

〈논 문〉

전달경로의 차이를 이용한 차량용반능동형 머플러의 특성에 관한 연구

A Research on Characteristics of Semi-active Muffler Using Difference of Transmission Paths

이종민* · 김경목* · 손동구** · 이장현*** · 황요하*

Jong Min Lee, Kyung-Mok Kim, Dong Goo Sohn, Jang Hyun Lee and Yoha Hwang

(2000년 10월 30일 접수 ; 2001년 5월 12일 심사완료)

Key Words : Transmission Loss(투과손실), Semi-active Muffler(반능동형 머플러), Back Pressure(배압), Transmission Path(전달경로), Exhaust Noise(배기소음)

ABSTRACT

Passive type mufflers installed on every car have inherent problem of lowering engine power and fuel efficiency caused by backpressure which is byproduct of complex internal structure. Recent improvements like installing a valve to change exhaust gas path depending on power requirement and rpm have only marginally improved performance. Tremendous amount of recent research works on active exhaust noise control have failed to commercialize because of numerous physical and economical reasons. In this paper, a unique semi-active muffler using difference of transmission paths is presented. In this system exhaust pipe is divided into two parts and joined again downstream. Exhaust noise is reduced by destructive interference when two-divided noise join again with transmission paths' difference which is half of the wavelength of a main noise frequency. One divided path has a sliding mechanism to change length thereby transmission path length difference is adjusted to engine rpm change. The proposed system has minimal backpressure and does not need a secondary sound source like a speaker so it can overcome many problems of failed active noise control methods. We have verified proposed system's superior performance by simulation and comparison experiment with passive mufflers.

1. 서 론

자동차 엔진과 같은 내연기관의 배기소음은 엔진의 회전수에 연동하는 가장 큰 주파수 성분을 가지며 기타 광대역 주파수 성분을 가지는 소음 특성을 가지고 있다. 이러한 소음을 줄이기 위하여 일반적으로 배기관에 내부구조가 복잡한 머플러를 장착하는 수동적인 제어방법이 사용되어 왔다. 그러나 이러한 수동적인 제어방법은 소음의 주요 성분

이 엔진의 회전수에 따라 지속적으로 변화하는 특성과 이에 따른 머플러의 복잡한 내부 구조 때문에 배기관내 배기 가스의 압력(배압)을 증가시켜 엔진의 출력을 저하시키고 연비를 나쁘게 하는 문제점을 가지고 있다. 일부 오토바이 폭주족이나 화물차 운전수들이 의도적으로 머플러 연결을 끊어놓고 운전함으로써 외부소음은 대폭 증가하나 출력의 상승을 꾀하는 데에서 볼 수 있듯이 머플러 배압은 출력의 감소에 커다란 영향을 미친다.

위와 같은 기존방식의 단점을 극복하기 위하여 저소음, 저배압을 실현하는 머플러의 개발이 지속적으로 연구되어 왔다. 그러나 기존의 수동형 머플러로는 서로의 요구조건이 상충되는 저소음, 저배압을 동시에 실현할 수 없는 한계가 있고, 이를 극복하기 위하여 능동형 소음제어 기법을 이용하여 덕트 내의 소음을 줄이는 기술에 대한 연구가 가시적 성과를 보이기 시작하자 이를 배기계에 적용하고자

* 한국과학기술연구원 Tribology연구센터

E-mail : yoha@kist.re.kr

Tel : (02) 958-5656, Fax : (02) 958-5659

** 삼성코닝주식회사 기술연구센터

*** 주식회사 엔에스브이

하는 연구가 세계적으로 많이 시도되어 능동형 머플러가 광범위하게 개발되어왔다. 그러나 고온, 고압의 다습한 부식성 배기가스 분위기와 강하고 지속적인 충격성 진동이 가해지는 배기계의 환경이 마이크로폰과 스피커의 내구성에 악영향을 끼치며, 엔진소음을 상쇄시키기 위한 저주파 특성이 좋으며 큰 출력을 지니는 커다란 스피커를 장착할 만한 공간이 배기계에 없다는 문제점과 여러 경제적인 이유로 상용화에는 실패하였다.^(1,2)

다른 방식의 연구로는 배기소음의 주 성분인 엔진회전 주파수에 대하여 배기관의 구조를 단순화 시켜 저소음 저배압을 구현하고, 엔진회전 주파수가 변경되면 그 주파수에 대하여 배기관 구조가 바뀔 수 있도록 가변구조를 채택한 반능동형 머플러에 대한 연구도 활발히 진행되어왔다. 꼬리관의 구경을 엔진 회전수에 따라 증감시키는 밸브를 사용하는 방식⁽³⁾과 헬름홀쯔 공명기의 부피를 엔진 회전수에 증감시키는 방식⁽⁴⁾, 공명기 측면에 소음의 입구(mode)/출구(node)를 설치하고서 엔진 회전수에 따라 공명기의 길이를 증감시키는 방법⁽⁵⁾ 등이 제안되고 있으나 일부 영역에서만 작동하고 느린 반응속도 및 머플러의 크기 때문에 실용화에 제한을 받고 있다.

본 논문에서는 배기관을 둘로 나누고 이를 다시 합할 시 전달경로의 차이가 주요 입력소음의 반파장의 홀수배가 되면 출력소음이 줄어든다는 원리를 이용하여 길이 차이를 조절 할 수 있는 분기관을 이용한 차량용 머플러를 제안하였다. 본 방식은 구조적으로 배압이 거의 발생하지 않으며 소음자체를 상쇄소음으로 사용함으로써 기존 방식과 달리 스피커가 필요 없고 제어도 매우 단순히 할 수 있다. 이론 해석 및 시뮬레이션을 통하여 그 타당성을 검증하였으며, 제작 및 실험을 통하여 소음감소 특성에 대하여 연구를 수행한 결과 우수한 소음감소 특성을 얻을 수 있었다. 구해진 소음감소 특성과 기존의 머플러 소음특성을 비교하고 제안된 머플러를 실제 엔진에 장착하여 엔진의 회전수에 따라 그 길이 차이를 바꾸어가며 엔진의 배기소음을 측정하였다. 그 결과 기존의 머플러에 비하여 제안된 반능동형 머플러가 배압을 낮추는 구조를 가지면서도 충분히 배기소음을 줄일 수 있음을 확인하였다.

2. 이론해석

2.1 전달경로 차이를 이용한 머플러

Fig. 1(a)와 같이 직진 경로와 U형 경로로 이루어진 두 개의 전달경로를 가지는 파이프에 한 주파수를 가진 순음이 통과한다고 가정한다. A지점에 입력된 순음은 경로 1과 경로 2로 나뉘어 B지점으로 전달되어 다시 합쳐지게 된다. 이때 경로 1과 경로 2의 길이의 차이(2L₂)가 입력

된 소음(w₀)의 반파장(λ/2)의 홀수배가 된다면 B지점에서 경로 1을 통해서 전달된 파형(w₁)은 Fig. 1(b)와 같고 경로 2를 통해서 전달된 파형(w₂)은 Fig. 1(c)와 같아서 두 파형은 180°의 위상차를 가지고 합쳐지게 되어 합쳐진 파형(w₁₊₂)은 Fig. 1(d)와 같이 그 크기가 줄어들게 된다.

이를 수식으로 표현하면 A지점에 입력된 파형이,

$$w_0(t) = A_0 \cdot \sin(2\pi ft) \tag{1}$$

와 같다고 하면, B지점을 통과한 파형은

$$\begin{aligned} w_{1+2}(t) &= w_1(t) + w_2(t) \\ &= A_1 \cdot \sin\left(2\pi f\left(t + \frac{L_1}{v_c}\right)\right) + A_2 \cdot \sin\left(2\pi f\left(t + \frac{L_1 + 2L_2}{v_c}\right)\right) \\ &= A_1 \cdot \sin\left(2\pi f\left(t + \frac{L_1}{v_c}\right)\right) + A_2 \cdot \sin\left(2\pi f\left(t + \frac{L_1 + (2n-1)\lambda/2}{v_c}\right)\right) \\ &= A_1 \cdot \sin\left(2\pi f\left(t + \frac{L_1}{v_c}\right)\right) + A_2 \cdot \sin\left(2\pi f\left(t + \frac{L_1}{v_c}\right) + (2n-1)\pi\right) \\ &= (A_1 - A_2) \cdot \sin\left(2\pi f\left(t + \frac{L_1}{v_c}\right)\right) \end{aligned} \tag{2}$$

와 같이 되어서 그 크기가 줄게 된다. 여기서, v_c는 음속이며, n은 0보다 큰 정수이다

Fig. 1에서 A지점에 입력되는 소음이 4기통 엔진의 배기소음이라고 가정하면, 크랭크축 1회전 당 2번의 폭발행정이 있으므로 주된 소음파형의 주파수, f는 엔진 회전수, r rpm의 1/30이고, 이때 두 경로의 길이 차이가 이 주파수의 반파장이 되기 위한 U형 경로의 길이, L₂는 다음 식(3)으로 구해진다.

$$L_2 = \frac{\lambda}{4} = \frac{v_c}{4f} = 7.5 \frac{v_c}{r} \tag{3}$$

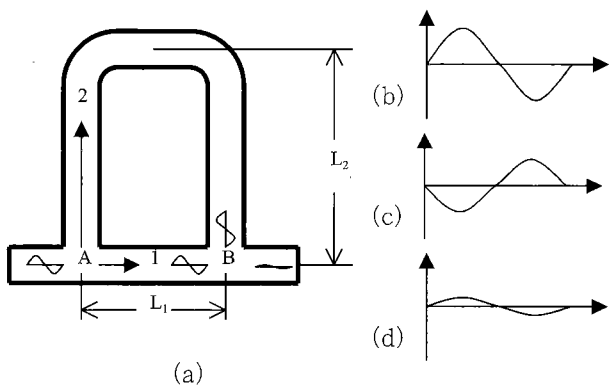


Fig. 1 Principal of the muffler using difference of transmission paths

따라서 U형 경로의 길이, L_2 를 엔진의 회전수, r rpm에 따라서 식 (3)과 같이 되도록 가변구조로 만들어 제어하면 배압을 낮은 상태로 유지시키면서 주 배기소음 주파수인 $r/30$ Hz(C_2)의 홀수 배 주파수(C_2, C_6, C_{10}) 주변 대역의 소음을 줄일 수 있다. 이 원리를 이용하여 스피커와 파이프를 이용한 간단한 실험을 한 결과 20 dB이상의 소음감소 효과를 보였다.^(6,10) 그러나 이 방식의 큰 단점은 낮은 엔진 회전수에서 소음을 줄이기 위하여 필요한 지연길이가 길어져서 차량용으로 사용하기에는 실용성에서 제한을 받는다. 예를 들어 실제 배기가스는 고온이며 고속으로 이동하는 기체이지만 상온(15 °C)의 유동이 없는 이상기체라고 가정을 하면 음속은 $v_c=340$ m/sec가 되고, 이 경우 엔진 회전수에 따른 U형 경로의 길이 L_2 는 1000 rpm일 때 2.551 m나 되어서 차량용으로 사용하기에는 길이가 너무 길다.

이러한 문제를 해결하기 위하여 Fig. 2에 도시된 기존의 머플러를 같이 사용하는 구조를 제안한다. 이 시스템은 소음제어를 중, 고속 영역에서만 사용하는 것으로서, 일례로 미국의 고속도로를 주로 운행하는 대형화물 차량의 경우 운행시간의 거의 대부분은 고속으로 주행하므로 엔진을 아이들링할 때나 시내주행과 같은 저속주행을 할 때에는 기존의 머플러를 이용하고 실제로 고출력이 필요하고 연비향상의 효과가 큰 고속주행을 할 때에는 제안하는 머플러와 광대역 잡음을 제거하기 위한 단순한 구조의 수동머플러를 같이 사용하도록 한다면 지연경로의 길이가 짧아도 되어 전체 시스템의 크기가 작아지게 된다.

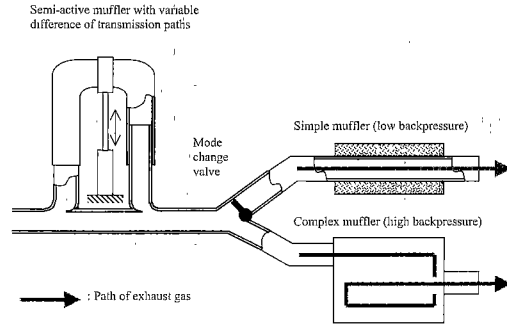


Fig. 2 Proposed dual mode muffler (Passive mode & Semi-active mode)

본 논문에서 실험에 사용된 반능동형 머플러는 4 기통 2000 cc DOHC 엔진을 대상으로 1821 rpm ~ 2856 rpm의 엔진 회전수에 연동된 주 소음성분을 제거하도록 설계하였고, 광대역 잡음을 줄이기 위한 저배압 수동형 머플러 (simple muffler)를 끝 단에 장착하여 저소음 고출력을 얻을 수 있도록 하였다. 제어영역 이외의 엔진 회전수에 대하여서는 기존의 고배압 수동형 머플러(complex muffler)가 대신하도록 Fig. 2와 같이 수동모드 및 반능동모드로 이루어진 배기계를 구성하였으며 밸브를 사용하여 두 모드를 전환하도록 하였다.

2.2 이론적 검증

Fig. 1의 L_2 가 정해지면, 파장이 $4L_2$ 인 주파수(C_2)의 홀수 배 주파수(C_2, C_6, C_{10}) 부근의 파형은 이 머플러를 통과하면 소음의 크기가 줄어들게 될 것이다. 이 개념을

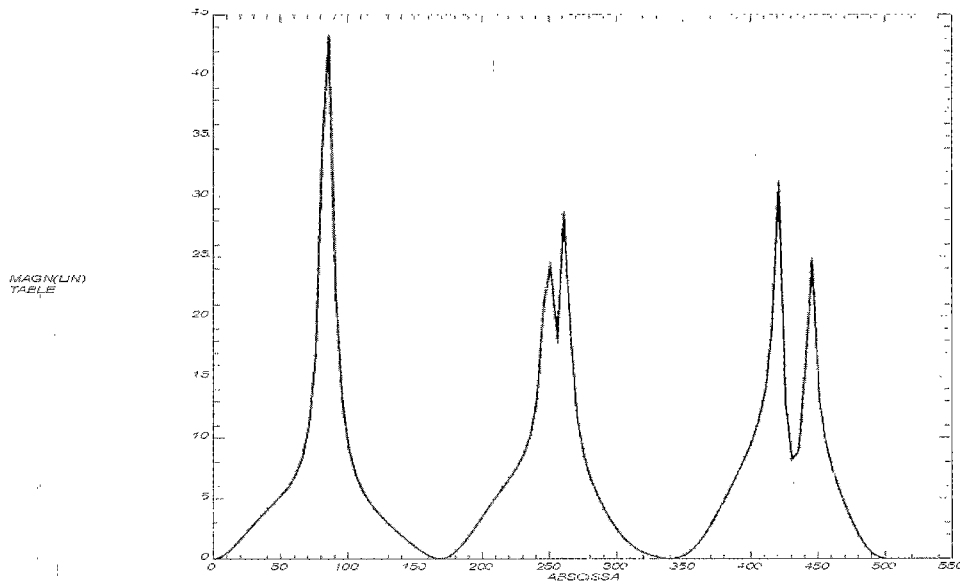


Fig. 3 Transmission loss of the muffler using difference of transmission paths

검증하기 위하여 제안된 길이차이가 나는 두개의 경로를 가진 머플러의 소음 투과손실(Transmission Loss : TL)을 유한요소법을 통하여 구하여 보았다. 투과손실은 음향요소만의 에너지 손실을 표현하는 것으로서 음향요소에 입사된 음향파위와 통과된 음향파위의 비를 나타내어 머플러 자체의 소음특성이 나타나며 이론적인 예측이 가능하다는 장점으로 음향요소의 특성평가 기준으로 많이 사용되고 있다.^(5,7,8) 그 정의식은 식 (4)와 같다.

$$TL = 10 \log_{10} \left(\frac{\text{incident power}}{\text{transmitted power}} \right) \quad (4)$$

이상적인 선형 음향해석을 위하여 관로 벽면은 강체로 가정하여 벽면을 통한 전달은 무시하고 전반사가 일어나는 것으로 가정하였다. 또 비점성 유동이며 유체는 유동이 없는 균질 매질인 이상기체로 가정하고 유한요소법을 이용하여 L_1 및 L_2 가 1 m 인 Fig. 1과 같은 구조의 전달경로 차이를 이용한 머플러의 음향특성을 해석한 결과가 Fig. 3에 나타나 있다. 해석한 주파수 대역은 0~500 Hz로 하였다. 이는 3000 rpm일 때 C_2 가 100 Hz이고 C_{10} 이상에서는 음향파위가 상대적으로 약하기 때문이다. L_2 가 1 m이므로 식 (3)에 의하여 투과손실의 최대값은 85 Hz(C_2), 255 Hz(C_6), 425 Hz(C_{10})에서 나타나야 한다. 해석결과를 보면 C_2 는 85 Hz에서 발생하여 일치하고 있으며, C_6 는 피크가 252 Hz와 261 Hz로 갈라지고, C_{10} 은 420 Hz와 445 Hz로 갈라졌다. 예상과 거의 일치하는 결과를 얻었으며, 피크가 두 주파수로 갈라지는 것은 벽면에서의 반사와 90° 격인 부위의 영향으로 추정된다.

3. 투과손실의 측정

3.1 투과손실의 측정방법

머플러의 투과손실을 측정하기 위해 Fig. 4와 같이 실험 장치를 꾸미고 2개의 마이크로폰을 사용한 음파분리이론^(7,9)을 이용하였다. Fig. 4와 같이 저음용 스피커를 백색잡음(white noise)으로 작동시켜 머플러를 가진하고 그때 입력단과 출력단에 각각 2개의 마이크로폰을 x 만큼의 간격을 두고 설치하여 각 지점에서의 음압을 측정한다. 순수하게 소음의 진행방향으로 진행된 음압의 자기 스펙트럼(auto spectrum)을 식 (5)로부터 구한다. Fig. 4에서 일반적으로는 출력단 끝에서 무반사단(anechoic termination)을 설치하여야 하나 본 실험에서는 약간의 오차를 감수하고 출력단에도 음파분리이론을 적용하여 무반사단이 없어도 측정할 수 있도록 하였다.⁽⁹⁾

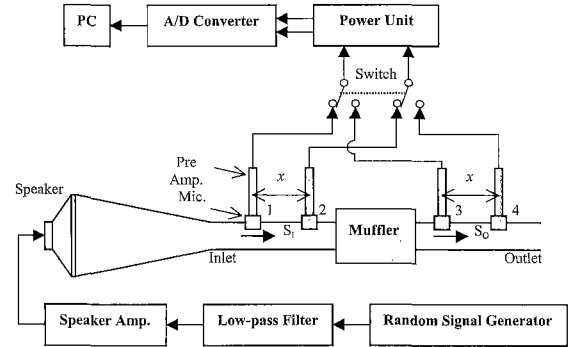


Fig. 4 Schematic diagram of measuring muffler transmission loss using 2-microphone method

$$S_I(f) = \frac{S_{11}(f) + S_{22}(f) - 2 \operatorname{Re}[S_{12}(f)] \cdot \cos kx + 2 \operatorname{Im}[S_{12}(f)] \cdot \sin kx}{4 \sin^2 kx}$$

$$S_O(f) = \frac{S_{33}(f) + S_{44}(f) - 2 \operatorname{Re}[S_{34}(f)] \cdot \cos kx + 2 \operatorname{Im}[S_{34}(f)] \cdot \sin kx}{4 \sin^2 kx} \quad (5)$$

여기서, $S_I(f)$: 입력단에서 머플러로 전달된 음압의 자기 스펙트럼

$S_O(f)$: 머플러에서 출력단으로 전달된 음압의 자기 스펙트럼

$S_{11}(f), S_{22}(f), S_{33}(f), S_{44}(f)$: 각각 1, 2, 3, 4번 위치에서 측정된 음압의 자기 스펙트럼

$S_{12}(f), S_{34}(f)$: 각각 1번과 2번, 3번과 4번 위치에서 측정된 음압의 상호 스펙트럼

k : 파수 ($=2\pi f/v_0$)

실험시는 마이크로폰이 2개 밖에 없는 관계로 입력단에서 먼저 측정하고, 다음에 출력단에서 측정을 하였다. 이렇게 구한 입출력단의 자기 스펙트럼을 식 (4)에서 유도된 식 (6)에 대입하면 머플러의 투과손실을 계산할 수 있다.

$$TL = 10 \log_{10} \left(\frac{S_I(f)}{S_O(f)} \right) \quad (6)$$

이 실험에 사용된 장비는 Table 1과 같다. 백색잡음발생기와 저대역 필터는 HP사의 35670A를 사용하여 0~1.6 kHz의 주파수대역을 가지는 백색잡음을 만들어서 스피커를 가진하였다. 사용된 입출력단은 총길이는 300 mm, 내경이 40 mm, 두 마이크로폰 사이의 거리는 50 mm가 되도록 아크릴로 제작하였으며 입력단과 스피커의 연결은 입력단에 평면파가 입력되도록 아크릴을 원추형으로 제작하여 사용하였다. 또한 마이크로폰에서 측정된 음압을 3 kHz로 샘플링하여 1024개씩 해닝 윈도우(Hanning window)를 씌우고 나서 식 (5)를 사용하여 85% 오버랩(overlap)

Table 1 Instrument list of transmission loss measuring setup

Part	Model	Specification
Random signal generator	HP 35670A	Dynamic Signal Analyzer
Low-pass filter		Band:0~51.2 kHz
Speaker Amplifier	Vantage VP200	Band:20 Hz~20 kHz Power:200 Watts
Speaker	Black Gold 104A	Band:26 Hz~1.7 kHz Power:250 Watts
Inlet & Outlet	Domestic Made	x:50 mm
Microphone	B&K 4183	Band:20 Hz~2 kHz Sensitivity:45.7 mV/Pa
Preamplifier	B&K 2633	Band:3 Hz~200 kHz
Power Unit	B&K 2804	2 Channels Microphone Power Supply
A/D Converter	NI DAQ1200	12bit, 5V, 250 kHz
PC	LG IBM Thinkpad 560	Pentium MMX 233 MHz

으로 200번 평균하여 스펙트럼을 구하였다. 이렇게 입력단에서 한번, 출력단에서 한번 측정하여 $S_i(f), S_o(f)$ 를 구하여 식 (6)으로 피측정 머플러의 투과손실을 구하였다.

3.2 기존 수동형 머플러의 투과손실

제안된 시스템의 성능을 정성적으로 비교, 검증하기 위하여 실험 대상으로 선택된 4기통 2000 cc DOHC 엔진용 머플러(차량 출고 시 장착되는 중간 머플러(middle muffler), 고배압 수동형 머플러(complex muffler), 차량 출고 후 고배압 수동형 머플러와 교체 장착되는 튜닝 머플러인 저배압 수동형 머플러(simple muffler))에 대하여 투과손실을 측정하여 Fig. 5에 나타내었다. 점선이 중간 머플러, 굵은 실선이 고배압 수동형 머플러, 가는 실선이 저배압 수동형 머플러의 투과손실이다. 중간 머플러는 150 Hz~300 Hz 대역과 1,000 Hz 대역에서 소음을 줄이도록

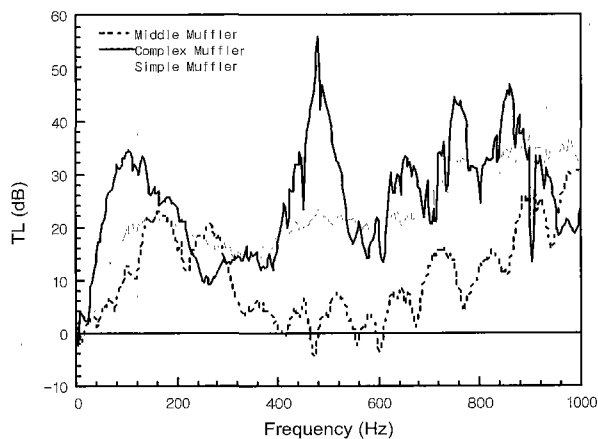


Fig. 5 Transmission loss of middle/complex/simple mufflers

설계되어 있음을 알 수 있다. 고배압 수동형 머플러는 50~200 Hz 대역에서 좋은 투과손실을 보여주고 있는데 이는 1500~6000 rpm의 C₂성분에 해당하는 주 엔진 폭발음을 제거하려고 설계되었음을 알 수 있고, 500 Hz 부근에서 매우 높은 투과손실 값을 가지고 있는 이유는 천체 배기 시스템에 공진이 있어서 이를 제거하기 위하여 설계되었으리라고 추측되어진다. 한편, 저배압 수동형 머플러는 고출력을 위한 저배압을 실현하기 위하여 50~200 Hz, 500 Hz 부근에서 투과손실이 나쁘게 설계되어 주 배기소음이 배기 시스템을 통과하여 대기중으로 전달되고 있음을 확인할 수 있다.

3.3 제안된 머플러의 투과손실

제안된 시스템은 길이를 변화하며 투과손실을 측정하여야 함으로 위에서 제시한 기존 머플러의 실험방법을 동일하게 적용할 수 없다. 따라서 길이를 고정하고 투과손실을 측정된 결과를 중첩하여 길이 변화 효과를 정성적으로 분석하였다. 제작된 전달경로 차이를 이용한 머플러는 Fig. 6과 같으며 L₂를 1.4 m, 1.2 m, 1 m, 0.89 m로 바뀌가면서 투과손실을 측정하였다. 제안된 머플러의 설계 개념으로는 광대역 잡음은 저배압 수동형 머플러가 담당하도록 하였기 때문에 측정 결과는 엔진의 주된 폭발 소음이 발생하는 대역인 250 Hz 이하로 집중하여 분석하였다. 그 결과가 Fig. 7에 나타나 있다. 그림에서 굵은 실선이 L₂가 1.4 m일 때고, 중간 굵기 실선이 1.2 m, 가는 실선이 1 m, 점선이 0.89 m일 때의 투과손실이다. 그림에서 보는 바와 같이 우회경로의 길이가 짧아지면서 투과손실의 첫번째 최대값이 고주파 쪽으로 이동하였다. 즉 엔진의 회전수에 맞추어 적절한 길이를 변화를 시킨다면 C₂와 관련된 61~85 Hz의 소음, 즉 엔진 회전수가 1830~2550 rpm일 때의 주

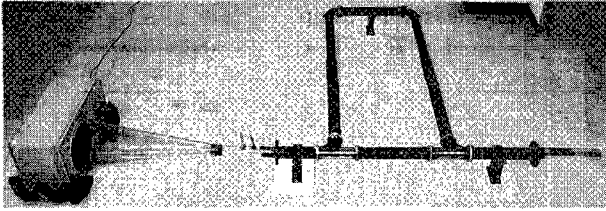


Fig. 6 Picture of measuring TL for suggested semi-active muffler

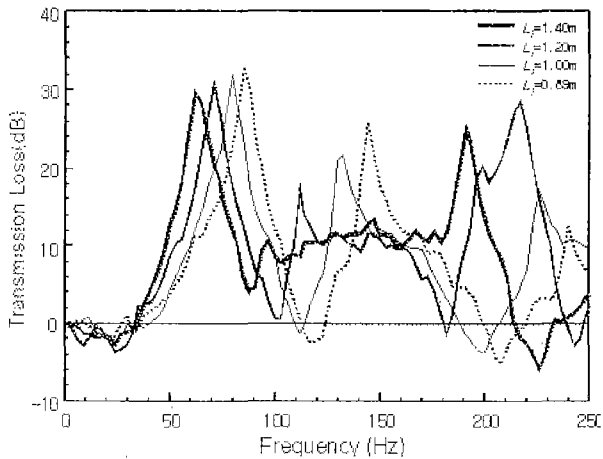


Fig. 7 Transmission loss of the muffler using difference of transmission paths

소음성분을 줄일 수 있음을 보여주고 있다. 이를 수동형 머플러의 투과손실이 나타나 있는 Fig. 5와 비교하면, 목표 회전수에 해당하는 61~85 Hz대역에서 약 30 dB이상의 투과손실을 보여주고 있어서 고배압 수동형 머플러와 비슷

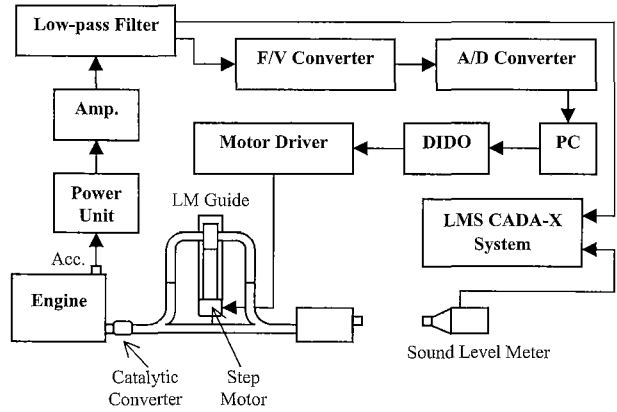


Fig. 8 Schematic diagram of exhaust noise measure

한 효과를 보여주고 있다. 따라서 배기관내에 저배압을 형성시키면서도 고배압 수동형 머플러 만큼의 소음저감 효과를 낼 수 있는 머플러를 만들 수 있다는 것을 정성적으로 보여주고 있다. 그리고 예상한 대로 C₆에 해당하는 위치인 190 Hz~240 Hz에서도 최대값을 보여주고 있으나 우회 경로의 길이가 짧은 경우 그 최대값이 작아지는 결과를 보여 주고 있다. 또한, C₂와 C₆ 사이의 95 Hz~150 Hz 주파수 대역에서 의외의 투과손실이 존재하여 전체적인 투과손실을 높여주고 있다.

4. 배기소음의 측정

4.1 배기소음의 측정장치

Table 2에 나열된 장비를 Fig. 8과 같이 설치하여 배기

Table 2 Part list of exhaust noise measuring & semi-active muffler control unit setup

Part.	Model	Specification
Engine Simulator	Daeil DSE-M9703	4 Cylinder, 20000 cc, DOHC
Accelerometer	AD ADXL 105JQC	Sensitivity 1 V/g
Acc. Power Unit	Fine VSF15-05	DC 5 V 15 W Power supply
Low-pass Filter	DIFA SCADAS-II	Elliptic, Bandwidth 750 kHz, 10V
F/V Converter	Shinoh SHN-FDC	Input 5~400 Hz 0.5~5 V, Output 0~5 V
A/D Converter & DIDO	NI DAQ1200	4A/D CH. : 12 bit, 5 V, 250 kHz 24 DO : High 3.7~4.2 V, Low 0~0.4 V
PC	LGIBM Thinkpad 560	Pentium MMX 233 MHz
Motor Driver	Oriental UD2140	2 phase, 2 A/phase, High 4~5 V, Low 0~0.5V
Step Motor	Oriental PK1913-02A	2 phase, 1.8/step, 6.6 Nm, 4 A/phase,
LM Guide	Samick SAR1615T-800	Stroke 800 mm, Max. speed 500 mm/sec, Lead 20 mm, Thrust force 17 kgf
Sound Level Meter	B&K 22230	Microphone 4155, Sensitivity 50 mV/Pa
LMS CADA-X System	Rev. 3.5B	Pentium III 500 MHz, NT4.0, SCADAS-III

소음 측정장치를 구성하였다. 길이 변화를 위하여 가변 부위에 스텝모터와 LM가이드를 설치하였다. 측정하고자 하는 머플러 시스템은 엔진 배기계의 촉매변환기(catalytic converter) 다음에 연결되며 엔진회전수를 800 rpm에서 4000 rpm까지 서서히 증가시키면서 머플러 끝 단에서 1 m 떨어진 위치에서 마이크로폰으로 배기소음을 측정하여 LMS사의 CADA-X 시스템으로 입력하였다. 또한, CADA-X 시스템은 엔진블럭에 설치된 가속도계로부터 출력되는 가속도 신호를 컷오프(cutoff) 주파수가 300 Hz인 저대역 통과필터(low-pass filter)를 거쳐 입력되는 엔진회전수 신호를 트리거(trigger) 신호로 사용하여 1000 rpm에서 4000 rpm까지 200 rpm 증가할 때마다 배기소음신호를 샘플링하여 주파수 분석을 한다. 그 결과는 엔진회전수 별로 나열된 배기소음의 주파수분석 그래프(graph)인 워터폴(waterfall) 그래프로 출력된다.

4.2 반응동 머플러의 제어

반응동형 머플러의 지연길이를 제어하기 위하여 우선 엔진블럭에 설치된 가속도계로부터 나오는 가속도 신호를 증폭시켜 저대역 통과필터를 통과시킨 신호를 주파수/전압 변환기(F/V converter)에 입력시킨다. 그러면, 주파수/전압 변환기는 엔진 폭발음의 주된 주파수에 비례하는 전압을 출력하고 제어기는 이를 입력으로 받아서 식 (3)을 이

용하여 반응동형 머플러의 지연길이를 계산하여, 머플러의 지연경로가 그 위치로 이동하기 위해 필요한 구형파 신호(rectangular wave)를 모터 드라이버에 보내준다. 그러면 모터 드라이브에 의하여 스텝모터가 회전하고, 스텝모터의 회전운동은 다시 LM 가이드(Linear Motion Guide)에 의하여 직선운동으로 바뀌어 LM 가이드 이송테이블에 결합된 머플러의 지연경로를 움직여 그 길이를 제어한다.

4.3 기존 수동형 머플러의 배기소음

Fig. 9는 머플러를 사용하지 않고서 촉매변환기 후방 1 m에서 엔진회전수 별로 측정된 엔진의 배기소음이며 Fig. 10은 중간 머플러와 기존 머플러(저소음, 고배압)를 장착했을 때의 엔진회전수 별 배기소음이다. Fig. 9에서 보면 엔진의 배기소음은 250~450 Hz 사이에 잡음이 존재하며, 특히 엔진의 회전수가 2000 rpm 이상일 때 더욱 심해지는 경향을 보인다. 엔진의 폭발음에서 비롯된 주 소음성분(C_2)은 첫번째 오더(1st order) 성분으로 30~120 Hz 사이에서 엔진의 회전수가 증가함에 따라 그 크기 및 주파수가 증가하고 있으며, 이 주파수의 두배되는 성분(C_4 , 2nd order)도 60~240 Hz사이에서 주 소음성분(C_2)보다는 적은 크기이지만 상당한 크기를 가지고 엔진회전수에 따라서 증가하고 있다. 전체적으로 주 소음성분 이외에도 전영역의 잡음이 잘 제어되고 있음을 알 수 있다.

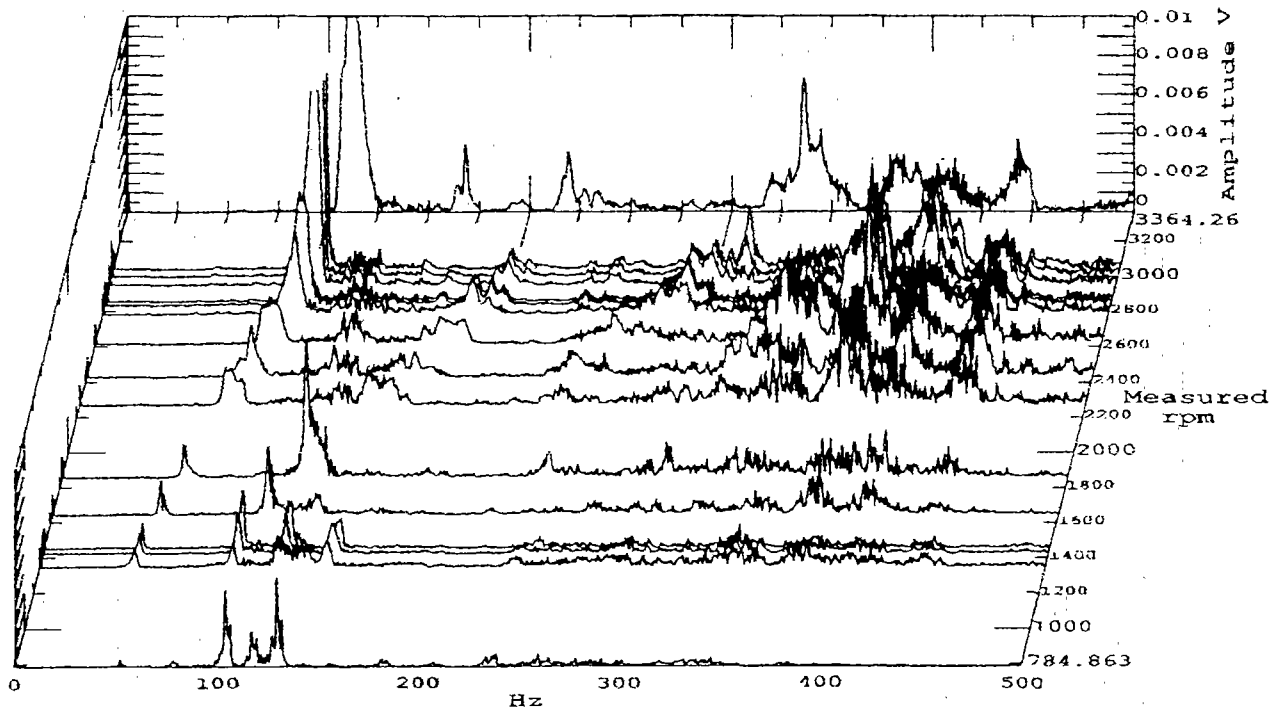


Fig. 9 Exhaust noise of test engine without muffler

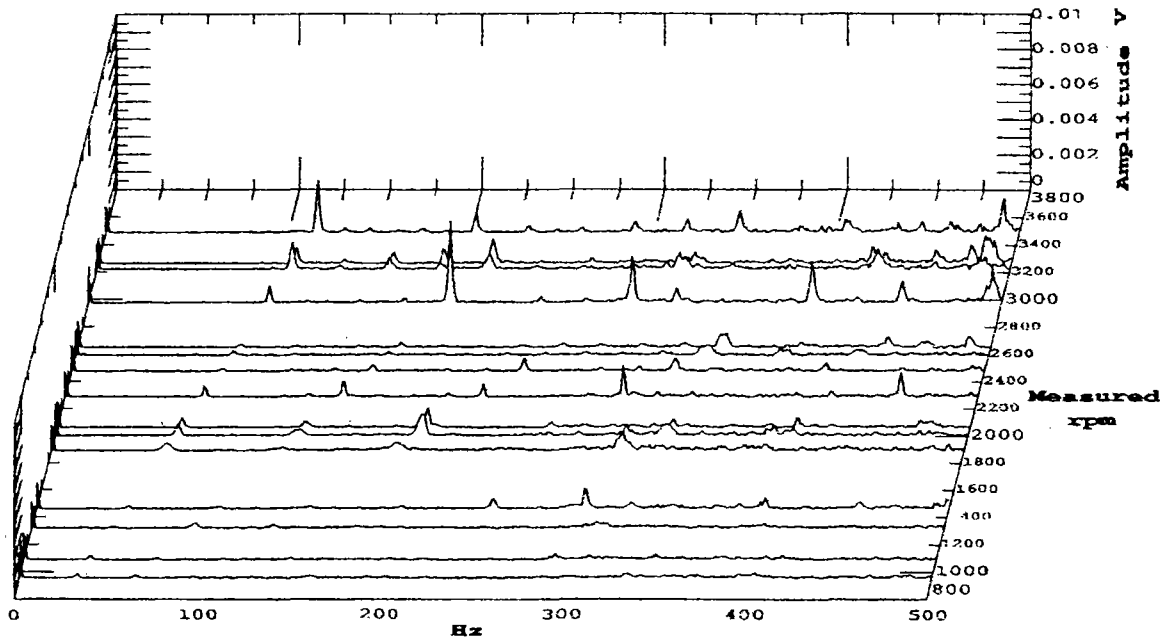


Fig. 10 Exhaust noise of test engine with middle muffler & complex muffler

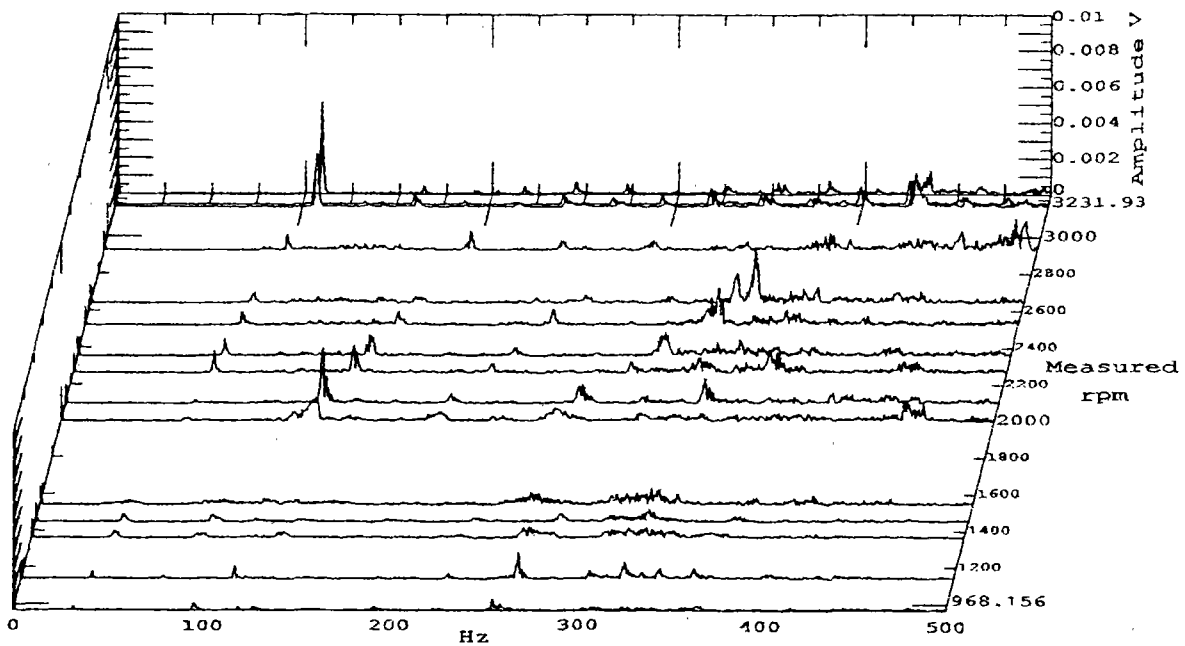


Fig. 11 Exhaust noise of test engine with controlled semi-active muffler & simple muffler

4.4 반응동형 머플러의 배기소음

제안된 방식대로 반응동 가변 파이프와 저배압 튜닝 머플러를 사용한 엔진소음 실험 결과가 Fig. 11에 나타나 있다. Fig. 10과 비교하여 보면 거의 동등한 소음 제어 효과를 보여주고 있다. 고 rpm 영역에서 C_2 성분이 일부 크게

나타나 이 는 현재 설계된 제어 영역에서 많이 벗어난 지역이다. 실험 결과는 제안된 시스템이 배압이 거의 없는 시스템이면서도 기존의 고배압 머플러와 거의 동일한 소음 제어효과를 보이는 것을 정성적으로 입증한 것으로 제안된 방식이 실제로 적용될 경우 엔진 출력 향상과 연비 개선이

라는 두 가지 상충되는 제한 조건을 해결하여 고출력 고연비로 엔진의 성능을 크게 개선하는 잠재력이 있음을 의미한다.

5. 결 론

머플러에 의한 배압을 줄임으로서 고출력과 연비향상을 꾀하기 위하여 능동 소음 제어 방식이 많이 연구되었으나 상용화에는 실패하였다. 본 연구는 기존 방식의 단점을 극복 할 수 있는 방안으로 전달경로의 차이를 이용한 머플러를 제안하고 이의 잠재력을 해석과 실험으로 증명하였다. 실험을 통하여 소음 투과손실을 측정된 결과 예상했던 것과 같이 길이가 줄어들어 인하여 투과손실이 최대가 되는 주파수가 고주파쪽으로 이동을 하며 가변 구조에 따른 최대 투과 손실이 넓은 영역에 걸쳐 발생하였다. 또한 이 반능동형 머플러를 엔진에 장착하여 엔진회전수에 따라 길이를 가변하면서 배기소음을 측정된 결과 소음제어 효과가 기존의 머플러와 거의 동일함을 확인하였고 따라서 기존 머플러의 배압 문제를 해결하고 반능동 소음제어의 장점을 살릴 수 있음을 입증하였다. 제안된 방식은 구조적으로 매우 단순하고 저 가격에 구현이 가능하여 기존의 배기소음 능동제어 방식의 단점을 극복하고 상용화가 매우 유망한 방식이다.

참 고 문 헌

(1) 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.

(2) 기아자동차, 1997, "차량 Muffler용 능동 소음 제어 장치 개발", 환경부 연구보고서.

(3) Eizo Suyama, Motohiro Inaba & Ryuo Mashino, 1989, "Characteristics of Dual Mode Mufflers", SAE paper, 890612, pp. 1~9.

(4) 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.

(5) 손동구, 1998, "전자제어기법에 의한 차량용 다중모드 배기계의 저소음화에 관한 연구", 한양대학교 박사학위 논문.

(6) 한국과학기술연구원, 1993, "전달경로의 길이차이를 이용한 능동소음장치의 개발", 과학기술처 보고서.

(7) M.L.Munjial, 1987, "Acoustics of Ducts and Mufflers", John Wiley & Sons, pp. 201~205.

(8) 차일환, 옥정권, 1999, "소음진동공학", 문운당, pp. 87~128.

(9) 강성우, 김양한, 1992, "두개의 음향 탐촉자를 이용한 소음기의 투과손실 측정과 오차해석", 한국소음진동공학회지, 제 2 권 제 3 호, pp. 181~192.

(10) 황요하, "소음전달 파이프의 경로차이를 이용한 능동소음 제어방법 및 그 장치" 대한민국특허 85545.