8) Jeon, J. H., 2007, A New Closed-form Transfer Function for the Design of Wideband Lowpass MAXFLAT FIR filters with Zero Phase, The Journal of Korea Information and Communications Society, Vol. 32, No. 7, pp. 658~666.



**Sumin Ji** received B.S. degree from Pusan National University in 2014 and he is currently majoring in noise and vibration in Pusan National University. He especially is interested in active noise control.



**Chinsuk Hong** received B.S. in mechanical engineering and an M.S. in dynamic and vibration from Youngnam University, Korea, in 1988 and 1991, respectively. He worked for the Naval System Development center in Agency

Defense Development(ADD), Korea, for 12 years from 1991. He then joined the Institute of Sound and Vibration Research(ISVR), University of Southampton, UK, in 2003, to pursue his Ph.D. He received the Ph.D. in sound and vibration, in 2005. He was then with ISVR as a research fellow until 2006. After 3 years research work at Pusan National University, Korea, from 2006, he is now with Naval Architecture and Ocean Engineering, Ulsan College from 2009. His research interests include active noise and vibration control, flow-induced noise and underwater shock response analysis.



**Weui-Bong Jeong** is received B.S. and M.S. degrees from Seoul National University in 1978 and from KAIST in 1980, respectively. He then received his Ph.D. degree from Tokyo Institute of Technology in 1990. Dr. Jeong is currently a

professor at the department of mechanical engineering at Pusan National University in Busan, Korea. His research interests are in the area of the measurement and signal processing, finite/boundary element analysis of noise and vibration, fluid-structure interactions and acoustics-structure interactions.



**Tae-hoon Kim** received his B.S. and M.S. degrees from Changwon University in 2003 and M.S. degree from Pusan National University in 2005, respectively. He is currently a Principal Researcher at LG electronics Co.,

Changwon, Korea.