

저소음 저배압을 위한 다중모드 배기계의 소음제어

손동구* · 김흥섭** · 오재응***

(1998년 10월 2일 접수)

Control of the Multi-Mode Muffler for Low Noise and Low Backpressure

Sohn Dong Goo, Kim Heung Seob and Oh Jae-Eung

Key Words : Low Noise (저소음), Low Backpressure(저배압), Transmission Loss(전달손실), Controllable Muffler(제어형 소음기), Resonance(공명), Neural Network (신경회로망)

Abstract

To reduce backpressure for improving engine power in exhaust system, a large difference of pressure is required, but this is in conflict with the requirement for reducing exhaust noise that needs a small pressure difference. In this paper, the controllable muffler designed by simplifying the structure of the exhaust system has a low backpressure and a proper sound specification to the rotation of engine. The exhaust system in conventional studies has been designed to have maximum noise reduction over the whole driving domain, but due to its complex structure this led to increased backpressure. If the muffler is designed according to the driving frequency, which is a dominant noise component in stationary driving speed, the backpressure is reduced due to the simplified structure of the muffler. Furthermore, a multi-mode muffler able to change structure with varied driving speed was designed.

기호설명

- V_4 : 1/4에서의 밸브 위치
- V_8 : 1/8에서의 밸브 위치
- f_{r4} : 출구의 위치가 1/4일 경우 기본 공명주파수
- l : 공명관의 길이
- l_c : 출구위치

1. 서론

차량의 배기 소음은 고온 고압의 압력 가스가 연속 펄스 파의 형태로 대기중에 방출됨에 의하여 발생한다. 이러한 외기 소음에 대한 규제는 국내 외적으로 강화되고 있으며, 자동차 소음기의 설계는 기본적으로 법에서 정한 규정치 이하의 소음이 배출되게 이루어진다. 배기계에서 엔진의 출력향

상을 위한 저배압의 요구조건에 따라 배기계 전후에서 큰 압력차가 필요하나 소음을 줄이기 위해서는 압력차가 작아야 하는 모순을 가지고 있다. 본 논문은 배기계의 구조를 단순화시켜 소음기 내부의 압력을 저하시켜 배압을 감소시키며 엔진의 회전속도에 따라 적합한 배기계의 소음(消音)특성을 갖도록 구조를 제어함으로써 모순된 두 가지 조건 모두를 만족시키고자 한다.

일반적으로 차량에 사용되고 있는 배기계에 관한 기존의 연구는 차량의 전체적인 운전 영역에 대하여 최대의 소음(消音)효과를 갖도록 진행되어 왔다. 그러나 이 경우 소음기의 구조가 복잡해지므로 배압이 증가하게 된다. 그러나 단일 소음의 주성분인 회전 주파수에 대하여 소음기를 설계할 경우 소음기의 구조가 단순해 질 수 있으므로 배압을 감소시킬 수 있다. 그러나 차량의 경우 운전속도가 변화하므로 운전속도에 연동되어 배기계의 구조를 변화시켜야 할 필요성이 발생한다. 그러므로 단일 운전 주파수에 적합하게 소음기를 설계하면 차량과 같이 운전속도가 변하는 경우 운전속도에 따라 소음기 구조를 변경시킬 수 있도록

* 삼성코닝 MECA G
 Email : sohndg@lnvc.hanyang.ac.kr
 TEL : (0331)219-7846 FAX : (02)2299-3153

** 한양대학교 기계기술연구소

*** 한양대학교 기계공학부

하여야 한다.

현재 제어형 소음기는 용량 가변형 공명기를 이용하는 방법⁽¹⁾과 이중 모드 배기계⁽²⁾ 그리고 적응제어를 이용하는 방법^(3,4)등이 연구되고 있다. 용량 가변형 공명기의 경우 공명기의 크기에 비례하여 소음(消音)특성을 얻을 수 있으나 차량의 회전수에 적합하도록 할 경우 부피가 커지며 주목하는 단일 주파수 영역 이외에는 소음제어 성능이 없다. 이중모드 소음기는 차량 회전수에 의해 변화되는 배기의 유량에 의해 배기관의 구조를 변경하는 방법으로 배기계 내의 압력을 이용하여 배기 가스의 유동에 의해 발생하는 소음을 감소시키는 역할을 한다. 그러나 이 경우 제어에 대한 안정성은 크나 유동에 의한 소음만을 감소시키는 단점이 있다. 적응제어를 이용한 소음기는 단순한 구조로 인하여 저배압의 특성을 얻을 수 있다. 그러나 배기 소음을 제어할 수 있는 구동기구, 즉 스피커의 부피가 제어 에너지 및 주파수 특성상 매우 크며 제어기의 기능상실 시 소음제어 기능이 완전히 사라진다. 따라서 안정성과 저소음 저배압을 실현할 수 있는 음향적으로 단순한 구조의 제어형 배기계가 필요하다.

본 연구에서는 단순구조 배기계의 음향 제어 구조를 결정한다. 결정된 구조의 이론적인 고찰을 통하여 전달 손실이 우수한 세부 구조를 결합시켜 다중 모드 배기계를 구성한다. 그리고 구성된 제어형 다중모드 배기계의 제어를 위한 제어기를 구성하여 소음제어 성능을 검토한다. 이러한 과정을 통하여 본 논문에서는 저소음 저배압을 위한 제어형 다중 모드 배기계의 기본적인 전체 구성을 제안한다.

2. 다중모드 배기계의 기본 구조

2.1 배기계의 기본 음향 구조 및 소음제어 방법
제어가 가능한 구조로 배기계를 구성하기 위하여 결정된 소음기의 기본 구조는 Fig. 1 과 같다.⁽⁵⁾ 음향과 배기 가스 유동은 공명관의 측면에서 들어와 다른 측면으로 배출되는 구조이다. 배기계의 측면에서 소음이 유입되며, 입력되는 소음의 주파수에 따라 공명관에서는 공명(resonance)이 발생되도록 길이 l 이 조정된다. 이때 입력 소음이 공명의 절선(nodal line)에서 유입되도록 중앙에 입구를 설치한다. 또한, 배출되는 소음이 음향 공명의 절선에서 배출되도록 출구 l_c 의 위치를 조절한다. 따라서 특정 주파수의 소음은 최소 음압 위치에서 유입 및 배출되므로 소음 가진이 이루어 지지 않으며 소음방출도 어려워지므로 전달손실이 커지게

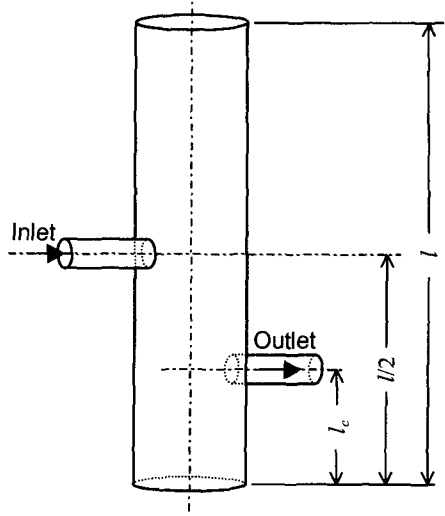


Fig. 1 Basic structure of side branch expansion chamber resonator silencers

된다.

소음제어방법은 주소음 주파수(fundamental frequency)에서 공명관 길이 방향으로 2 차 또는 그 이상의 차수의 공명을 발생시키도록 공명기의 길이 l 을 제어하며 출구의 위치 l_c 를 음압의 절선에 위치하도록 제어하는 방법과 공명기의 길이 l 은 고정하고 입력 소음의 주소음 주파수에서 발생하는 음향 공진의 절점에 가장 가까운 위치로 되는 출구의 위치 l_c 만을 결정하는 방법이다. 첫번째 방법은 고효율의 소음 저감 효과를 얻을 수 있지만 공명관 길이의 가변시에 응답속도(길이의 변화량), 가변부분에서의 압력 밀봉이 문제가 발생하는 단점들을 가지고 있다. 두 번째 방법은 공명을 발생시키지 않는 주파수 대역에서는 소음 저감 효과가 떨어지는 단점은 있으나 움직이는 부분이 적으므로 응답속도가 빠른 장점이 있다. 따라서 본 연구에서는 두 번째 방법으로 배기계의 구조를 구성하였다.

2.2 다중모드 배기계의 모드별 음향특성⁽⁵⁻⁷⁾

소음기에서 발생하는 공명은 공명기의 길이가 l 인 경우, $2ln$, $n=1,2,3,\dots$ 을 한파장으로 갖는 주파수에서 발생한다. 자동차 배기계에서 입력되는 압축 유동은 음향주파수를 결정하는데, 음향주파수가 공명기 내에서 공명을 발생시키도록 전체 길이 l 을 조정한다. 첫번째 공명 주파수에서 전체길이 l 을 4 기통 차량의 운전주파수에 따라 결정할 경우, 전체 길이는 650rpm(21.7Hz)에서 7.9m 이며 6500rpm (216.7Hz)에서 0.79m 에 해당한다. 일반적

으로 공회전시 회전수는 650rpm 의 상태는 거의 유지되지 않으므로 최고 길이 6m 로 정하여 850rpm 에서 1 차 공명이 발생하도록 하였다. 각 부분의 단면적 비는 입구 : 공명관 : 출구 = 1 : 4 : 1 로 설정하였다. 그리고 전체 길이의 1/4, 1/6, 1/8, 3/8 위치에 각각 출구를 설치하였을 경우 이론적 음향 전달손실(transmission loss)을 Fig. 2 에 나타내었다.

공명관의 출구가 1/4 에 위치한 경우 공명관의 길이와 같은 파장을 갖는 음향 주파수 f_{r4} 와 흡수배 주파수에서 공명으로 인한 음향절선과 출구의 위치가 일치하여 음향전달 손실의 최대치들이 발생한다. 그리고 입구의 위치가 1/2 에 고정되어 있으므로 공명관 길이 2 배를 파장으로 갖는 주파수 $f_{r4}/2$ 와 그의 흡수배 주파수들에서 공명으로 인한 음향절선과 입구의 위치가 일치하여 음향전달손실 최대치가 발생한다. 공명관 길이의 파장을 갖는 주파수의 짝수배 주파수 $2f_{r4}$ 에서는 음향전달 손실이 거의 없이 전달되어 소음기로서의 성능은 떨어지지만 이 영역을 제외하고는 음향전달 손실이 양호하다.

출구의 위치가 1/6 인 경우에는 공명관의 길이의 1.5 배에 해당하는 파장을 갖는 음향 주파수 $1.5f_{r4}$ 와 $(6n+3)f_{r4}/2$ 주파수들에서 공명으로 인한 음향절선과 입출구의 위치가 일치하여 중심 주파수들의 주변의 소음 저감 효과가 매우 크게 나타남을 알 수 있으나 저감 효과를 얻을 수 있는 주파수 영역은 다른 출구 위치에 비하여 좁게 나타난다.

출구의 위치가 1/8 인 경우에는 공명관 길이 2

배에 해당하는 파장을 갖는 음향 주파수 $2f_{r4}$ 와 $(8n+4)f_{r4}/2$ 주파수들에서 음향전달손실의 최대치들이 발생하지만 이 주파수들은 입구의 위치 효과와 중복되지 않으므로 저감 효과를 얻을 수 있는 주파수 영역이 넓게 나타난다. 이 밖의 위치에 출구를 설치할 경우에는 저감 효과가 큰 주파수 범위가 좁게 나타난다. 예로서 출구의 위치가 3/8 인 경우 저주파에서의 효과는 크지만 다른 주파수 영역에서 전달손실이 낮으므로 차량용 소음기로는 사용할 수 없다. 따라서 본 연구에서는 출구가 1/4 및 1/8 위치에 설치하여 운전조건에 따라 각각을 개폐 시키는 구조로서 배기소음을 제어하고자 한다.

2.3 배기계의 구조 및 소음제어 방법 결정

위의 이론적 고찰을 통해 소음제어를 위하여 출구를 1/4, 1/8 에 설치하였다. 가진 소음 주파수에 따라 최대의 음향전달손실을 갖는 출구만을 열고 나머지 출구를 닫을 경우, Green 함수에 의한 이론적 음향전달손실 곡선을 Fig. 3 에 나타내었다. 다른 예로써 출구를 1/4, 1/6 에 설치할 경우 Fig. 2 에서 나타나는 114Hz 부근에서 음향전달손실의 최소점을 제어할 수 없다. 따라서 이 경우에는 길이제어를 하여야만 차량의 운전주파수 영역에 포함 할 수 있다.

Fig. 3 에서 4 기통 차량의 운전주파수 영역(650rpm ~ 6000rpm)은 $f_1(21.7\text{Hz})$ 에서 $f_2(200\text{Hz})$ 까지이며 이 영역에서는 양호한 음향 전달손실 효과를 얻을 수 있다. 따라서 본 연구에서는 출구의 위치를 1/4, 1/8 에 위치시키고 2 개의 출구 밸브제어를 통하여 다중 모드 소음기를 구성하였다.

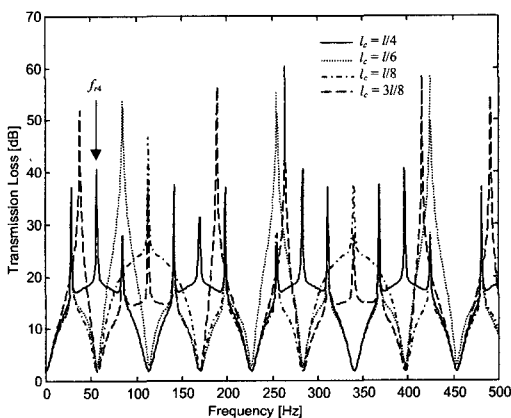


Fig. 2 Theoretical transmission loss of side branch expansion chamber resonator silencer length $l = 6$ m, diameter of exp. chamber = 0.1m, diameter of inlet & outlet = 0.05m, outlet locating position $l_c = 1/4$, $l_c = 1/6$, $l_c = 1/8$, $l_c = 3/8$

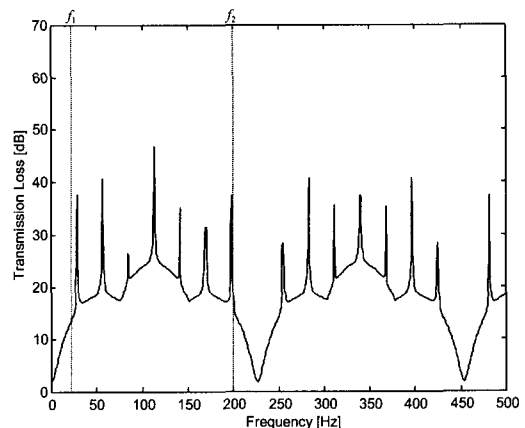


Fig. 3 Theoretical transmission loss of side branch expansion chamber resonator silencer using inlet valve control ($f_1 = 650$ rpm, $f_2 = 6000$ rpm)

3. 다중모드 배기계의 제어 구조

3.1 다중모드 배기계의 구성

제어형 다중 모드 배기계는 크게 음향부, 계측부 그리고 제어부로 Fig. 4 와 같이 구성된다. 음향부는 입구, 공명관 및 2 개의 출구부분으로 구성된다. 계측부는 제어 오차를 감지하기 위한 부분과 엔진의 회전속도를 감지하는 부분으로 구성된다. 그리고 제어부는 제어기의 알고리즘 부분과 제어 명령을 물리적 동작으로 변환시키는 구동 부분이다.

음향부분의 입구는 공명관 길이의 중앙에 설치한다. 공명관 길이는 6m 이며 출구는 0.75m 와 1.5m 에 각각 설치한 후 밸브를 부착하였다. 이때 0.75m 에 설치된 밸브를 V_8 이라 하고 1.5m 에 설치된 밸브를 V_4 라 한다. 입·출구의 직경은 0.05m 이며 공명관의 직경은 0.1m 이다.

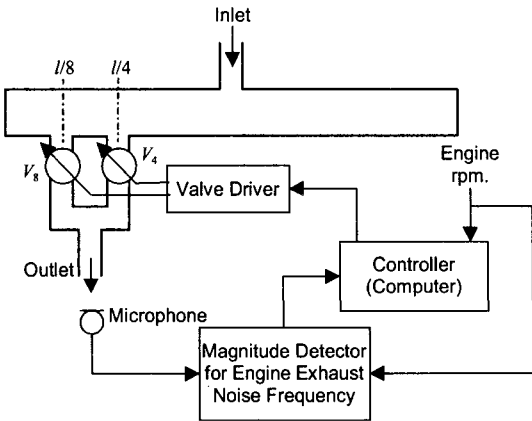
계측부에서 엔진의 회전수 측정부분은 엔진 제어기로부터 얻어진 정현파 신호로부터 엔진의 회전수를 측정한다. 오차 측정부는 직교성을 이용하여 주변소음을 제거하고 엔진의 회전성분과 관련된 음향의 진폭을 추출하여 제어기로 전달한다.⁽⁸⁾

제어방법은 엔진의 회전속도에 따라 밸브를 개폐시키는 방법과 밸브 변화에 따른 배기 음압의

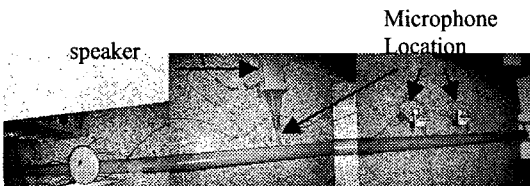
변화를 최소화시키는 방법이 있다. 본 논문에서는 V_4 와 V_8 으로 이루어진 밸브 시스템의 개폐에서 차동 갭을 사용한 순차 제어와 신경회로망을 이용한 제어를 각각 사용하였으며 구동부는 공압을 이용하여 밸브를 제어하였다.

3.2 차동 갭을 가진 제어기의 구성⁽⁹⁾

되먹임 순차 제어를 사용한 제어기의 제어흐름은 Fig. 5 와 같이 구성된다. 상온과 공기유동을 고려하지 않을 경우 소음기의 특성이 변화되는 엔진의 회전수는 2274rpm(75.8Hz)과 4530rpm(151Hz)이다. 소음기의 밸브제어는 엔진의 회전수를 입력으로 취하여 밸브 개폐를 제어한다. 그리고 소음기의 출구로부터 음압을 측정하여 오차로서 제어기에 되먹임 시킨다. 초기 운전상태에서는 V_4 밸브는 열고 V_8 밸브는 닫는다. 운전 회전수가 증가하여 엔진의 회전수가 2310rpm(77Hz)에 이르면 $I/4$ 모드에서 $I/8$ 모드로 변경하기 위하여 V_8 밸브는 열고 V_4 밸브는 닫는다. 엔진 회전수 4560rpm(152Hz)에서 $I/8$ 모드에서 $I/4$ 모드로 변경되어진다. 역으로 엔진의 회전수가 감소할 경우 밸브구동부의 안정을 위하여 차동 갭을 두어 4500 rpm(150Hz)에서 $I/4$ 모드에서 $I/8$ 모드로 변경하며 2250rpm(75Hz)에서 $I/8$ 모드에서 $I/4$ 모드로 변경한다. 그리고 온도와 공기유동 그리고 압력 등 고려하지 않은 요소의 영향을 보상하기 위하여 출구에서 음압을 측정하여 음압의 증가시 모드변경을 시도한다.



(a) Block diagram of multi-mode silencer



(b) Prototype of the Multi-mode muffler

Fig. 4 Block diagram of multi-mode silencer and its controller

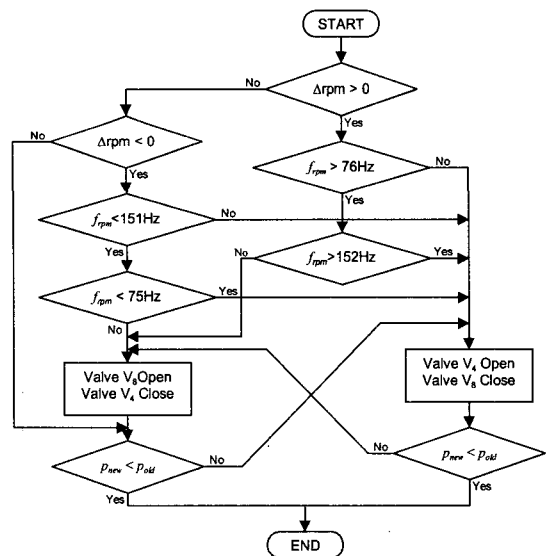


Fig. 5 Flowchart of sequential control system with differential gap

3.3 인공지능을 이용한 제어기 구조⁽¹⁰⁾

차량의 배기계 내의 압력과 온도는 운전조건과 위치에 따라 변화한다. 이러한 압력과 온도의 변화는 음속의 변화를 일으켜 공명 주파수를 변화시킨다. 그러나 각 부위별로 온도와 압력을 측정할 수 없으므로 일부의 값을 이용하여 전체적인 값을 예측하여야 한다. 그리고 배기계의 구조상 유동이 있는 부위와 유동이 발생하지 않는 부위가 있어 유동에 의한 음속의 변화를 예측하기가 곤란하다. 따라서 엔진의 회전수와 제어 결과인 오차 마이크로폰의 음압을 이용하여 공명 주파수를 예측하여야 한다. 그러므로 배기계를 제어하기 위해서는 제어 대상에 대한 수학적 모델링이 필요하지 않고 비선형적이며 예측이 가능한 제어기법인 인공지능기법이 제어기로 사용되어야 한다.

본 연구에서 신경회로망을 이용한 제어기의 구성은 Fig. 6 과 같다. 신경회로망을 이용한 제어기는 엔진의 회전수, 회전수의 변화, 출구 배출음의 진폭변화 그리고 밸브의 현재 상태를 입력으로 사용하였다. 엔진의 최소 회전수(650rpm)와 최대 회전수(6000rpm)를 -1 과 1 사이로 사상시켜 패턴화 하였다. 엔진 회전수의 변화는 증가시 1, 정속시 0, 감속시 -1 의 값을 사용하여 패턴을 형성시키며, 배출음은 증가시 1, 감소시 -1 로 패턴화 하며 밸브의 상태는 V₄ 밸브를 기준으로 열었을 경우 1, 닫혔을 경우 -1 로 패턴화 하였다. 출력은 1 개로서 V₄ 밸브의 개폐상태를 제어하며 V₈ 밸브는 V₄ 밸브의 반대로 동작한다.

4. 밸브 제어 소음 특성

4.1 시뮬레이션에 의한 제어결과

제어 알고리즘의 타당성을 검증하기 위하여 Green 함수 사용하여 구한 이론 전달손실을 사용하여 음향 전달계를 구성하고 차동 갭을 이용한 제어기와 신경회로망 제어기를 각각 구성하여 제

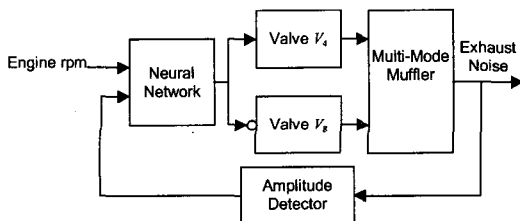


Fig. 6 Block diagram for a multi-mode muffler controller using neural network

어형 다중모드 소음기 모델을 구성하였다. 소음기 모델은 상온의 대기압에 유동이 없는 상태의 Green 함수를 이용하여 구한 음향전달 손실을 사용하였으며 입력은 단위 크기의 정현파를 사용하였다. 출력은 입력 신호가 제어된 음향 전달계를 통하여 감쇄된 정현파로 얻어진다. 수집된 출력으로부터 진폭을 추출하여 출력의 증감을 제어기로 되먹임시켰다. 입력되는 정현파의 주파수를 엔진의 회전수를 650rpm 에서 6000rpm 까지 등가속으로 변화시켰을 때 V₄ 밸브 만을 열었을 경우와 차동 갭을 이용한 제어기를 사용하여 제어한 경우의 시간영역에서의 출력을 Fig. 7 에 나타냈다.

Fig. 7 에서 제어 전의 음향특성은 초기 밸브의 상태인 V₄ 밸브만을 열은 상태로 설정하여 음향전

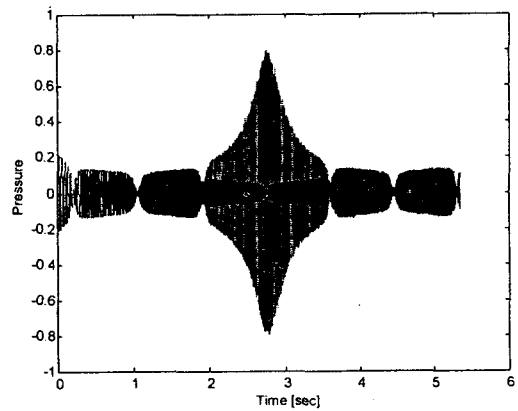


Fig. 7 Simulated sound ratio through the multi-mode muffler when rpm of 4 cycle engine is constantly accelerated from 650rpm to 6000rpm
Black line : result with differential gap control, Gray line : result when only valve V₄ is opened

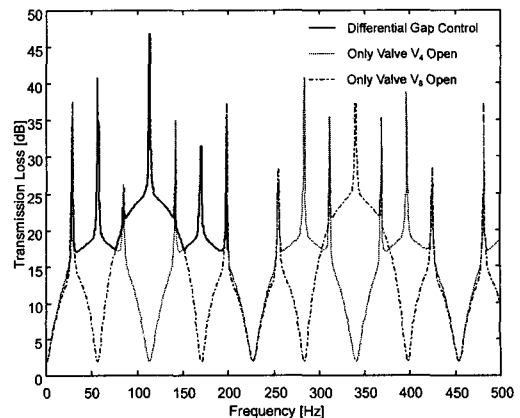


Fig. 8 Transmission loss for actuated frequency in the case of differential gap control simulation

달 특성을 이론적으로 시뮬레이션 하였다. 가속 초기와 탈기에서는 음향 전달률이 0.1 이하로 유지되고 있으나 증기에서는 음향 전달률이 크게 나타남을 알 수 있다. 차동 잭을 사용한 제어의 경우 76Hz 와 152Hz 에서 밸브의 상태를 전환 시킴으로써 전체적으로 낮은 음향 전달율을 보이고 있다. 이 결과를 주파수 영역으로 바꾸면 Fig. 8 과 같다. 차동 잭을 이용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행한 제어 결과는 이론적으로 가장 큰 음향전달 손실의 상태를 잘 유지함을 알 수 있다. 그리고 신경회로망을 이용한 제어를 수행한 시뮬레이션 결과는 Fig. 9 에 나타내었다. 이 경우에도 음향전달손실의 최대값들을 잘 유지함을 알 수 있다. 따라서 본 논문에서는 실제 모델에 두 가지 제어기를 각각

적용하였다.

4.2 실제 모델을 이용한 실험 결과

제어형 소음기의 소음특성의 시뮬레이션 결과를 검증하기 위하여 Fig. 4 의 실제 모델을 구성하였으며 소음원은 엔진의 회전해당하는 주파수의 정현파를 스피커를 사용하여 가진하였다. 입출구의 직경은 0.05m 이며, 공명관은 반경 0.1m, 길이 6m 의 PVC 관을 사용하였다. 제어기는 차동 잭을 이용한 제어기와 신경회로망을 이용한 제어기를 각각 사용하여 제어 결과를 구하였다.

입력은 엔진 회전속도 650rpm 에서 6000rpm 까지 해당되는 21.7Hz 부터 200Hz 까지의 정현파를 스피커를 통하여 발생시켰다. 입력과 출력의 측정된 신호의 예는 Fig. 10 와 같다. Fig. 10(a)에서 30 Hz 이하는 스피커 특성에 의하여 제대로 가진이 이루어지지 않음을 알 수 있다. Fig. 10(a)에서 작은 값을 보이고 있는 64Hz 성분은 Fig. 2 에서 나타난 57Hz 가 이동한 주파수로서, 측정 위치가 공명기 입구에서 50 mm 위치에 마이크로폰을 설치하였기에 측정위치에서 공명기 내부의 공명에 의한 파와 입구의 입력파가 역위상이므로 상호과파간섭 된 상태에서 측정된 것으로 사료된다. 따라서 반사파가 포함된 입력 음압에 대한 출력의 크기인 음향 진폭비를 계산 할 경우 64Hz 부분의 진폭비가 크게 나타나게 된다. 시뮬레이션과 실험의 주파수차이는 이론에서는 공명관을 완전 강체로 두고 해석을 하였기 때문에 발생되었다.

Fig. 11 과 Fig. 12 는 제어를 하지 않은 상태에서 각 밸브를 열었을 때 공명기 입구 음압 크기에 대하여 출구 음압 크기를 표시하고 있다. Fig. 11 에

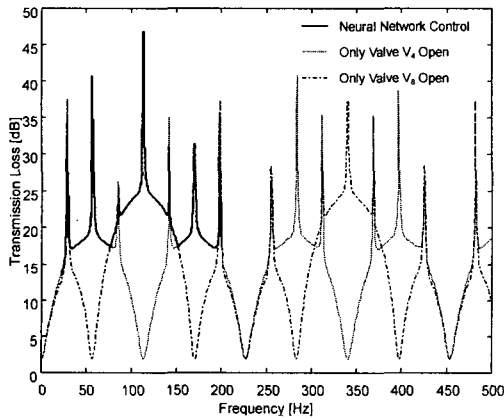


Fig. 9 Transmission loss for actuated frequency in the case of neural network control simulation

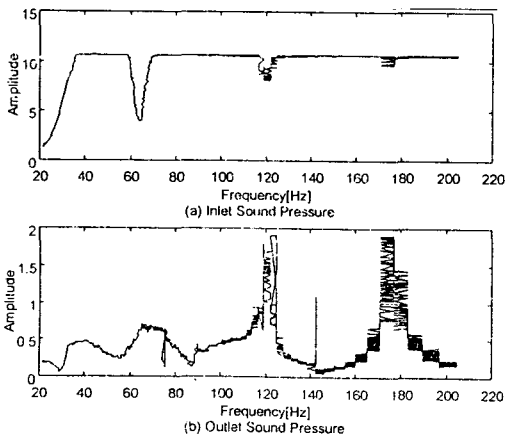


Fig. 10 Sound pressure level of input and output in frequency domain

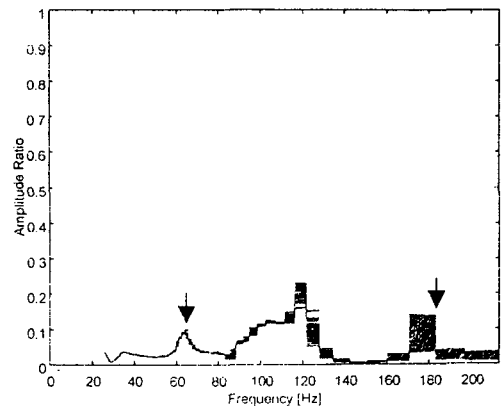


Fig. 11 Sound amplitude ratio of the output to the input when only valve V4 is opened

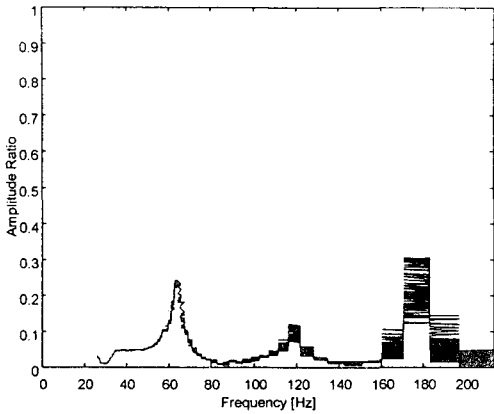


Fig. 12 Sound amplitude ratio of the output to the input when only valve V_8 is opened

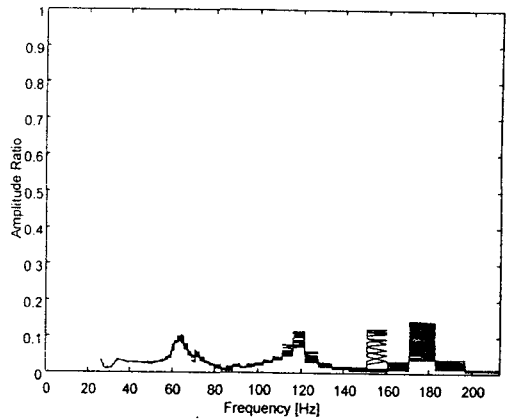


Fig. 13 Sound amplitude ratio of the output to the input in the case of human control

서 64Hz 의 성분이 큰 것은 입력이 작기 때문에 발생된 것으로 실제적인 출력은 크지 않다. 밸브 V_4 가 열려서 특성이 좋지 않는 주파수는 124Hz 로 이 주파수는 이론해석에서의 114Hz 가 이동한 주파수임을 알 수 있다. Fig. 12 는 밸브 V_8 가 열린 상태로서 이론상 57Hz 와 171Hz 에서 음향전달이 큰 것으로 나타나지만 실험결과에서는 62Hz 와 186Hz 에서 음향전달이 크게 나타나 이론과 약간의 차이를 보이고 있으나 제어형 배기계의 사용구간과는 무관하므로 무시한다.

Fig. 13 은 주파수를 증가시킬 때 76Hz 와 152Hz 에서 밸브의 상태를 수동 제어한 결과이다. 전체적으로 입력에 대한 출력의 음압비가 0.1 이하를 유지하므로 입력 주파수에 따라 가변되는 단일 주파수용 소음기가 제어형 소음기로서 가능성이 있음을 보여주고 있다. 따라서 차동 잭 제어기나 신경회로망 제어기를 적절히 조합하면 제어용 다중모드 배기계를 구성할 수 있음을 보여주고 있다.

Fig. 14 는 앞에서 제시한 차동 잭을 가진 제어기를 사용하여 제어를 한 경우로서 64Hz, 124Hz, 180Hz 에서 특성이 나쁘게 나타나고 있다. 이 주파수들의 경우 음압이 증가로 인해 밸브의 상태를 변경한 되먹임 작용으로 인하여 나타난 결과이다. 신경회로망의 Fig. 15 경우도 동일하게 나타나고 있어 되먹임에 의한 음향전달 손실의 저하를 가져오고 있다. 따라서 향후 되먹임의 효과를 최소화시키는 제어기의 구성이 필요하다.

현재 배기계의 구조가 길이가 긴 직선 형상으로 되어 있어 일반 승용차에는 부착하기 어려우므로 기류적인 특성은 직선을 이루면서 소음 저감 효율을 증대시킬 수 있는 곡관화 방법과 소형화

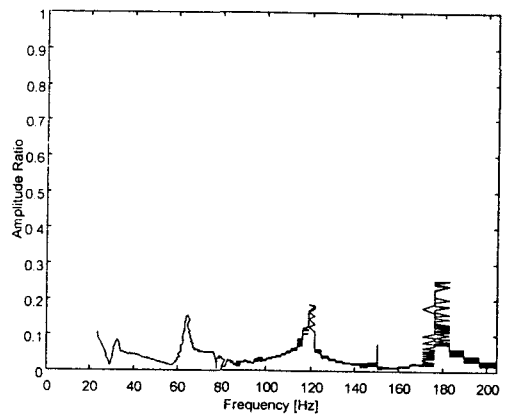


Fig. 14 Sound amplitude ratio of the output to the input in the case of differential gap controller

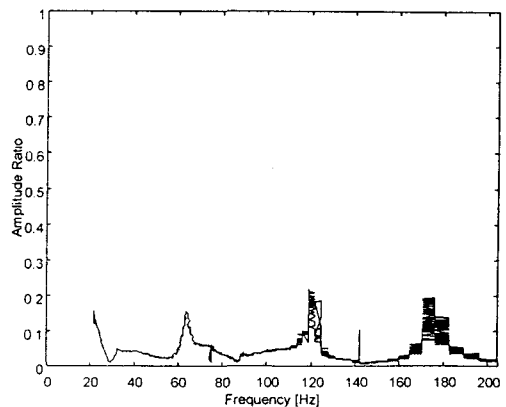


Fig. 15 Sound amplitude ratio of the output to the input 방법에 관한 연구가 필요하다.

5. 결 론

참고문헌

본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 측면 입출구를 갖는 공명관을 이용한 제어형 다중모드 배기계의 소음기 기본 구조를 결정하여 출구의 위치에 따른 이론적 음향전달손실을 구하였다. 그리고 음향전달손실이 우수한 두 가지 출구 구조를 결합하여 제어형 다중모드 배기계의 구조를 결정하였다.

(2) 다중모드 배기계의 제어를 위하여 차동 값을 이용한 제어기와 신경회로망을 이용한 제어기를 설계하여 각각에 대한 이론적인 해석과 제어실험을 수행한 결과 모두 동일하게 우수한 소음제어 특성을 얻을 수 있었다. 따라서 신경회로망이 갖는 예측성능을 고려할 때, 앞으로 신경회로망을 이용한 제어기를 구성하는 것이 더 유리함을 알 수 있다.

본 연구를 통하여 기존의 차량형 수동형 배기계와는 다른 새로운 구조의 제어형 다중모드 배기계를 제안하였다. 향후 차량에 장착 시키기 위해서는 소형화 및 전달 손실이 더 큰 구조로의 개선과 제어기 개발에 관한 연구가 필요하다.

후 기

본 연구는 1996 년 한국과학재단의 핵심연구과제(961-1001-006-2)의 연구비지원을 받아 이루어졌으며 관계자 여러분께 감사 드리는 바이다.

- (1) Hiroshi Matsuhisa, Baosheng Ren, Susumu Sato, 1992, "Semi-active Control of Duct Noise by a Volume-Variable Resonator," *JSME International, Series III*, Vol. 35, No. 2, pp. 223~228.
- (2) Eizo Suyama, Motohiro Inaba, Ryuo Mashino, 1989, "Characteristics of Dual Mode Mufflers," *SAE paper* 890612, pp. 1~9.
- (3) 김홍섭, 손동구, 오재응, 1998, "배기소음 제어용 능동형 소음기의 제어성능 평가에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제 22 권 제 2 호, pp. 251~257.
- (4) 4. Everett Arnold, Warner Fraxer, W.J.J. Hoge, 1991, "Development of a Prototype Active Muffler for the Detroit Diesel 6V-92 TA industrial Engine," *SAE paper* 911045, pp. 57~67.
- (5) 손동구, 김홍섭, 오재응, 1999, "저소음 저배압을 위한 다중모드 지능제어 배기계에 관한 연구 - 제어형 배기계의 구조결정," 자동차공학회 논문집, 제 7 권 제 3 호, pp. 168~177.
- (6) Yang-Hann Kim, Seong-Woo Kang, 1993, "Green's solution of the acoustic wave equation for a circular expansion chamber with arbitrary locations of inlet, outlet port, and termination impedance," *J. Acoust. Soc. Am*, Vol. 94, No. 1, pp. 473~490.
- (7) Dowling A.P., Ffowcs J.E. Williams, 1983, *Sound and Sources of Sound*, Ellis Horwood.
- (8) 손동구, 김홍섭, 오재응, 1999, "직교성을 이용한 기계구조물 신호의 진폭과 위상검출," 대한기계학회논문집, 제 23 권 제 2 호, pp. 326~333.
- (9) Katsuhiko Ogata, 1996, *Modern Control Engineering*, Prentice Hall Press.
- (10) Yoh-Han Pao, 1989, *Adaptive Pattern Recognition And Neural Networks*, Addison-Wesley, Massachusetts, pp. 111 ~ 167.