

자동차 배기계의 배기압 감응형 제어 머플러 개발(1) -배기계의 일반 특성과 제어 밸브의 특성-

The Development of Muffler with Controller Sensing Exhaust Gas Pressure in Automobile Exhaust System(1)

-The general characteristics of exhaust system and characteristics of control valve-

이 해 철*, 이 준 서**, 윤 준 규***, 차 경 옥****
Haechul Lee, Joonseo Lee, Junkyu Yoon, kyungok Cha

ABSTRACT

This study is focused on the development of a new muffler. A control valve installed in the exhaust system is operated by torsion springs, and its open angle is controlled automatically corresponding to the engine operating conditions. The experiments were done using an exhaust system simulator having the same pulsation wave frequency and similar pulsation propagation characteristics of a real exhaust system. The purpose of this study is to develop a new muffler system which has improved noise reduction quality and less power loss than conventional mufflers and electronic-control mufflers.

주요기술용어 : Exhaust system(배기계), Muffler(머플러), Noise reduction(소음감소), Exhaust pulsation(배기 맥동압력), Exhaust control valve(배기 제어 밸브)

Nomenclature

C	: sound velocity	I	: area moment of inertia
D	: diameter of coil	K	: number of blocks used in estimation
D0	: diameter of outside	k	: spring constant
Di	: diameter of inside	k	: wavenumber ($k = 2 \pi f / C$)
d	: diameter of wire	L_w	: length of wire
E	: elastic coefficient	M	: moment
f	: frequency	N	: rotational speed of engine (rpm)
		Na	: coil number
		S1	: entrance section area
		S2	: exit section area
		v	: exhaust gas velocity
		Z	: cylinder number
		ΔP	: pressure loss

* 회원, 명지대학교 대학원

** 회원, 충청대학 기계설계과

*** 회원, 경원전문대학 자동차정비과

**** 회원, 명지대학교 기계공학과

ξ : loss coefficient

ρ : exhaust density

1. 서론

현재 상용되고 있는 자동차 배기계는 일반적으로 배기 다기관(exhaust manifold), 촉매변화기(catalytic convert), 1차머플러, 2차머플러 및 각각의 컴포넌트를 연결하는 파이프와 최종적으로 대기중에 배기가스를 방출하는 미관(tail pipe)등으로 구성되어있다. 특히 머플러는 기관에서 배출되는 고압·고온의 배기가스와 대기압의 압력차이에 의해서 발생하는 배기소음들을 감소시키기 위한 소음기의 역할을 담당하고 있다. 따라서 머플러를 설계할 때 요구사항들은 최대배기소음의 감소(maximum noise reduction)와 최소배압(minimum back-pressure)으로 인한 엔진의 성능과 크기 및 중량, 보수의 용이함, 견고성 및 소음기 수명의 극대화등을 들 수 있다. 엔진은 회전조건이 다양한 일종의 가변형 시스템이지만 설계가 되어 제작이 완성된 배기시스템은 변화될 수 없는 불변형 시스템이다. 그러므로 엔진에 장착되는 소음기 및 배기계통은 통상적으로 엔진의 최대 토크(torque) 회전영역만을 고려해서 설계가 된다. 그렇지만 이러한 이유로 인하여 기존 불변형 머플러는 엔진의 출력성능과 소음성능을 동시에 충족할 수가 없다. 이와 같이 머플러의 설계시에는 매우 신중한 고려가 요구되지만, 기존의 배기 시스템으로는 이 두 조건을 동시에 만족시키기는 어렵다. 하지만 현재 상용되고 있는 단일 유로 타입의 머플러는 가청주파수가 발생하는 저속영역으로부터 출력을 희생시키면서 소음감소의 역할을 하기 때문에 엔진의 성능저하에도 영향을 미치게 된다.^{1,2)} 이러한 단점을 극복하고자 배기시스템을 통해서 엔진출력을 향상시키고자 하는 연구가 활발히 진행되고 있다.³⁾ 가변형 배기계의 기존 연구를 살펴보면 Toshiaki Konomi⁴⁾는 펌핑손실, 특히 배기가스의 배출에 필요한 손실일이 최고출력에 미치는 영향과 배기

계의 맥동압력의 최적화에 의한 출력성능, 연료소비율, 노킹현상 등을 야기시키고 있기에 이러한 것을 개선할 수 있는 예로 배기맥동을 활용한 브랜치길이 및 듀얼길이의 최적화 이용을 소개하였다. 전자제어 머플러의 성능평가에 대한 연구는 약 10여년 전부터 시작되었다. Motohiro Inabe⁵⁾는 전자제어 머플러인 듀얼모드 머플러의 개념을 도입하여 배기계의 저소음과 저배압화를 시작하였다.

본 연구에서는 기존의 불변형 머플러의 엔진 출력성능과 소음성능을 동시에 만족시킬 수 있도록 스프링의 탄성을 이용한 밸브 시스템을 배기가스의 유동경로상에 장착하였다. 이때 배기가스 압력이 낮은 저속회전 영역에서 밸브가 닫힘으로서 상용머플러와 같은 구조처럼 배기가스가 배출되도록 하였다. 또한 배기가스의 압력이 증가하는 고속회전 영역에서는 배기가스의 압력에 의하여 밸브가 열리도록 하였다. 엔진의 운전상태에 따라 능동적으로 대처하면서 엔진성능을 극대화시켜 기존 차량용 머플러의 이율배반적 성능인 저소음·저배압을 동시에 만족시킬 수 있는 정속성과 출력성능향상을 위한 새로운 머플러개발에 본 연구의 목적을 두었다.

2. 이론해석

2.1 배기계의 기본 특성

2.1.1 소음성능

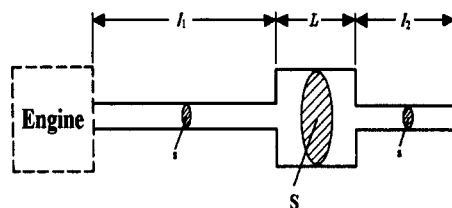


Fig. 1 Simple exhaust system

차량의 소음특성을 산출하는 방법은 여러 가지가 있지만, 음향이론에 기초한 4단자 정수법이 가장 일반적이다. Fig. 1에 나타낸 단순한 배기계 모델의 소음특성(삽입손실 IL : insertion loss)의 근사식을 4단자 정수법으로 구할 경우에 다음과 같다.

$$IL \approx 20 \log \left| k \frac{LS}{s} \cos kl_1 \sin kl_2 \right| \quad (\text{dB}) \quad (1)$$

단, $kl \ll \pi/2$, $S/s \gg 1$ 이다.

또한 배기 소음의 주파수 성분은 다음과 같은 식으로 부터 구할 수 있다.

$$f = \frac{N}{60} \times \frac{Z}{2} \quad (\text{Hz}) \quad (2)$$

식(1)에서 소음량의 확대를 하고자 할 경우는 기본적으로 머플러 용량(L×S) 및 확장비(S/s)의 증가가 필요하다. 그리고 머플러의 위치($\cos kl_1$, $\sin kl_2$)에 의해 영향을 받음을 알 수 있다⁶⁾.

2.1.2 압력손실

배기계의 압력손실은 흐름이 대체로 난류영역이므로 다음과 같은 식으로 나타난다.

$$\Delta P = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (3)$$

이처럼 압력손실은 배기유속의 2승에 비례하여 증가하기 때문에, 고속영역일수록 배압은 상승하여 엔진출력이 저하하게 된다. 또 식(3)의 손실계수는 형상함수이므로 다음과 같은 식으로 나타낸다.

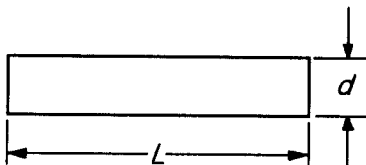


Fig. 2 Example for calculation of an exhaust system (simple pipe)

$$\xi = \lambda \frac{L}{d} \quad (4)$$

특히 머플러의 형상에 깊은 관련이 있는 관의 단면적이 급확장관인 경우에는 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다. 즉

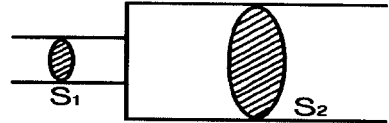


Fig. 3 Example for calculation of an exhaust system (expansion pipe)

$$\xi = K \left(1 - \frac{S_1}{S_2} \right)^2 \quad (5)$$

즉, 압력손실의 저감에는 기류소음과 마찬가지로 유속을 저하시키거나 확장축류의 수를 작게하는 것이 효과적이다. 이상의 형상 조합에 의해 배기계의 압력을 추정할 수 있다⁷⁾.

2.2 비틀림 헬리컬 스프링

헬리컬 코일 스프링은 압축하중과 인장하중 대신 비틀림으로 가해질 수 있기 때문에 비틀림 스프링이라고도 한다. 비틀림 스프링은 Fig. 4에서 지시된 파라미터뿐만 아니라 외부 코일지름, 코일의 감긴 수 그리고 스프링 계수를 정의할 수 있다. 하중은 자유위치에서 휘어짐보다는 하중이 작용된 위치로부터 수평적 끝단 사이의 각도 α 로 정의한다.

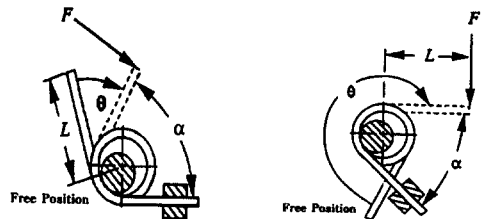


Fig. 4 Load and deflection of torsion springs

또 다른 파라미터들은 압축 헬리컬 스프링처럼 비틀림 스프링에서도 같은 의미를 갖는다. 유효 감김수는 구부러진 끝단에 약간 더해진 몸체 부분의 감김수 N_b 와 같고, 끝이 휘어지지 않았다면 평탄 끝단은 코일수 N_e 와 같다고 표현할 수 있다.

$$N_e = \frac{L_1 + L_2}{3\pi D} \quad (6)$$

여기서 L_1 과 L_2 는 코일의 접한 끝단의 상대적 길이이다. 이 때의 유효 감김수는 다음과 같다.

$$N_a = N_b + N_e \quad (7)$$

여기서 N_b 는 스프링 몸체의 코일 감김수이다. 코일 끝단의 각처짐(angular deflection)은 보통 radian으로 나타내지만 종종 회전수로 전환한다. 따라서 흰 상태로 보이기 때문에 처짐은 다음과 같이 표현한다.

$$\theta_{rev} = \frac{1}{2\pi} \theta_{rad} = \frac{1}{2\pi} \frac{ML_w}{EI} \quad (8)$$

등근 와이어의 비틀림 스프링은 적합한 기하학적 모양을 대응함으로써 다음을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \theta_{rev} &= \frac{ML_w}{EI} = \frac{1}{2\pi} \frac{M(\pi D N_a)}{E(\pi d^4/64)} \\ &= \frac{64}{2\pi} \frac{MD N_a}{d^4 E} \end{aligned} \quad (9)$$

스프링 상수는 휨 공식으로부터 얻어진다.

$$k = \frac{M}{\theta_{rev}} \cong \frac{d^4 E}{10.8 D N_a} \quad (10)$$

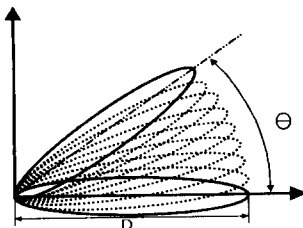


Fig. 5 Change of area

원판이 Fig. 5와 같이 θ 의 각도로 이동하였다면, 그 유동면적의 변화는 다음과 같다.

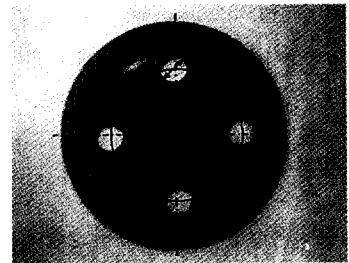
$$\int_0^\theta \pi D d\theta \quad (11)$$

여기서 D 는 원판의 지름을 나타낸다.

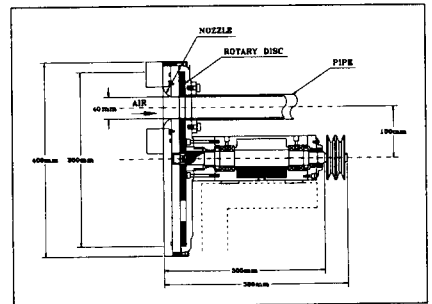
3. 실험장치 및 방법

3.1 배기계의 맥동압력

머플러의 다양한 형태변화에 따른 배기가스의 맥동압력 실험으로부터 배기맥동원은 디스크형태(disk type)의 로터리 디스크 밸브 시뮬레이터(rotary disk valve simulator)를 제작하여 사용하였다. 로터리 밸브는 실제기관과 마찬가지로 배기 파이프에 공기를 간헐적으로 유동시킬 수 있는 하나의 방법이다. 이것은 왕복형 엔진과 공기 압축기의 흡기시스템과 배기시스템에서 맥동류를 연구하는데 사용되어져 왔다.^{8,9)}



(a) Disk-type rotary valves



(b) Rotary valve assembly

Fig. 6 Schematic diagram of rotary valve

본 연구에서는 지름이 40mm인 4개의 오리피스가 있고, 두께가 12mm이며 피치원의 지름이 200mm인 디스크 타입의 로터리 밸브를 사용하였다. 실험에 사용된 로터리 밸브의 형태와 주요 치수는 Fig. 6과 같다. 실험에 사용된 로터리 밸브 시뮬레이터는 파형과 진폭에서 실제 엔진 배기시스템에서 발생하는 것과 같은 맥동파형을 발생시키고 있다.

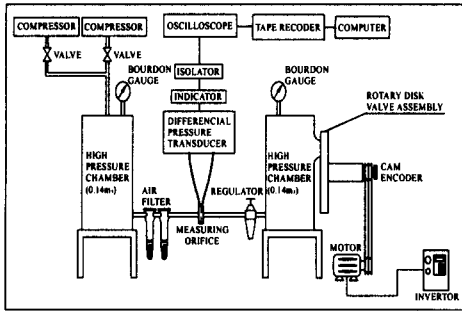
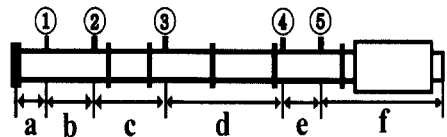


Fig. 7 Schematic diagram of experimental apparatus for the characteristics of flow through rotary valves

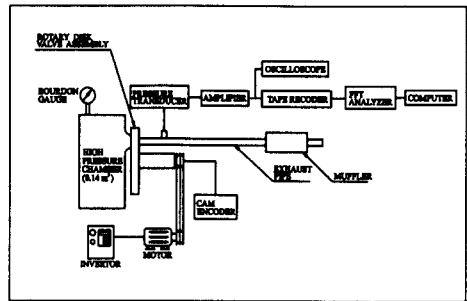
Fig. 7은 실험에 사용된 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다. 이 장치의 그림에서 알 수 있듯이 공기공급장치는 15마력 및 5마력 왕복형 실린더 압축기(compressor)가 사용되었고, 압축기의 맥동성분을 제거하기 위하여 두 개의 고압챔버(high pressure chamber)를 사용하였다. 주 공기공급은 15마력의 압축기에서 공급하였고, 미세한 압력을 정확히 조절할 수 있도록 5마력의 보조 압축기를 추가시켜서 공기압력을 조절하였다. 이때 고압챔버 I 은 두 압축기에서 나오는 공기를 안정시키며, 이 때 공기의 수분을 제거하기 위하여 두 챔버 사이의 연결부에는 2개의 공기필터(air filter)와 로터리 밸브를 작동시킬 때 고압챔버 II에서 일정한 압력이 유지되도록 공기 레귤레이터(regulator)를 장착하였다. 또한 실험적인 유량의 전체 범위를 측정하고자 디스크의 회전속도는 고속베어링에 5마력 3상모터(motor)를 풀리(fully)로 연결하고 SV0371S-2 밀폐형 인버터

(inverter)로 조절하였으며, 로터리 밸브에서 개방되는 회전각을 알수 있도록 로터리 밸브축에 캠엔코더(cam encoder)를 설치하여 측정하였다. Fig 8는 맥동압력 파형의 측정을 위한 실험장치의 개략도이며, 시험부는 다양한 실험조건을 만족시키고자 머플러를 포함한 여섯 부분으로 나누어 제작하였다. 압력파형의 측정은 Fig. 8(a)에서 나타낸 것과 같이 ①~⑤의 위치에 설치된 압력 변환기를 통해서 신호를 계측하고 증폭기에서 증폭시킨 후 오실로스코프로 해석하여 테이프 레코더와 FFT에 기록함으로 컴퓨터로 해석하게 하였다. 시험부의 전체 길이는 상용 배기계가 차량의 하체 구조에 따른 밴딩(banding)이 되기 전, 머플러를 포함한 4000mm정도이다. 이때 엔진회전수는 800rpm으로 고정함으로써 기본 주파수가 약 53Hz가 되도록 하고, 맥동압력의 2차 조화파(second order harmonics)가 약 105Hz의 주파수 영역에서 발생하도록 하였다.



(a) Test section for pulsating pressure waves

$L : 4000 \text{ mm}$,	$\phi : 40 \text{ mm}$,	$a : 210 \text{ mm}$,
$b : 500 \text{ mm}$,	$c : 790 \text{ mm}$,	$d : 1140 \text{ mm}$,
$e : 450 \text{ mm}$,	$f : 910 \text{ mm}$	



(b) Pressure measurement lay-out

Fig. 8 Schematic diagram of experimental apparatus for the pulsation waves in exhaust system

3.2 배기압 감응형 제어 머플러

Fig. 9는 배기압 감응형 제어 머플러의 내부구조와 배기가스의 흐름을 나타낸 것이다. Fig. 9(a)는 배기유량이 적은 저속영역에서는 테일파이프(tail pipe)의 확장비를 확보하여 저주파음을 효과적으로 소음할 수 있도록 스프링의 힘으로 제어밸브를 닫히게 하여 막혀있는 상태로 유지하였으며, 이 때 배기가스가 챔버2(chamber2)와 제1테일파이프(tail pipe1)만을 경유하여 배출되는 경우를 나타낸 것이다. 또한 챔버3(chamber3)은 공명요소의 작용으로 한층 저주파수대의 소음량을 확보할 수 있다. Fig. 9(b)는 배기 유량이 많은 고속영역에서는 압력손실 및 기류소음의 저감을 얻고자 배기유량에 따라서 제어밸브를 열리게 하도록 하였다. 이를 위하여 저속영역에 유로를 추가시켜 챔버3에서 패스튜브(pass tube), 제어 밸브 및 챔버1(chamber1)을 통하여 제2테일파이프(tail pipe2)에서도 배기가 유동하도록 나타낸 것이다. 따라서 챔버3은 공명 요소의 작용에 따라 중·고주파수 영역에서 소음량이 큰 확장요소로 변화한다.

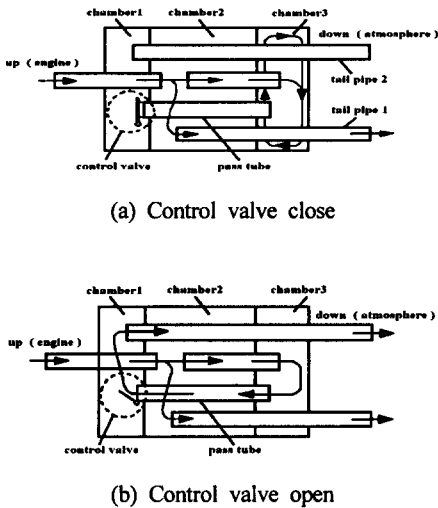


Fig. 9 Flow pattern and inner lay-out of new muffler

Fig. 10은 음향학적 시스템(acoustic system)의 관점에서 배기압 감응형 제어 머플러를 도시하였

다. 제어 밸브가 작동하지 않을 때에는 제1테일파이프만을 확장요소로 이용하고, 제어밸브의 작동 시에는 제1테일파이프뿐만 아니라 제어밸브를 경계기준으로 챔버3의 확장요소와 챔버1의 확장요소 결합으로 이루어져 있다. Fig. 11은 배기압 감응형 제어 머플러에 장착된 제어밸브의 실제 형태와 주요 치수이다. 제어밸브는 실제 배기계에서 사용할 수 있도록 1.6mm연강으로 제작하였으며, 제어밸브에 사용되어진 스프링은 열처리된 $\phi=0.7\text{mm}$ 와 0.8mm 인 헬리컬 비틀림 스프링을 장착하여 실험에 사용하였다. 스프링의 재질은 SWP이다.

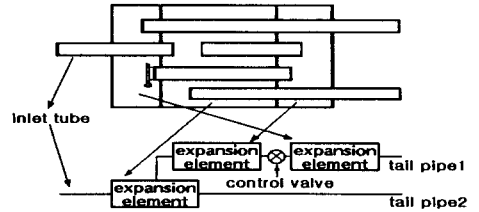


Fig. 10 Calculation model of muffler and controller

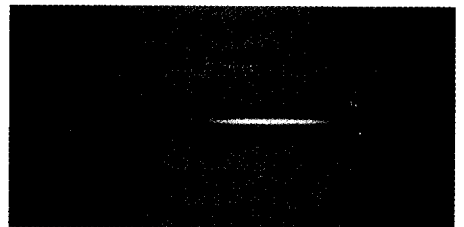


Fig. 11 Control valve and exhaust gas pressure sensing unit attached to the muffler

4. 실험결과 및 고찰

4.1 배기계의 맥동압력

먼저 배기계의 기본적인 특성을 파악하고자 배기계의 맥동압력을 측정하였다. Fig. 12에 배기 시스템의 압력맥동 측정위치 ①~⑤에서 파워스펙트럼을 나타내고 있다. 따라서 압력맥동은 약 4

차의 조화파(harmonics)로 구성되어 있음을 확인할 수 있다. 배기소음에 대한 주파수 성분은 식 (2)와 같은 형태로 나타낸다. 이것은 하나의 행정 이 끝날 무렵의 크랭크축(crank shaft)회전수를 기준으로 산출되지만, 배기계 모의실험장치는 로터리 디스크 밸브가 일회전할 때에 하나의 행정 이 끝난 것으로 간주할 수 있다. 이런 이유로 배기시스템에 따른 압력변환기 위치①에서 회전수 800rpm의 점화주파수에 해당하는 약 53Hz 부근의 영역이 가장 큰 크기를 나타내고 있다. 그러나 1차 조화파는 위치④를 기점으로 급격히 감쇠함을 나타내고 있다.

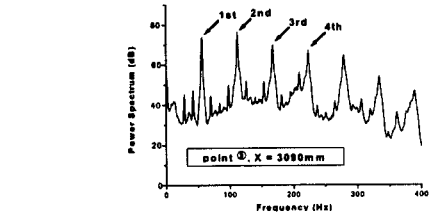
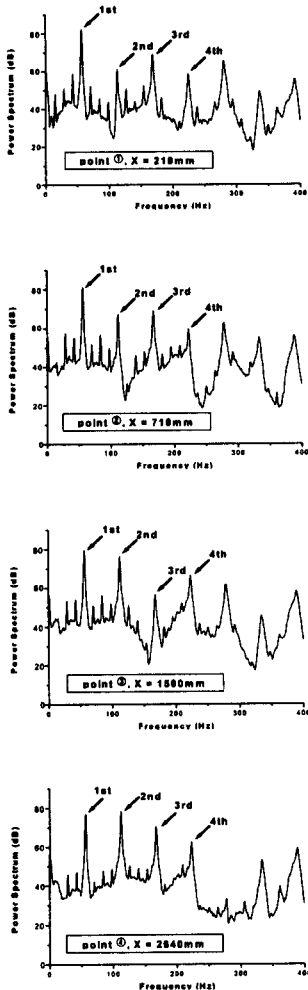


Fig. 12 Power spectrum at each point in exhaust system

4.1 제어밸브의 동특성

제어밸브의 동특성을 알아보기 위한 실험을 수행하였다. 사용된 스프링 와이어의 지름(d)은 0.7 mm이다. 이때 압력 변화는 gauge압력으로 0기압에서 0.2기압씩 증가시키며 3기압까지 제어밸브의 열림각을 확인하였다. 또한 압력변화를 3기압으로부터 0.2기압씩 감소시키면서 0기압까지 제어밸브의 닫힘각을 확인하였다. 그 결과 제어밸브는 압력의 증가 또는 감소에 대하여 선형적으로 반응함을 알 수 있었다. 또한 선형적으로 반응하는 열림각과 닫힘각 추세선의 기울기 오차가 거의 없는 것은 제어밸브가 배기가스 압력의 증가 또는 감소에 대하여 같은 동특성을 갖음을 나타내고 있다.

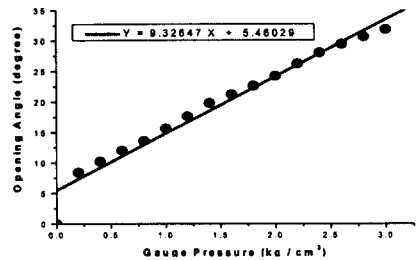


Fig. 13 Plot of pressure vs control valve opening angle & the trend line (spring d = 0.7, pressure increase = 0.2)

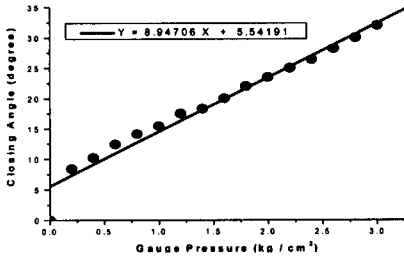


Fig. 14 Plot of pressure vs control valve closing angle & the trend line (spring d = 0.7, pressure decrease = 0.2)

4. 결론

자동차 배기계의 배기압력을 감응하는 제어 밸브를 통한 출력성능과 소음성능, 그리고 저배압화를 꾀할 수 있는 새로운 머플러의 개발을 위하여 제어밸브와 머플러를 제작하였다. 그리고 배기계의 맥동압력에 상응하는 맥동 주파수를 발생시키는 배기계 모의 실험장치를 사용하여 압력맥동의 전파특성과 배기압 감응형 제어 머플러에 장착된 제어밸브의 동특성에 대한 실험을 수행하였다. 배기시스템의 일반특성으로는 압력변환기의 위치①에서 엔진 회전수가 800rpm일때 접화 주파수에 해당하는 약 53Hz 부근이 가장 큰 크기를 나타내고 있다. 그리고 1차 조화파는 위치④를 기점으로 급격히 감쇠 되어짐을 알 수 있다. 배기압 감응형 제어 머플러에 장착된 제어밸브는 밸브의 열림과 닫힘에 따라 선형적으로 반응함을 알 수 있다. 이러한 스프링의 탄성을 이용한 밸브 시스템을 배기가스의 유동경로상에 장착함으로써 엔진의 운전상태에 따라 능동적으로 대처할 수 있는 배기압 감응형 제어 머플러로 내연기관에서 동력성능향상과 소음감소효과를 기대할 수 있다.

참고 문헌

- 1) C. M. Harris, "Handbook of Noise Control", McGraw-Hill, New York, 1957.
- 2) B. L. Clarkson, "The Social Consequences of Noise", Proc. I. M. E., No.186, p.97, 1972.
- 3) D. E. Baxa, "Noise Control in Internal Combustion Engine", Robert E. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 1989.
- 4) T. Konomi, "The Recent Technology of Noise Reduction and Fuel Economy Improvement in Exhaust System", Vol.44, No.12, pp.10-17, 1990.
- 5) M. Inabe, "Low-noise and Low-pressure Control Technology for Exhaust System", 自動車技術, Vol.41, No.13, pp.1562-1567, 1987.
- 6) M. C. J. Trinder et al., "Active Control of Commercial Vehicle Exhaust Noise", Inter-NOISE, 86-Vol. I, pp. 1075-1082.
- 7) O. Johnson, "Auto Tech.", 1989Prasad, M.G., "Acoustical Modelling of Automotive Exhaust Systems", Ph. D. Thesis, Purdue Univ., Aug. 1980.
- 8) C. F. Taylor, "The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice", Vol. II, The MIT Press, 1968.
- 9) B. J. Challen, "Techniques for Engine Noise Control (Engine Noise)", Plenum Press, pp. 443-481, 1982.