

# 저주파수 배기소음 저감을 위한 배기계 배치의 최적화

°장 승 호\*, 이 정 권#, 채 성 수\*\*, 김 정 태\*\*

## (Optimal layout of exhaust systems for the reduction of low-frequency noise)

(Seung-Ho Jang, Jeong-Guon Ih, Sung-Soo Chae, Jeong-Tae Kim)

### ABSTRACT

Suppression of very low-frequency noise from an automobile exhaust system is difficult due mainly to its large wave length. Therefore, the configuration of total exhaust system, i.e., piping and muffler layout, is important at low frequencies. In this paper, an optimal layout technique of exhaust systems has been developed for reducing low-frequency exhaust noise. For this purpose, system insertion loss and virtual attenuation coefficient have been defined by considering the effects of mean flow and temperature gradient in the pipe. The applicability of present method is investigated with an actual automobile exhaust system and an optimized layout of pipes and mufflers is suggested.

### 1. 서 론

차량 소음원 중 하나인 배기소음은 근본적으로 엔진 폭발에 기인하여 발생된 소음인 바, 소음기 및 배기계의 기하학적 인자에 따라 많은 영향을 받으며, 저소음화를 위해서는 차량의 설계 및 개발 단계에서 배기계의 완벽한 개발이 매우 중요하다. 특히 저주파수 영역의 주요 배기소음 성분의 경우에는 소음기보다 매우 길이가 긴 배기 파이프들에 의한 음향 공진 현상이 그 소음 저감 특성에 큰 영향을 주게 된다. 따라서 요구되는 저주파수 배기소음의 저감량을 얻기 위해서는 길이가 긴 전체 시스템을 고려하여야 하며, 소음기의 장착 위치에 의해 결정되는 배기 파이프들의 길이를 최적화하는 것이 필요하다. 기존의 배기 파이프 길이에 대한 결정은 대부분 선형적인 방법이나 실험적인 방법으로 이루어져 왔으며, 신속한 개발을 위해서는 체계적인 최적화 기법이 요구된다.

흡배기계의 설계에는 특성곡선법, 유한 차분법 등을 이용하는 비선형 해석법에 의한 방법과 4단자정수 (4-pole parameter)를 이용하는 선형 음향 해석법이 이용될 수 있다 [1]. 비선형 해석법의 경우, 흡기계의 길이는, 흡기 밸브가 닫힌 후 발생된 음파가 흡기구에서 반사되어 되돌아 올 때, 그 속도 비절점 (antinode)이 흡기구가 되도록 하고, 배기관의 길이는

되돌아 온 파동의 최소 압력이 배기 매니폴드에 도달하여 공기 유동 (호흡)을 돕게 한다. 또, 각 실린더로부터의 영향이 다른 실린더의 운동에 영향을 미치지 않도록 길이를 조정한다. 그러나 이 경우 복잡한 구조를 가지는 엔진 및 소음기의 해석에 많은 노력이 요구되며, 엔진에 관한 다수의 입력 값들이 실험 등을 통해서 얻어져야 하는 단점이 있다.

선형 음향 해석법에서는 기본 폭발 주파수 및 그 고조파에 대하여 배기계 관의 길이 선택을 하게 된다. 즉, 최소한의 소음의 방사를 얻기 위하여는 대략적으로 각 파이프의 길이가  $(2n+1)\lambda/4$ 이어야 한다. 여기서  $\lambda$ 는 파장이고  $n$ 은 정수이다. 그러나 이상의 대략적인 계산은 복잡한 소음계 요소나 경계 조건의 경우 정확하지 않으며, 또한 엔진 회전수가 변하면 그 파장이 바뀌게 되므로 큰 의미가 있는 것은 아니다. 즉, 일반적인 배기 시스템의 공진 주파수는 운전되는 엔진 속도 영역 내에 반드시 존재하게 되며, 낮은 소음 레벨을 얻기 위해서는 배기계 길이를 조절하여 공진 주파수들을 변화시켜야 한다. 이를 위하여 배기계의 설계에 있어서 모든 관심 주파수 대역의 고려와 함께, 엔진이 운전되는 모든 회전수 영역을 고려할 수 있는 설계 인자가 필요하게 된다. Suyama 등 [2-5]은 배기 소음 측면에서 최적인 배기계 길이의 계산을 위하여 가상 감쇠 계수 (virtual attenuation coefficient)를 도입하였으나 해석 해를 얻기

\* 한국과학기술원 기계공학과 박사과정  
# 정희원, 한국과학기술원 기계공학과 교수  
\*\* 현대자동차(주) 기술연구소

쉽도록 평균 유동과 온도 구배를 무시하고 음원 임피던스 및 방사 임피던스를 고려하지 않았다.

본 논문에서는 저주파수 대역 배기소음 저감을 위하여, 배기계 길이에 대한 최적화 기법을 시스템 삽입손실 및 가상 감쇠 계수를 이용하여 개발한다. 정확한 예측을 위하여 평균 유동과 온도 구배를 고려하고 방사 임피던스를 고려하게 된다.

## 2. 이론

### 2.1. 시스템 삽입손실

소음기 성능 평가 인자로 이용되는 삽입손실 (insertion loss, IL)은 소음기로부터의 방사 음압 레벨과 소음기 대신 소음기 길이에 해당하는 직관을 적용하였을 때의 방사 음압 레벨의 차이이다. 즉,

$$IL = 10 \log_{10} \frac{W'}{W} = 20 \log_{10} \left| \frac{V_2'}{V_2} \right| \quad (1)$$

$$= 20 \log_{10} \left| \frac{AZ_R + B + CZ_S Z_R + DZ_S}{A'Z_R + B' + C'Z_S Z_R + D'Z_S} \right|$$

여기에서  $W$ 는 배기계로부터 방사되는 음향 파워,  $V_2$ 는 미관 끝에서의 체적 속도,  $A, B, C, D$ 는 배기계 전체의 4단자정수, 그리고  $Z_S$ 와  $Z_R$ 는 각각 음원 임피던스와 미관 끝에서의 방사 임피던스이다. 또한 (\*)은 소음기 대신 동일한 길이를 가지는 직관을 적용하였을 경우의 값을 의미한다. IL은 음원, 소음기, 미관 출구에서의 방사 등 모든 계의 특성이 포함되어 있어서 소음기 감쇠 성능을 표시하는데 널리 쓰이고 있다. 그러나 삽입손실에는 실제 장착되어 있지 않은 직관에 대한 전달 함수가 포함되어 있어서 배기소음의 절대치에 대한 비교에는 적합하지 않다. 따라서, 본 논문에서는 미관에서의 방사 음압 레벨까지 고려한, 다음과 같은 시스템 삽입손실 (ILs; System Insertion Loss)을 정의한다:

$$ILs = 10 \log_{10} \frac{\alpha_1}{W} = 20 \log_{10} \left| \frac{\alpha_2}{V_2} \right| \quad (2)$$

$$= 20 \log_{10} |AZ_R + B + CZ_S Z_R + DZ_S|$$

ILs는 다음과 같이 표현될 수가 있으므로,

$$ILs = \alpha_3 - L_p, \quad (3)$$

동일한 음원일 경우에 방사 음압 레벨과 비례 관계를 가지는 값으로 정의되었음을 알 수 있다. 여기서,  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ 는 모두 상수이다. 식 (2)에서 요구되는 음원 임피던스 값은 엔진 부하 및 속도에 따라 다른 값을 가지며 측정을 통하여 얻어질 수 있다. 그러나 음원 특성의 측정은 고정된 엔진 속도에서 이루어지며 [6], 엔진이 운전되는 모든 속도 영역에서의 음원 임피던스 값을 얻기에는 많은 시간과 노력을 필요로 한다. 본 연구에서는 근사적인 방법으로서 음원 특성에 대한 가정들을 이용한다. 즉, 등속 음원

(constant velocity source)으로 가정하는 경우에  $Z_S = \infty$  이므로 삽입손실은

$$IL = 20 \log_{10} \left| \frac{CZ_R + D}{C'Z_R + D'} \right| \quad (4)$$

이 되며, 시스템 삽입손실은

$$ILs = 20 \log_{10} |CZ_R + D| \quad (5)$$

로 정의할 수 있다. 이는 소음기 위치가 바뀌어도 동일한 크기의 입력 속도를 가진다고 하는 것으로서 실제 엔진의 경우와 다소 차이를 보일 수 있다. 따라서 이러한 가정을 이용하면 배기 소음 레벨을 정확하게 예측할 수는 없으나, 초기 설계 및 재개발 시에 배기 시스템의 저주파수 음향 공진 현상을 파악하여 배기계 길이를 결정하는 데는 유용한 정보를 제공할 수 있다. 한편, 소음계에서 음향 공명 현상이 일어나게 되면 토출 소음이 커지게 되어 ILs는 작은 값을 가지게 된다.

### 2.2. 가상 감쇠 계수

IL 및 ILs는 주파수에 대한 함수이며 운전되는 주파수 영역 (혹은 엔진 속도 영역) 내에는 여러 삽입손실 값이 있게 된다. 따라서 서로 다른 소음기 위치들에 대한 상대 우위 비교를 위하여 대표할 수 있는 하나의 성능 인자값이 필요하게 된다. 특히 그러한 인자는 파이프 길이에 의한 음향 공명 현상의 효과를 잘 묘사할 수 있어야 한다. 저주파수 대역의 소음 감쇠는 해당하는 파장이 비교적 커서 소음기 내부 구조에 의해서 보다는 배기계 길이에 의해 더 큰 영향을 받게 된다. 또한 소음계에 대한 초기 설계 시에 그 길이 혹은 소음기의 위치를 먼저 결정한 후 소음기 내부 구조를 변경하여 소음 저감 목표치를 달성하는 과정이 일반적이다. 따라서 배기계 길이의 최적화 과정에서는 소음기 및 촉매 변환기들을 단순 팽창형 소음기로 근사할 수 있다. 추가적인 소음기 내부 구조는 저주파수 영역의 음향 공진 현상에 대하여 그 주파수 특성에는 효과가 적으며 단지 감쇠의 크기만을 변화시킨다고 근사화 된다. 결국, 주어진 배기 소음 목표치에 대하여 최적의 배기계 길이는 소음기에 요구되어지는 추가적인 감쇠량이 최소인 것이라고 할 수 있다.

본 연구에서는 소음기의 감쇠량을 표현하기 위하여 가상 감쇠 계수 (virtual attenuation coefficient)  $\delta$ 를 도입하였으며, 이하 그 유도 과정을 살펴보기로 한다. 먼저 온도 구배가 있는 직관에서 평면파 전파 가정을 도입하면 4단자 정수는 다음과 같다 [7]:

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ V_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_p & B_p \\ C_p & D_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_2 \\ V_2 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

여기서,  $P$ 와  $V$ 는 음압과 체적 속도로서 첨자 1은 입구측을, 첨자 2는 출구측을 나타낸다. 또한

$$A_p = \exp(-iMKl) \left\{ (1 + T_r/2) \cos Kl - iT_r(2M + i/2Kl) \sin Kl \right\}, \quad (7a)$$

$$B_p = (\rho c/S) \exp(-iMKl) \{-2T_r M \cos Kl + i[1 + T_r(1 + 2iM/Kl)] \sin Kl\}, \quad (7b)$$

$$C_p = (S/\rho c) \exp(-iMKl) \{-2T_r M \cos Kl + i[1 + T_r(1 - 2iM/Kl)] \sin Kl\}, \quad (7c)$$

$$D_p = \exp(-iMKl) \{(1 + 3T_r/2) \cos Kl - iT_r(2M + i/2Kl) \sin Kl\}, \quad (7d)$$

$$T_r = (T_1 - T_2)/(T_1 + T_2), \quad (7e)$$

$$K = (k - i\delta)/(1 - M^2) \quad (7f)$$

이며,  $T_1$ 은 직관 입구의 온도,  $T_2$ 는 직관 출구의 온도이다. 또  $k$ 는 파수 (wave number),  $\delta$ 는 감쇠계수 (attenuation coefficient),  $S$ 는 관의 단면적이고  $\rho, c, M$ 은 각각 밀도, 음속, Mach수로서 평균값을 취한 값이다. 평면파 전파 가정을 이용하고 평균 유동 효과를 고려한 단순 팽창형 소음기의 4단자 정수는 유동이 있을 때 입구와 출구에서의 압력 손실을 무시하면 식 (6)과 (7)로 주어진다. 이로부터 배기계 각 부분의 전달 행렬을 구한 후, 이를 모두 곱하여 전체 소음계에 대한

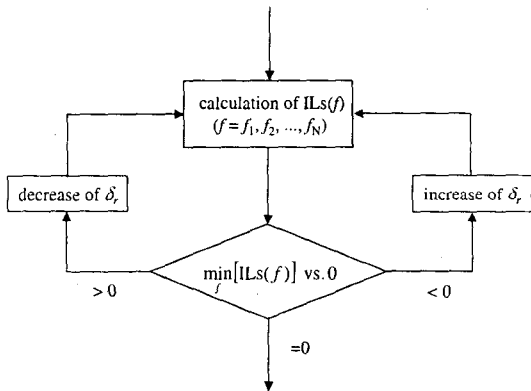


Fig. 1. Calculation flow of virtual attenuation coefficient.

전달 행렬을 구할 수 있고, 식 (5)로부터 ILs를 계산할 수 있다. 앞에서 언급한 바와 같이 소음계에서 음향 공명 현상이 일어나게 되면 ILs가 작은 값을 가지게 되며, 이를 소음기 내부 구조로써 보완할 경우 (소음기 부분의 등가  $\delta$ 를 변화), 저소음 레벨을 얻기 위한 소음기의 감쇠 계수  $\delta$ 의 필요치는 다음과 같은 필요 조건으로부터 구할 수 있다:

$$ILs \geq 0. \quad (8)$$

식 (8)을 만족하는  $\delta$ 는 각 주파수에 대하여 Fig. 1과 같이 반복적인 수치방법을 이용하여 구하여진다. 즉, 위치를 결정할 소음기를 제외한 요소에서는 감쇠 계수 항에 직관의 점성 및 난류에 의한 감쇠 계수값을 넣고, 대상 소음기의  $\delta$ 값에는 초기값을 넣고 계산한 후, ILs가 0보다 큰 경우에는 다음 단계에서 대상 소음기의  $\delta$ 를 작게 한다. 만일 ILs가 0보다 작은 경우에는 대상 소음기의  $\delta$ 를 크게 한다. 이때 증가나 감소시키는 양은 앞 단계와 현 단계의 감쇠 계수 차이의 1/2이나 2배로

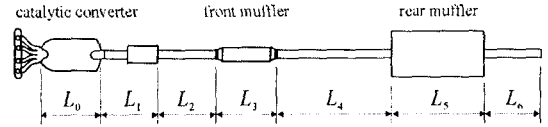


Fig. 2. Schematic layout of an automobile exhaust system.

한다. 이와 같이 반복하여 원하는 정확도 내에 수렴하는 경우 계산을 종료하고 구하고자 하는  $\delta$ 를 얻는다. 관심 주파수 영역 내에서 각 주파수에 따라 구해진  $\delta$  값들 중에서 최대값을  $\delta_{max}$ 로 정하여, 소음기의 위치를 변화시켜 가면서 각  $\delta_{max}$ 를 계산한다. 여기서  $\delta_{max}$ 에 해당하는 주파수는 음향 공명 현상의 효과가 가장 큰 부분이라고 할 수 있다. 결국, 소음기 위치를 변화시켜 가며 구한 각  $\delta_{max}$ 들 중에서 최소인 값에 해당하는 위치가 배기계의 음향 공명 현상에 의한 효과를 최소화할 수 있는 곳이 된다. 따라서 그러한 위치가 배기 소음 측면에서 최적인 소음기 위치라고 할 수 있다. 만일 위치를 최적화하고자 하는 소음기가 2개 이상인 경우에는 이상의 절차를 각 소음기에 대하여 수행하면서 반복적인 방법을 취해야 한다.

### 3. 실험

앞 절의 이론을 검증할 목적으로 4기통 가솔린 차량 배기계에 대하여 적용하였다. 전치 소음기 및 후치 소음기에 대하여 가상 감쇠 계수를 계산하여 최적의 위치를 찾은 후, 다른 치수의 배기계와 함께 배기 소음을 측정하여 비교하였다. Fig. 2는 배기계 간략도이다. 매니폴드에 촉매변환기가 부착되며 단순 팽창형 방과 전치 소음기 그리고 후치 소음기가 파이프로 연결되어 있다. 배기 파이프의 시작은 매니폴드에서 관들이 모이는 지점 (junction)으로 보며, 이것은 배기 소음 주파수에 해당하는 정상 상태의 (stationary) 음장이 그 지

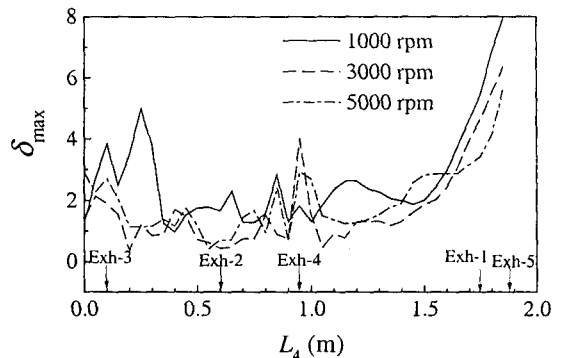


Fig. 3. Calculated virtual attenuation coefficients of the rear muffler by using the temperature data collected at different engine speeds.

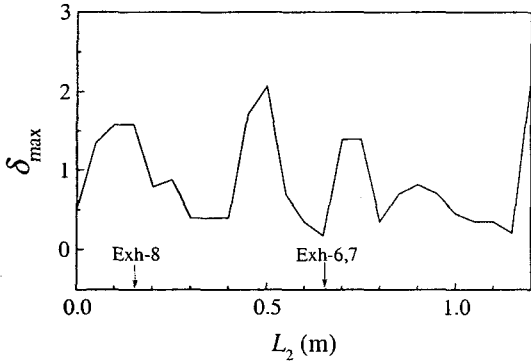


Fig. 4. Calculated virtual attenuation coefficients of the front muffler for the temperature data at 1000 rpm.

점 이후에서야 형성되기 때문이다. 촉매변환기, 전치 소음기 및 후치 소음기는 내부 구조를 가지고 있지만, 계산에서는 알 질에서 언급한 바와 같이 곁 통의 단면적과 같은 크기의 단순 팽창형 소음기로 다루어졌다. Fig. 2에서  $L_0, L_1, L_3, L_5$ 는 각각 0.31, 4.12, 0.45, 0.44 m이며 바뀌지 않는 값이다. 관 내 가스 온도 구배값은 촉매 변환기 및 단순 팽창형 방 다음에 실차용 배기계의 길이에 상응하는 열린 직관을 장착하고 전체 4곳에서 측정된 값을 선형화하여 이용하였다. 엔진 속도의 변화에 따라 크기는 250도 정도의 차이를 보이며 1000, 3000, 5000 rpm에서 측정된 온도를 이용하여 각각 계산을 수행하였다. 또한 계산에서 평균 유동 효과는 무시하였으며, 보다 정확한 예측을 위해서는 유동 속도의 측정과 입력이 필요하다. Fig. 3은 다른 치수는 그대로 두고 후치 소음기의 위치를 결정하기 위하여 식 (8)의 조건을 만족하는 후치 소음기의  $\delta_{max}$ 를 계산한 결과 ( $L_4$ 와  $L_6$ 의 합은 일정한 조건에서  $L_4$ 를 변화,  $L_4+L_6=1.851$  m)이다.  $\delta_{max}$ 의 값이 작을수록 저소음 배기계로 기대되며, 이를 근거로 Fig. 3에 표시된 5개의

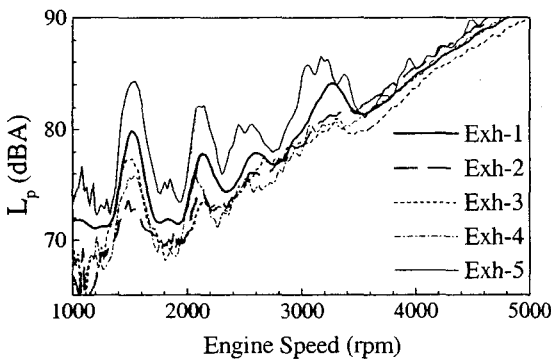


Fig. 5. Comparison of overall sound pressure levels of various exhaust system layouts having different positions of the rear muffler.

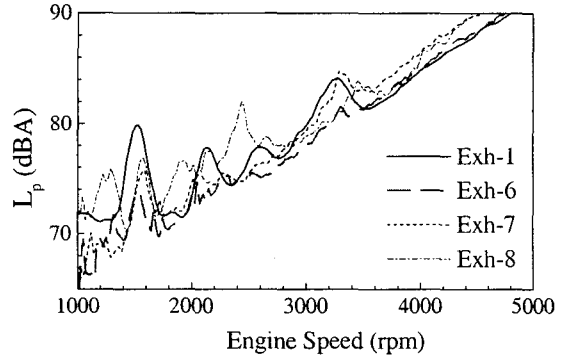


Fig. 6. Comparison of overall sound pressure levels of various exhaust system layouts having different positions of both front and rear mufflers.

위치를 선정하여 배기 시험을 수행하였다. 즉, 가장 좋은 성능을 낼 것으로 기대되는 최적의 것은 Exh-2이며, 다음은 Exh-3과 Exh-4가 유사한 정도로, 그리고 Exh-1, Exh-5의 순서로 소음 성능의 순위를 예상할 수 있다. Fig. 4는 전치와 후치 소음기들 모두의 위치 변화에 따른 계산 결과이다. 단,  $L_2, L_4, L_6$ 의 합은 일정하다 ( $L_2+L_4+L_6=3.172$  m). Exh-6과 Exh-7은 비교적 좋은 성능을 낼 것으로 기대되어 선정되었으며, Exh-8 및 Exh-1은 좋지 않은 성능의 것으로 비교를 위하여 선정되었다. 여기서 Exh-6은  $L_2, L_4$ 가 0.650, 0.512 m이며, Exh-7은 0.650, 1.612 m, 그리고 Exh-8은 0.150, 2.914 m이다.

이상의 선정된 치수에 맞추어 제작된 배기계에 대하여 배기 소음 측정 시험을 엔진 다이내모-무항실에서 수행하였다. 대상엔진을 엔진 다이내모에서 구동하고, 무항실에서 1/2-인치 마이크로폰 (B&K 4130)으로 미관 끝에서 45도 각도로 500 mm 떨어진 지점에서 방사 음압을 측정하였다. 엔진 상태는 전부하 (full load)이며 CDS 주파수 분석 시스템 (Cranfield Data System)을 이용하여 주파수 및 차수 분석을 수행하였다.

Fig. 3의 후치 소음기 위치만을 변화시킨 배기계들에 대하여 측정된 방사 음압 레벨 (A-weighted overall  $L_p$ )을 Fig. 5에 보였다. 대체적인 배기 소음 레벨의 크기가 작아지는 순서로 Exh-2, Exh-3와 Exh-4, Exh-1, Exh-5이며, Fig. 3의 계산으로부터의 예측이 비교적 정확함을 알 수 있다. 한편 전치와 후치 소음기 위치를 모두 변화시킨 경우에 대해서는 Fig. 6에 보였다. 전체 소음 레벨을 보면 Exh-6과 Exh-7이 대체적으로 비교적 작은 레벨을 가지며, Exh-1과 Exh-8이 다소 큰 소음 레벨을 내고 있다. 이는 Fig. 4의 예측과 잘 일치하는 결과이다.

#### 4. 결론

본 논문에서는 저주파수 대역의 배기 소음 측면에서 최적인 배기계 길이 혹은 소음기 장착 위치를 결정

할 수 있는 방법을 개발하였다. 이를 위하여 관심 주파수 대역 및 운전되는 엔진 속도 영역을 고려할 수 있는 실제 인자로서 시스템 삽입손실 및 가상 감쇠 계수를 정의하고 배기계 길이의 최적화 기법을 수립하였다. 이때 정확한 예측을 위하여 방사 임피던스, 평균 유동 및 온도 구배를 고려하였다. 개발된 방법을 이용하여 실제 자동차 배기에 대하여 적용하고, 배기 소음 측정 시험을 통하여 검증하였다. 본 방법은 매우 빠른 계산이 가능한 방법으로서, 자동차 초기 개발 및 재개발 시에 전치 및 후치 소음기 위치, 덕관 길이에 대하여 저주파수 배기 소음 측면에서 최적인 위치를 선정하는데 유용하게 이용될 수 있다.

### 참고문헌

- (1) M. L. Munjal, 1987, *Acoustics of ducts and mufflers*, Wiley-Interscience.
- (2) E. Suyama, T. Ishida and Y. Nakamura, 1990, "The optimum setting position of the silencer," SAE paper 900348.
- (3) E. Suyama and M. Hirata, 1979, "The best position of an expansion chamber type muffler and forecast of its silencing ability," *The Journal of the Acoustical Society of Japan*, Vol. 35, pp. 322-332.
- (4) E. Suyama and M. Hirata, 1979, "Attenuation constant of plane wave in a tube," *The Journal of the Acoustical Society of Japan*, Vol. 35, pp. 152-164.
- (5) E. Suyama and M. Hirata, 1979, "The four terminal matrices of tube system based on assuming of plane wave propagation with frictional dissipation," *The Journal of the Acoustical Society of Japan*, Vol. 35, pp. 165-170.
- (6) S.-H. Jang and J.-G. Ih, 2000, "Refined multi-load method for measuring acoustical source characteristics of an intake or exhaust system," *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 107, pp. 3217-3225.
- (7) K. S. Peat, 1988, "The transfer matrix of a uniform duct with a linear temperature gradient," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 123, pp. 43-53.