

전달경로의 차이를 이용한 새로운 차량용 능동 머플러의 개발

New Active Muffler System Utilizing Destructive Interference by Difference of Transmission Paths

황요하* · 이종민* · 김승중*

Yoha Hwang, Jong Min Lee and Seung-Jong Kim

(2002년 2월 21일 접수 : 2002년 4월 1일 심사완료)

Key Words : Muffler(머플러), Active Muffler(능동 머플러), Active Exhaust Noise Control(능동 배기소음 제어), Destructive Interference(파괴적 간섭).

ABSTRACT

A new active muffler system has been developed and its superior performance on both noise reduction and engine torque increase is demonstrated with experiment. Main characteristic of the proposed muffler system is the use of destructive interference by transmission path difference of divided exhaust pipes to reduce major exhaust noise components thereby overcoming problems of other active exhaust noise control methods. The exhaust pipe is divided into two sections and joined again downstream. One divided pipe has a sliding mechanism to vary its length, which is controlled to make half wavelength transmission path difference for the major engine rpm frequency. In this system one divided pipe is used to control major rpm frequency and its Harmonics and another pipe is used to control noise component double the frequency of rpm. An after-market tuning muffler, which has very simple internal structure and minimal back pressure, is also installed to remove remaining wideband noise. To make the system to be small enough to be practical, conventional muffler is also installed and used in low rpm range and active muffler is only employed in high rpm range. Noise reduction of the proposed system is comparable to conventional passive muffler. The engine dynamo test has proved the proposed system can recover almost all the torque lost by conventional muffler.

1. 서 론

자동차의 배기소음은 엔진의 회전 수에 연동되는 가장 큰 소음 성분과 기타 광대역 소음으로 구성되어 있다. 예를 들어 본 연구에서 사용된 승용차용 4기통 휘발유 엔진의 경우 엔진 회전 당 2번의 폭발 행정이 있음으로 엔진 rpm의 2 배 주파수에 해당하는 가장

큰 소음 성분(C2)을 가지며 이외에 일부 회전 수에서 크게 나타나는 rpm의 4 배 성분(C4)과 기타 광대역 잡소음을 가지고 있다.

자동차의 배기 소음을 감소시키기 위하여 사용되는 머플러는 일반적으로 고정된 내부 구조를 가지면서 엔진의 넓은 회전 영역에 대응하여야 하는 설계상의 어려움으로 인하여 내부 구조가 복잡하여지며 이에 따라 배압(back pressure)이 발생하여 배기 가스의 원활한 배출을 방해하게 되고 이는 엔진의 출력 저하와 연비 손실을 초래한다. 배기 시스템에 의한 엔진 출력 손실은 10 % 이상으로 알려져 있으며 미국에서 상용차의 경우 연비를 5 % 개선할 경우 연간 2000달

† 책임저자, 정회원, 한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터

E-mail : yoha@kist.re.kr

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

* 정회원, 한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터

리의 연료비가 절감되는 것으로 보고되고 있다.⁽¹⁾ 이러한 기존 머플러의 문제점을 개선하기 위한 다양한 방안이 연구되었고 이에 따라 배기 가스 압력에 따라 자동적으로 밸브가 작동하여 내부 관로를 변경하는 등의 다양한 시도가 있었으나⁽²⁾ 근본적인 개선은 이루지 못하였다. 1980년대 들어 새로운 시도로서 스피커를 이용하여 배기소음과 크기는 같으나 위상이 반대인 상쇄 소음을 발생시켜 소음을 제거하는 능동 소음 제어 방식이 국내외적으로 활발히 연구되어 왔으나^(3,4) 실험실 차원에서의 성능 구현에도 불구하고 상용화에는 실패하였다. 이는 배기 소음이 저주파수 특성이 강하고 소음치가 매우 큼으로 이를 상쇄하는 스피커를 통한 소음의 발생을 작은 크기로서 경제성 있게 상용화하는 것이 물리적으로 불가능하기 때문이다. 이외에 다른 방식의 능동 소음제어도 연구되었으나 다양한 문제점으로 인하여 역시 상용화에는 실패하였다.^(5,6)

저자는 내연기관 배기 소음제어에 사용될 수 있는 새로운 방식을 고안하였다.⁽⁷⁾ 이는 배기 파이프를 둘로 나누고 이를 다시 합하는 구조로서 두 파이프의 길이가 주요 소음 성분의 반 파장 만큼 차이가 나도록 조절하여 두 파이프를 통하여 전달되는 소음이 다시 합쳐질 때 서로 상쇄되도록 하는 방식으로서 소음 자체를 상쇄소음으로 사용함으로써 2차 소음원인 스피커가 필요하지 않음으로 기존 능동 소음제어 방식의 단점을 극복할 수 있으며 간단한 실험 결과 20 dB 이상의 소음 감소를 이룩하였다. 따라서 제안된 방법으로 회전수 연동 소음을 제거하고 나머지 잡소음은 내부 구조가 단순한 머플러로 제거할 수 있도록 하면 전체적인 배기소음 감소가 가능하다. 그러나 4기통 가솔린 엔진의 경우 750 rpm의 공회전 시에 주요 소음 주파수가 25 Hz가 되고 이는 매우 긴 파장을 가짐으로 제안된 방식을 일반 승용차에 장착하기에는 크기가 너무 커지게 된다.

본 논문에서는 위의 문제점을 극복하고 실용성을 높이기 위한 개선안을 제시한다. 본 방안은 기존의 머플러를 병용하는 방법으로서 엔진의 저속 회전 영역에서는 기존의 머플러를 사용하고 고속 영역에서는 분지 머플러를 사용하는 방안으로서 고속회전 시에는 필요한 분지 파이프의 길이가 짧아짐으로 실용성이 대폭 개선이 된다. 본 방식은 일부 추가적인 설치 공간이 필요함으로 승용차 보다는 공간 여유가 있는 상

용차가 우선 적용이 적합하다고 판단된다. 예를 들어 미국이나 호주와 같이 국토가 광대한 지역에서 운행되는 화물 트럭 등은 운행시간의 대부분을 고속도로를 주행하는 데에 사용함으로 실제 출력 상승이 필요하고 연비 개선 효과가 뚜렷한 고속주행 시의 적용을 목표로 한 설계이다. 또한 상용차는 보통 6기통 이상의 다 기통 엔진을 사용하며 기통수의 증가는 본 시스템을 더욱 소형화 할 수 있음으로 상용차가 더욱 유리하다.

이 전의 연구에서는 C2성분의 제거와 튜닝 머플러를 이용한 광대역 소음제어의 효과를 기존 머플러와 비교하여 연구하였으며^(8,9) C4 성분의 제어를 위하여 두 번째의 분지 파이프를 설치, 실험하였다.⁽¹⁰⁾ 본 연구에서는 상용화의 가능성을 검증하기 위하여 배기 소음 감소에 관한 전체 시스템의 성능을 실험을 통하여 정성적으로 입증하였으며 새로이 시스템을 설계, 제작하여 출력 증강 효과를 엔진 다이내모를 이용하여 실험적으로 입증하였다.

2. 새로운 방식의 능동 배기소음 제어

2.1 시스템의 구성

제안된 방식의 개념을 Fig.1에 도시 하였다. 왼쪽의 밸브가 제어기의 명령에 따라 저속 회전 시에는 아래쪽의 기존 머플러로, 제어 영역에서는 위쪽의 능동 머플러 시스템으로 배기 가스와 소음을 유도한다. 분지 파이프는 슬라이딩 구조로 길이를 변경할 수 있도록 하여 엔진의 회전수 변화에 따르는 주요 소음 성분의 변화(C2)를 수용하였고 C4 성분을 제거하기 위하여 두 번째 파이프를 설치하였으며 기타 잡소음은 그림에서 단면도로 보인 것과 같이 단순한 내부 구조의 배압이 적게 발생하는 머플러를 이용하여 소음을 제거하도록 구성하였다.

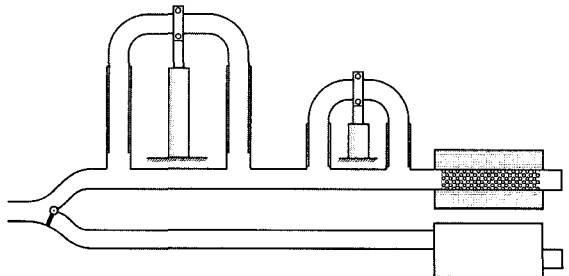


Fig. 1 Conceptual drawing of proposed muffler system

2.2 분지 파이프의 투과 손실 측정

길이 변화에 따른 투과 손실 특성의 변화를 확인하기 위하여 분지 파이프를 대상으로 길이 변화에 따른 투과 손실의 특성 변화를 실험하였다.^(8~10)

(1) 투과 손실의 정의

투과손실(transmission loss : TL)은 음향요소 만의 에너지 손실을 표현하는 것으로서 음향요소에 입사된 음향파와 통과된 음향파의 비를 나타내어 머플러 자체의 소음특성이 나타나며 이론적인 예측이 가능하다는 장점으로 음향요소의 특성평가 기준으로 많이 사용되고 있다. 그 정의식은 식 (1)과 같다.

$$TL = 10 \log_{10} \left(\frac{\text{incident power}}{\text{transmitted power}} \right) \quad (1)$$

(2) 분지 파이프의 투과손실 측정

분지 파이프의 투과손실을 측정하기 위하여 엔진 실험에 앞서서 하나의 분지파이프를 대상으로 스피커를 이용하여 다양한 길이에서 슬라이딩 부위를 고정하고 투과손실을 측정할 결과를 중첩하여 길이 변화 효과를 정성적으로 분석하였다. 파이프의 높이를 단계적으로 줄여가면서 투과손실을 측정하였으며 그 결과가 Fig.2에 나타나 있다. 그림에서 왼쪽의 피크들이 길이 차이로 정해지는 최대 투과손실이며 가장 왼쪽이 지면 길이가 가장 큰 경우이며 지면 길이가 짧아지면서 주파수가 높은 쪽으로 이동하고 있다. 이는 엔진의 회전수에 맞추어 적절이 길이를 변화를 시킨다면 C2와 관련된 주 소음성분을 줄일 수 있음을 보여주고 있다.

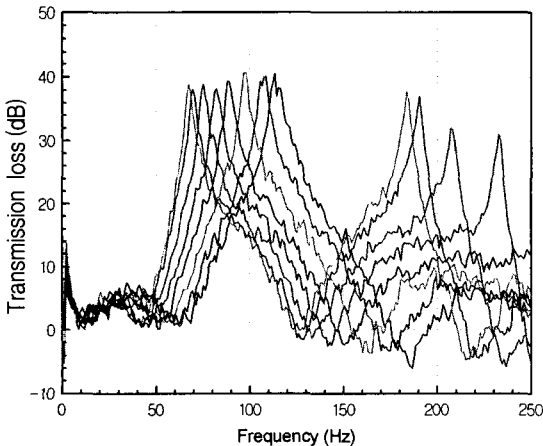


Fig. 2 TL peak change due to pipe length change

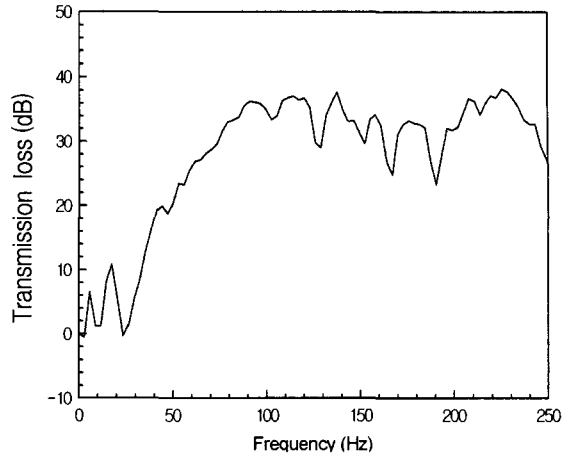


Fig. 3 TL of passive muffler

이를 기존 머플러의 투과손실이 나타나 있는 Fig.3과 비교하면, Fig.2의 피크 치 구간(설계 대역)에서 30 dB이상의 투과손실을 보여주고 있으며 기존 머플러 이상의 효과를 보여주고 있다. 따라서 최소한의 배압을 가지는 구조이면서 고배압 기존 머플러 이상의 소음 저감 효과를 낼 수 있는 머플러를 만들 수 있다는 것을 입증하였다.

3. 배기 소음 실험 장치

실험용 엔진은 국산 승용차용 2000 cc, 4 기통 엔진을 사용하였고 기존 머플러는 엔진의 정품 머플러를 사용하였다. 단순 머플러는 시중에서 튜닝용으로 판매되는 단순한 내부 구조의 머플러를 사용하였다. 기타 실험장치는 본 실험의 목적이 상품 개발 전 단계로서 성능의 구현이 주 목적임으로 실험의 편의를 위주로 구성하였다. 분지 파이프는 제작하여 사용하였고 슬라이딩 장치는 스텝모터와 LM가이드로 구성하였다.

작동 영역은 상온에서 1821 ~ 2856 rpm의 엔진 회전수에 연동된 주 소음성분을 제거하도록 설계하였고 C2, C4성분의 동시 제거를 위하여 분지 파이프를 두개 설치 하였다. 작동 영역은 배기가스의 온도변화에 따라 변하게 된다. 광대역 잡음을 줄이기 위하여 저배압 머플러를 끝 단에 장착하여 저소음 고출력을 얻을 수 있도록 하였다. 장치의 구성은 Fig.4에 나타내었다.

제어 순서는 엔진 블록에 설치된 가속도계를 이용하여 엔진 회전수를 계산한 후 주파수/전압 변환기를 이용하여 엔진 폭발음의 주된 주파수에 비례하는 전

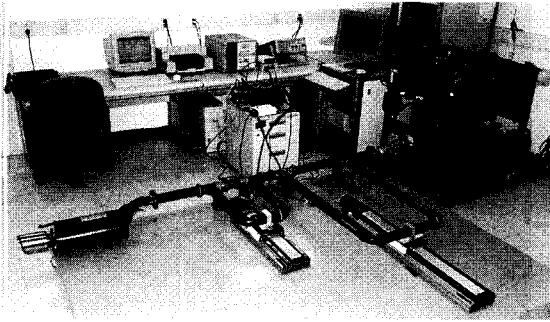


Fig. 4 Experimental set-up

압을 출력하고 제어기는 이를 입력으로 받아서 머플러의 지연길이를 계산하여, 머플러의 지연경로가 그 위치로 이동하기 위해 필요한 신호를 모터 드라이버에 보내준다. 그러면 모터 드라이브에 의하여 스텝모터가 회전하고, 스텝모터의 회전운동은 다시 LM 가이드에 의하여 직선운동으로 바뀌어 LM 가이드 이송테이블에 결합된 머플러의 지연경로를 움직여 그 길이를 제어한다.

3.1 배기소음의 측정 실험 조건

엔진 회전수를 800 rpm에서 4000 rpm까지 서서히 증가시키면서 머플러 끝 단에서 1 m 떨어진 위치에서 마이크로폰으로 배기소음을 측정하여 신호분석 장치인 LMS사의 CADA-X 시스템으로 입력하였다. CADA-X 시스템은 엔진 블록에 설치된 가속도계로부터 출력되는 가속도 신호를 컷 오프 주파수가 300 Hz인 저대역 통과필터를 거쳐 입력되는 엔진 회전수 신호를 트리거 신호로 사용하여 1000 rpm에서 4000 rpm까지 200 rpm 씩 증가할 때마다 배기소음 신호를 샘플링 하여 주파수 분석을 한다. 그 결과는 엔진 회전수 별로 나열된 배기소음의 주파수분석 그래프인 워터폴 그래프로 출력된다.

정확한 배기소음을 측정하기 위해서는 엔진으로부터 직접 방사되어 나오는 소음을 차단하고서 배기계 끝 단에서 나오는 배기소음을 측정 하여야 하나 이는 실험실 여건상 불가능하여 엔진 방사소음에 완전히 노출된 상태로 측정하였기 때문에 측정된 소음의 절대값이 정확한 배기소음은 아니다. 그러나 어느 실험 조건에서도 엔진 방사소음이 동일하게 측정되므로, 측정결과와의 상대적인 비교로는 충분한 의미가 있다고 할 수 있겠다. 따라서 워터폴 그래프에서 소음의 단위를 Pa이 아닌 Voltage로 나타내었다.

Table 1 Type of exhaust noise measuring experiment

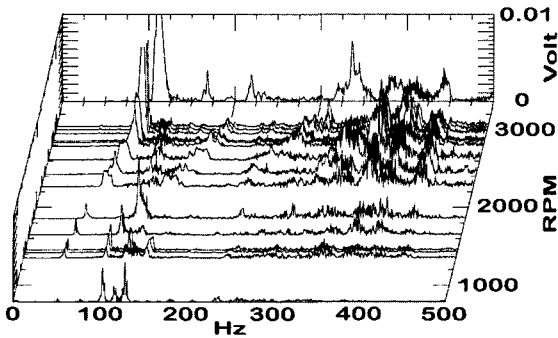
Type	Contents	Condition
a	Engine exhaust noise	Without muffler
b	Engine exhaust noise	With passive muffler
c	C2 control	With tuning muffler
d	C2 and C4 control	With tuning muffler

3.2 배기 소음 측정 조건 및 결과

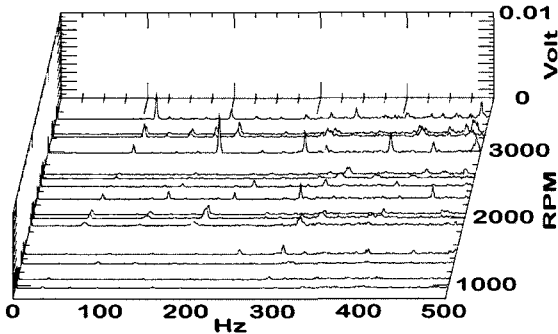
배기 소음 측정은 Table 1의 4가지 조건으로 수행하였으며 Fig. 5는 측정 실험 결과이다. 그림에서 (a)는 머플러를 떼어낸 후 측정한 엔진의 배기소음이며 (b)는 기존의 고배압 머플러를 장착했을 때, (c)는 C2 제어를 위하여 한 개의 분지파이프 머플러와 단순 머플러를 장착한 실험 결과이며 (d)는 (c)의 조건에 C4제어를 위하여 두 번째 분지 머플러를 추가한 경우이다. (a)에서 보면 엔진의 배기소음은 광대역 잡음이 주로 250 ~ 450 Hz 사이에 존재하며, 특히 엔진의 회전수가 2000 rpm 이상일 때 더욱 커지는 경향을 보인다. 엔진의 폭발음에서 비롯된 주 소음성분(C2)은 첫번째 오더(1st order) 성분으로 30 ~ 120 Hz 사이에서 엔진의 회전수가 증가함에 따라 그 크기 및 주파수가 증가하고 있으며, 이 주파수에 두 배되는 성분(C4, 2nd order)도 C2보다는 작은 크기지만 60 ~ 240 Hz사이에서 상당한 크기를 가지고 엔진 회전수에 따라서 증가하고 있다. (b)의 실험 결과는 기존의 수동형 머플러의 성능으로서 예상했던 대로 (a)에서 보여주었던 잡음이 거의 제거 되었음을 알 수 있다. (c)의 경우 의도한 대로 C2성분이 잘 제어되고 있음을 알 수 있다. 단 고 rpm영역에서 C2의 큰 값이 존재하나 이는 설계된 머플러의 제어 회전영역 밖이다. (d)의 경우는 C4까지 잘 제어되고 있으며 (b)와 정성적으로 비교하여 볼 때 거의 동일한 소음제어 효과를 보이고 있다. 이는 기존의 고배압 머플러와 제안된 머플러의 소음제거 효과가 거의 동일함을 나타내며 제안된 머플러가 배압이 거의 없는 방식임을 고려하면 동일한 소음 제거 효과를 가지며 출력 향상과 연비 증가를 이룰 수 있음을 의미한다.

4. 엔진 출력 실험

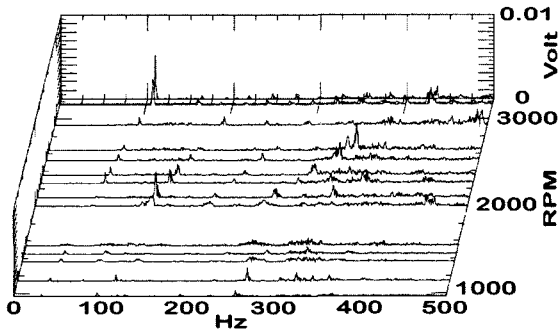
제안된 시스템의 출력 관련 성능을 입증하기 위하여



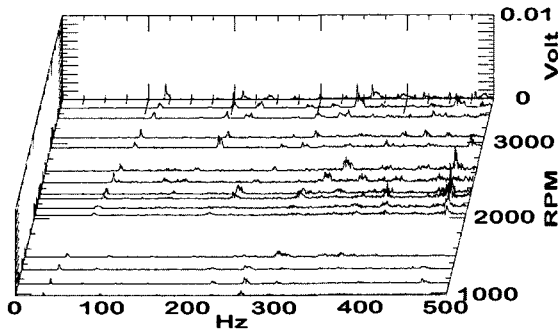
(a) Without muffler



(b) With original passive muffler



(c) With one bypass pipe and simple muffler



(d) With two bypass pipes and simple muffler

Fig. 5 Measured engine noises with various configurations

엔진 다이내모를 이용하여 실험을 하였다. 소음 실험과 동일한 사양의 엔진을 사용하였으며 머플러는 새로이 설계, 제작하였다. 그러나 현장의 제약 조건으로 두개의 분지 머플러를 수평방향이 아닌 아래위에 배치하는 형태로 설계하여 배기 통로가 S자로 휘어지게 제작되었으며 이는 약간의 배압 상승 효과를 준다고 판단된다.

4.1 실험 조건

엔진 다이내모 실험에서는 실제로 부하가 걸리므로 엔진의 배기가스 온도가 크게 변하게 되고 이는 소리의 전파속도를 변화시키고 파장에 영향을 줌으로 이의 변화를 제어기에서 수용하여야 한다. 본 실험에서는 TL의 피크가 상온에서 1356 ~ 2924 rpm에 해당하도록 지연 파이프를 설계하였으며 실제 실험에서는 배기가스의 온도가 올라 가면서 범위가 변하게 된다. 실험에서는 우선 최고 출력 조건으로서 기존 머플러를 제거하고 토크를 측정후, 기존 머플러를 부착하고 측정하여 배기저항에 따른 토크의 감소를 확인하였으며 이후 제안된 머플러를 부착하여 기존 머플러와 비교하여 토크의 상승을 관찰하였다.

4.2 실험 결과

Fig. 6에 토크 출력 실험 결과가 나타나 있다.

3 개의 커브는 엔진 다이내모에서 250 rpm간격으로 측정된 토크 값으로서 가장 위에서부터 머플러 없는 엔진(A), 제안된 시스템(B, C만 제어, 단순 머플러 탈착), 기존 머플러의 경우(C)를 나타낸다. 그림에서 알 수 있듯이 2000 ~ 2500 rpm영역에서는 머플러에 의한 출력 손실을 90% 이상 회복하고 있으며 출력 상승 효과는 설계 영역 이외의 범위에서도

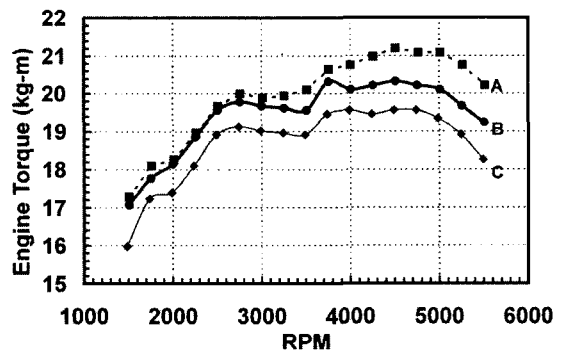


Fig. 6 Engine torque curves

크게 나타나고 있다. 그러나 좋은 결과에도 불구하고 Fig. 6의 결과는 제안된 방식의 최종 성능을 나타내지는 않는다. 이는 제안된 방식이 기존의 배기시스템의 제한 조건을 대폭 바꾸게 됨으로 정확한 성능의 평가는 제한 조건의 변화를 충분히 수용할 수 있도록 촉매 변환기의 재 설계, 소음 규제 및 배기 오염 물질의 고려, 단순 머플러의 최적 설계, 배기가스의 온도변화에 따른 튜닝, 엔진 ECU의 조절 등 관련되는 분야의 수 많은 조절이 필요하다.

5. 결 론

기존의 수동, 능동 머플러의 단점을 극복할 수 있고 상용화 가능성이 높은 새로운 방식의 능동 머플러를 제안하고 이를 실제로 제작, 엔진에 장착하고서 엔진 회전수에 비례하여 지연길이를 제어하면서 배기 소음을 측정하여 기존의 수동 머플러와 거의 동일한 수준의 소음 감소를 확인하였으며 엔진 다이내모를 이용한 실험을 통하여 제안된 방식이 기존 머플러의 배기 저항에 의한 출력 손실을 회복할 수 있음을 증명하였다. 제안된 방식은 기존의 수동형 머플러와 비교하여 거의 배압이 없는 구조이며, 기존의 능동 배기소음제어 방식의 단점을 극복할 수 있고, 엔진의 저회전 영역에서는 기존의 머플러를 사용하는 방식으로서 전체 시스템의 크기를 줄임으로서 상용화 가능성이 매우 높다고 하겠다. 연비의 향상은 충분히 유망할 수 있으나 여러 가지 제한 조건으로 실험을 수행하지는 못하였다.

후 기

본 연구의 엔진 다이내모 실험을 위한 전폭적인 협조를 하여주신 현대기아연구개발본부의 여승동 이사, 감구태 부장님께 감사 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) WARD'S AutoWorld, July 2001, p.67
- (2) Suyama, E., Inaba, M., and Mashino, R., 1989, "Characteristics of Dual Mode Mufflers", SAE paper, 890612, pp. 1~9
- (3) Arnold, E., Fraxer, W., and Hoge, W. J. J., 1991, "Development of a Prototype Active Muffler for the Detroit Diesel 6V-92 TA Industrial Engine", SAE paper, 911045, pp. 57-67
- (4) 기아자동차, 1997, "차량 Muffler용 능동 소음 제어 장치 개발", 환경부 연구보고서.
- (5) Matsuhisa, H., Ren, B., and Sato, S., 1992, "Semi-active Control of Duct Noise by a Volume-variable Resonator", JSME International, Series III, Vol. 35, No. 2, pp. 223~228
- (6) 손동구, 1998, "전자제어기법에 의한 차량용 다중모드 배기계의 저소음화에 관한 연구", 한양대학교 박사학위논문.
- (7) 황요하, "소음전달 파이프의 경로차이를 이용한 능동소음 제어방법 및 그 장치", 대한민국특허 85545.
- (8) 이종민, 김경목, 손동구, 이장현, 황요하, 2001, "전달경로의 차이를 이용한 차량용 반능동형 머플러의 특성에 관한 연구", 한국소음진동공학회지, 제 11권 제 3호, pp. 401~410.
- (9) Hwang, Y., et al., 2001, "New Active Muffler System using Variable Length Bypass Exhaust Pipes and a Very Low Back Pressure Muffler", InterNoise 2001, Hague, Holland, 27-30 August, pp. 719~722.
- (10) Hwang, Y., et al., 2001, "New Active Exhaust Noise Control Method Using Destructive Interference by Difference of Transmission Paths", 8th International Congress on Sound and Vibration, Hong Kong, China, 2-6 July, pp. 1593~1600.