

## 4행정 단기통 엔진의 배기관에 따른 압력 변동 특성

이효덕<sup>†</sup> · 최석천<sup>\*</sup> · 이상철<sup>\*</sup> · 이광영<sup>\*\*</sup> · 정효민<sup>\*\*</sup> · 정한식<sup>\*\*</sup>

### Characteristics on the Pressure Variations according to the Exhaust Pipe of 4-Stroke Single Engine

Hyo Deok Lee, Seuk Cheun Choi, Sang Chul Lee,  
Kwang Young Lee, Hyo Min Jeong and Han Shik Chung

Key Words: Compressible Flow(압축성 유동), Pulsating Pressure (맥동 압력), Exhaust Pipe(배기관), Compression Wave(압축파)

#### Abstract

In this study, a experimental method has been introduced for the various exhaust pipe geometry of 4-stroke single cylinder engine. The main experimental parameters are the variation of exhaust pipe diameters and lengths, to measuring the pulsating flow when the intake and exhaust valves are working. As the results of experimental test, the various exhaust geometry were influenced strongly on the exhaust pressure. As the exhaust pipe diameter was decreased, the amplitude and the number of compression wave in exhaust pressure was increased. According to decreasing pipe diameter, the number of compression wave in exhaust pressure was decreased. When the pipe diameter was increase, the second amplitude was increased.

#### 기호설명

$bdc$  : 하사점

$D$  : 파이프 직경[ $m$ ]

$exc$  : 배기 밸브 닫힘[ $^{\circ}$ ,  $CA$ ]

$exo$  : 배기 밸브 열림[ $^{\circ}$ ,  $CA$ ]

$F$  : 파이프 단면적[ $m^2$ ]

$inc$  : 흡기 밸브 닫힘[ $^{\circ}$ ,  $CA$ ]

$ino$  : 흡기 밸브 열림[ $^{\circ}$ ,  $CA$ ]

$N$  : 회전수[ $rpm$ ]

$P$  : 파이프 내 압력[ $bar$ ]

$tdc$  : 상사점

$\theta$  : 크랭크 회전 각도[ $^{\circ}$ ,  $CA$ ]

<sup>†</sup> 경상대학교 대학원 정밀기계공학과

E-mail : hdlcc250@hanmail.net

TEL : (055)646-4766 FAX : (055)640-3188

<sup>\*</sup> 경상대학교 대학원 정밀기계공학과

<sup>\*\*</sup> 경상대학교 기계항공공학부, 해양산업연구소

#### 1. 서론

최근 자동차에 관해 환경소음 규제가 증가하여 배기계에 관한 연구가 증가하고 있다. 관내를 전파하는 압력파는 유동장의 조건 또는 파의 비선

형 현상에 의하여 충격파로 천이할 수 있다. 이러한 충격파는 강도가 매우 약하고, 거의 음속에 가까운 속도로 관내를 전파한다. 예를 들면, 자동차 엔진의 배기관이나 고속철도 터널내에서 발생하는 압력파가 충격파로 천이하여, 대기로 방출되는 경우 일종의 sonic boom과 같은 충격성 소음이 발생하게 된다. 파이프 출구에서 발생하는 충격성 소음의 정량적 평가를 위해서는, 파이프 출구면에서 압력파의 방사과정(emission process)을 이해할 필요가 있다. 또 파이프 내부에서 발생하는 파동현상, 즉 파이프의 압력변동 혹은 공기저항 등을 계산하기 위해서는 관단(open end of pipe)으로부터 반사되는 압력파 현상을 이해하는 것이 매우 중요하다. 예를 들면 압축파의 어느 정도가 터널 출구로부터 반사되는지를 아는 것은 터널내의 압력변동을 계산하는데 있어서 뿐만 아니라 터널 외부로 전파하는 충격성 소음을 평가하는데 있어서 필수적이다. 김희동 등<sup>(1)</sup>의 연구에서 관의 출구에서 압력파의 반사율은 파장이 길어질수록 감소하며, 관 출구에서 배플판이 없는 경우가 있는 경우에 비해 반사율이 커진다는 연구를 수행하였다. 배압 및 외부소음을 유발하는 물리적 요인의 하나인 배기 파이프 내부의 고진폭 맥동 압력파의 거동 특성을 규명하기 위하여 양단자 회로법을 이용하여 배기계의 압력파를 해석하여 최적의 설계에 관한 연구가 차경욱 등<sup>(2)</sup> 연구자에 의해 진행되었다. Chu 등<sup>(3)</sup>에 의해서 많은 계산시간과 고사양의 컴퓨터를 요구하는 boundary element method 보다 Munjal이 제안한 three point method가 이론적인 단순함과 빠른 시간 그리고 보다 더 정확한 이점을 가짐을 확인하였다. 배기계의 구조를 단순화시켜 배압을 감소시키며 엔진의 회전율에 따라 적합한 배기계의 소음특성을 갖도록 구조를 제어함으로써 모순된 두 가지 조건 모두를 만족시키고자 한다. 제어형 배기계를 설계하기 위한 연구로 Helmholtz의 성능보다 실제 차량에 적용하는 성능에서는 보다 나은 효과를 얻을 수 있음을 보여주었다<sup>(4)</sup>. 여러 연구자들에 의하여 배기계의 형상에 관한 많은 연구가 진행되었다<sup>(5-7)</sup>.

자동차 배기계의 연구는 많이 진행되어왔으나 소형 엔진에 대한 배기 파이프의 단순한 기관 변동에 따른 배기 압력 측정에 관한 연구는 찾기가 힘들었다.

본 연구는 배기 파이프 형상의 변동에 따라 충격파의 변화 현상을 관찰하여 차기 연구의 과제인 4행정 기관에서 배기 밸브의 개폐시기에 대한 배기계의 압력을 해석할 최적 설계를 위한 기초 자료로 이용하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험모델

실험에 사용된 실험기관은 국내에서 생산되어 시판되는 모터사이클용 4행정 단기통 가솔린기관을 대상으로 하였다. 수치해석 모델의 계산을 실제 모델에 적용하기 위해서 입력된 4행정 소형기관의 제원을 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Specifications of tested engine model

Specification of numerical model	
engine type	4-stroke, single cylinder
engine displacement (cc)	124.1
bore/stroke(mm)	56.5/49.5
connecting rod length (mm)	100
intake valve open	BTDC 10°
intake valve close	ABDC 30°
exhaust valve open	BBDC 41°
exhaust valve close	ATDC 1°
compression ratio	9.5:1

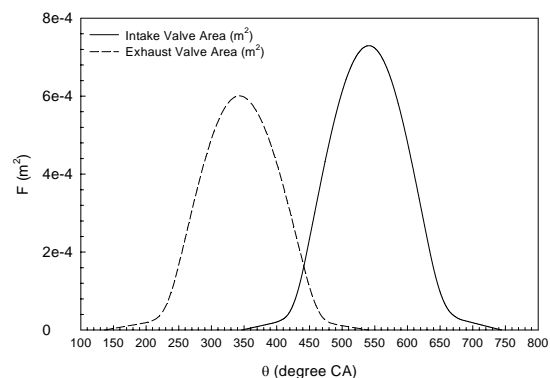


Fig. 1 Intake and exhaust valve opening area to crank angle

Fig. 1은 본 수치해석에 적용된 흡·배기관의 밸브 개도를 도식화하였다. 실제 배기 밸브가 열리는 시작점은 138°이며 흡기 밸브가 열리는 시작점은 348°이다. 흡기 밸브의 최고 개도 면적

이 배기 밸브의 최고 개도 면적보다 18% 넓은 형상이다.

2.2 실험장치

Table 2는 본 실험에 사용된 압력센서는 저압용 콜딩타입이며, board는 PCI-6013 board, 720

Table 2 Experimental conditions for measurement

Equipments name	Type	Manufacture
Pressure sensor	4045A	Kistler Ins., Corp.
Amplitude	5738	Kistler Ins., Corp.
BNC cables	4761A	Kistler Ins., Corp.
Cooling adapter	Z511	Kistler Ins., Corp.
Rotary encoder	E6C2-CWZ3E	Omron Corp.
A/D board	PCI 6013	National Instruments Corp.
Soft ware	Lab-view6.1	National Instruments Corp.

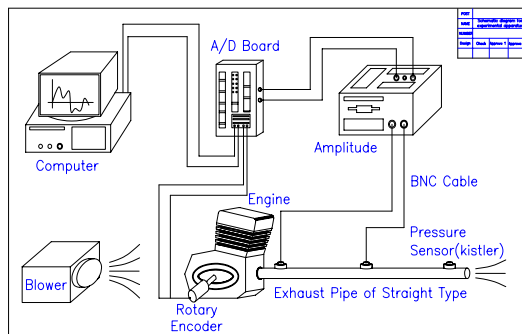


Fig. 2 Schematic diagram for experiment combustion engine



Photo. 1 Photography of experimental apparatus combustion engine

pulse용 로터리 엔코더 등으로 구성된 측정장치의

제원을 Table 2에 나타내었다. Fig. 2와 Photo. 1은 수치해석의 검증을 위한 성능실험에 적용된 배기관의 실험 장치 개략도 및 사진이다. 소형 엔진의 배기단에서 측정된 압력과의 signal이 board에 입력되고 rotary encoder에서 회전각의 신호 또한 board에 취함되어 Lab-view 6.1의 soft를 사용하여 압력을 측정하였다.

2.3 실험변수 및 방법

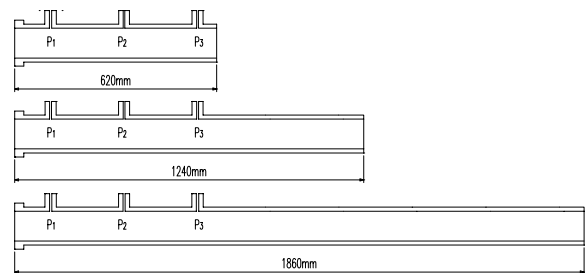


Fig. 3 Experimental measuring points of exhaust pipe

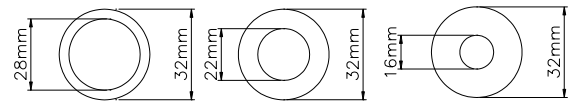


Fig. 4 Various exhaust pipe diameters

Table 3 Numerical calculation parameters

Specification of numerical model		
exhaust manifold type	diameter (mm)	length (mm)
Type A	22	1,240
Type B	22	620
Type C	22	1,860
Type D	16	1,240
Type E	28	1,240

Fig. 3과 Fig. 4는 본 실험의 변수로 적용된 배기 파이프 길이와 직경의 측정지점과 형상을 나타내었고 Table 3은 본 실험에서의 주요 변수를 나타내었다. 배기 파이프 길이의 변수는 실험이 가능한 길이로 하기 위해 1.5배와 0.5배로 하였고 직경의 변수는 실험의 중요 요소인 파이프가 현재 시점에서 구할 수 있는 파이프를 적용하기 위한 변수로 적용하였다. Type A는 측정된 실제 배기 파이프의 직경과 측정된 배기 파이프의 길이 일 경우이며, Type B는 배기 파이프의 길이가 0.5배 축소되었을 경우, Type C는 배기 파이프

의 길이가 1.5배 증가되었을 경우, Type D는 배기 파이프의 직경이 축소되었을 경우, Type E는 배기 파이프의 직경이 증가되었을 경우이다. 실험의 모델의 회전수는 1,000 rpm으로 일정하게 두었으며, 이는 실제 주행실험에서 무부하의 아이들링 상태의 회전수이다.

실험은 시작 전에 엔진을 10분 정도 회전시켜 예열을 하였고 실험실 내의 대기압과 온도를 측정하여 실험결과에 반영하였다. 실험은 1,000 rpm의 무부하 조건에서 10회씩 데이터를 수집하였다.

### 3. 결과 및 고찰

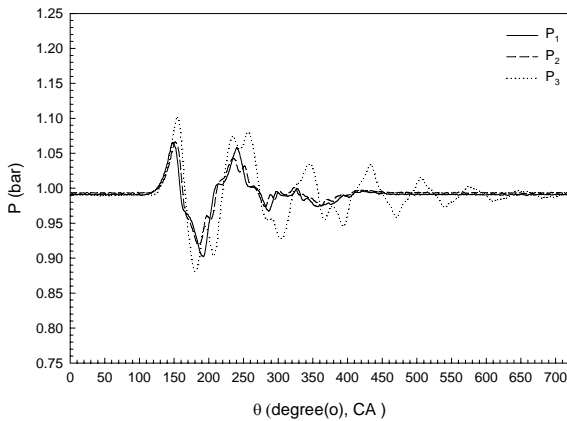


Fig. 5 Variation of exhaust pressure in case of type A

Fig. 5는 Type A의 경우 실제 측정한 길이와 직경을 적용한 실험 결과이다.  $P_1$ 은 실린더에서 70 mm의 간격이 떨어진 지점에서 측정한 지점으로 *exc*의 시점에서 배기 압력이 변화를 나타내고 있다. *tdc* 지점인 180° 이후 200° 부근에서 배기 압력이 최고점을 나타내고 있다.  $P_2$ 의 지점은  $P_1$ 의 지점에서 250 mm 간격의 지점에서 측정하였다. *exc* 시점부터 압력이 소멸되었다.  $P_3$ 는 배기 파이프의 측정위치에서 중앙의 지점에서 측정한 압력이며, *exc*의 시점부터  $P_1$ 의 배기 압력보다 높은 압력으로 나타내었다. 이는 배기 압력이 파이프내의 공진에 의한 순간적인

증폭현상으로 사료된다.

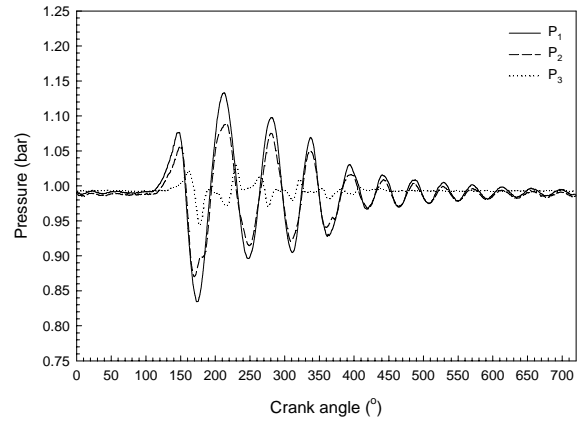


Fig. 6 Variation of exhaust pressure in case of type B

Fig. 6는 Type B의 경우 배기 파이프의 길이가 0.5배 축소되었을 경우의 배기계 압력변화를 나타내었다. Fig. 5의 그래프와 전체적인 성향을 비교해 볼 때 배기압력과의 수가 증가함을 알 수 있다. 이는 충격파인 배기압력이 짧아진 관로로 인해 충격파가 끝으로 도달하는 시간의 단축으로 인한 도달 속도의 증가요인으로 사료된다. 배기 압력의 고저 즉 여기서 진폭으로 표현하면, Fig. 5와 비교하면 전체적으로 압력 진폭의 크기가 0.1 bar 정도 증가한 것을 나타내었다. 배기 압력의 위상에는 영향을 미치지 않는 것으로 나타내었다.

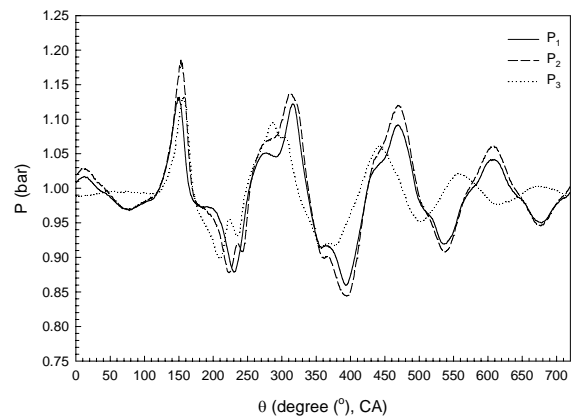


Fig. 7 Variation of exhaust pressure in case of type C

Fig. 7은 Type C의 경우 배기 파이프의 길이

가 1.5배 증가하였을 경우의 배기계 압력변화를 나타내었다.

Fig. 5의 결과와 그래프의 전체적인 성향을 비교해 볼 때 배기압력과 진폭이 증가함을 알 수 있다. 이는 충격파인 배기압력이 길어진 관으로 인해 충격파들 간의 공진으로 인한 압력이 증가되었음을 알 수 있다. 배기 압력의 파동수도 Fig. 5의 그래프의 전체적으로 증가함을 나타내었다. 이는 길어진 관으로 인해 반사되어 돌아오는 시간의 증가로 인한 시간 증가요인으로 볼 수 있다. 배기 압력의 위상에는 영향을 미치지 않는 것으로 나타내었다.

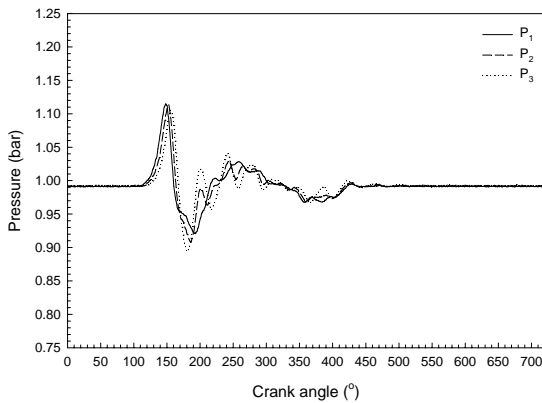


Fig. 8 Variation of exhaust pressure in case of type D

Fig. 8은 Type D의 경우 배기 파이프의 직경이 16mm로 축소 된 경우의 압력변화를 나타내었다. Fig. 5의 그래프와 전체적인 성향을 비교해 볼 때 배기 압력파의 수가 감소함을 알 수 있다. 이는 충격파인 배기 압력이 좁혀진 관으로 인해 충격파와 반사파의 압력이 급격히 감소되어 상쇄되는 현상으로 사료된다. 첫 최고 값의 peak 위상은 Fig. 5의 첫 최고 값의 peak 위상과 유사함을 알 수 있다. 이는 직경의 변화는 최고 배기 압력의 위상에는 영향을 주지 않는 것으로 사료된다.

Fig. 9는 Type E의 경우 배기 파이프의 직경이 28mm로 증가 한 경우의 압력변화를 나타내었다. Fig. 5의 그래프와 전체적인 성향을 비교해 볼 때 두 번째 배기 압력파의 진폭이 증가함을 알 수 있다. 이는 충격파와 반사파가 확대된 관으로 인해 순간적으로 구간상승이 된 요인으로

사료된다. 최고 값의 peak 위상은 Fig. 5의 최고 값의 peak 위상과 유사함을 알 수 있다. 이는 직경의 변화는 최고 배기 압력의 위상에는 영향을 주지 않는 결과인 Fig. 9의 결과와 유사함을 보여주고

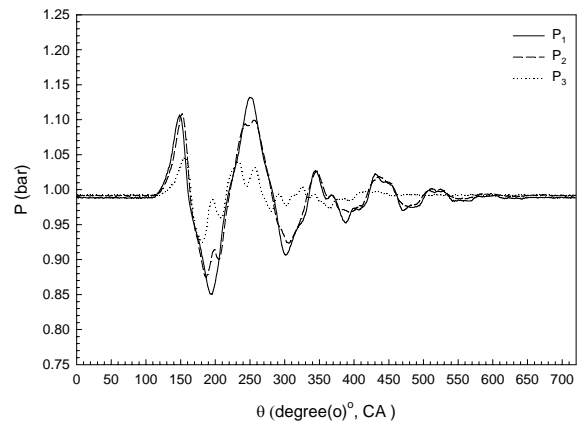


Fig. 9 Variation of exhaust pressure in case of type E

있다.

#### 4. 결론

흡·배기 밸브의 개폐구간에 따른 배기의 압력에 관한 실험 결과는 다음과 같다.

- (1) 배기계의 길이가 0.5배 감소하였을 경우에는 실제 모델의 배기 압력과 파동 수보다 2배 증가함을 나타내었고, 압력 진폭의 크기도 증가함을 나타내었다.
- (2) 배기 길이가 1.5배 증가한 경우에는 실제 모델의 배기 압력과 진폭보다 2배 증가하였다.
- (3) 배기 직경이 16mm로 축소되었을 경우 실제 모델의 배기 압력과 수보다 감소함을 나타내었다.
- (4) 배기 직경이 28mm로 증가되었을 경우 실제 모델의 두 번째 배기 압력파의 진폭이 증가함을 나타내었다.
- (5) 배기 직경의 변화는 진폭과 파동의 수의 증감과 연관되었고 배기 압력의 위상과는 큰 영향이 없었다.
- (6) 배기 길이의 변화는 파동의 수의 증감과 연

관되었고 배기 압력의 위상과는 큰 영향이 없었다.

본 연구의 결과를 통하여 배기 파이프 형상 변화에 따른 충격파의 변화 현상을 관찰하였고 향후 본 연구의 결과로 배기관 내의 충격파의 예측에 관한 수치해석을 수행하고자 한다.

## 후 기

경상대학교 BK21 지역대학육성 사업단의 지원과 대림자동차공업(주)의 협조에 의하여 연구되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

## 참고문헌

- (1) Kim, H. D., 1998, Fundamental Study on Reflection Phenomenon of Weak Pressure Wave from an Open End of a pipe, KSME Jour., Vol. 22, No. 5, pp. 618-626.
- (2) Cha, K. O., Lee, J. S. and Kim, H. S., 1996, A Study on the Characteristics of Pressure Wave Propagation in Automotive Exhaust System, KSAE Jour., Vol. 4, No. 4, pp. 18-26.
- (3) Chu, C. I., Hua, H. T and Liao, I. C. Effects of three-dimensional modes on acoustic performance of reversal flow mufflers with rectangular cross-section, Computer and Structures, Vol. 79, pp 883-890
- (4) Shon, D. G., Kim, H. S. and Oh, J. E., 1999, A study on the Multi-mode Muffler by intelligent control for Low Noise and Low Backpressure -Specifying the Structure of Controllable Silencer-, KSAE Jour., Vol. 7, No. 3, pp. 168-177.
- (5) Park, Y. C. and Lee, C. S., 2003, Exhaust Flow Characteristics of Close Coupled Catalyst by Exhaust Manifold Shape, KSAE Proc., pp. 70-77.
- (6) Lee, K. T., Do, J. S. and Oh, J. E., 1998, Analysis and Improvement for Performance of the Muffler of a Tractor, KSAE Jour., Vol. 6, No. 4, pp. 151-159.
- (7) Denia, F. D., Albelda J, and Fuenmayer, F. J., 2001, Acoustic Behaviour of Elliptical Chamber

of Elliptical of Elliptical Chamber Mufflers, Sound and Vibration Jour., Vol. 241, No. 3, pp. 401-402