

〈논 문〉 SAE NO. 96370070

## 자동차 배기계의 압력과 전파특성에 관한 연구

### A Study on the Characteristics of Pressure Wave Propagation in Automotive Exhaust System

차. 경 옥,\* 이 준 서,\*\* 김 형 섭\*\*\*  
K. O. Cha, J. S. Lee, H. S. Kim

#### ABSTRACT

Based on experimental analysis, the characteristics of pulsating pressure wave propagation is clarified by testing of 4-stroke gasoline engine. The pulsating pressure wave in exhaust system is generated by pulsating gas flow due to working of exhaust valve. The pulsating pressure wave is closely concerned to the loss of engine power according to back pressure and exhaust noise. It is difficult to exactly calculate pulsating pressure wave propagation in exhaust system because of nonlinear effect. Therefore, in the first step for solving these problems, this paper contains experimental model and analysis method which are applied two-port network analysis. Also, it shows coherence function, frequency response function, back pressure, and gradient of temperature in exhaust system.

주요기술용어 : Pulsating Pressure Wave(맥동 압력파), Coherence Function(기여도함수), Frequency Response Function(주파수응답함수), Two-port Network Analysis(양단자 회로망 분석법), Back Pressure(배압)

#### 1. 서 론

자동차기관에서 배기계(Exhaust System)의 역할은 엔진으로부터 연소되어진 배기가스를 취합하여 외부로 배출하는 것이다. 이러한 기본적인

인 역할외에도 배기소음의 감소, 배기가스의 정화, 엔진 온도조절 등의 여러가지 중요한 역할을 담당하고 있다. 승용차 배기계의 이러한 기능을 효율적으로 수행하기 위하여 배기다기관(Exhaust Manifold), 촉매변환기(Catalytic Converter), 소음기(Muffler) 등이 차량에 장착되어지고, 또한 효과적인 배기계의 성능향상을 위한 각 구성품들의 최적설계가 요구된다. 현재의 자동차에 관해서 대기오염과 소음규제의 강화,

---

\* 정회원, 명지대학교 기계공학과  
\*\* 정회원, 명지대학교 대학원 기계공학과  
\*\*\* 정회원, 아주대학교 기계공학과

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 완성할때까지 반복되는 시행착오를 거듭해 왔다. 배기계 설계의 가장 큰 난점은 적합한 배압설정을 통한 엔진효율의 극대화화 와 배기압력을 감쇠시켜 외부소음을 줄이는 서로 상반되는 기능을 하나의 시스템에서 동시에 만족시켜야 한다는 데에 있다. 자동차 배기계의 최적 설계를 위하여 여러 분야에서 많은 연구가 진행되고 있으나 아직까지는 미흡한 실정이다. 이는 운전조건(엔진의 회전속도, 부하토크)의 다양한 변화, 배기계 내부의 온도 및 압력변화, 배기계의 기하학적 형상으로 인하여 정확한 해석이 어렵기 때문이다.

본 연구는 배압 및 외부소음을 유발하는 물리적 요인의 하나인 배기파이프 내부의 고진폭 맥동 압력파(High Amplitude Pulsating Wave)<sup>1)</sup>의 거동특성을 규명하기 위하여 양단자 회로망 분석법(Two-port Network Analysis)<sup>2), 3)</sup>을 응용하였으며, 그 결과를 토대로 실제 자동차 배기

계의 설계 및 응용에 접근하고자 하는 데에 목적을 두었다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험 장치

Fig.1(A)은 본 실험을 위한 실험장치의 개략도이다. 실험에 사용했던 엔진은 현재 국내에서 상용되고 있는 가솔린엔진(4기통, 1,498cc)이며, 배기계로 인한 배압(Back Pressure)을 측정하기 위하여 U자형 수은 마노미터를 장착하였다. 정확한 엔진 회전수를 조정하기 위하여 피치가 1.25(mm)인 보울트와 너트를 사용한 이송장치를 만들어 이송장치에 연결한 와이어의 장력을 조절하여 스로틀 밸브(Throttle Valve)의 개폐각도를 조절하였다. 이때 회전수의 오차범위는 분당 5rpm 이었으며 각각의 회전수는 디지털 타코미터(Digital Tachometer)로 측정하였다. 각각의 측정부에 열전대(Thermocouple)와 압력 변환기(Pressure Transducer)를 설치하고 실험부는 다양한 실험조건을 위하여 일곱 부분으로 나누어 제작하였다.

Fig.1(B)는 본 실험에 사용된 배기계의 개략도이다. 실험용 배기계의 ①~⑧은 열전대와 압

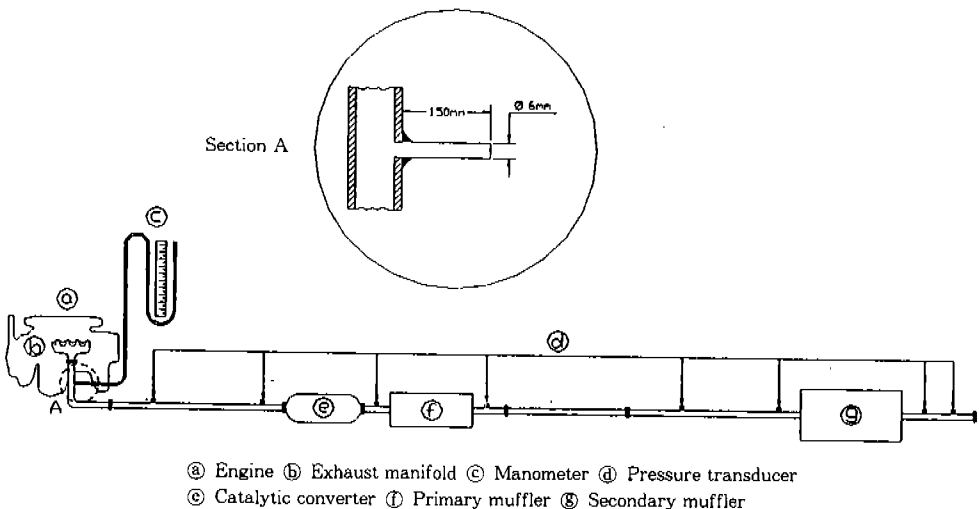


Fig.1(A) Schematic Diagram of Experiment Apparatus

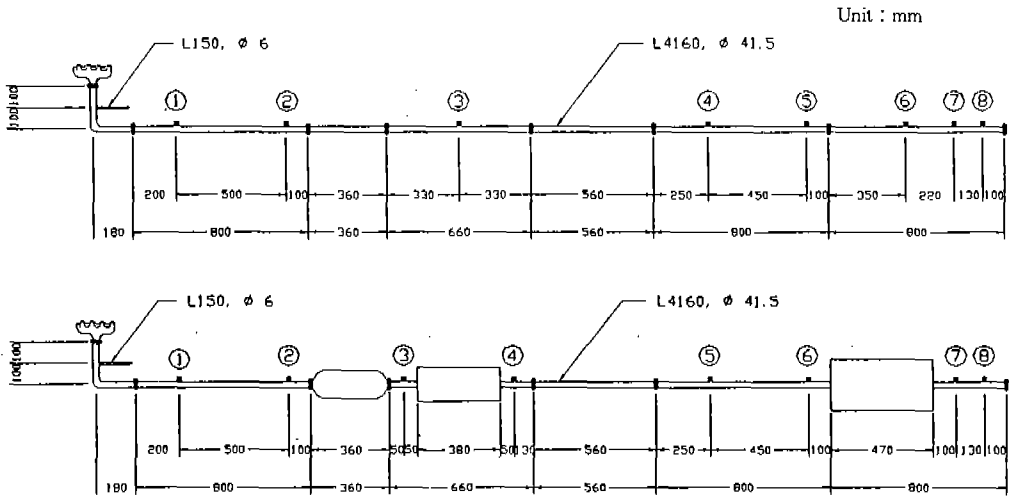


Fig.1(B) Exhaust System for Experiment

력 변환기를 설치한 위치이며, 전체 길이는 상용 배기계가 차량의 하체 구조에 따라 밴딩되기 전의 상태인 직관 4,160(mm)이다. 배기계 상류(Up Stream)측에서부터 촉매변환기, 1차머플러, 2차머플러를 장착하였다. 마노미터 연결부는 배기다기관의 플랜지 연결에서부터 100(mm)되는 부분에 길이 150(mm), 직경 6(mm)인 구리관으로 제작하였으며, 각각의 배기관은 플랜지로 연결하였다. 압력 변환기는 배기가스의 온도를 고려하여 수냉식 타입을 사용하였으며 배기관 내부의 온도구배를 측정하는데 최고온도 1,400℃ 용량의 열전대를 사용하였다.

## 2.2 실험 방법 및 신호 처리

배기계로 인한 운전조건에 따른 배압증가를 확인하기 위하여 배기계 각 부분을 변화시켜 가면서 엔진 회전수도 변화시켰다. 실험조건은 실험용 배기계에 촉매변환기만 장착하였을 경우와 촉매변환기와 1차머플러를 장착한 경우, 그리고 촉매변환기와 1차머플러, 2차머플러가 모두 장착된 세가지 조건이다. 각각의 조건에 대하여 엔진 회전수를 실험용 엔진의 아이들링 회전수인 830rpm과 1,000rpm부터 500rpm간격으로 단계적으로 회전수를 증가시켜 4,500rpm까지 실

험하였다. 각 실험조건에서 측정된 데이터는 컴퓨터로 입력되어 처리하였다. 엔진의 운전조건에 대한 배기관 내부의 온도구배를 구하기 위하여 아이들링 회전수인 830rpm과 2,000rpm에서 1,000rpm 간격으로 4,000rpm까지 엔진 회전수를 증가 시켰다. 직관 배기계의 ①~⑧에 장착된 열전대를 통하여 얻어진 데이터는 컴퓨터에 입력되어 처리하였다. 배기관 내부의 맥동압력 전달 특성을 확인하기 위하여 직관 배기계의 위치 ①~⑧에 다이내믹 압력변환기를 장착하였다. 실험조건은 실험용 엔진의 아이들링 회전수인 830rpm에서 수행하였으며, 각각의 압력변환기를 통하여 입력된 신호는 증폭기(Dynamic Signal Amplifier)를 통해서 다채널(Multi Channel) 데이터 기록기(Data Recorder)에 저장되도록 하였다. 위치 ①, ⑧의 신호는 배기관의 주파수 응답함수(Frequency Response Function)를 구하기 위하여 동시에 측정을 하였으며, 각각의 저장된 맥동압력과 신호는 신호분석기(Dynamic Signal Analyzer)에 입력시켜 해석하였다. Fig. 2는 신호처리를 나타낸 것이다. 압력변환기에서 입력된 신호는 증폭기에서 증폭되어지는데 이때 증폭기는 압력 변환기의 감도(Sensitivity)와 노이즈의 영향을 고려하여 가진 전압(Excitation

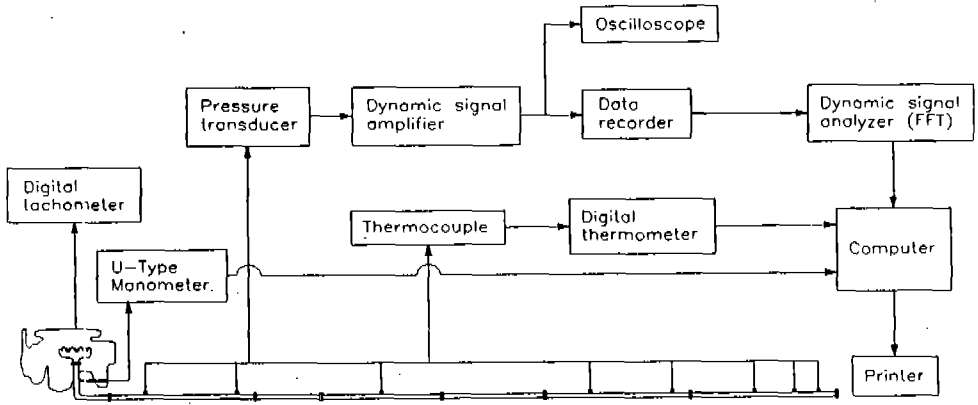


Fig.2 Block Diagram of Data Process.

Volt.)은 10으로, 게인은  $2 \times 10^4$ 으로 조정하였다. 증폭되어진 맥동압력 신호는 8채널로 동시에 데이터 기록기에 저장하였으며, 각각의 신호는 샘플링 주파수 400Hz로 분석되어 각 신호의 오토 파워 스펙트럼을 구하였고, ①위치의 신호를 입력신호로 하고 ⑧위치의 신호를 출력신호로 하여 두 신호사이의 코히런스과 주파수 응답함수를 구하였다. 또한 배기관 내부의 압력파동 전파 특성을 가시화하기 위하여 각 신호에 대해서 50m sec로 다시 샘플링하여 시간에 대한 배기관 내부의 압력변동 파형을 구하였다.

### 3. 양단자 회로망 분석의 응용에 대한 기초 이론

다음과 같이 단일 입출력계 내에서 각각의 푸리에 변환(Fourier Transform)을  $S_{x,y}$ ,  $S_{x,n}$ ,  $S_{n,y}$ 라고 표시하고 전달함수를  $H(f)$ 라고 하면 식 (1)과 같은 관계가 성립한다.

$$x(t) \rightarrow \boxed{H(f)} \rightarrow y(t)$$

↑  
 $n(t)$

$$S_y(f) = S_x(f)H(f) + S_n(f) \quad (1)$$

시간 영역에서 주파수 영역으로의 전환이나 그

역은 푸리에 변환에 기초를 두고 있다.

$$S_x(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j2\pi ft} dt \quad (2)$$

여기서,  $x(t)$ =신호  $x$ 의 시간 영역에서의 함수,  $S_x(f)$ =신호  $x$ 의 주파수 영역에서의 함수,  $j=\sqrt{-1}$ 를 각각 나타낸다. 푸리에 변환은 신호가 주기적이든 비주기적이든 모두 유용하다. 실제계에서 다루는 신호는 이 조건을 모두 만족한다고 가정한다. 크로스 파워 스펙트럼은 두 신호의 푸리에 변환을 별도로 취해서 그 값을 곱한 것이다.

$$G_{xy}(f) = S_x(f) S_y^*(f) \quad (3)$$

여기서, 첨자 \*는 함수의 공액 복소수(Complex Conjugate)이다. 주파수 응답 함수는 동적 시스템을 주파수 영역에서 해석할 수 있도록 만든 시스템의 입력과 출력사이의 동특성을 나타내는 식으로 다음과 같다.

$$G_{yy} = S_y S_y^* = G_{xx} |H|^2 + S_x H S_n + S_n^* H^* S_x + |S_n|^2 \quad (4)$$

$$\frac{\overline{G_{yy}}}{\overline{G_{xx}}} = |H|^2 + \frac{|S_n|^2}{G_{xx}} \quad (4')$$

$$G_{yx} = \overline{S_y S_x^*} = \overline{(S_y H + S_n) S_x^*} = \overline{G_{yx} H + S_n S_x^*} \quad (5)$$

$$\frac{\overline{G_{yx}}}{G_{xx}} = H(f) + \overline{S_n S_x^*} \quad (5')$$

여기서,  $H(f) = |H(f)| e^{-j\phi(f)}$  으로 표시되며  $|H(f)|$  는 주파수 응답 함수의 크기(Magnitude)를 나타내고  $\phi(f)$  는 위상(Phase)를 나타낸다. 코헤런스는 입력에 의하여 야기된 출력 신호상의 파워를 측정한다. 주파수 영역에서 두 신호 사이의 상관도를 나타내는 함수이며 그 값이 1이면 그 시스템은 완전 선형 시스템(Linear System)을 의미한다<sup>4)</sup>. 일반적으로 식 (6)과 같이 나타낸다.

$$\gamma^2(f) = \frac{|G_{xy}(f)|^2}{G_{xx}(f)G_{yy}(f)} = \frac{|S_{xy}(f)|^2}{S_{xx}(f)S_{yy}(f)} \quad (6)$$

따라서, 동적 시스템에서 코헤런스의 값은 항상  $0 < \gamma^2(f) \leq 1$  사이의 값을 갖는다.

#### 4. 실험결과 및 고찰

##### 4.1 배압 분석

Fig.3는 엔진 회전수 변화에 따른 배기계로 인한 배압 발생에 대한 그래프이다. 일반적으로 배기계로 인한 최고 허용배압은 최고 속도에서 3.0bar( $\times 10^5$  Pa)를 기준으로 하고 있다. 배압은

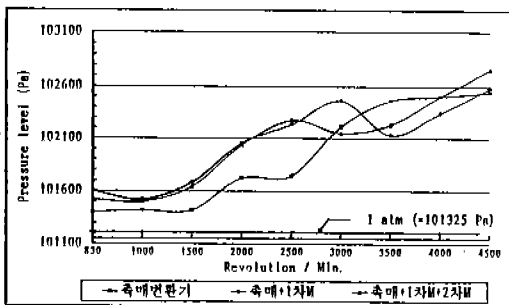


Fig.3 Back Pressure induced by Exhaust Systems

관의 직경, 관의 형상, 소음기의 엔진마모 및 수명단축을 가져온다. 본 실험에서는 배기계의 배압변화를 측정하므로써 세 조건 모두 1,500rpm까지는 큰 변화를 나타내지 않고 있으나 1,500rpm에서 2,000rpm 사이에서는 급격한 기율기를 나타내고 있다. 이것은 두 회전수 사이에서 배기밸브 개폐시기에 따른 배기가스의 유량변화로 인한 유속변화가 그 원인으로 생각된다. 촉매 변환기만 장착된 경우는 전 회전수 영역에 걸쳐 배압이 증가하지만 촉매변환기와 1차머플러가 장착된 경우는 3,000rpm까지 거의 선형적으로 배압이 증가하다가 3,500rpm에서는 감소한다. 그 이후에는 회전수 증가에 따라 다시 증가하고 있다. 촉매변환기와 1차, 2차 머플러가 장착되었을 때는 2,500rpm에서 3,500rpm 사이에서 완만한 기율기를 나타내고 있는 것을 볼 수 있다. 이것은 실제 배기계가 운행회전수에서 배압을 고려하여 설계되어진 것을 보여주고 있다.

##### 4.2 온도구배 분석

Fig.4는 엔진 회전수 변화에 따른 배기관 내부의 배기가스의 온도구배 그래프이다. 엔진 회전수 변화에 따라 온도가 크게 변화되고 있음을 알 수 있다. 엔진으로부터 상류측(Point.①)의 온도는 4,000rpm일때 약 740℃까지 상승한다. 온도 변화는 2,000rpm에서 3,000rpm사이에서 배기파이프의 중간 부분인 위치④( $x=2,360$ mm)까지는 약 200℃( $\pm 20$ ℃)를 나타내고 엔진 회전

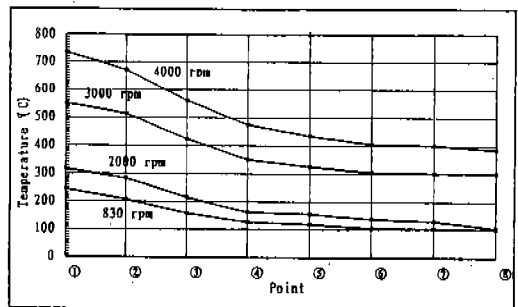


Fig.4 Gradient of Temperature in Exhaust Pipe

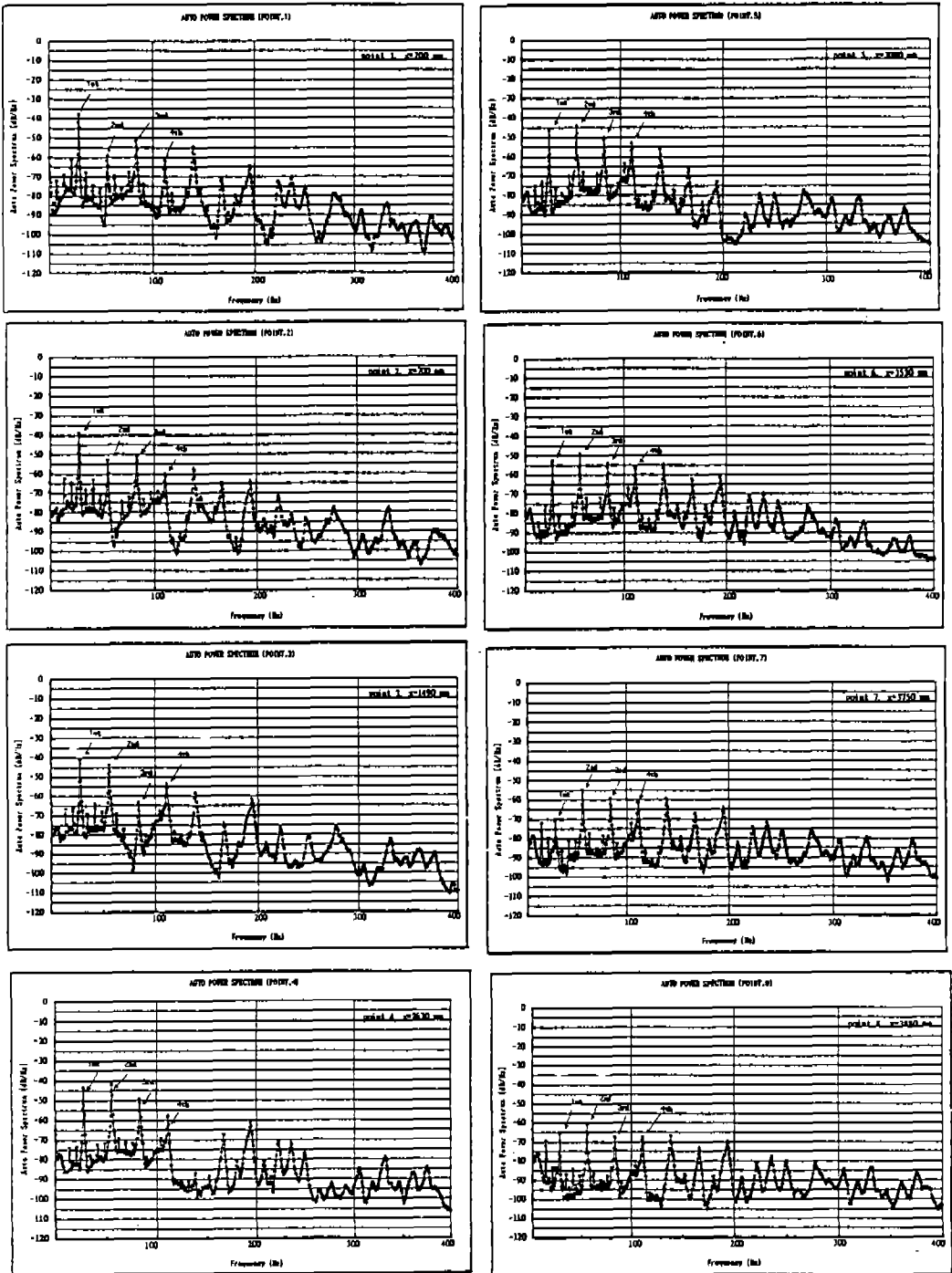


Fig.5 Auto Power Spectrun in Exhaust Pipe(Revolution : 830rpm)

수가 증가될수록 배기 파이프의 길이에 따른 온도구배가 커짐을 알 수 있다. 각 회전수에서 위치 ①( $x=200\text{mm}$ )과 위치③( $x=3,880\text{mm}$ )에서의 온도차는 아이들링 회전수에서  $142^\circ\text{C}$ , 2,000rpm에서  $211^\circ\text{C}$ , 3,000rpm에서  $249^\circ\text{C}$ , 4,000rpm에서  $351^\circ\text{C}$ 이다. 엔진으로부터 상류측(①)에서 중간부분인 위치④( $x=2,630\text{mm}$ )까지 온도구배가 급격하게 나타나지만 그 이후부터 위치⑧까지는 완만하게 나타나고 있다.

### 4.3 맥동압력의 스펙트럼 분석

Fig.5는 Fig.1(B)의 각 측정 위치에서 계측된 배기관을 통하여 진행된 맥동압력파의 스펙트럼을 도시한 것이며 위치①~⑧의 맥동압력파의 파동특성을 나타낸 것이다. 엔진 회전수가 실험용 엔진에서 아이들링 회전수가 830rpm이므로 기본 점화주파수는  $f = \text{rpm} \times N / 60 \times 2$  ( $N$ :기통수)에 의하여 약  $27.66\text{Hz}$ 가 된다. 맥동파의 첫 번째 주파수 성분이 점화주파수인  $27.6\text{Hz}$  근방에서 나타나고 있음을 알 수 있다. 기본 점화주파수의  $n$ 차배( $n=1\sim 4$ )에 해당하는 부분에서는 고조파(Harmonics)가 나타나고 있다. 엔진 상류측인 위치①에서 위치④까지는 주파수의 1차 성분의 감쇠가 나타나지 않으나 위치⑤에서 위치⑧까지 급격하게 감소되어짐을 알 수 있다. 배기 파이프를 통하여 맥동압력파가 전파되어지는 동안 1차 성분의 감쇠와는 상대적으로 2차 주파수 성분이 증가됨을 보여주고 있다.

실험용 배기계의 거리에 따른 각 주파수 성분의 감쇠 경향을 보다 쉽게 확인하기 위하여 Fig. 6에 기본 주파수와 고조파(Harmonics) 성분의 감쇠 경향에 대한 근사함수를 구하여 측정위치에 대한 스펙트럼의 크기를 나타내었다. 1차 주파수 성분은 측정위치 ③에서 부터 급격한 감쇠 기울기를 나타내고 있다. 2차 주파수 성분은 측정위치 ③에서 ④사이에서 약  $15\text{dB}$  증가를 하고 급격하게 감쇠되어지는데 이 현상은 참고문헌(6)에서 보고된 것과 같이 실제적인 배기시스템의 공진현상이 약  $50\text{Hz}$  근방에서 발생함으로 4실린더 4사이클의 실제 엔진이  $1,500\text{rpm}$  근방의 회전수에서 작동될 때의 기본 점화 주파수에 해

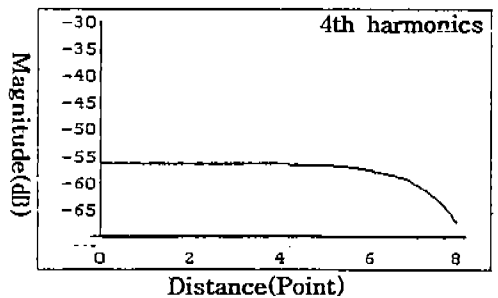
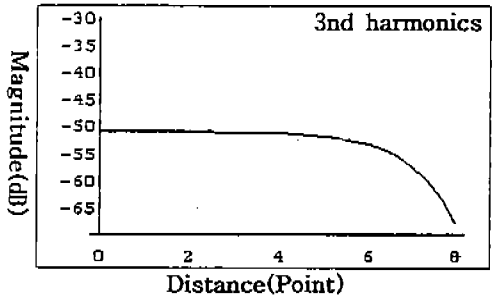
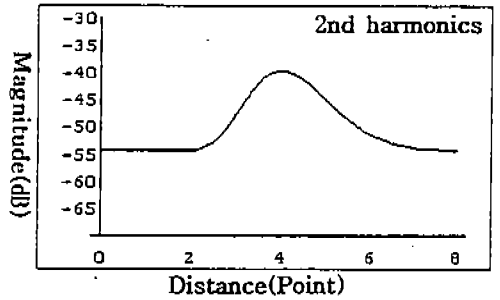
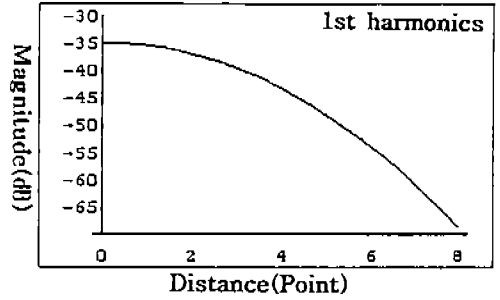


Fig.6 Attenuation Trend of Pulsating Wave in Exhaust Pipe

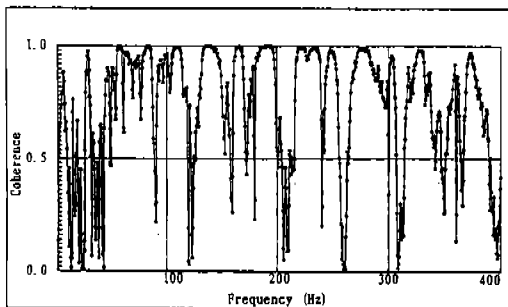


Fig.7 Coherence Function(①~⑧)

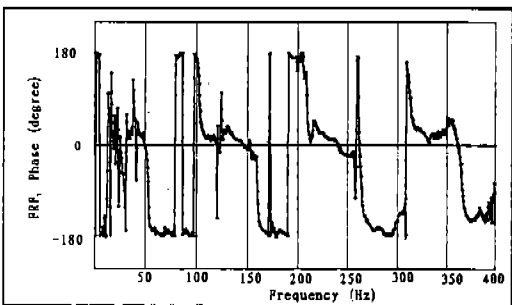
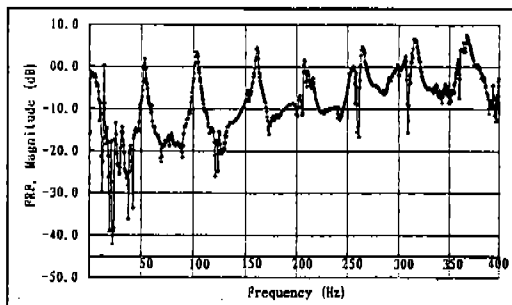


Fig.8 Frequency Response Function(①~⑧)  
(Magnitude and Phase)

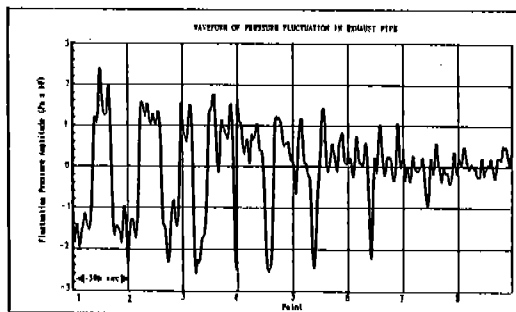


Fig.9 Pressure Wave Histories

당한다. 즉 본 실험에서는 2차 주파수 성분인 55Hz에 해당함으로써 시스템의 공진에 의한 현상으로 예측되어진다<sup>6)</sup>. 3차와 4차 성분은 측정위치 ⑥까지 감쇠되지 않고 배기계의 미관(Tail Pipe)부근에서 급격히 감쇠하는 경향을 나타낸다.

Fig.7는 실험용 배기계의 주파수 응답함수의 타당성을 입증하기 위한 코헤런스를 나타낸 그래프이다. 그림에서 알 수 있듯이 기본 점화주파수와 그 외 고조파 부분의 주파수에서 두 신호의 높은 주파수 영역 상관도를 보이고 있으며, 27.6Hz에서 0.976이고, 55.2Hz에서 0.995, 82.8Hz에서 0.992, 110.4Hz에서 0.989의 값을 나타내고 있다.

Fig.8은 위치①에서 계측된 신호를 입력신호로 하고 위치⑧에서 계측된 신호를 출력신호로 구한 주파수 응답함수의 크기(Magnitude)와 위상(Phase)을 도시한 그림이다. 이 때 위치⑧의 신호에는 배기계의 미관에서 반사되어진 반사파의 영향이 포함되어 있지만 이것은 실제 배기계의 설계가 이루어진 후에 기관 장착하에서의 배기계 주파수 응답 함수를 구한다는 의미이다<sup>7)</sup>. 배기계의 맥동 압력과 감쇠특성을 보면 1차 성분인 27.6Hz는 약 23.5dB, 2차 성분인 55.2Hz는 4.3dB, 3차 성분인 82.8Hz는 18.7dB, 4차 성분인 110.4Hz는 10.8dB 감쇠되어지고 있다.

Fig.9는 배기계 각 측정 위치에서 계측된 압력 파형을 배기가스의 진행방향에 따라 가시화하기 위하여 50m sec간격으로 데이터를 다시 샘플링한 그래프이다. 엔진 상류측인 위치①에서는  $2.5 \times 10^5$  Pa의 큰 진폭과 주기를 나타내고 있다. 압력파가 전파됨에 따라 진폭은 작아지고 주기는 짧아지는 펄스상으로 변화되어짐을 알 수 있다. 위치①~③까지는 그다지 변형(Distortion)되지 않은 파형을 나타내며, 위치④ 이후에는 심하게 변형되어짐을 볼 수 있다. 이것은 배기관의 거리에 따른 관내마찰등으로 인하여 압력파의 천이(Transition)현상<sup>8)</sup>이 발생되는 것을 입증하고 있다.



## 5. 결 론

배기관 내부의 압력파의 측정 및 스펙트럼 분석을 통하여 실제 배기계의 공진 주파수의 예측이 가능함을 확인할 수 있었다. 또한 측정위치에 대한 감쇠경향을 통하여 배기계 구성품의 최적위치 선정에도 활용될 수 있을 것이다. 양단자 회로망 분석법을 응용하여 실제 상용 엔진 배기계의 압력파 전달특성을 분석한 결과 정속, 저회전수의 운전조건에서는 실제 상용 배기계의 선형 모델링이 가능함을 확인할 수 있었다. 배기관내의 압력파형의 가시화를 통하여 압력파가 특정 위치에서 천이되어짐을 알 수 있었다. 압력파의 천이가 비정규 소음발생과 관련이 있고 발생 메카니즘은 천이거리를 계산함으로써 예측 가능하다는 연구가 보고되고 있다<sup>8)</sup>. 이와 관련하여 본 실험에서는 배압과 온도구배를 함께 구하였다. 압력파의 천이에 대한 연구는 다음 연구논문에서 자세히 다루고자 한다.

## 참 고 문 헌

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. 田中忠夫, 原良光彦, "Consideration on The Exhaust System of Passenger Cars", 三菱重工技報, Vol. 17, No. 5, pp. 750~765, (1980).
6. Eizo Suyama, Takashi Ishida, Yasuo Nakamura, "The Optimum Setting Position of the Silencer" J. SAE No. 900348 (1990)
7. K.O.Cha, J.S.Lee, J.Y.Park, B.K.Yoo, "An Experimental Study on the Characteristics of Pulsating Wave Propagation in Exhaust System of Engine (1)", Proc. of the KSME, 1995
8. M.Okada, T.Abe, and M.Inaba, "Study of the Generation for Abnormal Exhaust Noise", J.SAE No. 871924