

# 자동차 배기계의 배압특성에 관한 실험적연구

신동륜\*·이준서\*\*·김봉각\*\*·차경옥\*\*\*

## An Experimental Study on the Characteristics of Back Pressure in Automotive Exhaust System

D.Y.Shin, J.S.Lee, B.G.Kim and K.O.Cha

**Key Words:** Back Pressure(배압), Exhaust System(배기계), Exhaust Manifold(배기 다기관), Pulsating Flow(맥동류)

### Abstract

Based on Experimental analysis, the characteristics of back pressure in automotive exhaust system is tested for 4-stroke gasoline engine. The back pressure in automotive exhaust system is generated by resistance working of exhaust system, i.e. exhaust manifold, pipe length, pipe banding, difference system pressure with atmospheric pressure. This paper contains experimental results which are tested for the change of exhaust pipe length and torque change are tested under experimental conditions.

### 1. 서 론

자동차 엔진에서 배기계(Exhaust System)의 역할은 엔진으로부터 연소되어진 배기가스를 취합하여 외부로 배출하는 것이다. 이러한 기본적인 역할 외에도 배기소음의 감소, 배기가스의 정화, 엔진 온도조절 등의 여러 가지 중요한 역할을 담당하고 있다. 승용차용 배기계에서는 이러한 기능을 효율적으로 수행하기 위하여 배기다기관, 촉매변환기(Catalytic Converter), 소음기(Muffler) 등이 차량에 장착되어지고, 또한 효과적인 배기계의 성능향상을 위한 각 구성품들의 최적설계가 요구된다. 현재의 자동차에 관해서 대기오염과 소음규제의 강화, 엔진효율의 향상에 따라서 배기계 각각의 구성품에 대한 연구가 활발하게 이루어지고 있다. 하지만 배기계 설계의 이론과 실제는 엔진의 종류 및 특성에 따라 많은 차이를

보이고 엔진 및 차량의 설계(Lay-out)가 설정된 시점부터 배기시스템의 설계가 가능하기 때문에 설계시의 원형(Prototype)에서 차량이 완성될 때까지 반복되는 시행착오를 거듭해 왔다. 배기계 설계의 가장 큰 난점은 적합한 배압설정<sup>(1)</sup>을 통한 엔진효율의 극대화과 배기압력을 감쇠시켜 외부소음을 줄이는 서로 상반되는 기능을 하나의 시스템에서 동시에 만족시켜야 한다는 데에 있다.<sup>(2)</sup> 본 연구는 배압을 유발하는 물리적 요인의 하나인 배기파이프<sup>(3)</sup> 길이를 변화시켜 엔진 회전수에 따른 기관의 배압 특성을 실험적으로 고찰하였다. 또한 각 실험 조건 하에서 엔진의 출력 특성을 결정할 수 있는 회전력(Torque)을 측정하여 배압변화에 따른 엔진의 출력특성을 고찰하였다.

### 2. 실험장치 및 방법

Fig.1은 본 실험에 사용된 엔진동력계(Dynamometer)의 개략도이다. 실험에 사용했던 엔진은 현재 국내에서 상용되고 있는 가솔린엔진(4기통, 1,498cc)이며, 동력계에 연결되어진 실험용 엔진

\* 명지대학교 대학원 기계공학과

\*\* 충청대학 메카트로닉스학부

\*\*\* 명지대학교 기계공학과

에 각 배기계의 파이프 변화를 주어 배압 특성을 실험하였다. 또한 각 실험 조건에 따라 변화하는 엔진의 토크는 엔진동력계의 콘트롤 박스에 내장되어 있는 토크 변환기를 통하여 회전수 오차 5 RPM 이내에서 측정하였다. Fig.2에 배기 파이프 변화에 대한 배압 특성을 실험하기 위하여 엔진에 설치되어진 실험부(Test Section)를 도시하였다. 배기계로 인한 배압을 측정하기 위하여 배기다기관과 배기파이프의 연결부로부터 100mm 떨어진 곳에 Fig.2의 'A'에 도시된 것 같이 구리동관을 설치하여 U자형 수은 마노미터를 장착하였다. 실험시 회전수의 오차범위는 5rpm 이내로 간헐적인 배압 변동이 있었으나 엔진 회전이 정상적인 상태에 충분히 도달되었을 때만 측정을 실시하였다. 실험부는 배기파이프가 없는 경우, 1m 직관, 2m 직관, 3m 직관, 4m 직관을 사용하여 총 5가지 사용하였다.

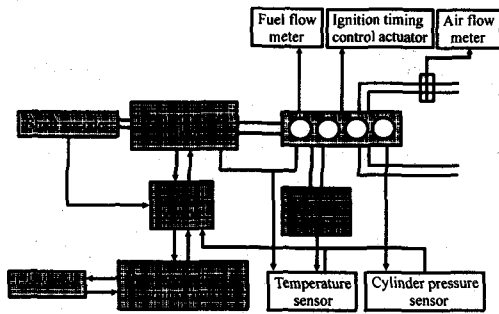


Fig.1 Schematic Diagram of Experiment Apparatus

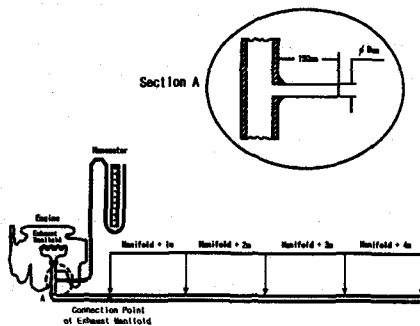


Fig.2 Test Section for Back Pressure in Exhaust system

배기계로 인한 운전조건에 따른 배압증가를 측정하기 위하여 배기 매니폴드에 각각의 직관 파이프를 연결하면서 엔진 회전수를 변화시켰다. 실험조건은 실험용 배기계에 배기 매니폴드만 있

을 경우, 그리고 매니폴드에 1m 직관파이프를 장착하였을 경우, 배기 매니폴드에 2m 직관파이프를 장착하였을 경우, 배기 매니폴드에 3m 직관파이프를 장착하였을 경우, 배기 매니폴드에 4m 직관파이프를 장착하였을 경우인 5가지 조건이다. 각각의 조건에 대하여 엔진 회전수를 실험용 아이들링 회전수인 1000rpm부터 500rpm씩 증가시켜 4000rpm까지 총 일곱가지 회전수에서 실험하였다.

### 3. 기초 이론

개발 엔진에 대한 배압 측정은 완전 부하시 최대 출력 회전수에서 측정을 한다. 그 방법에는 수은압력계를 사용하는 경우와 디지털 압력계를 사용하는 경우가 있는데<sup>(4)</sup>, 본 실험에서는 수은압력계를 사용하였다. 배압은 배기가스의 직관에서 관마찰에 의한 압력손실, 방향전환에 의한 압력손실, 단면적 변화에 의한 압력손실, 소음기에서 발생하는 압력손실의 네가지 총합으로 구할 수 있다. 직선관에서 관마찰에 의한 압력손실을  $H_L$ , 관의 밴딩으로 인한 방향전환에 의한 압력손실을  $H_B$ , 관의 단면적 변화에 의한 압력손실을  $H_S$ , 라고 한다면 총 압력손실  $H_{total loss}$ 는 식(1)과 같다.<sup>(5)</sup>

$$H_{total loss} = \sum_{L=1}^N (H_{L1} + H_{L2} + \dots + H_{LN}) + \sum_{B=1}^M (H_{B1} + H_{B2} + \dots + H_{BM}) + \sum_{S=1}^P (H_{S1} + H_{S2} + \dots + H_{SP}) \quad (1)$$

여기에서 본실험에 사용한 직선관 관마찰에 의한 압력손실( $H_L$ )은 식(2)와 같다.

$$H_L = \lambda \cdot l/d \cdot v^2/2g \quad (2)$$

여기서  $\lambda$  : 관마찰계수,  $l$  : 관의 길이,  $d$  : 관의 직경,  $v$  : 유체속도이다.

관 밴딩으로 인한 방향전환에 의한 손실( $H_B$ )은 식(3)과 같다.

$$H_B = K_B (V^2/2g) \quad (3)$$

식(3)에서 밴딩계수는 식(4)로부터 구할 수 있다.<sup>(6)</sup>

$$K_B = 0.00705 \cdot \alpha \cdot \theta^{1.1} \cdot Re^\beta \quad (4)$$

식(4)에서  $\theta$ 는 굴절각이며,  $\alpha$ 와  $r/d$ 의 관계를 Fig.3에 도시하였다.

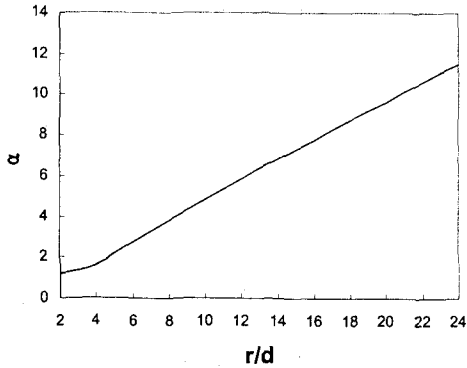


Fig.3 Relationship  $\alpha$  with  $r/d$

또한 식(4)에서  $\beta$ 와  $\theta$ 의 관계를 Fig.4에 도시하였다.

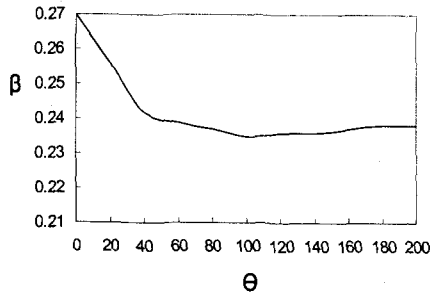


Fig.4 Relationship  $\beta$  with  $\theta$

일정한 각( $\theta$ )으로 굴절된 굴절관일 경우에는 식(5)와 같다.

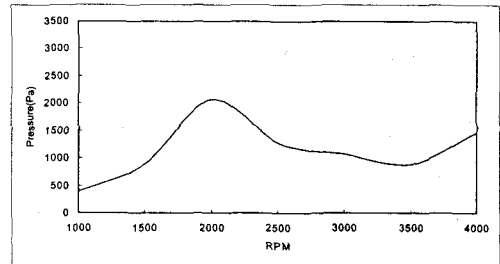
$$K_B = 0.946 \sin^2(\theta/2) + 2.05 \sin^4(\theta/2) \quad (5)$$

#### 4. 실험 결과 및 고찰

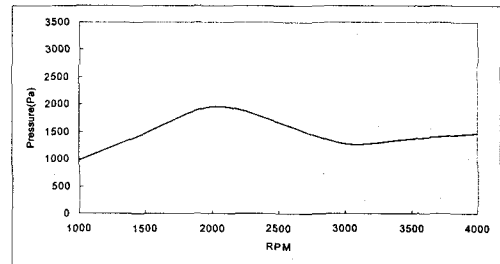
##### 4.1 파이프 길이에 따른 배압 분석

Fig.5에 각 실험 회전수에서의 배기파이프 길이 변화에 대한 결과를 도시하였다. 일반적으로 엔진의 최대 허용부하는 최대 회전수에서  $3.0 \times 10^5 \text{Pa}$ 이다.<sup>(7)</sup> 본 실험에서는 배기계 구성품들인 머플러, 촉매변환기, 등이 없는 상태이므로 전 실

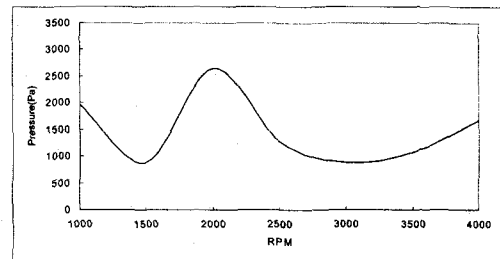
험 회전 영역에서 비교적 낮은 배압을 나타내고 있다. Fig.5(a)에 배기파이프가 없는 경우의 배압을 나타내었다. 실험조건 중 가장 배기 저항이 없는 경우이므로 2000Pa 이하의 낮은 배압이 측정되었다. 배기 파이프 길이가 길어지면서 고회전수 영역의 배압이 증가함을 알 수 있다. Fig.6에 회전수에 대한 각 파이프 길이에 따른 배압특성을 나타내었다. 일반적으로 보고된 실험결과<sup>(8)</sup>를 보면 배기계의 저항이 커지면 비례하여 배압이 증가하고 회전수가 증가하면 2500~3500 rpm을 경계로 저회전 영역에서는 배압증가 기울기가 완만하지만 역시 비례하고 고회전 영역에서는 배압증가 기울기가 급격히 커진다고 보고되었다. 하지만 배기계 저항이 커지는 경우(본 실험에서는 파이프 길이가 긴 조건)에는 낮은 회전수에서 오히려 배압특성은 좋아진다. 또한 배기계 저항이 작은 경우에는 고회전 영역에서의 배압특성이 저회전수 영역보다 더 좋게 나타난다.



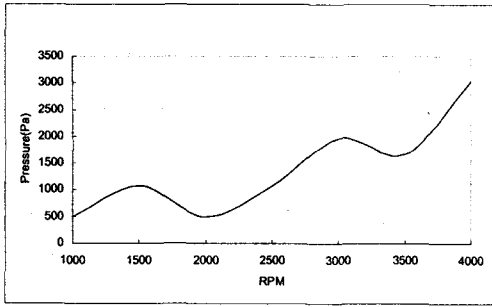
(a) Exhaust Manifold



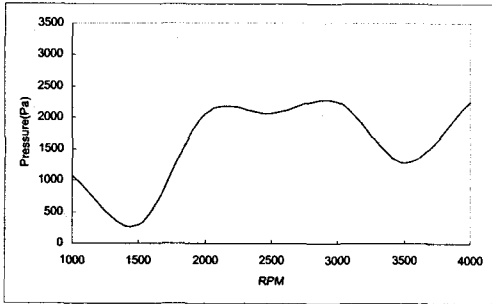
(b) Exhaust Manifold + 1m Pipe



(c) Exhaust Manifold + 2m Pipe



(d) Exhaust Manifold + 3m Pipe



(e) Exhaust Manifold + 4m Pipe

Fig.5 Back Pressure for Pipe Length

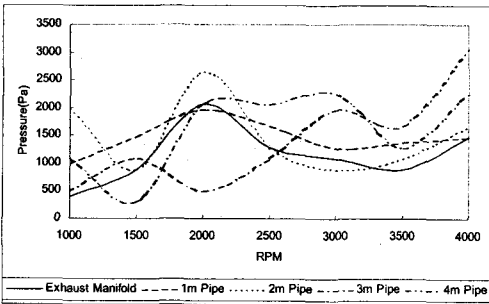
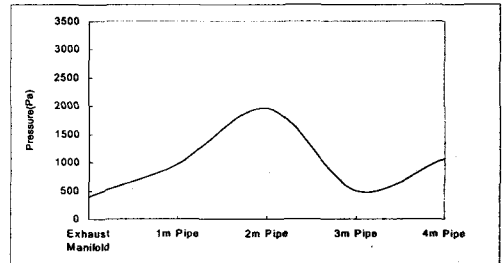


Fig.6 Back Pressure induced by Pipe Length

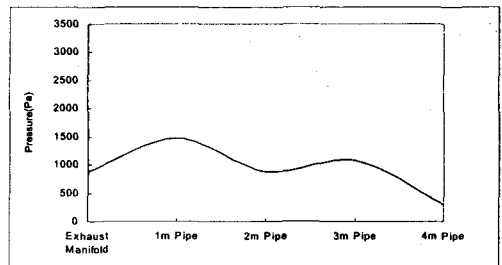
#### 4.2 회전수에 따른 배압 분석

Fig.7에 각 파이프 길이에 대하여 각각의 회전수에서의 배압특성을 도시하였다. 그림에서 알 수 있듯이 엔진 설계시 최대 토크 회전 영역인 2500rpm~3500rpm 사이의 회전영역에서는 전체적으로 낮은 배압특성을 나타내었다. 2000rpm 이하의 낮은 회전 영역에서는 파이프 길이가 짧을수록 높은 배압특성이 나타났으며 3500rpm 이상의 고속 회전영역에서는 파이프 길이가 긴 경우에 높은 배압 특성을 나타내었다. 이와 같은 특성을 비교하기 위하여 Fig.8에 파이프 길이에 대

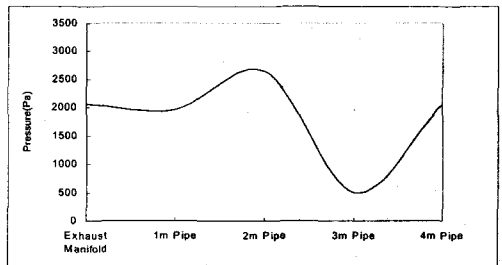
한 각 실험회전수를 비교 도시하였다. 마찬가지로 배기계 저항이 커지는 경우에는 낮은 회전수에서 오히려 배압특성은 좋아진다. 또한 배기계 저항이 작은 경우에는 고회전 영역에서의 배압특성이 저회전수 영역보다 더 좋게 나타난다.



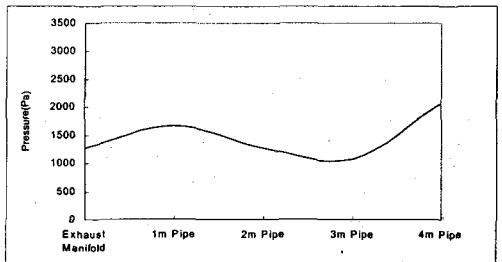
(a) 1000 RPM



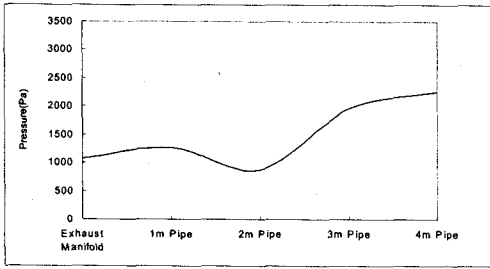
(b) 1500 RPM



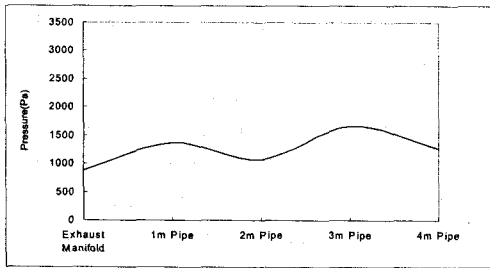
(c) 2000 RPM



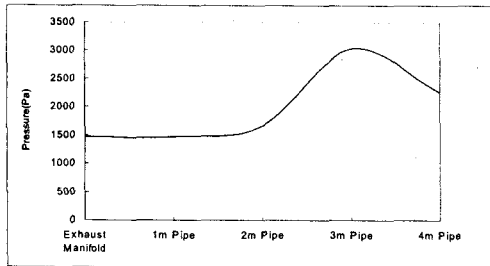
(d) 2500 RPM



(e) 3000 RPM



(f) 3500 RPM



(g) 4000 RPM

Fig.7 Back Pressure for RPM

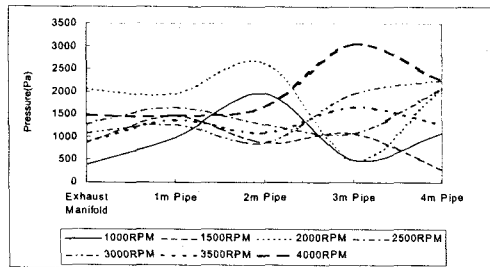
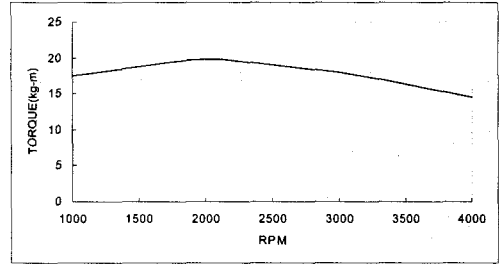


Fig.8 Back Pressure induced by RPM

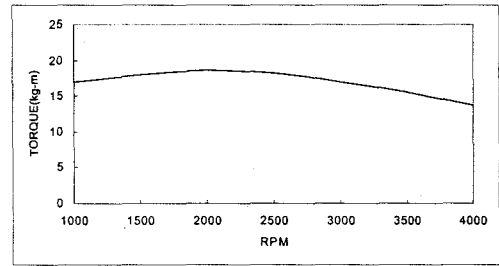
#### 4.3 실험조건 하에서의 토크 변화

Fig.9에 본 실험 조건에 따른 실험용 엔진의 토크 변화를 도시하였다. 배기계 구조를 단순화 시켰고 각 시험부의 변화 정도가 크지 않은 이유로

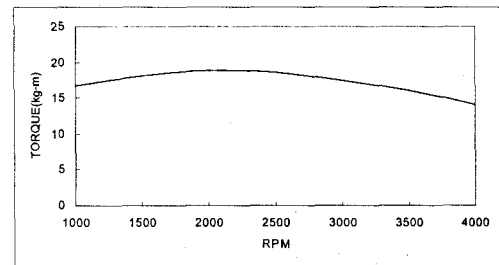
각 실험조건에 대한 토크 변화는 엔진 설계시의 경향(Trend)을 나타내었다. 배압실험을 통하여 배압특성은 파악이 되었으나 적은 배압차로 인한 엔진 토크 변화는 본 실험에 사용되어진 계측기로는 정확한 경향이 파악되지 않았다. 하지만 토크 변화가 그다지 크지 않았고 배기파이프의 길이로 인한 미소한 배압변화는 엔진 토크 변화에 많은 영향을 주지 않음을 확인할 수 있었다.



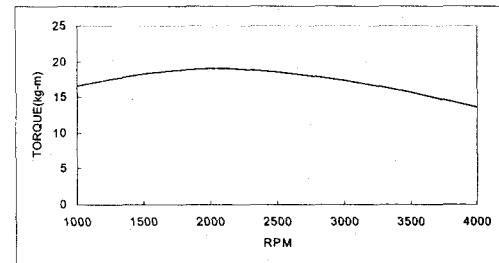
(a) Exhaust Manifold



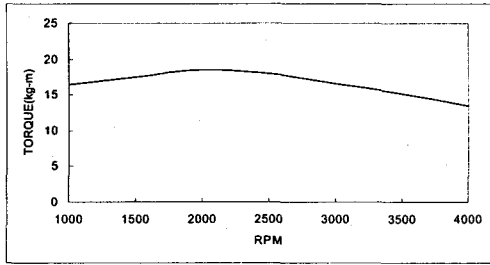
(b) Exhaust Manifold + 1m Pipe



(c) Exhaust Manifold + 2m Pipe



(d) Exhaust Manifold + 3m Pipe



(e) Exhaust Manifold + 4m Pipe

Fig.7 Torque Change under Experimental Conditions

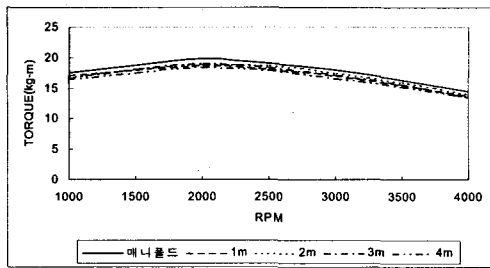


Fig.8 Torque Trend for various Pipe Length

## 5. 결론

차량용 엔진의 배기 파이프의 길이 변화와 회전수 변화에 대한 실험 결과 다음과 같은 결론을 얻었다. 일반적인 이론식과는 달리 높은 맥동류 하에서 발생되는 배압특성은 배기계 저항 성분과 회전수에 따라 그 특성이 비례적으로 나타나지 않는다. 진폭이 크고 저주파수의 압력파가 동반되는 저회전수 영역에서는 오히려 배기계 저항이 클수록 우수한 배압특성을 나타내었다. 또한 진폭이 작고 고주파수의 압력파가 동반되는 고회전수 영역에서는 배기계 저항이 작을수록 우수한 배압특성을 나타내었다. 따라서 운전 회전영역에서의 최적 배압 설정을 위한 자동차용 배기계의 설계는 회전수에 따른 배기계 저항의 적절한 상관 관계를 밝혀야만 할 것이다. 파이프 길이 변화에 따라 동시에 수행된 엔진 토크 변화실험에서는 실험에 사용된 배기계 길이 변화에 따라 유발된 배압변화에 대하여 실험용 센서의 민감도 문제와 관련하여 확실한 상관관계를 밝힐 수는 없었으나 배압변화가 그다지 크지 않을 경우 엔

진 토크는 많은 영향을 받지 않는다는 것을 확인할 수 있었다.

## 참고문헌

- (1) S. Takagi, T. Nakamura and T. Irie, "analysis of Large Amplitude Wave Propagation", Proc. of 10th ISNA, Kobe, Japan(1984) p.59~62.
- (2) J. S. Bendat, A. G. Piersol, "Random Data Analysis and Measurement Procedures", John Wiley & Sons, INC.(1980)
- (3) J. S. Bendat, A. G. Piersol, "Engineering Application of Correlation and Spectral Analysis" John Wiley & Sons, INC.(1980)
- (4) J. S. Bendat, et al, "Spectral Analysis of Nonlinear Systems Involving Square-Law Operation", J. Sound & Vib. pp. 199~230,(1982)
- (5) Eizo Suyama, Takashi Ishida, Yasuo Nakamura, "The Optimum Setting Position of the Silencer" J. SAE No. 900348 (1990)
- (6) K.O.Cha, J.S.Lee, J.Y.Park,, "An Experimental Study on the Characteristics of Pulsating Wave Propagation in Exhaust System of Engine (1)", Proc. of the KSME, (1995)
- (7) M.Okada, T.Abe, and M.Inaba, "Study of the Generation for Abnormal Exhaust Noise", J.SAE No. 871924
- (8) "흡·배기계가 엔진성능에 미치는 영향", 대우중공업 기술연구소, (1986)