

SI엔진 배기시스템 성분들에 관한 실험적 연구

송창훈* · 이해철* · 석동현* · 차경옥**

An Experimental Study on Vehicle Exhaust System Components in Spark-Ignition Engines

Chang-hoon Song, Hae-Chul Lee, Dong-Hyun Seog, Kyung-Ok Cha

Key Words: Exhaust System(배기시스템), Sound Attenuation(소음감쇠), Catalyst(촉매기), Resonator(공명기), Muffler(머플러)

Abstract

In vehicle exhaust systems the sound attenuation and the reduction of flow losses are often two competing demands. The present study considers a fully vehicle exhaust system and investigates experimentally both the sound attenuation and the flow performance of production configurations including the catalyst, the resonator, and the muffler. Dynamometer experiments have been This study is on the development of a new muffler composed of a valve system using an elasticity of spring. The valve system conducted with the daewoo 1500cc Lanos engine with speeds ranging from 1000 to 5000 rpm. Measurements include the flow rates, the temperatures and the absolute dynamic pressures of the hot exhaust gases at point locations. The present study describes the experimental aspects of an ongoing effort to validate and use the nonlinear fluid dynamic models in the time-domain for the prediction of the acoustic and power performance of firing internal combustion engines with full production exhaust systems.

1. 서론

본 논문은 비정상 또는 정상유동상태와 선형적인 음향학적 간섭들이 일어나기 쉬운 자동차 소음에 대하여 실험적인 연구를 수행하고자 하였다. 그러나 이러한 소음기의 연구들과 그 밖의 SI엔진 자동차 배기 요소들에 대한 연구는 매우 적은 실정이다. 그 동안의 연구 동향을 살펴보면 약 50여 년 전에 Czarniecki와 Davis(1948, 1949)는 4행정 다이나모메타 실험을 수행하였고, 다공형 직관을 포함하는 여러 종류의 머플러 형식을 조사하기 위하

여 6기통 엔진을 사용한 확장 챔버와 그의 조합 형식을 경비행기의 소음감소에 사용하였다^{1),2)}. Stokes와 Davis(1953)은 R-550-1, 7기통 엔진에 의한 헬리콥터 동력을 노상 테스트용으로 특별하게 설계된 4개의 머플러에 대해서 소음 감소 특성을 측정하였다³⁾. 이 연구 이후에 선형적인 음향학적 이론을 사용한 Alfredson과 Davies(1970, 1971)은 급확장과 급축소인 확장챔버 및 슈퍼차저 6기통 2행정 디젤 엔진의 확장입구와 출구와 같은 단순 배기 소음기 성분들의 성능을 연구하였고, 또한 급확장과 급축소 배기 소음기의 성능도 연구하였다.^{4),5)} 최근에 Prasad와 Crocker(1983a,b)는 다기통 엔진 배기 시스템의 음향학적 성능을 다루었다. 그들은 엔진 저항을 실험적으로 정의하였고 삼입손실과 방사음압을 예견하기 위하여 배기 시스템의 음향학적 모델링에서 이러한 정보를 사용하여 정의하였다^{6),7)}. 또한

* 명지대학교 대학원 기계공학과

** 명지대학교 기계공학과

Prasad와 Crocker는 우수한 연구결과들을 제공하였다. 이러한 유용한 연구에도 불구하고 수많은 다른 요소들을 가진 대기통 내연기관의 배기시스템의 소음감소 성능은 설계자들과 연구자들에 의해서 도전이 계속되어지고 있다. 그러나 설계의 작업이 소음감소와 유동손실감소에 대하여 이룰배반적인 요소이기 때문에 더욱 곤란한 실정이다.

본 연구의 목적은 배기시스템을 고려하고 엔진 작동 상태 중에서 촉매기, 공명기, 소음기를 포함하여 배기의 산물 형태와 소음 감소를 위한 분석을 하고자 한다. 자동차 배기시스템을 통한 유동은 평균압력, 속도, 온도에서 매우 불안정하며, 180dB에 가까운 높은 음압레벨을 나타낸다. 이러한 요소들은 주파수 영역과 선형화된 음향학적이론으로 취급하기 어렵다. 실험 진행과정에서 Chapman의 연구에 근거한 음향학적 성능과 유동성능의 예견에 대한 시간영역 유한차분법을 근거로 하였다.⁸⁾

2. 실험장치 및 방법

실험에 사용한 엔진은 D사 제품인 1500cc 직렬 4기통 엔진으로 행하여 졌다. 데이터는 1000rpm에서 5000rpm까지 1000rpm의 간격을 두고 획득하였다. 엔진은 8000rpm의 최고회전수(Max. RPM)와 310ps의 흡수마력(Absorption Capacity)를 가진 HE-230 eddy current dynamometer에 연결되어졌다. Fig. 1에 다이내모미터와 그에 연결된 엔진을 나타내었다.

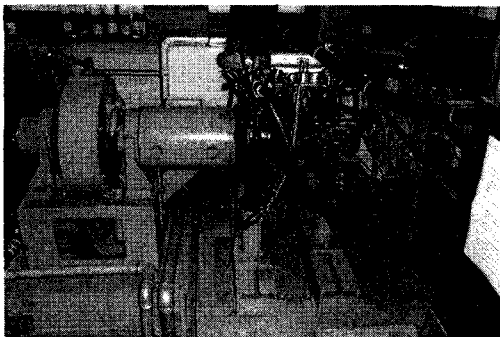


Fig. 1 The diagram of dynamometer

모든 변수를 최소로 제한한 기본 시스템(basic system)은 Fig. 2(a)에서 나타내었으며, 직관으로 구성되어있다. Fig. 2(b)에 나타낸 시스템은 자동차

엔진의 상용배기 시스템이다. 그림에 나타낸 것과 같이 촉매기, 공명기, 소음기를 포함하고 있다. 그리고 그림에 나타낸 숫자는 두가지 배기시스템들을 압력변환기로 획득한 압력과 써머커플로 획득한 온도의 측정위치를 나타낸다.

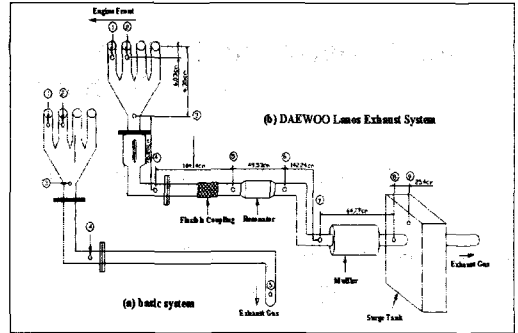


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus for the characteristics of exhaust system

정상상태의 데이터를 얻기 위하여 엔진이 정상 배기상태, 냉각된 온도, 각 속도에서 하중에 의해 정의된 평형점에 도달한 후부터 터미터를 획득하였다. 엔진의 하중과 토크값을 얻었으며, 흡기 공기 유량 측정을 위한 플로우메터와 각 요소를 통과하는 차압을 얻기 위한 마노메터가 실험에 사용되었다. 그리고 냉각수의 주변온도와 평균 배기가스 온도는 탐침형 써머커플을 이용하였다.

배기시스템을 따라서 다양한 위치에서 동적 배기압력을 얻고자 KYOWHA Co. Strain Gage Type CF7612압력변환기를 사용하였다. 이 압력변환기는 증폭기를 통과한 후에 오실로스코프로 파형을 관찰하고, 테이프 레코더에 저장된다. 제어된 신호는 크랭크샤프트 회전당 360펄스(pulse)로 구성되며 엔진의 앞에 크랭크샤프트와 연결된 엔코더(encoder)로부터 크랭크샤프트 회전당 1펄스이다.

3. 실험결과 및 고찰

다수의 확장 챔버와 촉매기, 직경이 작은 배기관들은 배기가스 유동에서 많은 에너지 손실을 초래한다. Fig. 3과 Fig. 4은 각각 기본 시스템과 상용 시스템에 대한 엔진회전수에 대하여 각 위치에서 측정된 평균압력의 변화를 나타낸 것이다.

엔진으로부터 나오는 배기 가스 속도는 엔진 속

도와 함께 증가하며 유동손실은 높은 엔진 회전수에서는 중요하지만 낮은 엔진 회전수에서는 거의 무시할 수 있다. 엔진 회전수 5000rpm에서 2번째 위치 배압은 측정결과 기본 시스템과 상용 시스템 각각 1.10bar와 1.43bar이다.

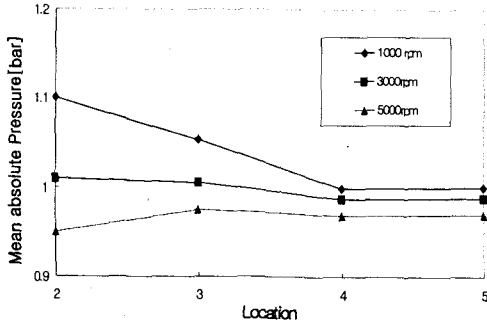


Fig. 3 Mean pressure across various locations in the basic exhaust system at different engine speeds

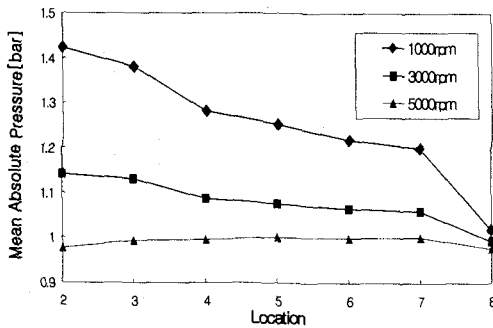


Fig. 4 Mean pressure across various locations in the Lanos exhaust system at different engine speeds

상용 배기 시스템에 대한 손실은 촉매기와 소음기에 의해 지배됨을 알 수 있다. 데이터는 의례적으로 유동손실계수 K 의 항에서 분석 될 수 있다.

$$K = \frac{(p + \frac{1}{2} \rho U^2)_{\text{upstream}} - (p + \frac{1}{2} \rho U^2)_{\text{downstream}}}{(\frac{1}{2} \rho U^2)_{\text{upstream}}} \quad \dots\dots(1)$$

여기서, p 는 정압, ρ 는 밀도, U 속도이다. 식(1)로부터 계산되어진 실험적인 유동손실 계수는 촉매기와 소음기 대 레이놀즈수(Reynolds number,

$Re = \frac{UD}{\nu}$)로 Fig. 5에서 나타난다.

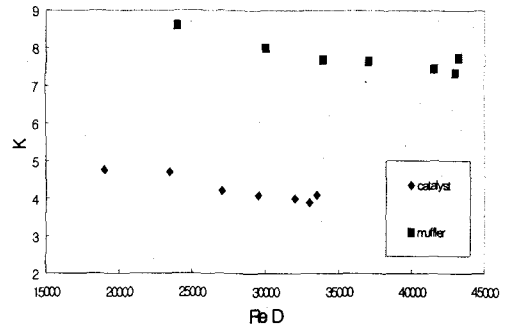


Fig. 5 Loss coefficients for a production catalyst and muffler

밀도와 배기가스에 대한 레이놀즈수의 계산은 우선 근사적으로 공기 물성치를 사용했다. 각 위치에서 측정된 평균압력(Fig. 4)과 온도(Fig. 6)는 이상기체 관계로부터 밀도를 정의 할 수 있다. 공기의 동점도에 의존하는 온도는 다음과 같이 나타난다.

$$\nu(T) = C_1 + C_2 T^{1.67} \quad \dots\dots(2)$$

$C_1 = -2.2 \times 10^{-7}$, $C_2 = 1.175632 \times 10^{-9}$ 이고 T 는 [K], ν 는 [m^2/s]이다.

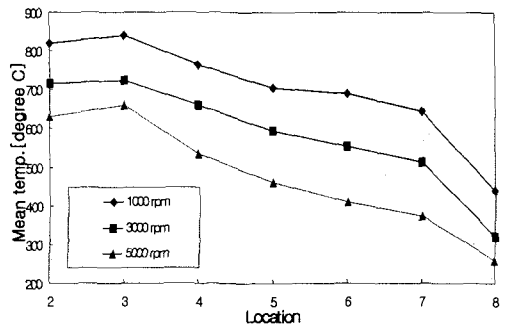


Fig. 6 Mean Temperature across various locations in the Lanos exhaust system at different engine speeds

배기 시스템 압력과의 강약에 대한 실험적인 결과를 1000rpm과 5000rpm인 두개의 극단적인 엔진 회전수에 대하여 Fig. 7a와 Fig. 7b에서 나타내었다. 그림에서 배기시스템을 통과하는 배기가스들의 흐름을 따라 상(phase)변화 그리고 파형들의 크기의 변화가 명확히 관찰된다.

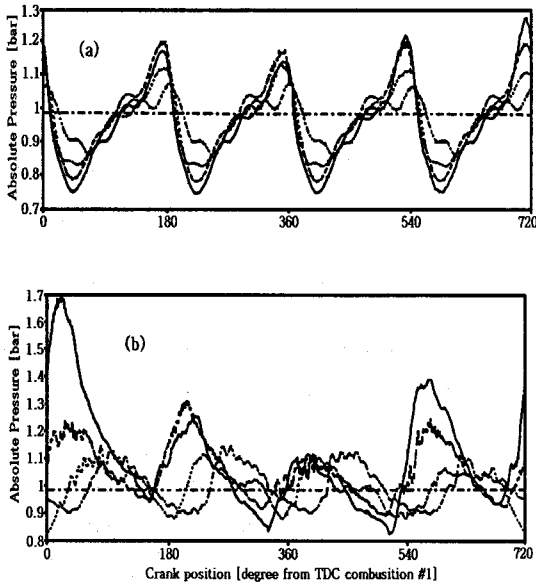


Fig. 7 Pressure versus CAD in the basic exhaust system for (a) $n=1000\text{rpm}$, and (b) $n=5000\text{rpm}$

크랭크각 간격인 $\Delta\theta(\text{CAD})$ 는 Fig. 7(a, b)의 어떤 두 위치에서도 다음과 같이 나타난다.

$$\Delta\theta = 6tn \quad \dots\dots (3)$$

여기서, t [s] 는 파형이동의 시간이고, $n(\text{rpm})$ 은 엔진 크랭크샤프트의 속도이다. 예를 들어 동등한 파형 속도와 이동거리에 대하여 식(3)은 크랭크각 간격이 엔진 스피드와 선형적으로 비례하는 것을 의미한다. 사실상, 상변화에 대한 설명은 Fig. 7b의 5000rpm 에 대하여 큰 펄스로 관찰되고 비교적 Fig. 7a의 1000rpm 에 대하여서는 약한 펄스로 관찰된다. 예를 들면 Fig. 7b의 각 사이클에서 큰 펄스는 엔진실린더의 각각 2→1→3→4 순서로 배출하는 것과 일치한다.

일반적인 성분의 음향학적 성능을 분석한 경우에 그것은 시간영역(time domain) 정보를 이산푸리에 트랜스폼(discrete Fourier transform)을 통한 주파수(또는 차수) 영역으로 전달하기에 편리하다⁹⁾. 또한 각 주파수성분의 rms 값 $P_{rms,i}$ 는 음압레벨로 변환되는 정의로서 다음과 같다.

$$SPL_i = 20 \log_{10} \frac{P_{rms,i}}{P_{ref}} \quad \dots\dots (4)$$

여기서, $P_{ref} = 2 \times 10^{-5} [\text{Pa}]$ 이고 SPL 에 대한 단위는

[dB]이다.

편리하게 나타내기 위해 차수들은 여기서 주파수 대신에 사용되어졌다.

여기서 m^{th} 차수는 $m \times \frac{n[\text{rpm}]}{60}$ 으로 정의된다.

Fig. 7a와 Fig. 7b에서 압력 대 시간 data와 일치하는 SPL 대 차수에 대한 도시는 Fig. 8a와 Fig. 8b에 나타내었다. 두 개의 그림에서 명확히 구별되는 짝수차수 성분들은 엔진의 기본 점화 주파수와 실험에서 사용되어진 4기통 기관의 조화파를 생성한다. 짝수 성분들이 낮은 속도를 지배하는 동안 홀수차수 그리고 1/2차수들은 고속의 중요 인자가 된다.

Fig. 8a와 Fig. 8b는 배기 시스템의 위치의 함수로서 각 주파수 성분이 어떻게 변하는가를 나타낸다.

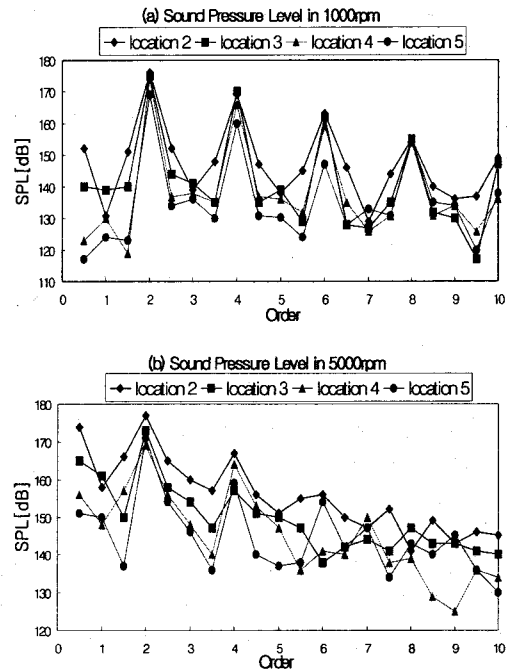


Fig. 8 Sound pressure level versus order in the basic exhaust system for (a) $n=1000\text{rpm}$, and (b) $n=5000\text{rpm}$

극단적인 엔진 회전수(1000rpm 과 5000rpm)에 대한 압력파의 동적 측정 데이터는 Fig. 9와 Fig. 10에 나타내었다. Fig. 9a는 두번째 측정위치에서 절대동압을 보여준다. Fig. 9의 b, c, d는 각각 촉매기, 공명기, 소음기를 통과하는 상류부와 하류부의

변동을 겹쳐서 나타내었다. Fig. 9의 b, c, d에서 각 하나는 상부와 하부위치 사이에 상변화를 관찰할 수 있다.

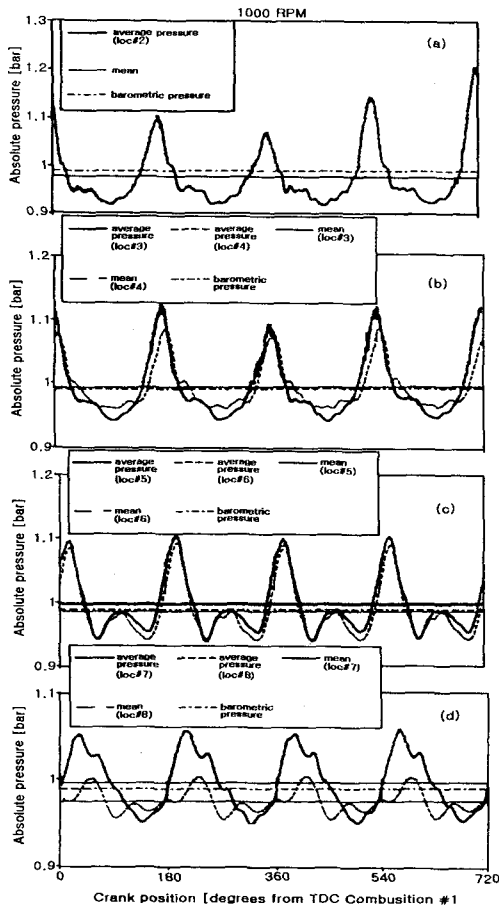


Fig. 9 Pressure versus CAD in the Lanos exhaust system for $n=1000\text{rpm}$

Fig. 9를 살펴보면 촉매기는 진폭이 감소하게 나타나며 파형 정도도 변한다는 것과 공명기는 부수적인 파를 있는 그대로 반영한다는 것, 그리고 소음기는 진폭을 감소시키는 것으로 고찰되며 파형을 변경시킨다는 것을 고찰할 수 있다.

엔진회전속도 5000rpm의 고속 부분에 대한 비교는 Fig. 10에 나타나 있다. 그러나 성분들의 이면에 더욱 자세한 음향학적 정보는 기초적인 배기 시스템에 대한 주파수 영역 분석이 필요하다. 이러한 분석은 궁극적인 목표를 이해하고 배기 시스템 각 성분들의 소음감소, 성능에 대한 수치해석 모델 때

문에 더욱 중요하다고 사료된다.

SPL 대 차수를 Fig. 9와 Fig. 10의 데이터와 부합하도록 Fig. 11과 Fig. 12에 나타내었다. 저속과 고속 엔진 회전 속도의 주파수 스펙트럼 비교는 차수들의 의미와 관계되는 항들에서 기본 시스템으로서 같은 경향을 나타내고, 1000rpm 홀수차수들은 매우 뚜렷하게 나타난다. 그리고 짝수차수와 1/2차수들에서 음압 레벨에 대한 5000rpm도 뚜렷하게 나타난다. 1000rpm에 대한 Fig. 11의 낮은 차수들은 낮은 주파수와 부합한다. Fig. 11b의 촉매기와 그림 11. d의 소음기 둘 다 낮은 주파수에서 약간 감소 경향을 보이고 머플러 때문에 감소되는 것은 높은 주파수에서 상당히 크게 감소하는 경향을 보인다.

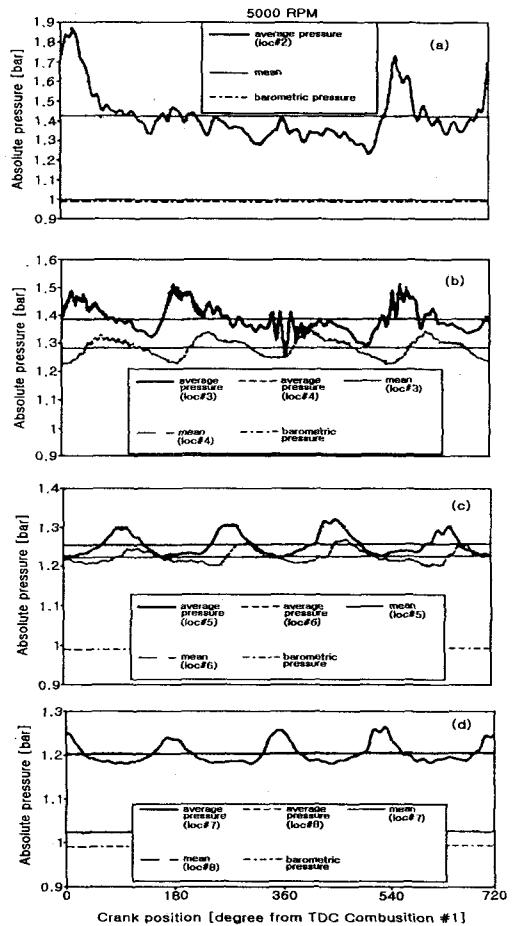


Fig. 10 Pressure versus CAD in the Lanos exhaust system for $n=5000\text{rpm}$

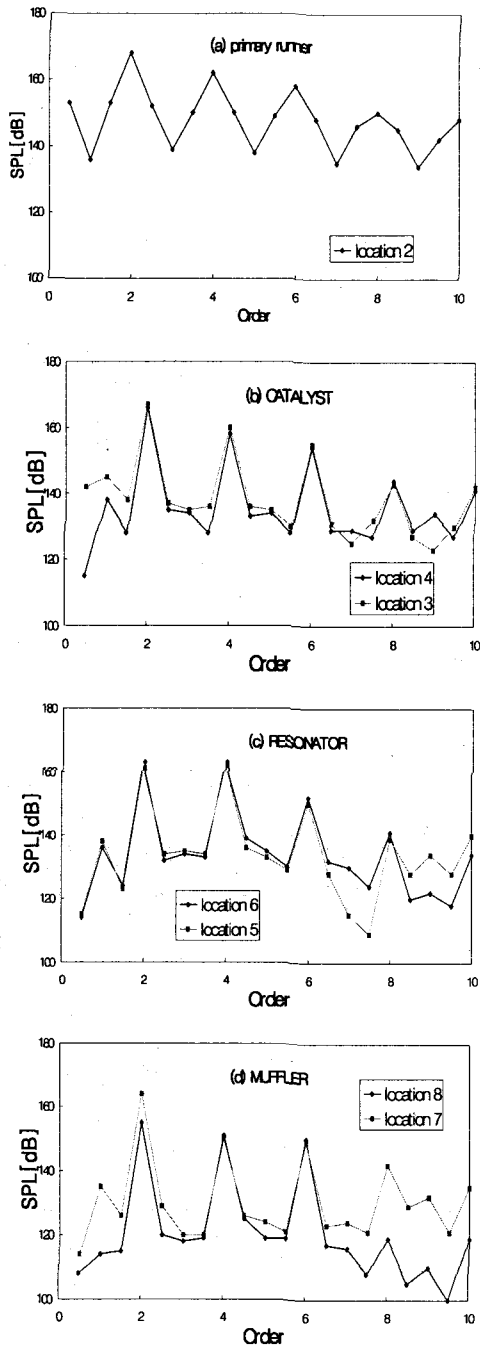


Fig. 11 Sound pressure level versus order in the Lanos exhaust system for n=1000rpm

촉매기와 소음기에 대한 Fig 12b와 Fig. 12d는 각각 광범한 대역에서 소음감소를 나타낸다. 주어진 차수와 일치하는 주파수들이 1000rpm에서

5000rpm까지 5배 증가함을 주목할 만 하다. 머플러에 대한 감소효과는 낮은 차수에서 약 20dB이고 엔진의 기본 점화 주파수에서는 거의 2배이다. 공명기는 모든 엔진 스피드에서 부가적인 파형이 명확히 나타난다.

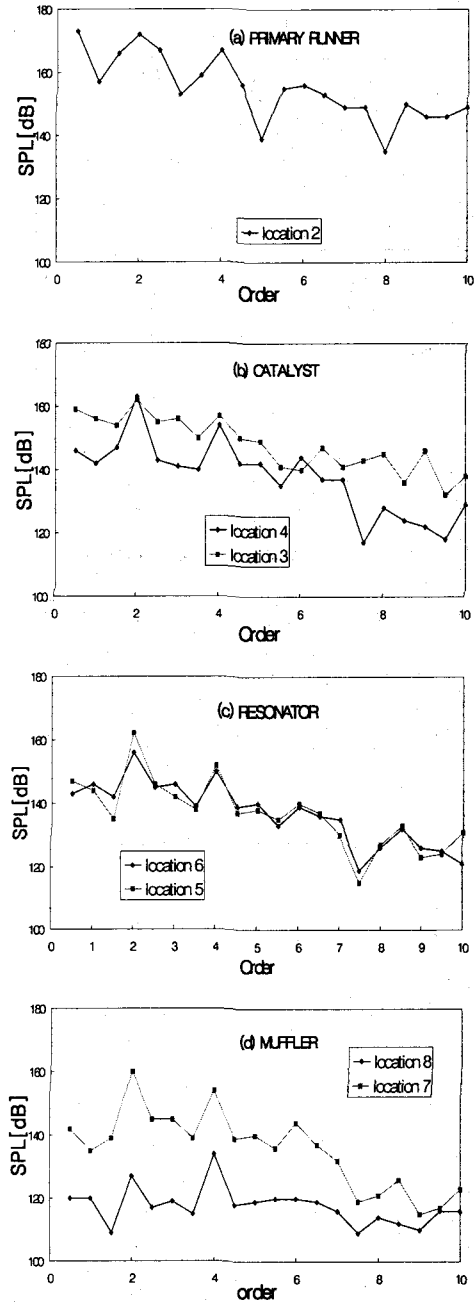


Fig. 12 Sound pressure level versus order in the Lanos exhaust system for n=5000rpm

4. 결론

SI엔진에서 배기시스템 성분들과 소음감소에 의한 유동 성능들을 촉매기, 공명기, 소음기를 포함하여 실험적으로 연구하였다.

- (1) 배기 시스템에서 동적인 압력파의 각 요소에 대한 효과는 시간 영역, 주파수 영역에서 확실하게 나타난다.
- (2) 촉매기는 진폭의 감소와 파형의 변형을 야기시키지만, 공명기는 파를 그대로 나타내며, 소음기는 진폭을 감소시키는 것을 알 수 있다.
- (3) 공간적 변수들은 평균 압력과 온도에서 관찰되고, 180dB가까이 높은 음압레벨과 조합하여 대체적으로 위의 선형화된 음향학적 이론의 한계를 나타낸다.

이러한 획득 데이터 성분들 이면에서 더욱 자세한 음향학적 정보는 주파수 영역의 분석과 수치해석에 많은 기반을 두어야 한다고 사료된다.

참고문헌

- 1) Czarniecki K.R., Davis D.D., 'Dynamometer-stand investigation of the muffler used in the demonstration of light-airplane noise reduction', NACA TN 1688, 1948
- 2) Davis D.D., Czarniecki K.R., 'Dynamometer-stand investigation of a group of mufflers', NACA TN 1838, 1949
- 3) Stokes G.M., Davis D.D., 'The attenuation characteristics of four specially designed mufflers tested on a practical engine setup', NACA TN 2943, 1953
- 4) Alfredson, R.J., Davies, P.O.A.I., 'The radiation of sound from an engine exhaust', J. Sound Vibration 13(4), 389-408, 1970
- 5) Alfredson, R.J., Davies, P.O.A.I., 'Performance of Exhaust Silencer components', J. Sound Vibration 15(2), 175-196, 1971.
- 6) Prasad M.G., Crocker M.J., 'Acoustical source characterization studies on a multi-cylinder engine exhaust system', J. Sound Vibration 90(4), 479-490, 1983a
- 7) Prasad M.G., Crocker M.J., 'Studies of acoustical performance of a multi-cylinder engine exhaust system', J. Sound Vibration 90(4), 491-508, 1983b
- 8) Chapman M., Novak J.M., Stein R.A., 'Numerical modeling of inlet and exhaust flows in multi-cylinder Internal Combustion Engine' T. Uzkan, Ed., ASME WAM, 1982
- 9) Dickey N.S., 'A Nonlinear Computational Simulation of Acoustic Silencers', Master's Thesis, University of Nebraska, 1992
- 10) Davis D.D., 'Handbook of Noise Control, Chap. 21 edited by Harris', C.M., McGraw-Hill, New York, 1957
- 11) Stevens G.L., 'Theoretical and experimental investigation of mufflers with comments on engine-exhaust muffler design', NACA TN 1192, 1954
- 12) Morse P.M., Ingard K.U., 'Theoretical Acoustics', Princeton University Press, Princeton, New Jersey, 1986
- 13) Munjal M.L., 'Acoustics of Ducts and Mufflers with Application to Exhaust and Ventilation System Design', Wiley, New York, 1987
- 14) Pierce A.D., 'Acoustics: An Introduction to Its Physical Principles and Applications', Acoustical Society of America, New York, 1989
- 15) Selamet G.M., 'Noise Control and Silencers in Hydraulic and Aerodynamics System', Master's Thesis, Technical University of Istanbul, 1982