

덕트-음향 시스템에서 소거용스피커 방향에 따른 소음감소효과

Noise Attenuation Effect According to the Direction of Canceling Speaker in Duct-acoustic System

이형석^{1,✉}, 이응석²
Hyung Seok Lee^{1,✉} and Eung Suk Lee²

¹ 주성대학 자동차과 (Department of Automotive, Juseong College)

² 충북대학교 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, Chungbuk Univ.)

✉ Corresponding author: hyung@jsc.ac.kr, Tel: 043-210-8326

Manuscript received: 2008.7.9 / Revised: 2009.2.3,3.9 / Accepted: 2009.4.4

In this paper, we studied on an attenuation effect of automobile exhaust noise according to the direction of canceling speaker in duct-acoustic ANC system. Automobile exhaust noise was recorded at 800rpm, 3500rpm and 5000rpm of a diesel engine. Directions of canceling speaker can be set to 30°, 90° and 150° against the primary noise flow by acrylic ducts to be made for the experimentation. DSP board used to control the ANC system. The algorithm of this ANC system applied the Filtered-x-LMS algorithm that is modified to compensate for a property of DSP input signal and the secondary-path effect.

As an experiment result, the direction of canceling speaker was proved to influence the reduction effect of noise. The 150° duct in the attenuation effect of noise showed a better result than the 90° or 30° duct.

Key Words: ANC (능동소음제어), DSP (디지털신호처리), Reference Input Signal (기준입력 신호), Secondary Source (부가음원), FXLMS Algorithm (FXLMS 알고리즘)

기호설명

c : sound velocity (phase velocity) [m/sec]

k : wave number [1/m]

p : sound pressure [pa]

u : particle velocity [m/sec]

ω : angular frequency [rad/sec]

ϕ : velocity potential

1. 서론

환경오염의 하나인 소음문제는 산업의 발달과 함께 엔진, 블로워, 팬, 컴프레서 등의 사용이 많아지면서 더욱더 중요한 문제가 되었다. 소음저감

을 위하여 흡·차음재를 사용하는 수동제어방식으로는 500Hz 미만의 저주파 영역에서는 효과가 미비하여 능동소음제어(ANC)에 관심을 갖게 되었다. ANC의 기본적 개념은 소음원에서 발생한 음파를 마이크로 감지하여 제어하고자 하는 위치에 전파되는 소음에, 위상이 반대되는 부가음을 발생시켜 중첩시킴으로서 상쇄간섭을 일으켜 소음을 줄이는 것이다.¹ ANC는 1936년 P. Lueg에 의해 미국특허로 등록된 이후 상당기간 동안 실재화 과정에서 어려움이 있었으나, 1990년대 들어와 디지털신호처리(DSP)의 급속한 발달과 함께 능동소음제어 기술에 대한 연구가 활발해졌다.² 현재 가장 성공적인 ANC 적용은 대형 공기배출 팬 등에 사용되는 1차원 덕트에서 저주파 음향소음을 제어하는 단

일채널 시스템이 대표적이다.

1992 년 Denenberg 는 450 마력 6 기통 2 사이클 디젤엔진에 전기머플러 적용사례를 발표하였고, 1991 년 Nishimura 는 배기온도 410℃, 배기속도 40m/s 인 6 기통 디젤엔진의 배기관 주위에 4 개의 스피커 박스를 설치하여 냉각기능과 보호기능을 가진 전기머플러를 개발하여 적용한 결과 200Hz 이하의 엔진 조화소음에 대해 10~30dB 의 감소를 성취하였다.¹

국내의 덕트-음향 ANC 연구동향으로는 1992 년 FXLMS 알고리즘을 응용한 덕트내 평면파 소음제어 연구에서 PVC 파이프(φ20cm) 및 철제 4 각 덕트(43×22cm)를 제작하여 실험한 결과 500Hz 미만의 소음에 대해 15~20dB 정도 감소가 되었다. 또한 이 연구에서 음원에서 마이크까지 50cm 이상일 경우 감쇠파의 영향을 피할 수 있음을 밝혔다.³ 2007 년 복수조화음에 대한 덕트계의 능동소음제어 연구에서 백색소음에 대해 아크릴 4 각 덕트(30×30cm)를 제작하여, 기준신호 파위에 따라 수렴계수가 변하는 Co-FxLMS 알고리즘이 수렴계수가 상수인 FxLMS 알고리즘 비해 수렴시간단축 및 소음 감소효과가 크게 나타남을 밝혔다. 그러나 덕트의 음향모드가 나타나는 주파수에서는 Co-FxLMS 알고리즘의 소음제어성능이 약간 저하되는 것으로 나타났다.^{4,5} 이 외에도 덕트-음향 ANC 시스템에의 소음감소효과를 높이기 위한 마이크의 최적위치, 제어알고리즘 등의 많은 연구와 더불어 부가음원 방향과 소음감소효과에 대한 고찰도 필요하다고 생각한다.

따라서 본 연구에서는 덕트-음향시스템에서 부가음원의 방향에 따라 소음감소결과에 미치는 영향을 상대적으로 비교해 보고자 하였다. 따라서 부가음원의 방향을 소음진행방향에 대해 30°, 90°, 150° 방향으로 변경 가능하도록 아크릴 4 각 덕트(17.5×17.5cm)를 제작하여 실험하였다. 소음원 소음은 스타렉스 2500cc 차량의 배기소음을 배기소음 검사규정에 따라 배기출구의 45° 방향 50cm 거리에서 녹음하여 스피커로 재생하였다. 검사규정에서는 공전, 급가속, 최고출력상태에서 측정하도록 돼 있으나, 실험에서는 각 상태를 대신하여 개략적으로 공전은 800rpm, 급가속은 3500rpm, 최고출력은 5000rpm 정도에서 측정하였다. 디지털필터는 FIR(finite impulse response)필터를 적용한 전향제어방식을 적용하였다. 알고리즘은 FXLMS 알고리즘을 컨트롤러인 DSP 의 입출력특성 및 실험장치

의 특성을 고려하여 일부 수정하였다.

2. 이론적 배경

2.1 덕트내 평면파 전파시 속도와 음압 분포

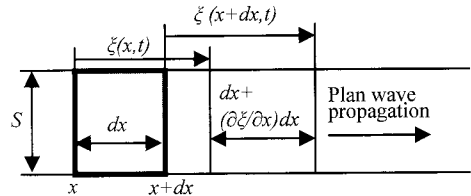


Fig. 1 Propagating plan wave to x-direction

폭이나 높이가 파장보다 아주 작은 관내에서 음파는 단면방향으로 전파하지 않으므로 길이방향의 평면파로서 파동만을 고려하면 된다. Fig. 1 과 같이 면적이 S 이고 폭이 dx 인 유체매질이 x 축 방향으로 임의시간 t 에 x 면상의 입자가 $\xi(x,t)$ 만큼, x+dx 면상의 입자는 $\xi(x+dx,t)$ 만큼 변위하였을 때 임의의 위치에서 음압을 p(x,t) 라면, 평면파 방정식은 식(1)과 같이 두 가지로 표현된다.

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2}, \quad \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \quad (1)$$

속도포텐셜 ϕ 를 이용하여 식(1)을 하나의 식으로서 음압과 입자속도의 경계조건을 만족할 수 있는 파동방정식으로 표현하면 식(2)와 같다. 식(2)에서 c 는 음속이며, 일반해를 구하면 식(3)과 같다.

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \quad (2)$$

$$\phi = Ce^{j(\omega t - kx)} + De^{j(\omega t + kx)} \quad (3)$$

식(3)에서 ω 는 주파수(각속도)이고, k 는 ω/c 로 정의되는 파수이며, C, D 는 적분상수로 복소수 변위의 진폭을 나타낸다. 식(3)의 첫째 항은 속도 c 로서 +x 방향으로 진행하는 파를 나타내고, 둘째 항은 -x 방향으로 후퇴하는 파를 나타낸다. 그리고 함수 ϕ 는 음압 $p(= \rho \partial \phi / \partial t)$ 이나 입자속도 $u(= -\partial \phi / \partial x)$ 로 대치가능하며, 이를 구하면 식(4)~(5)와 같다.

$$p = j\rho\omega \{Ce^{j(\omega t - kx)} + De^{j(\omega t + kx)}\} \quad (4)$$

$$u = jk \{Ce^{j(\omega t - kx)} + De^{j(\omega t + kx)}\} \quad (5)$$

식(4)에서 p 는 임의위치에서 공기의 순간밀도이다. 덕트의 좌단에서 주파수가 ω , 진폭 실효치가 V_0 인 음원이 발생하고($x=0, u=V_0$), 우단이 개방됐다고 가정하면, 이 때 외부공간의 임피던스(p/u)는 매우 작아 0 으로 볼 수 있다($x=B, p=0$). 이러한 경계조건을 이용하여 덕트 내에서 음파가 진파될 때 음압 p 와 입자속도 u 를 구하면 식(6)~(7)과 같다.

$$p = j\rho c \frac{\sin k(B-x)}{e^{j\omega t} \cos kB} V_0 \quad (6)$$

$$u = \frac{\cos k(B-x)}{e^{j\omega t} \cos kB} V_0 \quad (7)$$

2.2 파동의 합성

식(8)~(9)과 같은 두 사인파가 $+x$ 방향으로 동시에 진행할 때 중첩의 원리에 의해 결과적으로 생기는 파동은 식(10)와 같다.

$$y_1 = C \sin(kx - \omega t - \theta_1) \quad (8)$$

$$y_2 = C \sin(kx - \omega t - \theta_2) \quad (9)$$

$$y(x,t) = y_1 + y_2 = 2C \cos \frac{\theta_2 - \theta_1}{2} \sin(kx - \omega t - \frac{\theta_2 + \theta_1}{2}) \quad (10)$$

식(10)에서 합성파의 진폭은 $2C \cos\{(\theta_2 - \theta_1)/2\}$ 으로 원 파동의 위상차에 의존한다. 위상차 $\theta_2 - \theta_1 = 2n\pi$ ($n=1,2,\dots$)이면 진폭이 $2C$ 가 되어 보강간섭이 되고 $\theta_2 - \theta_1 = (2n+1)\pi$ 면 진폭이 0 이 되어 상쇄간섭이 된다.

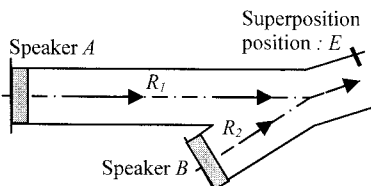


Fig. 2 Superposition of tow sinusoidal wave

Fig. 2 와 같이 스피커 A, B 에서 파장이 λ 인 음파가 경로 R_1 과 R_2 를 지나 E 위치에서 합성될 경우 두 파동의 위상차는 식(11)와 같다.

$$\Delta\theta = (kR_1 - \omega t - \theta_1) - (kR_2 - \omega t - \theta_2) = (2\pi/\lambda)(R_1 - R_2) + (\theta_2 - \theta_1) \quad (11)$$

이 경우 음파경로의 길이 차가 위상차에 포함된다. 만일 $\theta_2 = \theta_1$ 라면 경로차가 λ 의 정수배면 보강간섭이 되고 $\lambda/2$ 의 정수배가 되면 상쇄간섭이 발생한다.

2.3 강체 4 각 덕트에서 음파의 전달

높이 B_y , 폭 B_z 이고 끝 단이 개방된 강체 덕트에서 압력파 p 가 진행한다고 할 때, y 와 z 방향의 횡단파는 덕트의 경계조건를 만족하는 정재파(standing wave)가 발생하며, x 방향으로로는 음파가 전달되는 진행파(traveling wave)로 구성된다. 이때 각 방향의 파수성분과 주파수와의 관계는 식(12)과 같다.

$$k^2 = k_x^2 + k_{ym}^2 + k_{zn}^2 = (\omega/c)^2 \quad (12)$$

$$k_x = \sqrt{k^2 - k_{ym}^2 - k_{zn}^2} = \sqrt{(\omega/c)^2 - k_{mn}^2} \quad (13)$$

$$k_{ym} = m\pi/B_y, \quad k_{zn} = n\pi/B_z$$

$$k_{mn}^2 = k_{ym}^2 + k_{zn}^2, \quad m, n = 0, 1, 2, \dots$$

식(13)에서 어느 특정한 (m, n) 모드에서 $k_x = 0$ 일 경우, x 방향으로 파동이 감소하지 않고 진행할 수 있는 한계조건이 되며, 이때의 주파수를 차단주파수(cutoff frequency)라 한다. 또한 $(\omega/c) > k_{mn}$ 일 때 k_x 는 실수가 되고, 이때 단면의 직각방향으로 형성된 (m, n) 모드의 압력파는 x 방향으로 진행할 수 있다. 반대로 $(\omega/c) < k_{mn}$ 일 때는 가진주파수가 차단주파수보다 작을 경우로 k_x 는 허수가 되어, 이때의 (m, n) 모드의 압력파는 x 방향으로 진행하면서 지수함수로 감소하는 감쇠파(evanescent wave)가 되어 사라진다. 따라서 4 각 덕트에서 (m, n) 모드에서의 차단주파수를 구하면 식(14)과 같다.

$$f_{c, mn} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{m\pi}{B_y}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{B_z}\right)^2} \quad (14)$$

덕트에서 음이 전파될 때 식(14)의 차단주파수보다 작은 주파수 영역에서는 평면파만 전파되는 것으로 간주되어 1 차원문제라 단순화 될 수 있다. 본 실험에서 제작한 덕트의 경우 폭과 높이가 $B_y=B_z=17.5\text{cm}$ 이다. 그리고 $c=343\text{m/s}$ (at 20°C)에 (0,1)이나 (1,0)모드를 고려할 경우 주파수 $f_c=980\text{Hz}$ 가 된다. 즉 본 실험에서 관리대상으로 삼는 1kHz 미만의 주파수는 평면파만이 전파됨을 알 수 있다. 한편 위 식(13)에 (0,0)모드를 대입할 경우 $k_x=k=\omega/c$ 가 되어 1 차원 평면파의 파수식이 된다. 따라서 (0,0)모드는 평면파 모드로, 감소하지 않고 항상 전파됨을 알 수 있다.

2.4 정재파와 마이크 위치

일반적으로 관내에서 음파가 전파될 경우 우단이 막혔을 때 우단에서 속도 $c=0$, 음압 $p=\text{max}$ 가 되며, 열려있을 때는 $c=\text{max}$, $p=0$ 되어 임피던스가 0 이 된다. 그러나 관이 개방된 경우라 하더라도 단면의 크기나 길이에 따라 1 차원 평면파가 전파되는 관의 내부와 3 차원으로 개방되는 관의 끝단에서 경계면이 형성되어 전파되는 파의 일부가 반사되어 정재파 형성되는 것으로 가정할 수 있다.

정재파는 두 경계면사이의 거리가 반파장($\lambda/2$)의 자연수배가 되면 만들어져 공진하게 된다. 이 경우 주파수에 따라 일정한 위치들에서 음압(진폭)이 최고가 되는 고리(loop)와 음압이 최저가 되는 노드(node)가 나타난다. 따라서 덕트-음향 ANC 시스템의 가제어성 및 가관측성 확보하고 제어효율을 높이기 위해서 기준 및 오차 마이크는 노드 위치를 피하고 가능한 고리위치에 설치되어야 한다. 정재파 주파수가 $f_s[\text{Hz}]$, 파장이 $\lambda[\text{m}]$, 두 경계면사이의 거리가 $B[\text{m}]$ 일 때 이들의 관계는 식(15)과 같다.

$$c = \lambda f_s = \frac{B}{N/2} f_s \tag{15}$$

$$f_s = \frac{c}{2B} N, N = 1, 2, \dots \tag{16}$$

식(16)에서 N 은 음향모드(acoustic mode)의 차수를 나타낸다. 각 차수 별로 음압이 최저가 되는 노드 위치를 X_N 라 하면 식(17)와 같으며 $n \leq N$ 인 자연수다.

$$X_N = \frac{(2n-1)B}{2N} \tag{17}$$

각 모드의 차수 별로 노드 및 고리 위치를 정리하면 Table 1 과 같다.

Table 1 Nodal & loop point according to mode order

Mode order	Frequency [Hz]	Nodal point (p=min)	Loop point (p=max)
1	71.9	B/2	0, B
2	143.8	B/4, 3B/4	0, 2B/4, B
3	215.7	B/6, 3B/6, 5B/6	0, 2B/6, 4B/6, B
⋮	⋮	0 < Multiples of B/N - B/2N < B	0 ≤ Multiples of B/N ≤ B

본 실험에 사용한 덕트의 기준마이크는 소음원 스피커로부터 50mm, 오차마이크는 2,028mm 의 위치에 있다. 식(16), (17)에 덕트길이 $B=2,385\text{mm}$, 음속 $c=343\text{m/s}$ 를 대입하여 모드 차수별 주파수, 노드 및 고리점에 대해 조사하였다. 조사결과 제어 대상 주파수를 1kHz 이하로 할 때 f_s 는 1 차 모드 71.9Hz 에서 13 차 모드 934.7Hz 까지 나타났다. 각 모드별 노드점을 조사한 결과 10 차 모드 719Hz 에서 오차마이크 위치가 노드점으로 나타났으며, 고리점은 6 차 모드 431Hz 와 7 차 모드 503Hz 에서 오차마이크 위치와 거의 일치하는 것으로 나타났다. 이와 같은 조사결과에 의하면 소음원 주파수가 430~500Hz 영역의 소음은 오차마이크에서 비교적 감지가 잘되어 제어가 용이하나, 720Hz 영역의 소음은 정재파의 영향으로 감지가 잘 안되어 비교적 제어가 어려울 것임을 예측할 수 있다. 주파수가 높아질수록 파장이 짧아지고 그 만큼 노드점의 위치도 증가하게 되므로, 오차마이크 위치가 덕트의 맨 끝에 위치할 경우를 제외하고 정재파의 영향을 피하기 어려울 것이다.

또한 기준마이크 위치도 저주파 영역에서 노드 위치를 피하고 부가음원의 음향회환 영향을 피하기 위해 소음원에 가까이 설치하는 것이 유리하나 너무 가까울 경우, 감쇠파의 영향을 받을 수 있다. 본 실험에서는 기준마이크를 비교적 소음원에 가까이 설치 함으로서 정재파 및 음향회환의 영향을 최대한 피하였으며, 출력파형을 확인한 결과 감쇠파의 영향이 별로 없음을 확인하였다.

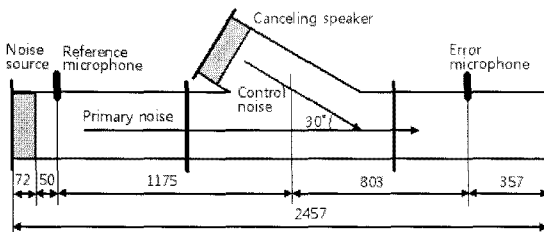
3. 실험장치 및 결과

실험 장치는 덕트와 전기장치로 구분할 수 있으며, ANC 시스템의 실시간 신호처리를 위한 컨트롤러는 Texas Instrument 사의 TMS320C6416 칩이 부착된 ND-Tech 사의 DSP 보드를 사용하였다. 실험 결과는 오차신호의 FFT 분석결과를 중심으로 파악하였다.

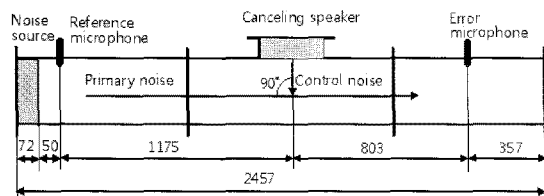
3.1 실험장치

3.1.1 덕트의 종류 및 구조

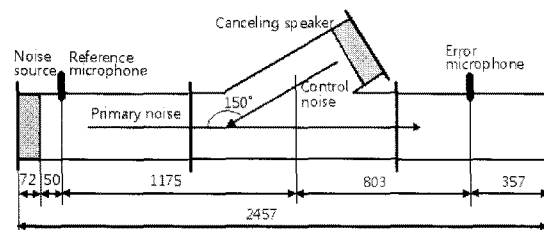
덕트는 Fig. 3 와 같이 3 가지 종류로 부가음원의 방향이 소음 진행방향에 대해 30°, 90°, 150° 방향으로 변경 가능하며, 아크릴판재 두께는 5mm 이고, 가로와 세로는 스피커 직경과 동일하게 175mm 로 제작하였다. 덕트의 총 길이는 2,457mm 이나 소음원 스피커의 설치로 인해 소음이 진행되는 구간은 2,385mm 이다.



(a) The duct equipped the canceling speaker with 30°



(b) The duct equipped the canceling speaker with 90°



(c) The duct equipped the canceling speaker with 150°

Fig. 3 Structure of the duct for experiment

3.1.2 스피커 및 전기장치류의 규격

실험에 사용된 스피커는 HMC 사의 승용차용 스피커로 내부저항 4.0Ω, 평균출력 20W, 직경 175mm 인 스피커로 공진점의 주파수 $f=300\text{Hz}$, 저항 $R=4.16\Omega$, 리액턴스 $X=0.0017\Omega$ 으로 확인되었다. 차량에 부착시 사용되는 케이스를 그대로 사용 함으로서 인클로저 기능을 유지하도록 하였다. 기준마이크 및 오차마이크는 동일한 규격으로 직경 15mm 의 Audio technica 사의 AT805b 모델을 사용하였다. 앰프는 소음원 스피커구동용, 부가음원 구동용, 마이크 신호 증폭용으로 3 대를 사용하였으며, 종류는 Inkel 사의 RX4010R, GS 사 FA-520, Samsung 사 RS-750A 이며 종류별로 입출력단자간의 전달특성을 확인하였으며, 이를 보정하기 위해 반전회로가 사용되었다.

3.2 실험 결과

실험은 원소음 진행방향에 대해 부가음원 방향이 30°, 90°, 150° 일 경우 엔진회전수가 800rpm, 3500rpm, 5000rpm 에서의 배기소음 저감효과에 대해 비교 실험하였다. 실험결과를 Fig. 4-9 에 오차신호의 FFT 결과로 나타내었다. 그림 배열순서는 각 rpm 별로 ANC 제어 전의 FFT 결과를 먼저 나타내고, 덕트각도 별로 ANC 제어 후의 결과를 나타내었다.

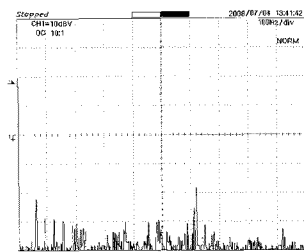
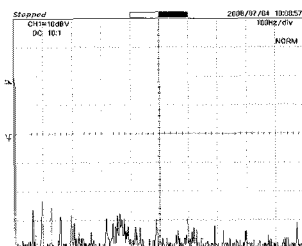
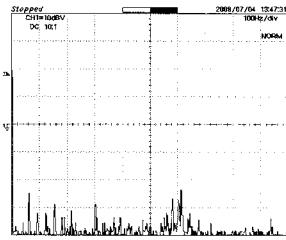


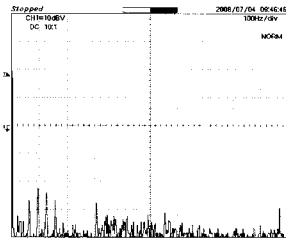
Fig. 4 FFT analysis result of error signal on exhaust noise of 800rpm in state of none-ANC



(a) When the direction of canceling speaker was set 30°



(b) When the direction of canceling speaker was set 90°



(c) When the direction of canceling speaker was set 150°
Fig. 5 FFT analysis result of error signal on exhaust noise of 800rpm in state of ANC operating

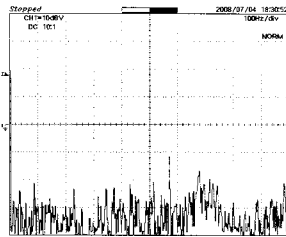
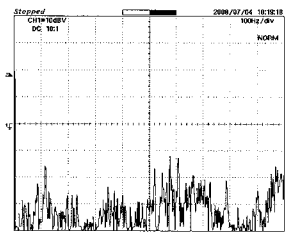
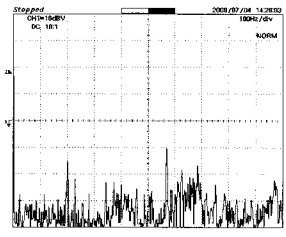


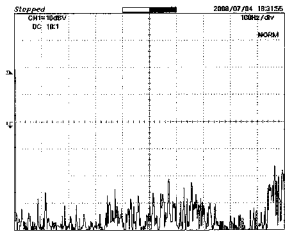
Fig. 6 FFT analysis result of error signal on exhaust noise of 3500rpm in state of none-ANC



(a) When the direction of canceling speaker was set 30°



(b) When the direction of canceling speaker was set 90°



(c) When the direction of canceling speaker was set 150°
Fig. 7 FFT analysis result of error signal on exhaust noise of 3500rpm in state of ANC operating

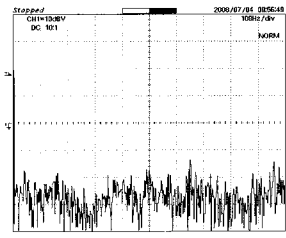
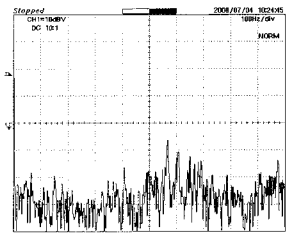
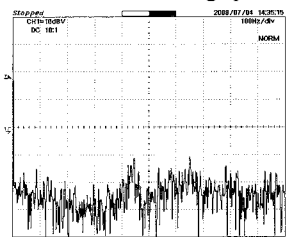


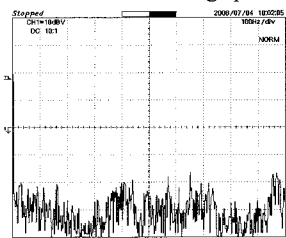
Fig. 8 FFT analysis result of error signal on exhaust noise of 5000rpm in state of none-ANC



(a) When the direction of canceling speaker was set 30°



(b) When the direction of canceling speaker was set 90°



(c) When the direction of canceling speaker was set 150°
Fig. 9 FFT analysis result of error signal on exhaust noise of 5000rpm in state of ANC operating

Table 2 FFT analysis result on error signal

Angle of canceling speaker	rpm	Decreasing range		Increasing range	
		Frequency	Decrement	Frequency	Increment
30°	800	610Hz	12dB	350Hz	5dB
	3500	-	-	610Hz 110Hz	10dB 10dB
	5000	-	-	580Hz	10dB
90°	800	610Hz 50-400Hz	5dB 5dB	-	-
	3500	-	-	200Hz	15dB
	5000	-	-	430Hz	10dB
150°	800	610Hz	15dB	-	-
	3500	580Hz	10dB	-	-
	5000	100-250Hz 450-600Hz	5dB 5dB	-	-

실험결과를 종합하여 Table 2 에 나타내었다. 분석결과 부가음원 방향에 따라 주파수 영역별로 소음감소효과에 영향을 미치는 것으로 나타났으나 감소효과가 다른 연구결과에 비해 낮게 나타났다. 이와 같은 원인은 우선적으로 부가음원 방향이 DSP 출력신호가 소리로 바뀌어 원소음과 합성되는 과정에 영향을 미치고 있는 것으로 예측할 수 있으나, 그 외에도 정재파, 음향계환, 외부소음 등이 실험결과에 영향을 미쳤을 것으로 예상된다.

그러나 본 연구의 목적은 원소음 제거에 대한 양호한 결과가 아니라, 정재파나 음향계환 등 기타의 요인을 포함한 상태에서 부가음원의 방향에 따라 소음 감소효과를 상대적으로 비교 함으로서 부가음원의 방향이 소음감소에 미치는 영향에 대해 조사하고자 하였다.

실험결과 150° 덕트에서 감소효과가 제일 양호하게 나타났으며, 90° 덕트와 30° 덕트에서는 rpm 및 주파수대별로 소음이 감소하기도 하고 증가하기도 하였다. 이처럼 150° 덕트에서 비교적 감소효과가 양호한 것은, 원소음 진행방향에 대해 부가음원 방향이 직교(orthogonal)하는 90° 덕트에 비해 상쇄간섭이 보다 쉽게 일어나는 것으로 추측된다. 단지 30° 덕트에서 감소효과가 크지 못한 것은 부가음의 일부가 오차마이크 입력신호에 영향을 미친 것으로 추측된다.

4. 결론

본 연구에서 실시한 ANC 시스템에서 부가음원의 방향이 소음감소효과에 미치는 영향에 대해 실험한 내용을 토대로 결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 실험결과 부가음원의 방향에 따라 소음제거효과가 다르게 나타났으나, 이 효과에는 부가음 방향변화에 의한 소음과 부가음의 합성효과의 변화 이외에 부가음원에서 참조 및 오차마이크까지 거리에 따른 음향계환 등의 여러 요인이 함께 영향을 미친 결과로 추측된다.

(2) 본 실험의 덕트구조에서는 부가음원 방향이 150° 일 때 소음저감효과가 제일 양호한 것으로 나타났으나, 덕트길이를 충분히 길게 할 경우 음향계환등의 영향이 달라져, 실험결과가 달라질 수 있다.

(3) 덕트-음향시스템에서 감소효과를 보다 높이기 위해서는 ‘Y’ 형과 같은 덕트구조를 이용하여 원소음과 부가음이 동일조건에서 합성하고 합성한 이후 두 덕트의 중간방향으로 소음이 진행하도록 한다면 소음감소가 더 클 것으로 생각된다.

참고문헌

1. Kuo, S. M. and Morgan, D. R., "Active noise control system: Algorithm & DSP Implementation," John Wiley & Sons, pp. 1-328, 1996.
2. Kim, H. S., Shin, J. and Oh, J. E., "Development of Active Noise Control System using DSP," J. of KSPE, Vol. 11, No. 1, pp. 108-113, 1994.
3. Woo, J. H., Kim, I. S., Ih, J. G. and Kim, K. J., "Active noise control of the plane wave travelling in a duct using FxLMS algorithm," Trans. of KASE, Vol. 2, No. 2, pp. 107-116, 1992.
4. Kwon, O. C., Lee, G. T., Lee, H. J., Yang, I. H., Lee, J. Y. and Oh, J. E., "Active noise control for harmonic sound in a duct system," Proceedings of the KSPE Spring Conference, pp. 35-36, 2007.
5. Lee, G. T., "A study on the active noise control of the duct system using Co-FxLMS algorithm," A Master's Thesis of Mechanical engineering, Hanyang University, pp. 1-96, 2007.