

〈論 文〉

앞먹임/되먹임 제어기를 이용한 밀폐공간내 소음의 능동제어

Active Control of the Noise Fields in the Enclosure using the Feedforward and Feedback Controller

김인수* · 김영식** · 홍석윤*** · 허현무****
Kim In-Soo, Kim Yeung-Shik, Hong Suk-Yoon, Heo Hyeon-Moo

〈1994년 11월 10일 접수 ; 1994년 11월 28일 심사완료〉

ABSTRACT

This paper presents a design scheme of the active noise absorber that consists of the feedforward and feedback controller. The feedback controller aims to increase damping for the specific acoustic mode. The feedforward controller synthesizes the input signal coherent with the primary noise source in order to attenuate the noise field in the broad frequency range. The feedforward controller is adapted to the variation of acoustic plants using the proposed algorithm which compensates the effect of feedback link. Experimental results demonstrate that the proposed method is effective for the active control of band-limited noise fields in the enclosure.

기 호 설 명

- $P(X)$: $X = (x, y, z)$ 에서의 음압진폭
- $\Psi_n(X)$: n 차 모우드의 고유함수
- V : 밀폐공간의 체적
- ζ_n : n 차 모우드의 감쇠비
- ω_n, ω : 고유진동수 및 주파수
- ρ : 매질밀도
- R_a : 음향학적 저항
- k_n : n 차 모우드의 파수(wave number)
- e_{n_i} : 모우드 정규화 정수
- n_i : 모우드 차수
- q_p, q_s : 원소음원 및 제어음원의 강도
- Q_n : n 차 모우드 관련상수
- $H_1(s), \hat{h}_1$: 구동계 전달함수 및 FIR필터 형식의 모델
- $H_2(s)$: 원소음계의 전달함수

- $H_3(s), \hat{h}_3$: 되먹임 제어계의 전달함수 및 FIR필터 형식의 모델
- $F_1(s), f_1$: 앞먹임 제어기의 전달함수 및 FIR필터
- $F_2(s)$: 되먹임 제어기의 전달함수
- $d(s)$: 원소음기준신호
- $e(s)$: 잔류소음(마이크로폰 신호)
- η : 수렴상수
- (*) : 상승적분(convolution integral)
- $\sigma_{Output}^2, \sigma_{Error}^2$: 구동계 출력의 분산 및 구동계 모델오차의 분산

1. 서 론

능동소음제어 방법은 원소음과 위상이 반대인 음파를 스피커를 이용하여 발생시켜 이것이 원소음과 상호간섭을 이루게 함으로써 소음저감을 꾀하는 방법이다. 이 방법은 저주파대역의 소음제어에 유용한 방법으로서, 최근 디지털 신호처리기의 발전에 힘입어 경제성 및 효율면에서 유리한 소음제어 방법이 되고 있다⁽¹⁾.

*정회원, 금오공과대학교 정밀기계공학과

**금오공과대학교 정밀기계공학과

***정회원, 고등기술연구원 자동차기술연구소

****고등기술연구원 자동차기술연구소

관(duct)내의 소음과 같은 1차원적 음파전파 특성을 갖는 소음의 능동제어 방법에 대해서는 반세기 이상에 걸쳐 많은 연구들이 발표되어 왔다^(2~5). 근래에는 Burgess⁽⁶⁾, Eriksson등^(7~8)에 의하여 개발된 filtered-x 및 filtered-u LMS 알고리즘에 기초한 적응알먹임 능동소음제어기가 개발되면서 관내의 소음 제어는 연구단계를 지나 산업기술로서 정착되고 있는 것은 주지의 사실이다.

승용차, 선박 및 항공기 등의 실내소음과 같은 3차원적 밀폐소음에는 특정주파수에서의 공진현상이 나타나게 된다. 이에 따라 기존의 1차원 소음성분에 적용되었던 제어기법을 그대로 적용할 수 없게 된다. Elliott, Nelson 등⁽¹⁰⁾은 밀폐공간내에 특정한 저소음영역(quiet zone)을 만들기 위하여 다중 filtered-x LMS 알고리즘을 개발하였으나, 이 방법은 밀폐공간내 음장의 모우드특성을 고려하지 않아도 무방한 주파수대역의 소음성분에 대해서 적용이 가능하다. Snyder⁽¹¹⁾는 구동계 모델오차에 따른 filtered-x LMS 알고리즘의 수렴특성을 분석하였다. Dohner등⁽¹²⁾은 밀폐음향계에 대한 상태공간모델을 개발하였고 이에 LQG(linear quadratic Gaussian)기법을 적용하여 공진주파수 근처의 협대역 소음성분에 대해 소음제어효과를 갖는 되먹임제어기를 설계하였다. Piraux⁽¹³⁾는 밀폐공간내의 총음향에너지의 최소화를 위한 제 2소음원에 대하여 이론적으로 해석하였고, Molo⁽¹⁴⁾ 등은 직육면체 공간내 능동소음 제어에 대한 모의실험을 경제요소법에 기초하여 수행하였다. Elliott등^(15,16)은 밀폐공간내 단일주파수로 이루어진 소음을 최소화하는 제어음원 위치, 강도에 관하여 이론해석 및 실험을 수행하였다.

본 연구에서는 잔향이 존재하는 밀폐된 공간내 음장에 대한 능동제어를 효율적으로 수행할 수 있는 새로운 제어기 설계기법을 제안하고자 한다. 능동소음제어기는 되먹임제어기와 앞먹임제어기가 합성된 구조로 이루어져 있다. 되먹임제어기는, 측정된 구동계 전달함수에 기초하여 설계되며, 음향모우드의 감쇠를 향상시키도록 한다. 앞먹임 제어기는 되먹임 제어기의 부차효과를 고려할 수 있도록 filtered-x LMS 알고리즘을 변형적용함으로써, 음향계의 변화에 적응되도록 한다. 앞먹임 제어기는 공진주파수에 근접된 소음성분에 대해서 되먹임 제어기의 성능을 보완하고, 그외의 주파수대역의 소음성분에 대해서도 제어성능을 유지하게 한다. 끝으로 실제 직육면체 음향계에 대하여 제안된 방법을 적용하여 봄으로써 제안된 방법의 유용성을 검증한다.

2. 밀폐공간내의 음장에 대한 이론적 해석

Pierce⁽¹⁷⁾에 의하여 기술된 Green함수를 이용한 음장해석기법에 따르면, 임의 벽면위치 $X_p=(x_p, y_p, z_p)$ 에 점음원 $q_p e^{j\omega t}$ 이 설치된 경우에 밀폐공간내의 임의위치 $X=(x, y, z)$ 에서의 음압진폭 $P(X)$ 는 다음과 같이 음향모우드들의 합으로 표현될 수 있다.

$$P(X) = \sum_{n=0}^{\infty} a_n \Psi_n(X) \tag{1}$$

$$= \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\omega \rho c^2 \Psi_n(X_p) q_p}{V(2\zeta_n \omega_n \omega + j(\omega^2 - \omega_n^2))} \Psi_n(X) \tag{2}$$

V 는 밀폐공간의 체적이고, ζ_n 은 n 번째 모우드의 감쇠비로서 음향계의 감쇠비가 작을 경우에 $\frac{\rho}{R_a V}$ 에 비례한다. ρ 는 매질밀도이고, R_a 는 벽면재질의 흡음특성에 기인하는 음향학적 저항으로서 주파수함수이다. Ψ_n , $k_n = \frac{\omega_n}{c}$ 는 각각 강체벽면의 경계조건, 즉 $\nabla \Psi_n(X) \cdot u = 0$ 과 다음의 동차 Helmholtz방정식을 만족하는 n 번째 고유함수 및 고유값이다. c 는 음속, u 는 벽면에 수직인 단위벡터이다.

$$\nabla^2 \Psi_n(X) + k_n^2 \Psi_n(X) = 0 \tag{3}$$

밀폐공간이 각변의 길이가 L_x, L_y, L_z 인 직육면체로 이루어진 경우에는 고유함수와 고유치는 다음과 같다.

$$\Psi_n(X) = \sqrt{e_{n1} e_{n2} e_{n3}} \cos \frac{n_1 \pi x}{L_x} \cos \frac{n_2 \pi y}{L_y} \cos \frac{n_3 \pi z}{L_z} \tag{4}$$

$$k_n^2 = \left(\frac{\omega_n}{c}\right)^2 = \left(\frac{n_1 \pi}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{n_2 \pi}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n_3 \pi}{L_z}\right)^2 \tag{5}$$

여기서, e_{ni} 는 모우드 정규화에 관련된 정수로서 $n_i = 0$ 이면 $e_{ni} = 1$ 이고 $n_i > 0$ 이면 $e_{ni} = 2$ 이다.

식 (1)에 따르면, X_p 에 위치한 음원강도 q_p 의 소음원에 의하여 발생된 n 번째 모우드 음장은 임의 벽면위치 X_s 에 설치된 다음과 같은 음원강도 q_s 를 갖는 제어음원에 의하여 제어될 수 있다.

$$q_s = -q_p \frac{\Psi_n(X_p)}{\Psi_n(X_s)} \tag{6}$$

원소음원에 의하여 발생된 밀폐공간내 음압의 총에너지 $E_p = \frac{1}{4\rho^2 c^2} \int_V |P(X)|^2 dV$ 를 최소화하기 위한 최적의 제어음원 강도 q_{s0} 는 다음과 같이 결정된다⁽¹⁸⁾.

$$q_{so} = \frac{-\sum_{n=0}^{\infty} |Q_n|^2 \Psi_n(X_p) \Psi_n(X_s)}{\sum_{n=0}^{\infty} |Q_n|^2 \Psi_n^2(X_s)} q_p \quad (7)$$

여기서 $Q_n = \frac{\omega}{2\xi\omega_n\omega + j(\omega^2 - \omega_n^2)}$ 은 음향계의 n 번째 모드와 관련된 상수이다. 그러나 위식에 따라 제어기를 설계하는 것은 실제적으로 가능하지 않다. 왜냐하면 식 (7)에는 능동소음제어계 구성요소인 구동계, 원소음 전파경로상의 음향특성 등이 고려되지 않았기 때문이다. 또한 통상의 원소음원은 밀폐공간 외부에 존재하고 음파경로를 따라 밀폐공간내로 소음이 입사되며 제어음원 크기가 유한하므로, 원소음원과 제어음원을 밀폐공간내 특정위치에 설치된 점음원으로 가정하는데에는 무리가 있다.

3. 능동소음제어계 구성 기법

3.1 기존의 제어기 설계기법 검토

Fig. 1는 밀폐공간내 능동소음제어계를 도시한 개략도이다. Fig. 2는 기존의 능동소음제어계 블록선도

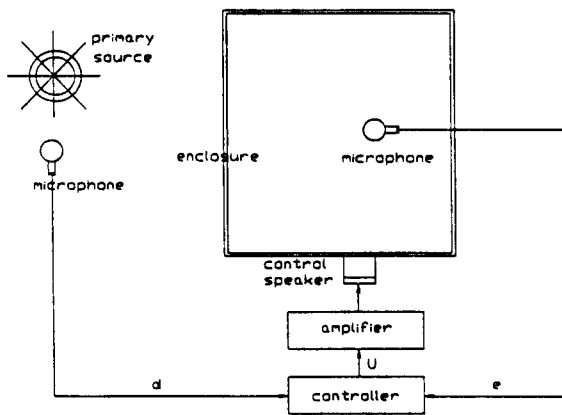


Fig. 1 Schematic diagram of an active absorber of the noise fields in an enclosure

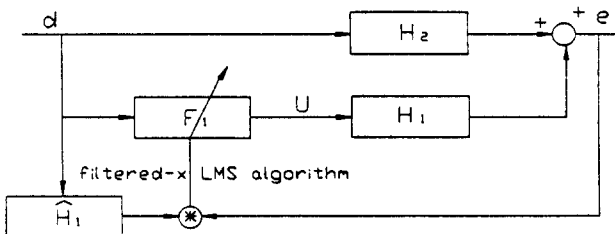


Fig. 2 Block diagram of an active noise absorber with the feedforward controller

를 보인 것으로서, 제어기로는 FIR필터형식의 앞먹임 제어기 f_1 이 이용되고 있다. 음향계 특성변화에 적응될 수 있도록, 앞먹임 제어기는 Burgess⁽⁸⁾에 의해 개발된 다음방법에 의해 적응된다.

$$f_1(k+1) = f_1(k) - 2\eta e(k) \hat{h}_1 * d(k) \quad (8)$$

여기서 $k, k+1$ 는 적응단계, η 는 수렴상수, $(*)$ 는 상승적분(convolution integral)을 표시한다. \hat{h}_1 는 구동계 전달함수 $H_1(s)$ 의 FIR필터형식 모델이고 s 는 Laplace변수이다. d 는 원소음기준신호이다. 식 (8)이 능동소음제어계에 널리 이용되고 있는 filtered-x LMS 알고리즘으로서, 앞먹임 제어기 f_1 을 적응시키기 위해서는 \hat{h}_1 이 필요함을 알 수 있다.

구동계에는 스피커, 증폭기, 스피커에서 마이크로폰까지의 제어음이 전파되는 음향계 및 마이크로폰 특성등이 포함된다(Fig. 1도 참고). 흡음성능이 낮은 벽면으로 이루어진 밀폐공간에서는 입사된 소음이 벽면에서 반사되므로 잔향음이 오래 지속된다. 이는 구동계에 감쇠가 적은 공진모드가 존재함을 의미하며 이를 FIR필터로 모델링하기 위해서는 높은 필터차수가 요구된다. 제어기 구현에 필요한 마이크로프로세서의 연산속도의 한계로 \hat{h}_1 차수는 한정될 수밖에 없으므로, 밀폐공간의 경우에는 \hat{h}_1 의 모델오차는 커지게 되고 이에따라 앞먹임제어기는 항상 안정되게 수렴하지는 못한다. 그러므로 앞먹임 제어기만에 의해 밀폐공간소음을 제어하기 위해서는 벽면에 흡음재를 부착시켜서 음의 잔향을 최소화시켜야 하나, 흡음재의 두께가 소음파장에 비례하여 두꺼워져야 하므로 원소음이 저주파일수록 흡음재 처리방식은 비효율적이 된다.

3.2 혼합형 제어기의 설계기법

본 연구에서는, 원소음의 주파수대역에서 하나의

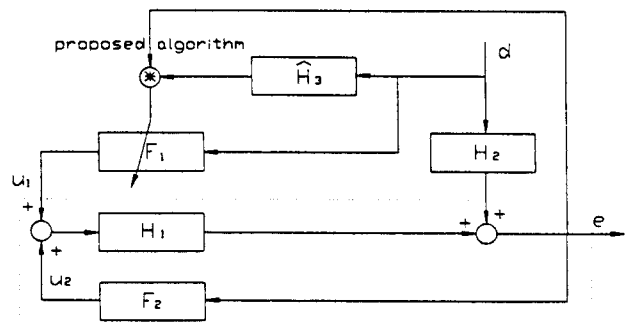


Fig. 3 Block diagram of an active noise absorber with the feedforward and the feedback controllers

모우드 성분만이 음향계의 응답특성을 좌우한다는 가정하에, 제어기 설계기법을 다루고자 한다. 3.1절에서 지적된 문제점을 해결하기 위하여, 제어기를 앞먹임 제어기 $F_1(s)$ 와 되먹임 제어기 $F_2(s)$ 가 합성된 구조로 설계한다. Fig. 3는 이같은 구조의 능동소음 제어계의 블럭선도를 보인 것이다.

되먹임 제어기는 특정 모우드의 감쇠능이 향상되도록, 즉 되먹임 제어계가 적절한 과도응답특성을 갖도록 다음과 같은 앞섬보상기로 한다.

$$F_2(s) = k \frac{s + \beta}{s + \alpha}, \quad (\alpha > \beta > 0) \quad (9)$$

앞섬보상기의 설계변수 k, α, β 는 다음과 같이 결정될 수 있다.

(a) 구동계 및 원소음계의 주파수응답특성을 측정하고, 관심모우드를 중심으로 협대역주파수범위에 대해 커브피팅을 함으로써, 두가지 계에 대한 (2, 1)차수의 ARMA모형을 구한다[식 (1) 참고]

(b) 설정된 과도응답특성에 따라 되먹임 제어계의 대표극점(dominant poles)을 배치하고, 대표극점이 위상조건 및 크기조건을 만족하도록 근제적에 기초하여 설계변수를 결정한다.

이같이 설계된 되먹임 제어기는 샘플시간을 고려한 이산화과정을 통해 구현될 수 있으며, 공진주파수 근처의 협대역 소음제어만을 위해서라면 이것이 효과적으로 이용될 수 있다. 그러나 광대역의 소음에 대해서도 능동제어를 효율적으로 수행하고 밀폐음향계의 환경변화에도 제어기의 성능을 유지하기 위해서는, 적응 앞먹임 제어기를 되먹임 제어기에 결합시키는 것이 바람직하다. 앞먹임 제어기의 구동에는 원소음과 깊은 상관관계를 갖는 기준신호(Fig. 3의 d)가 필요하며, 이를 위해 원소음원에 근접하여 측정된 진동, 소음신호등이 이용될 수 있다.

Fig. 3의 블럭선도로 부터 잔류소음 $e(s)$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} e(s) &= \frac{H_1(s)F_1(s)d(s)}{1-H_1(s)F_2(s)} + \frac{H_2(s)d(s)}{1-H_1(s)F_2(s)} \\ &= H_3(s)F_1(s)d(s) + \frac{H_2(s)d(s)}{1-H_1(s)F_2(s)} \end{aligned} \quad (10)$$

여기서 $H_2(s)$ 는 원소음계의 전달함수이다(Fig. 1참조). $H_3(s)$ 는 Fig. 3의 점선으로 표시된 되먹임 제어계의 전달함수로서, 다음과 같이 표현된다.

$$H_3(s) = \frac{H_1(s)}{1-H_1(s)F_2(s)} \quad (11)$$

앞먹임 제어기를 최급강하법(steepest descent method)에 기초하여 회귀적으로 적응시키면 다음의 식이 성립한다.

$$\begin{aligned} f_1(k+1) &= f_1(k) - \eta \frac{\partial e(k)^2}{\partial f_1(k)} \\ &= f_1(k) - 2\eta e(k) \hat{h}_3 * d(k) \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 f_1 는 $F_1(s)$ 의 충격응답함수 즉, FIR필터 형식의 앞먹임 제어기 계수이고 \hat{h}_3 는 $H_3(s)$ 의 FIR필터 형식 모델이다.

식 (11), 식 (12)에 의해 앞먹임 제어기를 적응시키면 \hat{h}_3 를 통해 되먹임 제어기 효과가 자동적으로 고려됨을 알 수 있으며, 이것이 본 연구에서 제안하는 혼합형구조내의 앞먹임 제어기 적응방법이다. 구동계 $H_1(s)$ 에 비해서, 되먹임 제어계는 적은 모델오차의 허용범위내에서도 낮은 차수의 FIR필터로 모델링이 가능함을 유의해야 한다. 왜냐하면 되먹임 제어계의 충격응답함수의 지속시간이 구동계에 비해 짧아지도록, 되먹임 제어기가 이미 관심 모우드의 감쇠비를 증가시켰기 때문이다. \hat{h}_3 는 식 (11)를 이용하여 관심주파수내에서 역 Fourier변환을 통해 구할 수 있으나, 전달함수 사이의 연산과정에서 모델오차의 증폭이 발생할 수 있고 되먹임 제어계의 특성변화 가능성을 고려할 때, LMS 알고리즘⁽¹¹⁾을 이용하여 실시간으로 모델링하는 것이 바람직하다. k_3 의 모델링시에 LMS알고리즘의 입력신호는 기준입력으로 이용된 랜덤신호이고, 출력신호는 되먹임 제어계만을 구동한 상태에서 측정된 마이크로폰 신호이다.

4. 실험

4.1 실험장치 및 방법

Fig. 4는 실험에 이용된 능동소음제어계를 보인 것이다. 밀폐공간은 8mm의 합판을 이용하여 137×70×50cm³ 크기의 직육면체로 구성하였다. 이에따라 1차 음향모우드와 2차 음향모우드의 공진주파수는 각각 124.0Hz와 242.8Hz이다. 직경 10cm의 2개의 스피커(삼미전자)를 각각 원소음 및 제어소음을 발생시키기 위하여 70×50cm²면에 마주보게 설치하였고 이들의 위치는 각면의 중심에서 대각방향으로 15cm 편향되게 하였다. 원소음은, 1차모우드가 주요성분이 되도록 하기 위하여, 증폭기(인켈, PA1000)를 거친 80~180Hz 범위의 랜덤신호를 스피커에 입력하여 발생시켰다.

소음측정을 위해 콘덴서 마이크로폰(한음파,

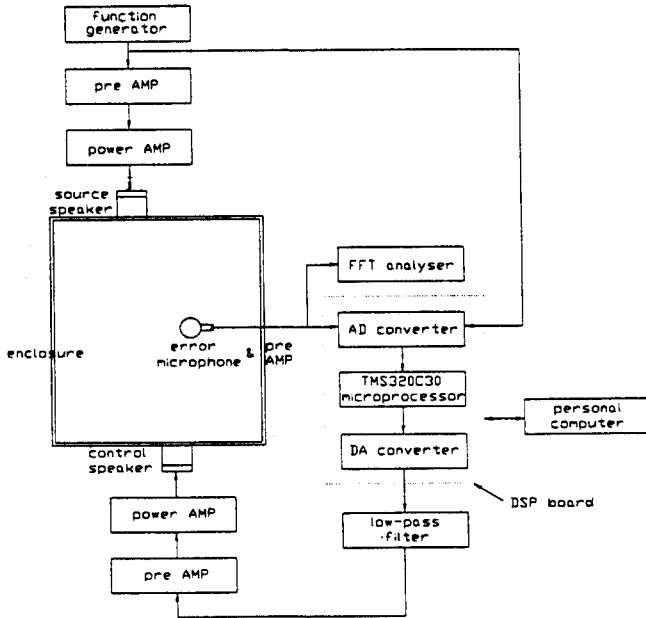


Fig. 4 Experimental setup for an active absorber of the noise fields in an enclosure

ECM)을 이용하였고 콘덴서 마이크로폰에서 문제가 되는 측정신호의 DC편차(offset) 특성은 마이크로폰 증폭기에 임피던스 조절장치를 부착시킴으로써 소거하였다. 마이크로폰은 윗면의 중심에서 각 방향으로 10cm 편향된 위치에 설치하였다. 제어기로는 AD/DA변환기가 장착된 이산신호처리장치(Loughborough, TMS320C30)를 이용하였고, AD/DA변환기의 샘플속도는 2KHz로 하였다. 앞먹임 제어기의 적용에 사용될 되먹임 제어기 모델(\hat{h}_3)과 앞먹임 제어기는 모두 차수 128의 FIR필터가 이용되었다. 이같은 샘플속도 및 필터차수는 이산신호처리장치의 연산능을 고려하여, 제어기가 원소음의 주파수대역에서 충분한 정도를 가지고 구동될 수 있도록 하기 위함이다. 제어기의 출력은 DA변환기와 저주파통과 필터에 의해 아날로그 신호로 변환되어 제어용스피커의 증폭기(인켈, PA838A)에 입력된다. 소음의 주파수대역에서 저주파통과 필터특성의 균질성이 보장되도록 하기 위하여, 저주파통과 필터는 차단주파수가 500Hz이고 차수는 3차의 형태로 제작하였다. FFT 분석기(HP 3563A)는 능동소음제어효과를 평가하기 위하여 사용되었다.

4.2 실험결과

Fig. 5(A)는 되먹임 제어기를 설계하기 위해 측정된 구동계의 전달함수와 이를 ARMA 모델로 커브

핏팅한 결과이다. 추출된 모델인자는 Table 1과 같다. 124.0Hz 음향모우드를 제외한 Side Peak는 벽면진동과 스피커특성에 의해 유발된 것이다. 되먹임 제어기는 전체 되먹임 제어계(h_3)의 감쇠비가 증가 되도록 앞섬제어기로 설계하였다(Table 1 참고). Fig. 5(B)는 측정된 되먹임 제어계의 전달함수를 보인 것으로서, 되먹임 제어기의 설계사양과 일치하고 있음을 알 수 있다.

구동계와 되먹임 제어계는 각각 LMS 알고리즘을 이용하여 실시간으로 모델링되었으며, Fig. 5(C), (D)는 이들에 대한 128차수의 FIR필터를 보인 것이다. 5%오차 정착시간(3.0/감쇠)에 기초하여 충격응답함수의 지속시간을 산정할 경우, 구동계의 충격응답함수의 지속시간은 0.47초이므로, 구동계 모델에 필요한 FIR필터 차수는 940이다(Table 1 참고). 따라서 Fig. 5(C)의 구동계 FIR필터에는 상당한 모델오차가 내포되어 있을 것으로 예측되며, 실제로 구동계 출력에 대한 모델오차의 분산비($\frac{\sigma_{error}^2}{\sigma_{output}^2}$)는 0.25이상이었다. 같은 방법으로 산출할 경우, 되먹임 제어계 모델에 필요한 필터차수는 149이지만, 128 FIR필터로도 되먹임 제어계 출력에 대한 모델오차의 분산비가 0.012이내에 유지되도록 모델링이 가능하였다. Fig. 5(E)는 모델링시에 측정된 되먹임 제어계의 출력과 모델오차를 보인 것이다.

Fig. 6의 (A)선은 능동소음제어기를 구동하지 않은 상태에서 측정된 원소음계 전달함수를 보인 것이다. Fig. 6의 (B)선은 되먹임 제어기만을 구동한 경우의 소음제어결과, 즉 원소음기준신호와 마이크로폰신호 사이의 전달함수 (Fig. 3의 $\frac{e}{d}$)로서 소음제어를 안한 경우에 비해 124.0Hz 모우드의 크기가 15dB 감소하였음을 알 수 있다. 본 연구에서 사용된 되먹임 제어기의 주된 목적은 되먹임 제어계가 비교적 낮은 차수의 FIR필터로 모델링이 가능하도록 함에 있으며, 되먹임 제어기에 의한 소음제어기능은 부차적임을 유의해야 한다(Fig. 5(C), (D) 참고).

Fig. 6의 (C)선은 되먹임 제어기와 앞먹임 제어기가 결합된 능동소음제어계의 실험결과를 보인 것이다. 124.0Hz 모우드가 25dB이상 감소되었고, 원소음의 전 주파수대역(80~180Hz)에 걸쳐 전달함수의 크기가 비교적 일정해졌음을 알 수 있다. 80~100Hz에서는 오히려 소음제어의 악영향이 나타나고 있다. 이것은 저주파에서의 스피커 비선형성으로 유발된 되먹임 제어계의 모델오차가 앞먹임 제어기의 적용시에 악영향을 주었기 때문으로 시료된다. 참고로

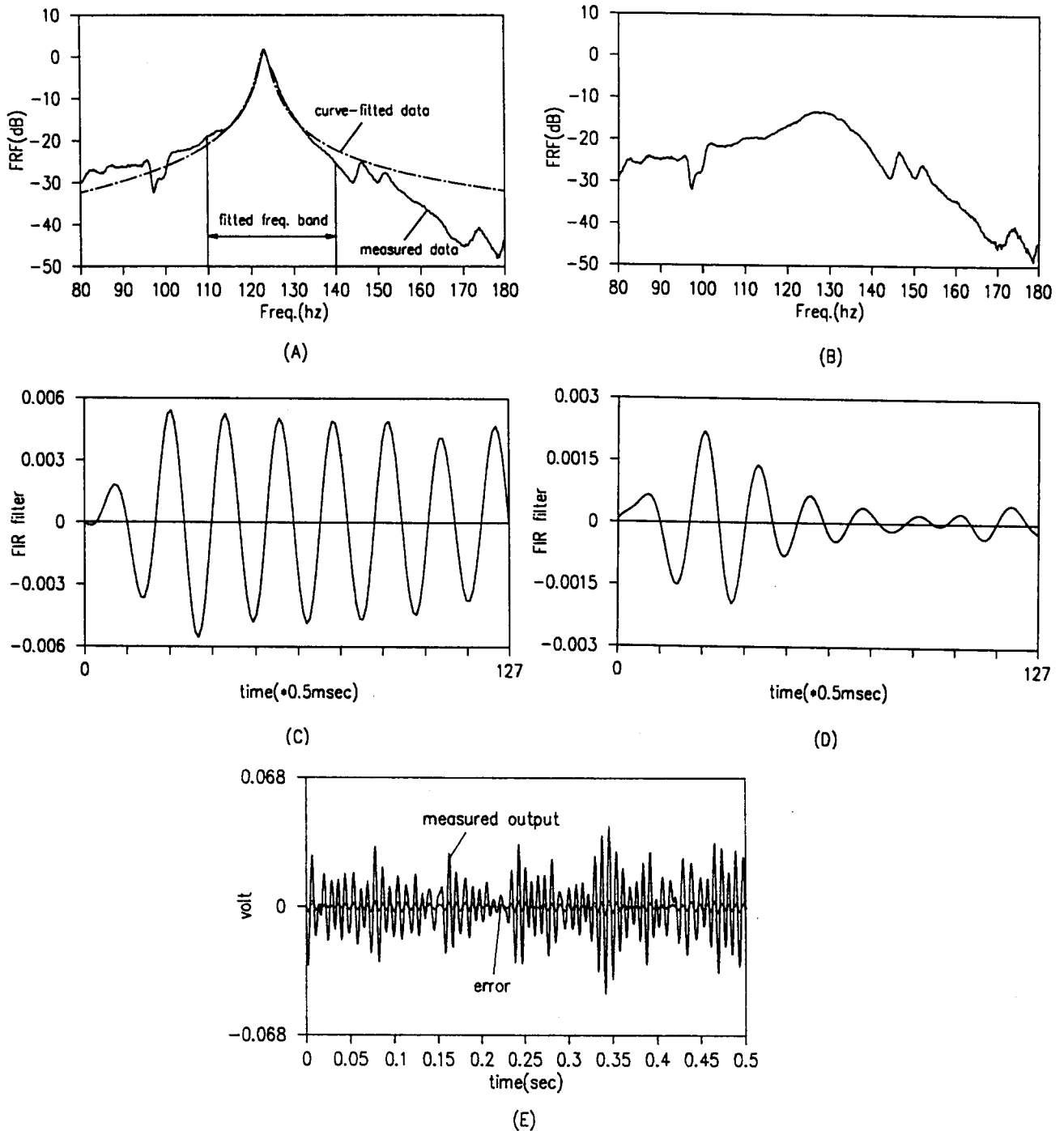


Fig. 5 Response characteristics of the actuator and the feedback control system

본 실험에서 사용된 스피커증폭기의 추천 가용주파수대역은 100Hz 이상이다. Fig. 7(A~C)는 능동소음 제어효과를 측정된 마이크로폰신호로 도시한 것이다. 80~100Hz에서의 소음제어 악영향은, 이주파수대역의 소음신호크기가 측정잡음 수준정도로 작기

때문에, 소음제어의 전체효과에는 그다지 영향을 주지 않음을 Fig. 7(C)로 부터 알 수 있다.

Fig. 8은 앞먹임 제어기의 적응과정을 보인 것이다. Fig. 8(B), (C), (D)선은 각각 앞먹임 제어기의 적응시작 직후, 2분 경과후, 30분 경과후의 능동소음

Table 1 Design paramters of the feedback controller

	Poles	Zeros	Gain
Actuator(H_1)	$-6.38 \pm j779.23$	-241.05	-14.90
primary Plant(H_2)	$-4.67 \pm j779.23$	267.53	7.53
Closed-loop System(H_3)	$-40.18 \pm j785.40$ -280.12	-241.05 -279.82	-14.90
Feedback Controller(F_2)	-279.82	-203.17	-4.56

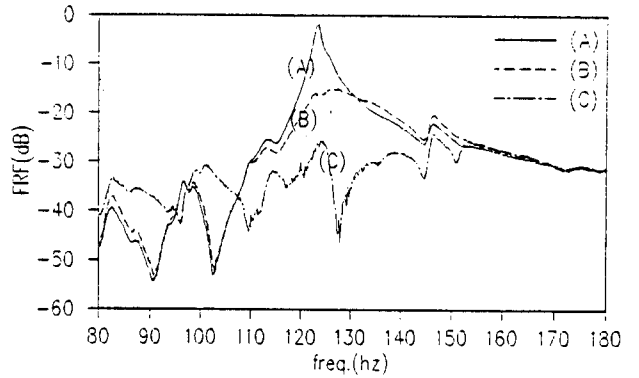


Fig. 6 Experimental results for an active absorber of the noise fields in an enclosure

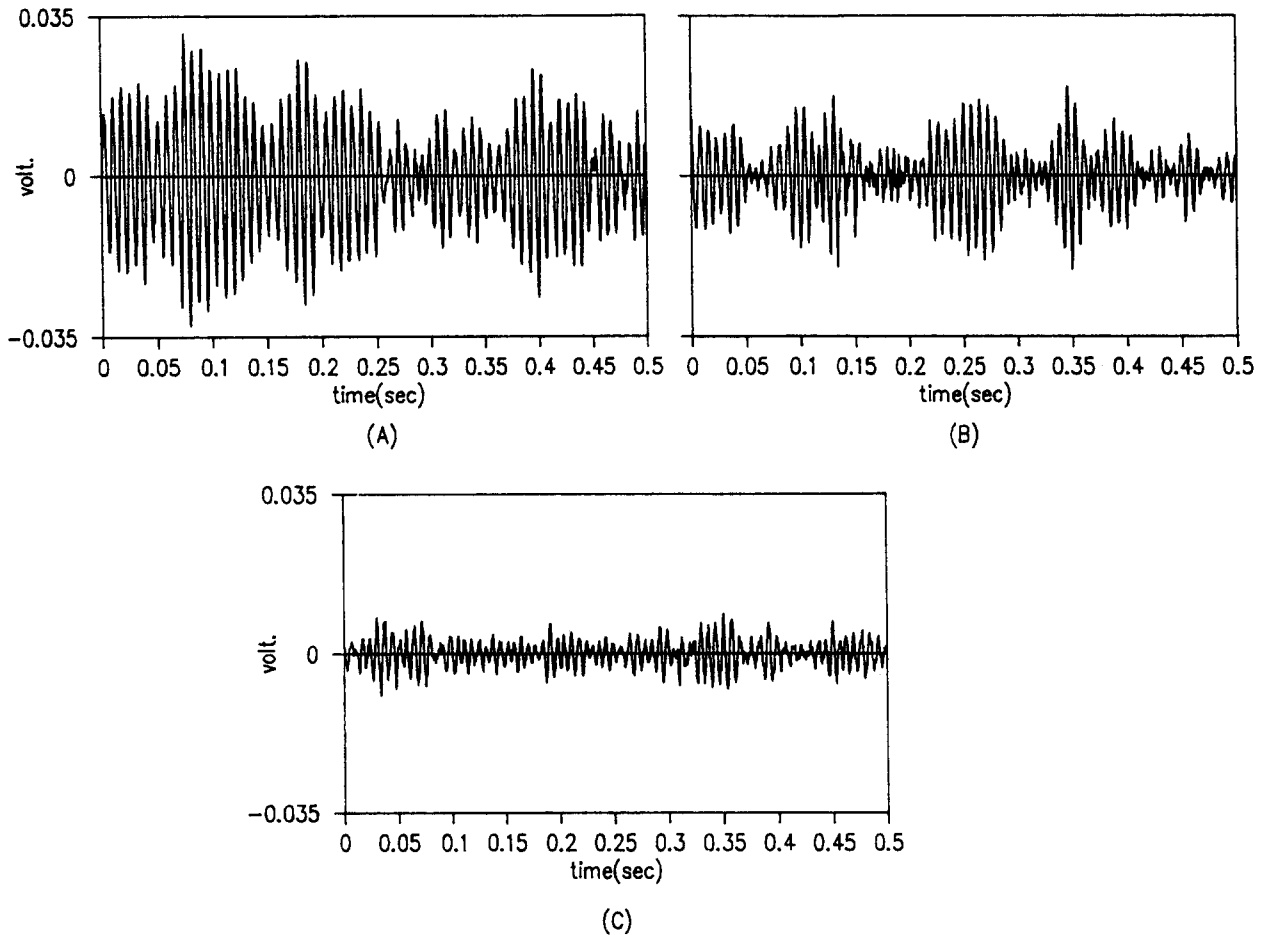


Fig. 7 Microphone signal for an active absorber of the noise fields in an enclosure

제어 결과이다. 수렴계수 크기의 증가로 제어기의 수렴시간을 줄일 수 있으나, 앞먹임 제어기의 강인성을 약화시킬 우려가 있으므로, 제어기수렴에는 대략 5분정도 소요되도록 하였다. 끝으로 앞먹임 제어

기만으로 이루어진 능동소음제어계 (Fig. 2 참고)는 구동계의 모델오차로 인해 쉽게 불안정해져서 적용이 불가하였다.

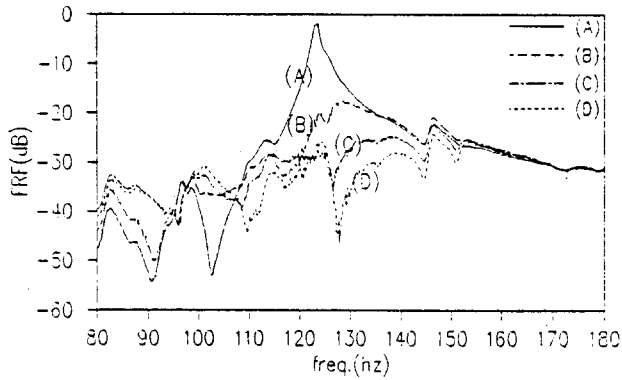


Fig. 8 Experimental results obtained during the adaptation of the feedforward controller

5. 결 론

본 연구에서는 밀폐공간내의 능동소음제어에 효율적으로 적용될 수 있는 제어기 설계기법을 제안하였다. 직육면체 공간내의 1차모우드 음장에 대해 능동 제어 실험을 수행해 본 결과, 다음의 결론을 얻었다.

(1) 되먹임 제어기만으로도 밀폐공간내의 소음에 대해 제한적인 제어성능을 얻을 수 있으나, 적응 앞먹임제어를 결합시킨 능동소음제어계를 이용하면 밀폐소음제어에 보다 효과적이다.

(2) 되먹임 제어기에 의한 밀폐음향계의 감쇠비증가는, 앞먹임 제어기의 적응시에 필요한 FIR필터형식 모델의 오차를 줄여줌으로써, 앞먹임 제어기의 수렴을 지원한다.

(3) 제안된 능동소음제어계의 구조 및 제어기 적용기법을 이용하면 되먹임 제어계의 결합효과가 자동적으로 고려되어 앞먹임 제어기의 수렴이 가능하게 된다.

참 고 문 헌

(1) I.C.Sterns, K.K.Ahuja, 1991, "Recent Advances in Active Noise Control," AIAA Journal, Vol. 29(27), pp. 10589~1067.
 (2) M.A. Swinbanks, 1973, "The Active Control of Sound Propagation in Long Ducts," Journal of Sound and Vibration, Vol. 27(3), pp. 411~436.
 (3) 이종식, 1990, "공조관용 능동소음제어기 개발," 한국소음진동공학회 추계학술대회, pp. 47~50.

(4) In-Soo Kim, Kwang-Joon Kim, 1994, "Active Control of Cross Mode Waves in Rectangular Ducts," Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 8(1), pp. 93~107.

(5) 오상현, 김양한, 1994, "반사파가 있는 관내의 능동소음제어," 한국소음진동공학회지, 제 4 권 2 호, pp. 187~198.

(6) J. Burgess, 1981, "Active Adaptive Sound Control in a Duct : A Computer Simulation," Journal of Acoustical Society of America, Vol. 70(3), pp. 715~725.

(7) L.J.Eriksson, M.C.Allie and R.A. Greiner, 1987, "The Selection and Application of an IIR Adaptive Filter for Use in Active Sound Attenuation," IEEE Transaction on Acoustics, Speech and Signal Processing, Vol. ASSP-35, pp. 433~437.

(8) A. Roure, 1985, "Self Adaptive Broadband Active Sound Control System," Journal of Sound and Vibration, Vol. 101(3), pp. 429~441.

(9) In-Soo Kim, Hee-Seung Na, Kwang-Joon Kim and Youngjin Park, 1994, "Constraint Filtered-X and Filtered-U Least Mean Square Algorithms for the Active Control of Noise in Ducts," Journal of Acoustical Society of America, Vol. 95(6), pp. 3379~3389.

(10) S.J.Elliott, I.M.Shothers and P.A.Nelson, 1987, "A Multiple Error LMS Algorithm and its Application to the Active Control of Sound and Vibration," IEEE Transaction on the Acoustics, Speech, and Signal Processing, Vol. ASSP-35(10), pp. 1423~1434.

(11) S.D. Snyder, C.H. Hansen, 1990, "The Influence of Transducer Transfer Functions and Acoustic Time Delays on the Implementation of the LMS Algorithm in Active Noise Control Systems," Journal of Sound and Vibration, Vol. 141(3), pp. 409~424.

(12) J.L. Dohner, R. Shoureshi, 1989, "Modal Control of Acoustic Plants," ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, Vol. 111, pp. 326~330.

(13) J.Piriaux, B.Nayroles, 1980, "A Theoretical Model for Active Noise Attenuation in Three-Dimensional Spaces," Proceedings of Inter-Noise, Miami, pp. 703~706.

(14) C.G. Mollo, R.J. Bernard, 1987, "A Generalized Method for Optimization of Active Noise

Controllers in Three-Dimensional Spaces," AIAA Aeroacoustics Conference, California, pp. 1~9.

(15) P.A. Nelson, A.R.D. Curtis, S.J. Elliott and A. J. Bullmore, 1987, "The Active Minimization of Harmonic Enclosed Sound Fields, Part I : Theory," Journal of Sound and Vibration, Vol. 117(1), pp. 1~13.

(16) S.J. Elliot, A.R.D. Curtis, A.J. Bullmore and P.A. Nelson, 1987, "The Active minimization of

Harmonic Enclosed Sound Fields, Part III : Experimental Verification," Journal of Sound and Vibration, Vol. 117(1), pp. 35~58.

(17) A.D. Pierce, 1981, Acoustics: An Introduction to its Physical Properties and Applications, McGraw-Hill.

(18) P.A. Nelson, S.J. Elliott, 1991, Active Control of Sound, Academic Press.