

능동형 소음기의 밸브 스프링이 배기 성능에 미치는 영향

공 태 우* · 이 중 섭* · 정 한 식 · 정 효 민 · 서 정 세 · 전 영 흥

The Effect of Exhaust Performance by according to Active Muffler Valve Spring

T. W. Kong, C. S. Yi, H. S. Chung, H. M. Jeong, J. S. Suh, Y. H. Chun

Key Words: active muffler(능동 소음기), torsion coil spring(비틀림 코일 스프링), emission(배기가스), engine speed (엔진회전속도)

Abstract

This study represents effect of exhaust performance by according to active muffler valve spring. The experimental parameter were divided engine speed and torsion coil spring constant. The sound pressure level was generally low at engine speed 2000-2500rpm but That was showed the lowest at spring constant $k=0.75$. Flow speed of exhaust gas was showed the fast at spring constant $k=0.75$ but the low value was showed at $k=0.97$. It was contained a rather low concentration of carbon monoxide(CO) at engine speed 2000-2500rpm and $k=0.81$, low concentration of hydrocarbon(HC) at spring constant $k=0.81$ but that was high at spring constant $k=0.97$. A conclusion based on FFT analysis was generally low concentration value at $k=0.79$ and $k=0.81$. The temperature distributions into the muffler was shown similar conditions. Heat transfer was well spreaded at thermocouple No.8 because valve was opened

기호설명

D_o : diameter of outside
 E : elastic coefficient
 N_a : coil number
 P : another sound pressure level
 P_o : standard of sound pressure level
 a_1 : length of wire
 a_2 : length of wire

d : diameter of wire
 k : spring constant

1. 서론

오늘날의 자동차는 현대인의 편리함을 제공해주는 하나의 요소이다. 동시에 환경을 파괴하는 주요 요인 중의 하나이다. 오늘날 자동차의 성능은 날로 우수해지고 고성능화, 고정밀화, 전자화되어 가고 있다. 그럼에도 자동차의 배기소음과 배기가스 등과 같은 환경적인 측면에서의 연구 개발은 위에서 말한 동적 성능 위주의 개발에 비해 밀려 있는 것이 사실이다. 최근에 세계는 환경에 대한

경상대학교 수송기계공학부

* 경상대학교 대학원

관심이 날로 확산되어 가고 있고, 인식의 수준이 높아지고 있는 현실이다. 1990년대 들어서면서 지구 온난화, 오존층 파괴, 소음 공해 등으로 환경문제가 심각하게 대두되고 있으며, 배기가스 및 소음 규제가 점차 강화되고 있다. 특히 배기 소음과 자동차 엔진 성능과는 밀접한 관계를 가지고 있으며, 둘 중에 어느 하나는 양보해야 된다. 그래서 두 가지 모두를 부분적으로 개선하기 위한 노력으로 능동형 소음기의 개발에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.¹⁻²⁾ 즉 자동차의 배기 시스템은 정속성과 동적 성능 향상을 만족할 만한 고성능 소음기가 제시되고 있다. 소음기의 부피는 기존의 소음기와 차이가 나지 않아야 되며, 동급 배기량의 차종에 대해서는 호환성이 있어야 된다. 또한 저 배압에서는 소음을 최대한 감소시키고, 고 배압에서는 출력 성능을 최대한 발휘하여야 한다.³⁻⁴⁾

본 연구는 능동형 소음기의 밸브를 제어하는 스프링의 탄성계수의 변화에 따른 음압 수준차, 유속 변동, 온도분포와 배기가스에 미치는 연구를 수행하여 능동형 소음기 최적 설계 자료를 도출하고자 한다.

2. 이론 해석

2.1 소음성능

음향학에서는 진동수의 단위 cycle/s를 hertz라 하며, 인간의 통상 가청 영역(audible range)은 20~20,000Hz이다. 진동수는 음을 기술하는 두 기본 매개 변수 중의 하나이며, 순음(pure sound)의 압력과 진폭을 시간에 대하여 나타내면 사인 곡선이 된다. 또한 잡음(dirty sound)은 복합 사인 파로 이루어지는데 이를 처음 입증한 이가 Fourier이다. 순음이든 잡음이든 음파의 진폭은 압력 단위로 측정하며, 사람이 분간할 수 있는 가청 음의 범위는 0.00002~200,000N/m²의 넓은 범위 때문에 표현의 불편한 점이 많다. 그래서 음압을 decibel(dB.)로 나타내어 사용한다. 진폭은 음압 수준(sound pressure level)으로 나타내는데 그 정의는 식 1과 같다.

$$dB. = 20 \log \frac{P}{P_{ref}} \quad (1)$$

2.2 비틀림 코일 스프링

비틀림 스프링은 인장 하중과 압축 하중 대신에 비틀림으로 가해지기 때문에 비틀림 스프링이라 한다. 비틀림 코일 스프링의 상수는 식 2와 같이 나타낼 수 있다.

$$k = \frac{E \cdot d^4}{3667 \cdot Da \cdot Na + 389(a_1 + a_2)} \quad (2)$$

비틀림 코일 스프링은 Fig.1에서 보여주는 변수뿐만 아니라 코일의 지름이나 코일의 권수, 코일의 직경 등으로부터 위의 스프링 상수를 정의할 수 있다.

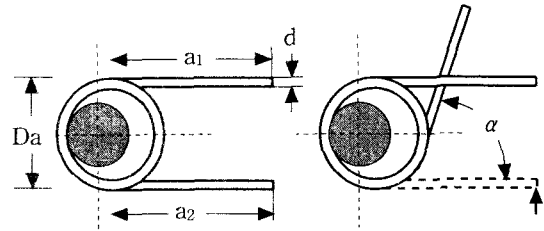


Fig.1 Load and deflection of torsion coil spring.

3. 실험 장치 및 방법

본 연구는 1596cc 가솔린 모의 자동차를 이용하였으며, 기관에서 침범하는 타음을 최소화하기 위하여 소음 측정시에는 방음벽을 설치하여 실험을 수행하였다.⁵⁾ Fig.2는 실험 장치를 나타내는 사진이며, Fig.3은 개략도를 나타내고 있다.

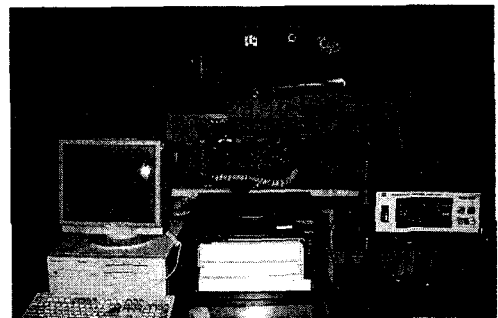


Fig.2 Photograph of experimental set up.

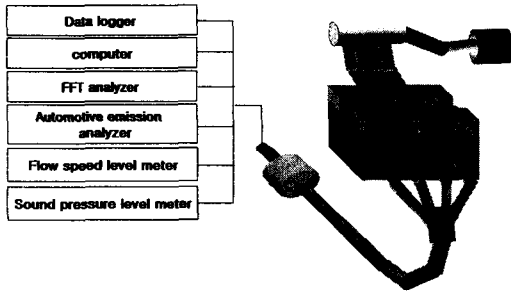


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus.

소음 측정은 음압 수준차와 주파수 분석 두 가지를 병행하였고 유속을 측정하여 각 변수에 대한 특성을 연구하였다. 또한 소음기 내부의 온도 변동은 K-type의 열전대를 사용하여 소음기 내의 온도를 측정하였다.

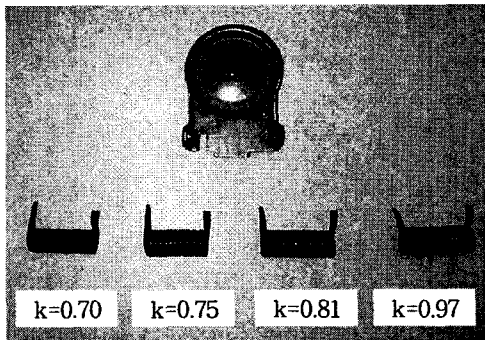


Fig.4 Photograph of valve and springs.

각 실험의 변수는 능동형 소음기의 밸브 개폐를 제어하는 스프링의 스프링 상수와 기관 회전수를 변수로 하여 실험을 수행하였다. 실험 변수인 기관 회전수는 1,000rpm부터 4,000rpm까지 200rpm 씩 증가시켜 16개의 변수로 하였고, 스프링 상수 값은 표-1과 같이 변수로 하였다. Fig.4는 본 실험에 사용된 스프링과 밸브의 사진을 나타내고 있다. 음압 수준차는 한국공업규격에서 지정한 자동차용 배기 소음기 성능 시험 방법(R-1045)에 따라 실험하였다. 유속은 배기가스가 유출되는 배기구에서 측정하였고, 온도 분포 실험은 Fig.5와 같이 열전대를

설치하여 5분간 예열을 실시한 후 밸브가 작동되는 부근의 기관 회전수에서 온도 변동을 확인하였다. 또한 배기가스 분석 장치를 이용하여 CO와 HC의 양을 측정하여 스프링 상수의 변화에 따라 배기가스와 상관관계를 연구하였다. 그러므로 배기가스와의 정확한 차이를 알기 위해 3원촉매장치를 탈거한 후 한국공업규격에서 지정한 자동차 배기가스 중의 CO와 HC 농도의 측정방법(R-1021)에 의하여 실험을 수행하였다.

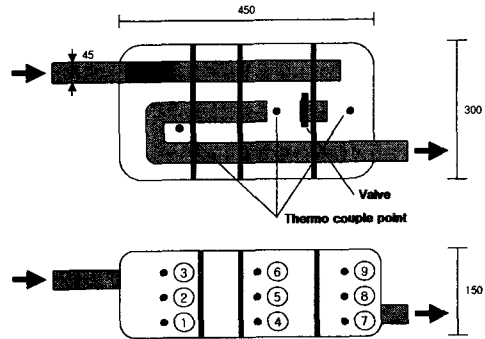


Fig.5 The position of thermocouple point.

Table 1. Torsion coil spring constant and parameter

	1	2	3	4
k	0.70	0.75	0.81	0.97
N_a	14	15	12	10
E	21000	21000	21000	21000
d	2.3	2.3	2.3	2.3
D_a	16	14	16	16
a_t	25	25	25	25
a_z	20	20	20	20

4. 실험 결과 및 고찰

일반적으로 자동차에서 배출되는 고온·고압의 배기가스와 대기압의 압력차로 배기 소음은 발생한다. 그렇기 때문에 소음을 줄이기 위한 소음기를 배기계에 설치하지만 기관의 회전수에 따라 소음기내의 형상이 일정하다는 문제가 있다. 이로 인해 소음기는 통상 소음 저감과 출력 향상의 두가지 문제를 동시에 해결할 수 없다. 따라서 이 두가지

를 만족하기 위한 소음기 내의 유로를 변경하는 능동형 소음기 개발이 필요하다.

Fig.6은 스프링 상수에 대한 음압 수준차를 나타내고 있다. 실험 값들은 최대·최소 값을 제외한 5번의 실험 결과를 평균으로 나타내었다. without valve에서는 기관의 회전수가 증가함에 따라 음압 수준이 꾸준히 증가함을 알 수 있었다. 그러나 밸브를 설치하고 나서는 뚜렷한 차이점을 알 수 있었다. $k=0.75$ 는 2,000rpm에서 2,400rpm까지 약 77dB.정도로 비슷한 음압 수준차를 나타내다가 2,600rpm부터 상승함을 알 수 있었다. 정성적으로 보면 1,600~2600rpm까지 각 변수에 대한 변동을

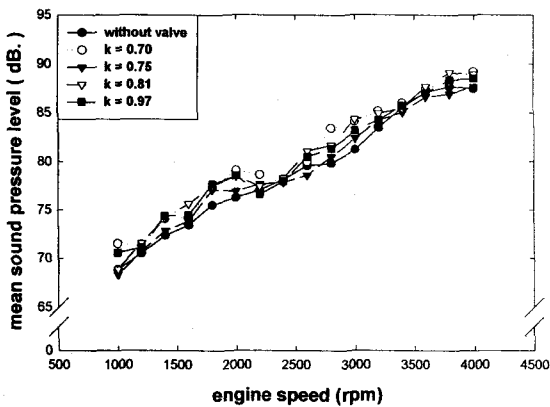


Fig. 6 The distributions of sound pressure level for engine speed on various muffler models.

Table-2. The value of sound pressure level.

rpm	without	$k=0.70$	$k=0.75$	$k=0.81$	$k=0.97$
1,600	73.46	74.26	73.84	75.64	74.50
1,800	75.52	77.28	77.1	757.52	77.68
2,000	76.28	79.06	76.94	78.48	78.54
2,200	77.04	78.64	77.66	77.44	76.58
2,400	78.16	78.20	77.84	78.28	77.96
2,600	79.56	79.98	78.58	78.28	80.5

알 수 있는데 이를 정량적으로 보면 표-2와 같다.

Fig.7은 각 변수별 평균 유속을 측정된 결과를 정량적으로 나타낸 그림이다. 음압 수준차와 마찬가지로 최대·최소 값을 제외한 5번의 실험 결과로 평균으로 나타내었다. 초기 아이들링시에 유속이 5가지의 조건 모두가 높게 나타남을 알 수 있었다. 이는 소음기 내부 형상이 초기에는 배기가스의 압력이 낮기 때문에 공명실로 유입되는 배기가스가 적기 때문에 하나의 챔버만 거침으로 유속이 증가되는 것을 알 수 있었다. 그러나 기관의 회전수가 상승함에 따라 유속이 증가함을 알 수 있는데 이는 공명실로 배기가스가 유입됨에 따라 유속이 정상적으로 나타나는 것을 알 수 있었다.

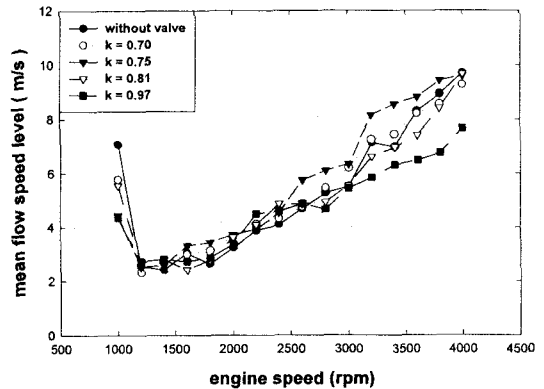


Fig. 7 The distributions of flow speed level for engine speed on various muffler models

Fig.8은 평균 CO 농도를 나타내고 있다. 기관 회전수가 1,000rpm에서 without valve일 때 0.46vol%로 다소 높게 나타남을 알 수 있었다. 이는 밸브가 없기 때문에 배기가스의 배출시 저항 요소가 사라짐으로 다소 높은 값을 나타내는 것으로 사료된다. 기관 회전수가 증가함에 따라 다소 증가함을 알 수 있었고, 정성적으로 전체를 볼 때 1800rpm에서 2800rpm 까지 변수에 따라 변동폭이 작으며 다소 일정한 값을 나타내는 것을 알 수 있었다. 그러나 3,000rpm에서 CO농도가 다소 감소하는 것을 알 수 있었다.

Fig.9는 평균 HC 농도를 나타내고 있다. 아이들링시에는 HC 농도가 높은 것을 알 수 있는데 이는 연료의 공급에 비해 흡입되는 공기량이 부족하여 발생되는 것으로 사료된다. 정성적으로 볼 때 기관 회전수가 상승함에 따라 HC의 농도가 낮아

지는 것을 알 수 있었다. 또한 전체적으로 볼 때 2,000rpm에서 2,600rpm 사이에서 벨브가 열리는 것으로 사료된다.

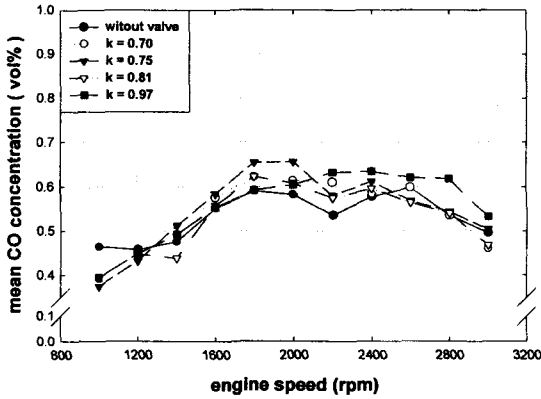


Fig. 8 The distributions of mean CO concentration for engine speed on various muffler models

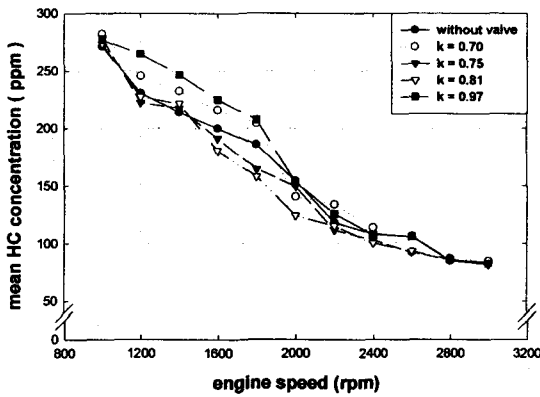


Fig. 9 The distributions of mean HC concentration for engine speed on various muffler models

Fig.10은 실험 모델별 스펙트럼 분석을 위해 소프트웨어를 사용하여 실험을 수행하였다. 각 변수에 대하여 최종 배출되는 토출 소음을 주파수로 나타내었다 또한 이 때의 sample rate는 44,100Hz이고 resolution은 8bit로 하였다. 스펙트럼 분석할 때 FFT size는 1024로 하였고, 필터를 거쳐 최종 주파수를 나타나게 하였다. 여기서는 스프링 상수별 대체로 벨브가 작동하는 기관의 회전수가 2,600rpm에 대하여서만 나타내고 있다.

Fig.11은 기관 회전수에 대한 소음기 내부의 온도

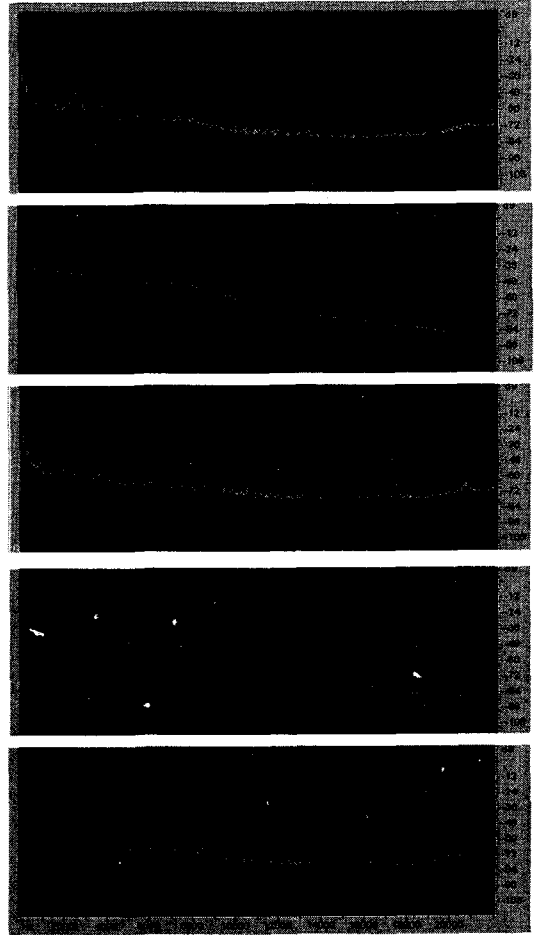


Fig. 10 The distributions of spectrum analysis on engine speed, 2600rpm.

분포를 나타내고 있다. 5분간 예열한 후 1,000~3,000rpm까지 500rpm씩 10분의 간격으로 상승시켰다. 대체적으로 온도 분포가 스프링 상수에 따라 비슷한 결과를 나타냄을 알 수 있었다. 배기가스 자체가 소음기 내부에서 열전달이 둔화되기 때문에 다소 차이가 나지 않는 것으로 사료된다. 그러나 TP-8번에서 벨브가 열려 온도가 다소 하강하는 것을 볼 수 있는데 이는 벨브가 열림으로서 배기가스가 빠르게 빠져나가게 된다. 이때 열전달이 다소 활발하게 이루어진 것으로 사료된다. 이때 같은 챔버에서 다른 부분의 온도와 비교할 때 약 20℃의 온도차가 남을 알 수 있었다.

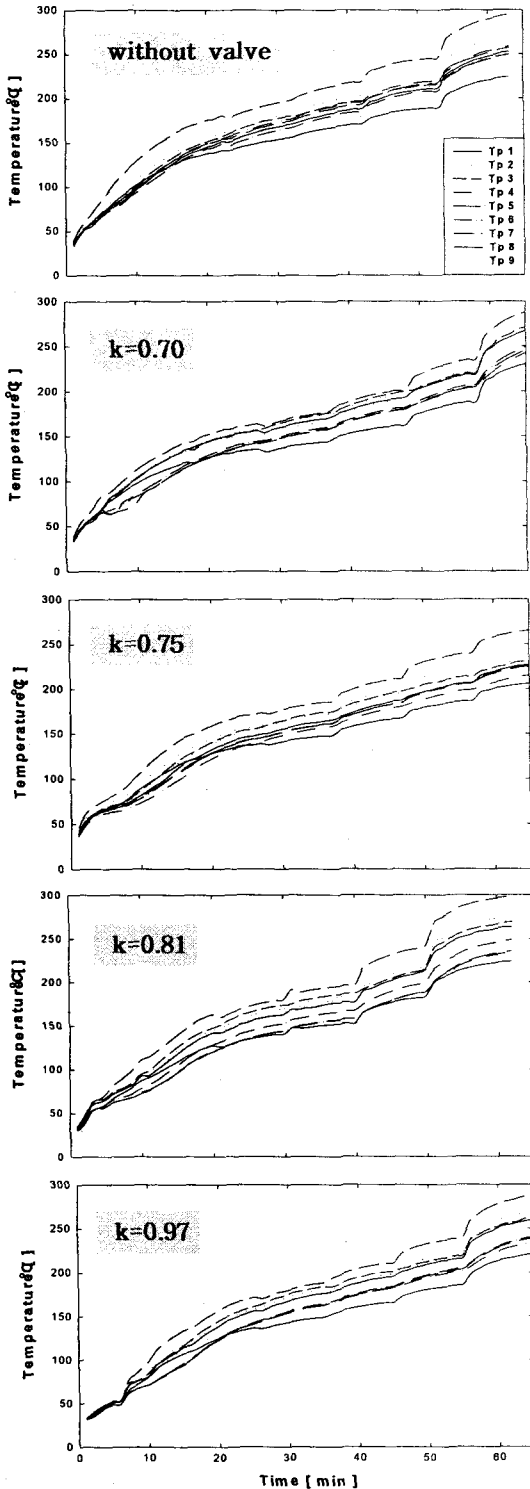


Fig.11 The temperature distributions in the muffler on engine speed.

5. 결론

- 1) 음압수준차는 스프링 상수 $k=0.75$ 일 때 가장 낮은 소음수준을 나타냄을 알 수 있었다. 또한 대체적으로 2,000~2,500rpm사이에서 밸브가 열려 음압수준차가 낮아지는 것을 알 수 있었다.
- 2) 대기로 배출되는 배기가스의 유속을 측정한 결과 스프링 상수 $k=0.75$ 일 때 가장 빨랐고 나타났고, $k=0.97$ 일 때 가장 늦게 배출됨을 알 수 있었다.
- 3) CO농도는 대체적으로 비슷한 수준을 나타내고 있었고, 밸브가 열리는 2,000~2,500rpm사이에서 $k=0.81$ 일 때 다소 낮은 농도임을 알 수 있었다.
- 4) HC농도는 대체적으로 $k=0.81$ 일 때 다소 낮은 농도를 나타냄을 알 수 있었고, $k=0.97$ 일 때 다소 높은 농도를 나타내고 있음을 알 수 있었다.
- 5) FFT 분석에서 $k=0.70$ 과 $k=0.81$ 일 때가 잡음의 다소 발생하지 않은 것을 알 수 있었다.
- 6) 소음기내의 온도분포는 대체적으로 비슷한 분포를 나타내고 있었고, TP 8번에서 밸브가 열려 열 전달이 다소 활발해짐을 알 수 있었다.

참고문헌

- 1) 김홍섭, 손동구, 박수홍, 오재용, 1997, "능동배기소음 제어기 개발에 관한 연구", 한국자동차공학회논문집 제5권, 제1호, pp.79~88.
- 2) 손동구, 김홍섭, 오재용, 1999, "저소음 저배압을 위한 다중모드 지능제어 배기계에 관한 연구", 한국자동차공학회논문집 제7권, 제3호, pp.166~177.
- 3) 김홍섭, 홍진석, 오재용, 송진호, 1998, "상용차 배기계에서 액티브 머플러를 이용한 배기소음 제어", 한국자동차공학회논문집 제6권, 제1호, pp.36~42.
- 4) 이해철, 석동현, 이준서, 차경옥, 2000, "배기계의 배압 감응형 제어 머플러 개발에 관한 실험적연구", 대한기계학회 춘계학술대회논문집 B권, pp.892~898.
- 5) 이중섭, 2001, "자동차 소음기 형상이 배기소음과 배기가스에 미치는 영향", 경상대학교 공학석사학위논문