

< 논 문 >

헤드셋을 이용한 승용차 실내 저소음 영역의 생성

Formation of the Quiet Zone in an Automobile using Headset

이 철* · 김인수** · 홍석윤***

Lee Chul, Kim In-Soo and Hong Suk-Yoon

(1996년 12월 18일 접수 ; 1997년 3월 10일 심사완료)

Key Words : 헤드셋 (Headset), 저소음영역 (Quiet Zone), 최적제어 (Optimal Control), 조정기 (Regulator), 칼만필터 (Kalman Filter), 능동소음제어 (Active Noise Control), 근접음장 (Acoustic Near-Field)

ABSTRACT

This paper presents active noise control method to form the near-field quiet zone for passengers in an automobile. The actuator model including interior acoustic plant, speaker and amplifier is experimentally identified in forms of auto-regressive and moving average by means of least mean square algorithm. The digital controller is composed of the regulator and Kalman filter to be designed based on LQG (linear quadratic gaussian). If the actuator model is prefiltered with digital filter to be properly designed for concentrating control performance index on the frequency band of primary noise source, LQG design approach can be effectively applied for the design of headset controller. Experimental results demonstrate that near-field quiet zone showing about 10dB noise reduction at microphone position can be formed using the headset located at passenger seat.

1. 서 론

능동소음제어 방법은, 음속이 전기 신호의 전달속도보다 상대적으로 느린 것을 이용하여, 신호처리에 의해 원소음과 위상이 반대인 제어음을 만들어 내어 원소음을 상쇄시키는 방법이다^(1,2). 이 방법은 통상 흡음재를 사용하는 수동적 소음제어가 비 효율적이 되는 수백 Hz 이하의 저주파 대역 소음제어에 유용하다. 원소음에 관련된 기준(reference) 신호의 취득이 가능한 경우에는 능동소음 제어기 형식으로 적응 앞먹임 제어방식⁽³⁾이 효율적으로 이용될 수 있다. 반면에 원소음원의 규명이 용이하지 않거나 그 수가 많은 경우에는 제어기 형식으로 되먹임제어방식⁽⁴⁾이 이용될 수 있으며 이때에는 제어기의 안정도 유지에

유의하여야 한다⁽⁵⁾. 최근에는 앞먹임제어와 되먹임제어를 합성한 제어방식이 응용된 경우도 발표되고 있다^(6,7). Hull⁽⁸⁾ 등은 극 배치 방식에 의해 설계된 되먹임제어기가 1차원 덕트내의 단일 위치나 일정영역에서만이 아닌 광역적 위치에서의 소음 제어에 이용될 수 있음을 보였고, Shoureshi⁽⁹⁾는 3차원 공간에서 이를 수행하였다.

능동소음제어 분야 중에서 근접 저소음영역(near-field quiet zone)을 국부적으로 형성시켜 외부 소음으로부터 인간을 보호하는 연구는 오랜 연구의 대상이 되어왔다⁽¹⁰⁻¹³⁾. Carme⁽¹⁴⁾과 Wheeler⁽¹⁵⁾는 헤드셋(headset)에 의해 저소음 영역을 형성하는 경우에, 제어기 이득(gain)을 크게 함과 동시에 고주파 대역에서 위상지연이 크게되지 않도록 극점배치기법을 이용하여 설계된 아날로그 위상 보상기에 의해 소음 제어효과를 높일 수 있음을 보였다.

본 연구에서는 승차감을 향상시키기 위하여, 승용차 승객의 귀와 근접한 영역에 저소음 영역을 형성시키는 방법을 소개하기로 한다. 엔진부밍(engine

*금오공과대학교 정밀기계공학과

**정회원, 금오공과대학교 정밀기계공학과

***정회원, 서울대학교 공과대학 조선해양공학과

booming), 주행소음등 다양한 소음원으로 부터 발생된 자동차 실내의 소음은 되먹임제어방식으로 구동되는 헤드셋에 의해 능동제어 된다. 자동차 실내 음향계 및 스피커등을 포함하는 구동부는 최소자승 오차법에 의해 실험적으로 모델링되며, 이에 기초하여 관측기 및 조정기로 구성되는 이산 제어기가 설계된다. 최적이론에 기초하여 능동소음제어기 설계 과정을 효율적이고 체계적으로 수행하기 위하여, 본 연구에서는 구동부의 위상특성을 보정하고 제어대상의 소음주파수 대역에 대해 제어기의 목표성능지수에 가중치를 주는 기법을 제안한다. 끝으로 엔진부밍 등에 의한 실차내의 소음에 제안된 설계기법을 적용하여 봄으로써, 제안된 방법의 유용성을 검증하기로 한다.

2. 근접 저소음영역에 대한 이론적 해석

Nelson, Elliott⁽⁶⁾은 스피커와 마이크로폰 사이의 거리 r_0 가 작을 경우에 대하여 능동소음제어계에 대한 통계적 음향 모델에 기초하여 저소음 영역의 크기를 예측 하였다. Fig. 1에 보여진 바와 같이, 마이크로폰 위치 x_0 로부터 Δx 떨어진 위치에서의 음압 $p(x_0 + \Delta x)$ 은 다음과 같이 표현 될 수 있다.

$$p(x_0 + \Delta x) \approx p_p(x_0 + \Delta x) + Z(x_0 + \Delta x | y_s) q_s \quad (1)$$

여기서 $p_p(x_0 + \Delta x)$ 는 원소음원에 의한 $x_0 + \Delta x$ 위치에서의 음압이고, $Z(x_0 + \Delta x | y_s)$ 는 y_s 위치에 설치된 음장강도 q_s 의 스피커와 $x_0 + \Delta x$ 사이의 음향 전달 임피던스(acoustic transfer impedance)이다. x_0 에서 원소음을 상쇄시키기 위한 스피커의 음장강도 q_s 는 다음과 같다.

$$q_s = -\frac{Z(x_0 | y_p) q_p}{Z(x_0 | y_s)} = -\frac{p_p(x_0)}{Z(x_0 | y_s)} \quad (2)$$

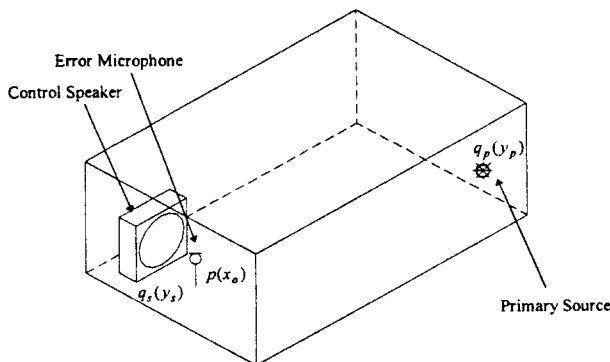


Fig. 1 Schematic diagram of local active noise control

공간상에서의 음향 반사성분을 무시할 수 있는 경우, 마이크로폰에 근접된 영역, 즉 $\kappa |\Delta x| \ll 1$, $\kappa = \frac{\omega}{c}$ (c 는 음속, ω 는 음의 주파수)에 대해서는 원소음원에 의한 음장이 균일하다고 가정할 수 있다.

$$\langle P_p(x_0 + \Delta x) \rangle \approx \langle P_p(x_0) \rangle \quad (3)$$

여기서 $\langle \cdot \rangle$ 는 통계적 기대값 연산자이다. 스피커의 크기가 무한히 작은 경우 통계적 음향 모델에 기초하여 식 (1)~(3)을 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{\langle |p(x_0 + \Delta x)|^2 \rangle}{\langle |p_p(x_0)|^2 \rangle} = \left| \frac{\rho c}{Z(r_0)} \right|^2 (\kappa \Delta x)^2 \quad (4)$$

여기서 $r_0 = |x_0 - y_s|$ 이고 ρ 는 매질밀도이다. $Z(r_0)$ 는 다음과 같이 주어지는 마이크로폰위치에서의 제어음원에 의한 음향임피던스이다.

$$Z(r_0) = \rho c \left(\frac{jk r_0}{1 + jk r_0} \right) \quad (5)$$

식 (4), (5)로 부터 마이크로폰에서 Δx 거리의 평균 음압의 크기를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{\langle |p(x_0 + \Delta x)|^2 \rangle}{\langle |p_p(x_0)|^2 \rangle} = [1 + (\kappa r_0)^2] \left(\frac{\Delta x}{r_0} \right)^2 \quad (6)$$

윗식으로 부터, 다음의 두 경우에 대하여 음압의 평균 자승치가 ϵ 배 이하로 줄어드는 저소음영역의 크기를 마이크로폰 위치를 중심으로 한 직경 d 의 구로 표현할 수 있음을 알 수 있다.

$$d = 2r_0 \sqrt{\epsilon}, \quad (\kappa r_0)^2 \ll 1 \quad (7-a)$$

$$d = \frac{2c \sqrt{\epsilon}}{\omega}, \quad (\kappa r_0)^2 \gg 1 \quad (7-b)$$

3. 헤드셋의 설계

3.1 헤드셋의 작용원리

Fig.2는 승용차 승객의 귀와 근접된 영역에 저소음 영역을 형성시키기 위하여 설치된 헤드셋을 보인

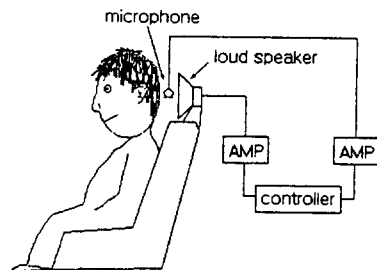


Fig. 2 Schematic diagram of headset

것이다. 이것은 마이크론 및 스피커, 이를 구동하기 위한 증폭기 및 제어기로 구성된다. 승용차의 주위환경으로 부터 발생된 실내의 원소음은 마이크론에 의해 증폭, 측정되고 제어기에 의해 구동신호로 변형된 후 증폭기를 거쳐 스피커에 입력됨으로써 제어음이 발생된다. 이것이 원소음과 상쇄간섭을 일으킴으로써 마이크론 근접구간에 저소음영역을 형성시켜 승객에 전달되는 소음을 줄일 수 있게 된다. 이상의 헤드셋 작용 원리를 블럭선도로 정리하면 Fig.3과 같으며, 마이크론 위치에서의 잔류 소음 신호 $E(s)$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$E(s) = L(s)D(s) - G(s)C(s)E(s) \quad (8)$$

여기서 $D(s)$ 는 원소음신호, $L(s)$ 는 원소음원에서 마이크론 위치까지의 전달 함수, $G(s)$ 는 제어기의 전달함수, $C(s)$ 는 마이크론, 증폭기, 스피커 및 스피커와 마이크론 사이의 음향전달특성 등을 포함한 구동부의 전달함수이다. 식 (8)를 정리하면 다음과 같다.

$$E(s) = \frac{L(s)D(s)}{1+G(s)C(s)} \quad (9)$$

따라서 파워스펙트럼(power spectrum) $S_{dd}(\omega)$ 의 원소음에 대하여 되먹임회환(feedback loop)이 있는 경우에, 마이크론 위치에서의 잔류소음의 $S_{ee}(\omega)$ 는 다음과 같다.

$$S_{ee}(\omega) = S_{dd}(\omega) \left[\frac{|L(j\omega)|^2}{|1+G(j\omega)C(j\omega)|^2} \right] \quad (10)$$

윗식으로 부터 주파수 ω 의 잔류소음을 최소화하기 위해서는 $|1+G(j\omega)C(j\omega)|^2$ 을 최대로 하여야 함을 알 수 있다. 전달함수 $G(j\omega)C(j\omega)$ 를 크기 $K(\omega)$ 및 위상 $\phi(\omega)$ 로 표현하여 $(Gj\omega)C(j\omega) = K(\omega)e^{-j\phi(\omega)}$, 윗식의 분모항을 정리하면 다음과 같다.

$$|1+G(j\omega)C(j\omega)|^2 = 1+K(\omega)^2+2K(\omega)\cos\phi(\omega) \quad (11)$$

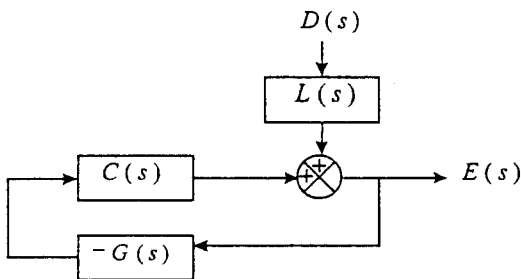


Fig. 3 Block diagram of headset

식 (10), (11)에서 알 수 있는 바와 같이, 잔류소음을 최소화하기 위해서는 주어진 구동부의 전달함수 $C(j\omega)$ (스피커, 마이크론, 증폭기, 및 음향계 특성)에 대해 되먹임제어계의 개루프(open loop)이득 $K(\omega)$ 를 가능한 크게 하여야 하며, 또한 위상 $\phi(\omega)$ 가 0 또는 2π 의 정수배 주위로 유지될 수 있도록 제어기를 $G(j\omega)$ 를 설계하여야 한다. 또한 $K(\omega)$ 이 충분히 크게 설정될 수 있는 주파수에서는 위상 $\phi(\omega)$ 는 그다지 중요치 않으나, 위상의 범위가 $-\frac{\pi}{2}+2l\pi \leq \phi(\omega) \leq \frac{\pi}{2}+2l\pi$ (l 은 정수)이 유지됨이 소음제어 성능면에서 바람직함을 알 수 있다.

3.2 헤드셋의 제어기 설계기법

앞절에서 언급된 바와 같이, 마이크론 위치에서의 잔류소음신호를 최소화하기 위해서는 개루프의 이득이 크고 위상이 적절한 범위내에 유지될 수 있도록 되먹임 제어기 $G(s)$ 를 설계하여야 한다. 이같은 제어기의 요구 사항은 실제로는 다음의 두 가지 이유로 인하여 제약을 받게 된다. 첫째로는 인과성 즉, 입력에 앞서는 출력을 발생시키는 제어기는 불가능하므로 인하여 임의의 위상 조정은 불가능하다. 둘째로는 되먹임제어계의 안정성 문제이다. 나이퀴스트(Nyquist)안정도 판별기준에 이하면, (-)되먹임 제어시에 전체 개루프의 전달 함수에 대한 극좌표선도(polar plot)는 (-1, 0j)점을 감싸지 않아야 되먹임제어계가 안정하게 된다. 즉 개루프전달함수 $G(j\omega)C(j\omega)$ 의 위상 지연이 π 가 되는 주파수에서는 이득의 크기가 1이하가 되어야 한다.

헤드셋의 구성 시에 필요한 구동부 $G(j\omega)$ 의 이상적 동특성으로는 구동부의 이득 및 위상 지연이 전 주파수 대역에 걸쳐 일정함이 바람직하다. 그러나 제어기 설계자는 이같은 이상적 동특성을 갖춘 구동부와는 별개로, 제어 성능에 상당한 제한을 가하게 되는 구동부를 현실적으로 선정할 수 밖에 없다. 구동부 전달 함수에는 스피커, 마이크론, 증폭기 및 스피커에서 마이크론 사이의 음향전달경로 특성이 포함된다. 스피커 및 파워 증폭기는 주파수가 증가함에 따라 연속적으로 위상 지연이 커지게 되며, 저주파 대역(70 Hz이하)에서는 이득 및 위상 변동이 비선형적이다. 또한 음향전달경로에 기인하는 위상 지연도 주파수 증가에 따라 비례적이다. 또한 음향 전달경로에 기인하는 위상지연도 주파수 증가에 따라 비례적으로 증가된다. 마이크론만이 위상 지연 및 이득이 능동소음제어가 효과적인 전주파수 대역(통상 500 Hz 이하)상에서 비교적 일정하다. 이같은

제약 조건하에서 설계자는 되먹임제어계가 안정될 수 있는 범위에서 소음 제어의 관심주파수대역을 설정하고, 설정된 주파수 범위 내에서 최적의 소음 제어효과를 얻을 수 있는 제어기를 설계하여야 한다.

본 연구에서는 이산 구동부 모델에 기초하여 2차 선형 최적제어기법⁽¹⁷⁾(LQG, linear quadratic gaussian)을 이용하여 제어기를 설계하기로 한다. 구동부의 모델을 확률 선형계(stochastic linear system)로 가정하여 상태공간형식으로 표현하면 다음과 같다.

$$X(k+1) = AX(k) + B_1u(k) + B_2\xi(k) \quad (12)$$

$$y(k) = CX(k) + \theta(k) \quad (13)$$

여기서 A , B_1 , C 는 구동부 시스템 행렬, B_2 는 외란부의 입력벡터, X 는 상태벡터, y 는 출력이다. $u(k)$ 는 제어 입력, $\xi(k)$ 는 외란으로서 $\langle \xi^2(k) \rangle = \sigma^2$ 인 랜덤 신호(random noise), $\theta(k)$ 는 출력 측정 시에 유입되는 센서잡음으로서 $\langle E[\theta^2(k)] \rangle = \Theta$ 인 랜덤신호로 가정한다. 제어효과 및 제어에 소요되는 에너지 $J = \langle X^T(k)QX(k) + Ru^2(k) \rangle$ 를 최소화하는 조정기(regulator)의 제어법칙은 다음과 같다.

$$u(k) = -MX(k) \quad (14)$$

조정기의 이득 M 는 다음의 리카티(Riccati)방정식을 이용하여 구한다.

$$M = (R + B_1^T P B_1)^{-1} B_1^T P A \quad (15-a)$$

$$P - A^T P A + A^T P B_1 (R + B_1^T P B_1)^{-1} B_1^T P A - Q = 0 \quad (15-b)$$

상태변수 $X(k)$ 를 직접 측정하는 것은 불가하므로, 식 (14)의 $X(k)$ 는 다음과 같이 제어입력 $u(k)$ 및 측정출력 $y(k)$ 를 입력신호로 사용하는 관측기(observer)를 사용하여 관측된 $\hat{X}(k)$ 로 대체된다.

$$\hat{X}(k+1) = A\hat{X}(k) + B_1u(k) + K\{y(k) - C\hat{X}(k)\} \quad (16)$$

관측오차의 분산 $J_e = E\{[X(k) - \hat{X}(k) - \bar{X}(k)]^T\}$ 를 최소화하는 칼만필터(Kalman filter)에 관한 다음의 방정식을 이용하여 관측기 이득 K 는 결정된다.

$$K = APC^T(\Theta + CPC^T)^{-1} \quad (17-a)$$

$$P - APA^T + APC^T(\Theta + CPC^T)^{-1}CPA^T - B_2\Xi B_2^T = 0 \quad (17-b)$$

Fig.4는 식 (14), (16)으로 표현된 되먹임 제어계를 블록선도로 표시한 것이며, 되먹임제어기 $G(z)$ 를 측정출력 $y(z)$ 와 제어출력 $u(z)$ 사이의 이산전달함수(pulse transfer function)로 표현하면 다음과 같다.

$$G(z) = \frac{u(z)}{-y(z)} = M(zI - A + KC + B_1M)^{-1}K \quad (18)$$

여기서, z 는 이산변환(z -transform) 변수이다.

선형 최적기법을 이용하여 제어기를 설계할 경우에 설계자는 목표성능함수와 관련된 가중행렬, 외란 및 센서잡음의 분산값을 시행착오적으로 적절히 설정하여야 하나, 제어기의 성능이 주파수대역별로 차

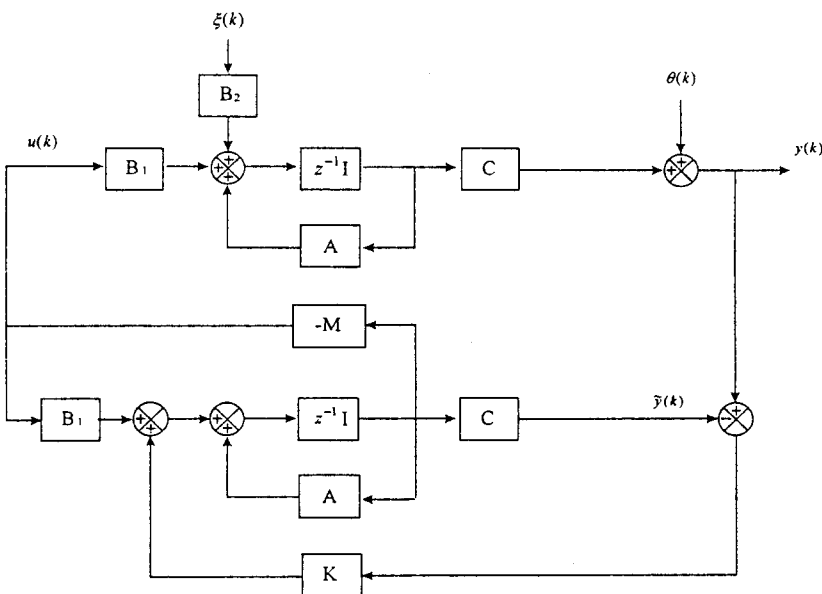


Fig. 4 Observed state feedback control system for headset

이를 갖도록 가중치를 주는 것은 불가하다. 이에 따라 능동소음제어가 실질적으로 적용될 특정의 주파수 대역에 대해 초점을 맞추어 제어기의 성능을 극대화하는 것이 어렵다. 이같은 문제점을 해결하기 위하여, 본 연구에서는 제어기 설계단계에서 주파수 대역별로 제어기의 성능을 달리하도록 하는 방안을 제시하고자 한다. 첫째로 주파수 대역별 제어기의 성능함수 형상을 결정하고, 결정된 성능함수와 동일한 주파수 특성을 갖는 이산필터를 설계한다. 이러한 목적하의 이산필터로는 다음과 같은 차수(2, 2)의 공액복소수 극점과 영점을 갖는 필터가 사용될 수 있다.

$$F_1(z) = \frac{\kappa_1(z-z_1)(z-z_1^*)}{z-p_1(z-p_1^*)} \quad (19)$$

이들 κ_1 및 극점 p_1, p_1^* 는 성능함수의 크기가 최대가 되는 주파수 및 그곳에서의 크기로 부터 결정될 수 있으며, 영점 z_1, z_1^* 는 제어대상이 아닌 고주파 대역에 대해 과도한 위상지연이 발생하지 않도록 영점을 배치함으로써 결정될 수 있다⁽¹⁸⁾. 아울러 이산제어시에 문제되는 앨리어싱(aliasing)문제를 해결하기 위하여 샘플주파수를 고려하여 반-앨리어싱 필터(anti-aliasing filter) $F_2(z)$ 를 설계한다. 스피커, 파워 증폭기, $F_1(z), F_2(z)$ 에 의해 필터링(prefiltering)함으로써 다음과 같은 설계대상의 구동부를 얻을 수 있다.

$$C'(z) = F_1(z)F_2(z)C(z) \quad (20)$$

그리고 변경된 구동부 $C'(z)$ 에 최적제어기법을 적용함으로써 능동소음제어에 적합한 제어기 설계가 가능해진다. 칼만필터 설계 시에 요구되는 외란부의 전달함수는 $C'(z)$ 와 동일한 것으로 가정한다 [식 (12)의 $B_1=B_2$]. 이는 자동차와 같이 원소음원이 다양한 경우에는 외란계가 확정적으로 정해질 수 없으나, 실내공간의 음향모우드특성을 구동부와 외란부가 본래 공유하고 있기 때문이며, 외란부를 $C'(z)$ 와 동일시 함으로써 $F_1(z), F_2(z)$ 에 의해 필터링된 랜덤신호를 제어대상이 원소음성분으로 간주할 수 있게 되기 때문이다. 이상의 제안된 능동 소음제어기의 설계과정을 정리하면 다음과 같다.

(1) 능동 소음제어 대상이 되는 주파수 대역에서 이득이 크고, 비교적 위상 지연이 적은 스피커 및 파워증폭기를 선정한다. 제어대상의 주파수 범위 내에서 식 (7-a)로 부터 예측되는 저소음영역의 크기를 고려하여, 스피커와 마이크로폰 사이의 간격을 정한다.

(2) 원소음이 제거된 상황에서 구동부만을 작동시켜 측정된 입출력 신호를 이용하여 모델오차가 최소가 되도록 최소자승오차법을 이용하여 ARMA (autoregressive & moving average)형식의 구동부 모델을 구한다.

(3) 원소음의 파워스펙트럼을 측정하여 이를 참고로 제어기의 목표성능함수의 형상을 설정하고 이에 적합한 2차의 이산필터를 설계한다. 또한 샘플주파수를 고려하여 반-앨리어싱 필터를 설계한다. 이들과 (2)에서 모델링된 구동부 전달함수를 통합하여 상태공간 모델을 구하고 이것에 최적제어기법을 적용하여 능동소음제어기를 설계한다.

4. 능동소음제어 실험결과 및 토의

Fig. 5는 헤드셋에 의한 자동차 실내소음의 능동제어를 수행하기 위하여 구성된 실험장치를 보인 것이다. 마이크로폰 및 스피커는 승용차의 좌석 상단에 설치하였다. 스피커로는 직경140 mm의 원형스피커(Sony, 25W)가 사용되었고, 증폭기로는 저주파 대역에서 이득 및 위상이 비교적 일정한 증폭기(B & K, 2706)를 선정했다. 마이크로폰으로는 콘덴서 마이크로폰(한음파, ECM101)에 DC편차(offset)제거장치를 부착해 사용하였으며, AD/DA변환기의 가용전압범위를 고려하여 측정된 소음신호 및 제어기 출력신호는 신호증폭기를 통과하도록 하였다. 마이크로폰과 스피커 중앙사이의 간격은 45mm로 하였다. 제어대상의 원소음 주파수대역은 엔진의 회전속도를 고려하여 70~250 Hz로 설정하였으며, 이에따라 제어기의 성능함수와 관련된 이산필터 $F_1(z)$ 는 Fig. 6에 표현된 주파수 특성을 갖도록 설계하였다. 반-앨리어싱 필터 $F_2(z)$ 는 차단주파수(cutoff frequency)를 1 kHz로 하여 2차의 체비셰프 II형(Chebyshev type II)으로 설계하였다⁽¹⁹⁾. 구동부의 전달함수 $C(z)$ 를 실험적으로 구하기 위해, 자동차를 정지시킨 상태에서 파워증폭기에 랜덤신호를 입력한 후, 소음신호를 측정하여 최소자승오차법에 기준하여 차수(12, 11)의 ARMA형식의 모델을 구하였다. 모델차수 결정은 최종 예측오차 기준(final prediction error criterion)⁽¹⁵⁾을 이용하였다. 구동부 모델링에 사용된 입출력 데이터는 이산신호처리장치(Loughborough, TMS320C31DSP)를 사용하여 5 kHz로 샘플링 하였다. Fig. 7은 모델링된 구동부 $C(z)$ 의 주파수 응답과 이산필터 $F_1(z), F_2(z)$ 와 구동부모델을 합성시켜 얻어진 모델 $C'(z)$ 의 주파수 응답을 보인

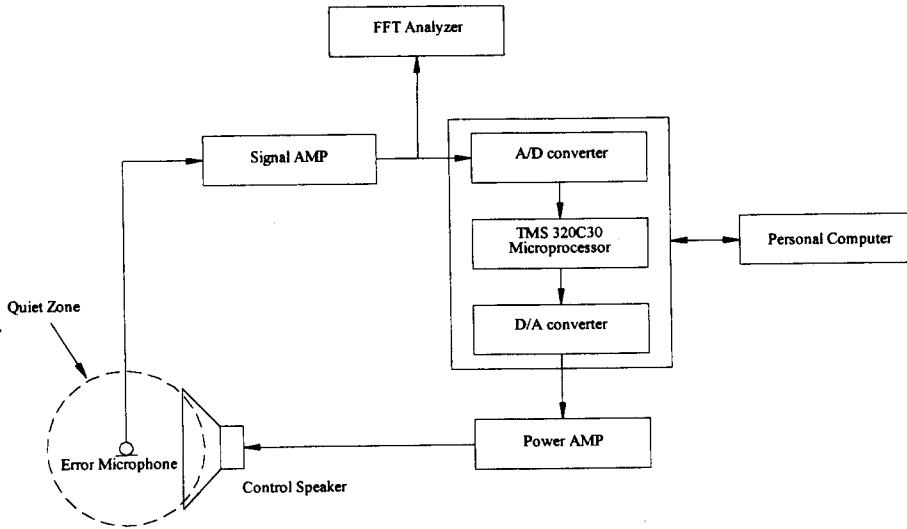


Fig. 5 Experimental setup

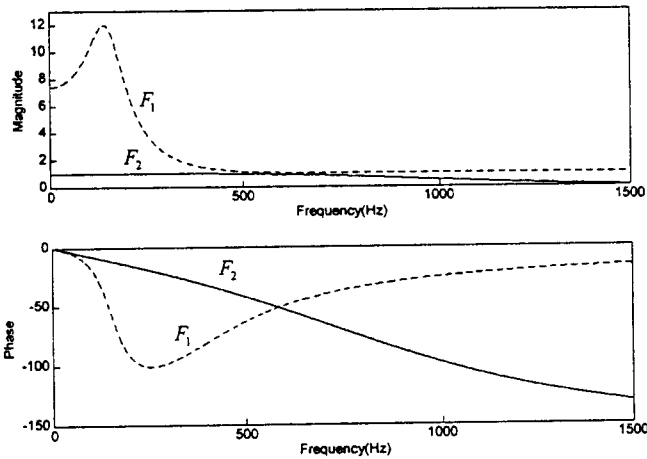


Fig. 6 Digital filter related with control performance F_1 and anti-aliasing filter F_2

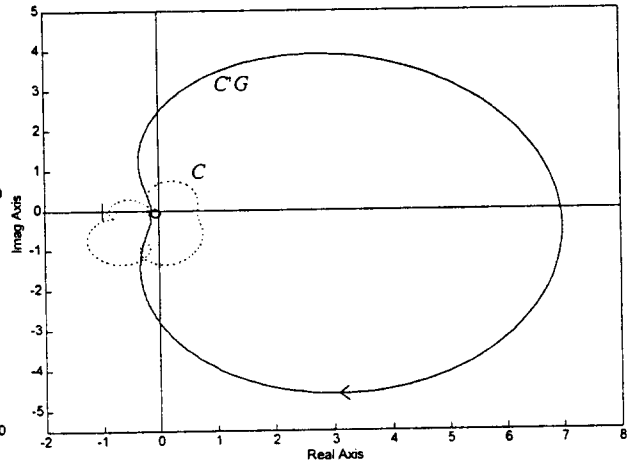


Fig. 8 Polar plots of actuator C and open lopp transfer function $C'G$

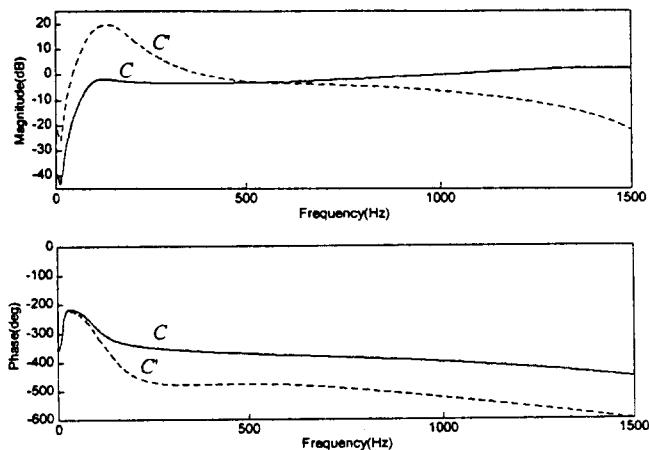


Fig. 7 Transfer functions of actuator C and filtered actuator C'

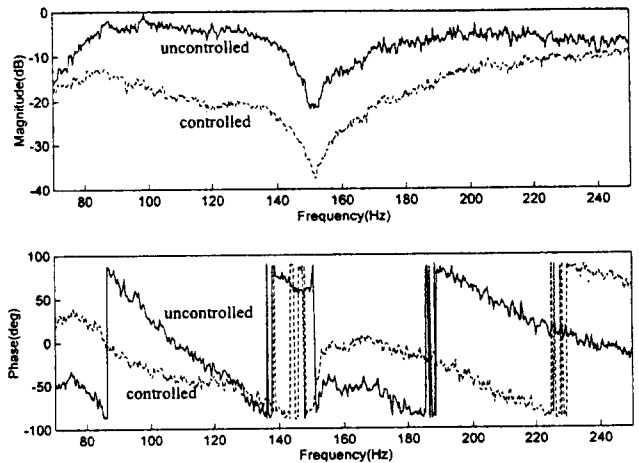


Fig. 9 Experimental results of headset

것이며, 본 연구에서는 앞절에서 언급된 바와 같이 $C'(z)$ 에 기초하여 제어기 $G(z)$ 를 설계하였다. 최적 제어기법의 적용 시 요구되는 가중행렬 중에서, 유입된 센서잡음이 작다는 가정하에 $\epsilon=100\theta=1$ 로 하였고, 능동제어에 소요되는 에너지에 비해 소음제어 효과에 비중을 두기 위해 $Q=C^T C$, $R=0.01$ 로 설정하였다. Fig. 8은 $C(z)$ 와 능동소음제어계의 개루프 전달함수 $G(z)C'(z)$ 의 극좌표 선도를 보인 것으로서, 단순히 마이크로폰 신호를 비례 되먹임 제어하는 경우에 비해 제안된 방법을 이용하여 설계된 제어기를 사용하는 경우가 제어계의 안정도면에서도 우수함을 알 수 있으며, 제어기의 이득을 5배정도 증가시켜도 제어계의 안정이 유지될 수 있음을 알 수 있다. Fig. 9는 신호발생기로 부터 얻어진 70~250 Hz 주파수대역의 의사-랜덤 신호(pseudo-random signal)로 자동차(대우자동차, espero 1.5 DOHC)실내에 장착된 스피커를 구동함으로써 발생된 원소음에 대하여 능동소음제어를 수행한 결과이다. 주파수에 따라 차이가 있지만 마이크로폰 위치에서의 신호에 대한 파워스펙트럼으로 10dB이상의 제어가 이루어 졌음을 알 수 있다. Fig. 10은 능동소음 제어계 성능, 즉 외란제거성능과 밀접한 관련이 있는 감도(sensitivity)전달함수 $H(z) = \frac{1}{1+G(z)C'(z)}$ 에 대한 주파수응답 특성을 보인 것으로서, Fig. 9의 제어 전 및 제어 후의 스펙트럼의 비를 취하여 얻어진 실험적 측정결과와 이론치가 일치되고 있음을 알 수 있다. 또한 스피커의 응답이 선형적인 주파수 대역(80 Hz 이상)에 대해 $H(z)$ 와 $F_1(z)$ 는 크기면에서 역의 관계($|H(z)| \propto \left| \frac{1}{F_1(z)} \right|$)가 있음을 알 수 있다. 이 같은 경향은 제어대상 주

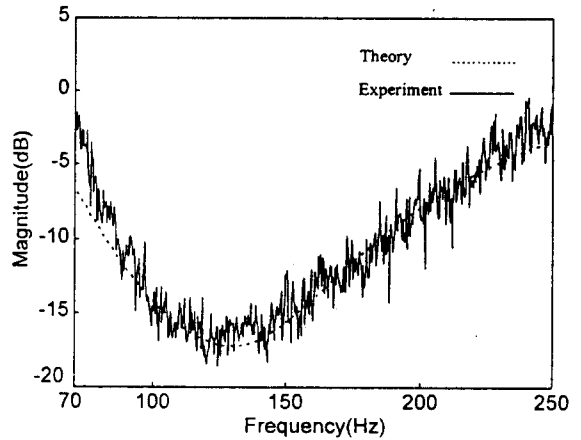


Fig. 10 Sensitivity transfer functions of feedback control system

파수대역에 제어성능이 집중될 수 있도록 제어기를 설계하였기 때문이다.

Fig. 11는 자동차 실내소음의 능동제어실험을 위해 배치된 스피커와 마이크로폰의 위치를 보인 것이다. 중앙의 1번 위치에 설치된 오차 마이크로폰은 제어기에 되먹임될 잔류소음신호를 측정하기 위한 것이고, 주변의 8곳(2번~9번)에 별도의 마이크로폰을 이동 배치하여 저소음영역의 크기를 평가하였다. Fig. 12는 엔진부밍에 의한 소음의 능동제어 실험결과로서, 엔진을 분당 회전수 2000~4000으로 공회전(idling)시킨 상태에서 마이크로폰을 통해 측정된 9곳에서의 소음제어 결과를 보인 것이다. 주파수에 따라 편차가 있으나, 1번 위치에서는 10 dB 이상의 소음저감이 그 밖의 위치에서는 5~10 dB의 정도의 소음저감이 이루어졌음을 알 수 있다. 또한 오차마이크로폰로 부터 멀리 떨어진 위치일수록 소음저감

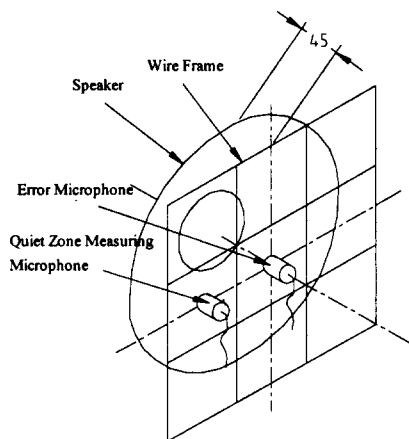
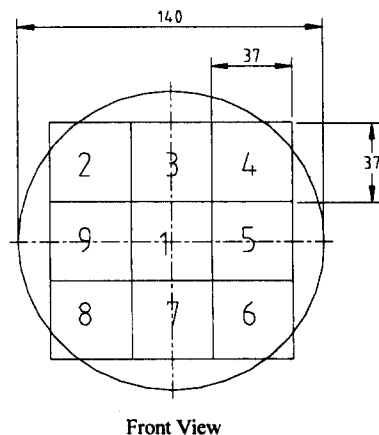


Fig. 11 Arrangement of control speaker and microphones



Front View

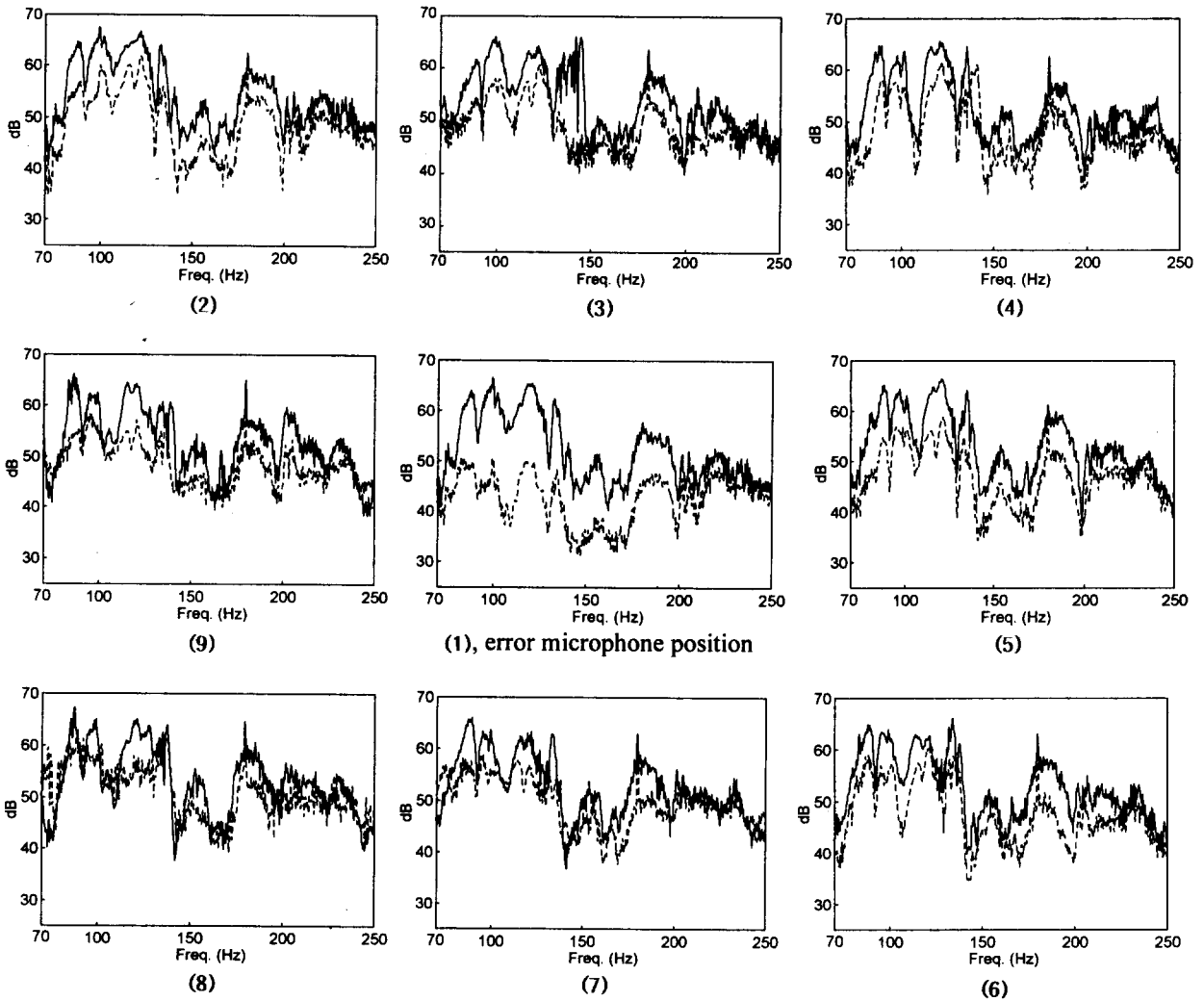


Fig. 12 Experimental results at several microphone positions(— uncontrolled, controlled)

효과가 떨어짐을 확인 할 수 있었으며, 이는 능동소음 제어가 1번 위치에 대해 소음저감을 하도록 구동되기 때문이다. 식 (7-a)에 의해 산정된 10 dB의 소음저감이 이루어지는 저소음영역의 크기는 1번 위치를 중심으로 하는 직경 $d=64$ mm의 구로 예측되었고, 실제로 3번과 7번(또는 5번과 9번)위치 사이의 거리가 74 mm임을 고려하면, 실험결과가 이론치에 상당히 접근되어 있음을 알 수 있다. 식 (7-a)에 입력되는 제어음원과 오차 마이크로폰까지의 거리 r_0 의 산정시, 스피커의 크기에 의한 효과를 고려하여 스피커 진동판의 중심에서 반경방향으로 중간이 되는 위치를 제어음원 위치로 정하였으며, 실제로 스피커의 크기가 커짐에 따라 저소음영역의 크기가 커짐을 실험적으로 확인할 수 있었다. Fig. 13은 3단의 변속기어 상태에서 80 km/h의 속도로 자동차

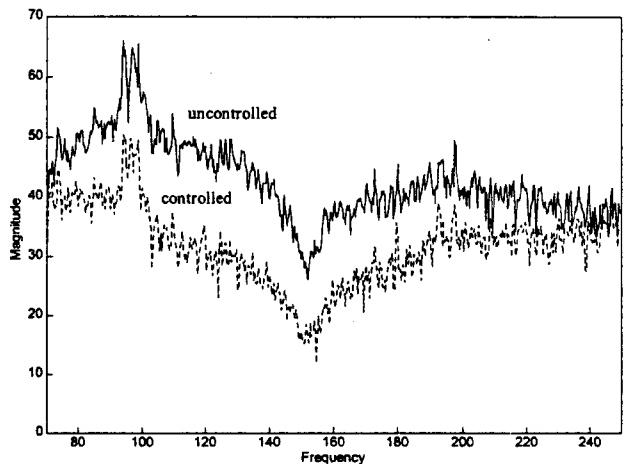


Fig. 13 Experimental results (car running at 80 km/h, gear level 13)

를 주행시켜 발생된 실내소음에 능동소음제어를 수행한 결과를 보인 것으로서, 10 dB이상의 소음저감이 이루어 졌음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 실내공간상에 저소음영역을 형성하기 위한 헤드셋의 설계기법을 제안하였고, 이를 모의실험 및 자동차 실내소음제어 직접 적용하여 본 결과 다음의 결론을 얻었다.

(1) 이산필터를 이용하여 제어대상 소음의 주파수 대역에 가중치를 준 후에 선형 최적제어기법을 적용하면, 헤드셋의 제어기 설계를 효과적으로 수행할 수 있다.

(2) 원소음과 밀접한 기준신호의 취득이 불가능한 경우에도 헤드셋을 이용하면 자동차 실내소음에 대하여 10 dB정도의 소음저감이 이루어지는 저소음영역 형성이 가능하며, 제어음원이 마이크로폰에 근접된 경우에는 실제와 부합되는 저소음 영역 크기에 대한 이론적 예측이 가능하다.

참 고 문 헌

(1) W.B. Conover, 1956, "Fighting Noise With Noise," Noise Control, pp. 78~92.
 (2) I.C. Sterns and K.K. Ahuja, 1991, "Recent Advances in Active Noise Control," AIAA Journal, Vol. 29(27), pp. 1058~1067.
 (3) L.J. Eriksson, M.C. Allie and R.A. Greigner, 1987, "The Selection and Application of an Adaptive Filter for Use in Active Sound Attenuation," IEEE Transaction on Acoustics, Speech and Signal Processing, Vol. ASSP-35, pp. 433~437.
 (4) J.L. Dohner and R. Shoureshi, 1989, "Modal Control of Acoustic Plants," ASME, Journal of Dynamic System, Measurement and Control, Vol. 111, pp. 326~330.
 (5) R.L. Clark and D.G. Cole, 1995, "Active Damping of Enclosed Sound Fields through Direct Rate Feedback Control," Vol. 97(3), pp. 1710~1716.
 (6) 김인수, 김영식, 홍석윤, 허현무, 1995, "앞머리/뒤머리 제어계를 이용한 밀폐 공간 내 소음의 능동 제어," 한국소음진동공학회지, Vol. 4(4),

pp. 497~505.
 (7) 김현석, 나희승, 오시환, 박영진, 1994, "피드포워드와 피드백 기법을 이용한 능동소음제어 알고리즘에 관한 연구," 한국자동차공학회 추계학술대회, pp. 101~106.
 (8) A.J. Hull, C.J. Radcliffe, 1993, "Global Active Noise Control of a One-Dimensional Acoustic Duct Using a Feedback Controller," ASME, Journal of Dynamic System, Measurement and Control, Vol. 115, pp. 488~494.
 (9) R. Shoureshi, L. Brackney, N. Kubota and G. Batta, 1993, "A Modern Control Approach to Active Noise Control," ASME, Journal of Dynamic System, Measurement and Control, Vol. 115, pp. 673~678.
 (10) J.G. Casali, 1992, "Technology Advancements in Hearing Protection: Active Noise Reduction, Frequency/Amplitude-Sensitivity, and Uniform Attenuation," Proceedings of the Human Factors Society 36th Annual Meeting, pp. 258~262.
 (11) J.G. Casali and D.W. Gower, 1993, "Communications Headset Augmentation via Active Noise Cancellation: Attenuation and Speech Augmentation via Active Noise Cancellation: Attenuation and Speech Intelligibility Performance," Proceedings of the Human Factors Society 37th Annual Meeting, pp. 554~558.
 (12) J.N. Denenberg, 1992, "Quieting the Environment with Active Noise Cancellation Technology," IEEE Potential, pp. 36~40.
 (13) S.J. Elliott and P.A. Nelson, 1990, "The Active Control of Sound," Electronics & Communication Engineering Journal, pp. 127~136.
 (14) C. Carne, 1988, "A New Filtering Method by Feedback for A.N.C. at the Ear," Inter-Noise 88, pp. 1083~1086.
 (15) P.D. Wheeler, 1986, "Voice Communications in the Cockpit Noise Environment-the Role of Active Noise Reduction," Ph. D. Thesis, University of Southampton.
 (16) P. A. Nelson and S.J. Elliott, 1992, Active Control of Sound, London, Academic Press.
 (17) K. Ogata, 1995, Discrete-Time Control Systems, Englewood Cliffs, Prentice Hall.

(18) G.C. Goodwin and K.S. Sin, 1984, Adaptive Filtering Prediction and Control, Englewood Cliffs, Prentice Hall.

(19) L. Ljung, 1991, Signal Processing Toolbox For Use With MATLAB, Natick, The MathWorks Inc.