

機關의 非定常 排氣排出에 의해 生成되는 騒音에 關한 研究

A Study on the Noise Produced by Unsteady Exhaust Efflux of Engine

이 민 호* · 박 명 규** · 차 경 옥*

M.H. Lee · M.K. Park · K.O. Cha

(1997년 8월 22일 접수, 1997년 12월 12일 채택)

ABSTRACT

This paper discusses prediction of the sound pressure level produced by simple engine exhaust systems(plain pipe, plain expansion chamber pipe, plain expansion chamber with internally extended inlet and outlet pipe, perforated pipe enclosed in a plain expansion chamber) and a computer program has been developed which predicts the sound pressure level and the frequency spectrum. The program utilizes unsteady flow gas dynamic theory and acoustic theory to predict the pressure-time history in the exhaust system and the mass flow rate-time history at the open end of the system and the sound pressure levels(1/3 Octave band levels) and the frequency spectrum in semi-anechoic room. The predictions are compared with measured levels and show a high degree of correlation.

1. 서론

왕복형 내연기관이 시작된 이래부터 현재에 이르기까지 공학자들은 시행착오법 또는 음향필터이론을 근거로 설계된 소음기에 의해 배기소음레벨을 조절하려고 노력했으며 그것은 처음으로 Stewart^{1,2)}에 의해 19세기 초반에 개발되었다. 이 기술은 지금까지도 널리 사용되고 있지

만, 배기파이프안에서 전파되는 압력파가 음압식(sound pressure)들에 의해 나타나는 압력파보다 더 크다는 사실등과 같은 몇가지 결함이 있다. 이러한 점이 미국의 Davis³⁾등에 의해 헬리콥터 엔진 배기소음의 포괄적인 연구에서 강조되어졌고, 이것으로부터 측정된 소음감쇠가 음향필터이론에 의해 예측된 소음보다 훨씬더 적다는 것이 알려졌다.^{4,5,6)} 이들은 전파가 발생

* 명지대학교 기계공학과

** 명지대학교 산업공학과

하는 동안 압축상에서 충격면을 형성할 수 있는 파형의 형태를 일으키는 것이다.

본 연구에서는 비선형 작용을 고려하는 1차원 비정상 등엔트로피 분석과 특성법^{7,8)}을 사용하여 압력-시간과형과 시간에 따른 질량유량의 수치해를 얻고자 하였으며, 이 분석은 배기시스템에서 유동 작용의 완전한 처리방법을 제공하도록 준정적 유동접근법에 근거한 경계모델을 포함시켰다. 그리고 그 결과로부터 Fourier 분석과 방향성 함수의 계산을 통하여 음압을 계산하였다. 또한, 이론의 타당성을 검증하기 위하여 로터리 밸브 시뮬레이터를 이용하므로 배기파이프에서 방사되는 음압을 측정하였으며 그 결과들을 비교하였다.

2. 이론해석

배기시스템에서의 이론해석은 두 부분으로 나누어진다. 첫째는 배기시스템 그 자체 안에서 1차원 비정상 유동의 가스역학분석이 파이프길이에 따른 어떤 점으로부터 유동변화에 대한 시간과형을 얻을 수 있도록 수행하는 것이다. 두 번째는 파이프 출구에서 존재하는 조건(질량유량변화)에 따라 소음방사 특성분석은 배기 시스템 외부영역으로부터 음압을 1/3 옥타브레벨이 되도록 수행하는 것이다. 이러한 두 개의 완전한 해석과정을 Fig. 1에 표시하였다. 먼저 소음방사특성분석에 필요한 질량유량변화와 압력과형을 얻기 위해 Riemann변수를 사용하며 수치해석 안정조건을 사용하여 해석하게 된다. 그리고 여기에서 생성되는 배기관 끝단의 질량유량변화를 가지고 푸리에 해석과 필터특성을 거쳐서 방사소음을 얻게 된다.

2.1 비정상 가스유동 해석-평행파이프에서 비정상 유동

일정한 단면적 파이프에서 이상가스의 1차원 비정상 등엔트로피 유동에 대한 기본방정식은 다음과 같다⁹⁾. 즉,

$$\frac{2}{\gamma-1} \frac{\partial a}{\partial t} + \frac{2}{\gamma-1} u \frac{\partial a}{\partial x} + a \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

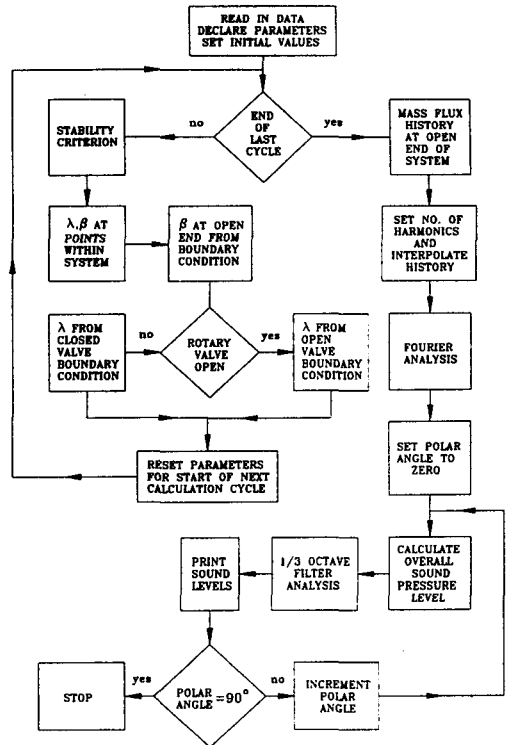


Fig. 1 Flow diagram for theoretical analysis

$$\frac{2}{\gamma-1} a \frac{\partial a}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

여기서, μ 는 가스속도, a 는 음속, γ 는 비열비이다.

윗식에 무차원 파라메타를 도입하면 다음과 같은 결과들이 특성이론으로부터 얻어진다.

① $dX/dZ=U+A$ 에 의해 주어진 X-Z 평면의 위치특성에 의한 결과는 다음과 같다.

$$A + \frac{\gamma-1}{2} \cdot U = \lambda = \text{상수} \quad (3)$$

② $dX/dZ=U-A$ 에 의해 주어진 X-Z 평면의 위치특성에 의한 결과는 다음과 같다.,

$$A - \frac{\gamma-1}{2} \cdot U = \beta = \text{상수} \quad (4)$$

식(3)과 식(4)를 U와 A에 대해서 풀이하면 다음식과 같이 얻어진다.

$$A = \frac{\lambda + \beta}{2} \quad (5)$$

$$U = \frac{\lambda - \beta}{\gamma - 1} \dots\dots\dots (6)$$

이 수치해는 Fig. 2와 같이 X-Z 평면의 위치 특성 격자위에 증첩된 직사각형으로 나타낸다. 또한 Riemann 변수 λ 와 β 그리고 유동변수들은 파이프를 따라 고정된 지점에서 시간의 연속적인 순간에 결정된다. 내포된 기본적인 기술들은 Benson등⁷⁾과 Blair, Goulburn¹⁰⁾에 의해서 잘 설명되었다. 보다 더욱 완전한 분석을 위해서 평행 파이프의 단면 끝에 부과되는 경계조건을 고려할 필요가 있으며, 이것들은 준정적 유동의 기초에 의해 분석되고 있다. 여기에서 배기계안의 초기조건은 대기의 공기조건과 같은 상태조건을 사용하고, 경계에 사용된 경계조건은 배기 밸브 경계조건, 개방단 경계조건, 확장관 경계조건, 다공형 경계조건등이다. 또한 해석에 사용된 가정은 다음과 같다.

- ① 전파하는 매체는 일정한 비열을 가진 이상기체로 작용한다.
- ② 점성과 열전도의 효과는 무시하고, 결과적인 등 엔트로피 압력과 밀도변화는 불균일한 음향속도와 관계된다.
- ③ 체력은 무시한다.
- ④ 입자속도의 제곱은 무시한다.
- ⑤ 반사되는 표면은 완전한 강체로 고려한다.

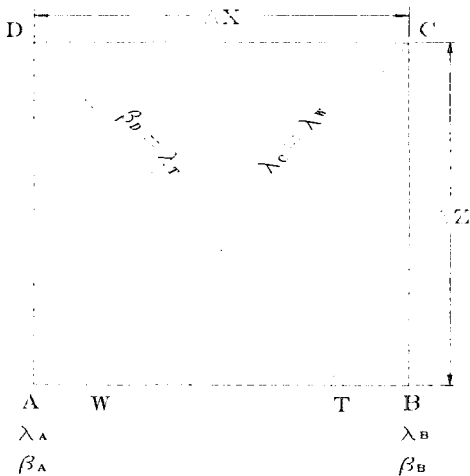


Fig. 2 Typical mesh element

2.2 공기역학적 소음생성 메카니즘^{11,12,13)}

1) 음의 극 또는 음원(Acoustic Pole or Source): 이것은 통상 연속적으로 확장되는 작은 풍선과 같이 보여질 수 있으며 맥동되는 풍선주위의 고정된 영역에서 유체의 질량에 기인하여 압축된다. 수학적인 항으로 다음과 같다.

$$\int \rho dV \text{ fluctuates} \dots\dots\dots (7)$$

(2) 음의 2극(Acoustic Dipole): 이것은 구 주위의 고정된 영역에서 유체의 모멘텀이 변화하기 때문에 진동하는 고체구와 같이 보여질 수 있다. 즉,

$$\int \rho u_i dV \text{ varies} \dots\dots\dots (8)$$

2극음원(Dipole source)은 함께 근접하고 있는 두 개의 단순한 소음원에 의해 모사될 수 있으며 부호는 반대이고 크기가 같다. 이 방법에서 유체는 다른 것에 의해 밀쳐지는 것과 같이 하나에 의해 흡수된다.

(3) 음의 4극(Acoustic Quadrupole): 과도하는 유체유동이 고체경계로부터 멀리 떨어진 부분에서 발생하면, 고정된 영역에서 질량 또는 모멘텀 둘다 어떠한 변화도 없다. 그러나, X_i방향에서의 모멘텀이 X_j방향으로 대류되는 율로서 모멘텀 플럭스는 변할 수 있다. 즉,

$$\int \rho u_i u_j dV \text{ varies} \dots\dots\dots (9)$$

고정된 영역으로 들어가는 모멘텀은 경계의 다른 부분을 가로질러 영역을 떠나는 모멘텀에 의해 균형이 이루어져야만 하고 이러한 메카니즘은 거의 두 개의 삭제된 음향 2극과 같이 작용하며 음향 4극이라고 불리워진다.

유체유동의 운동에너지가 공간에서 방사된 음에너지로 전환되는 이러한 메카니즘의 효율은 위에서 주어진 고려와 비슷하게 감소한다. 왕복형 엔진 배기파이프의 열린끝으로부터의 유동은 음원 메카니즘에 기초를 둔 분석만이 출발점의 가치가 있는 것처럼 보이는 강한 음원 메카니즘을 나타낸다.

2.3 소음방사특성 해석

왕복형기관 배기시스템에서 이론적인 분석은 비정상 가스의 배출에 의해 방사된 소음과 관계

된다. 음향 모노폴의 개념에 근거한 모델을 사용하게 되면은 방사 스펙트럼의 특성이 배기시스템 개방단의 질량 유량으로부터 계산이 되어 분석을 수행하게 된다.

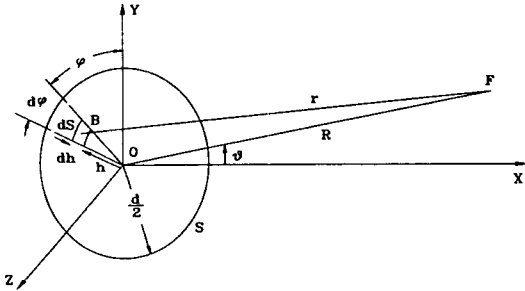


Fig. 3 Geometry of radiation from tail pipe termination

Fig. 3과 같이 음장점 F에서 순간적인 음압 P는 다음과 같이 표현된다.

$$P(R, \theta, t) = j \cdot \frac{\pi f_n d^2}{4R} \cdot \hat{q}_n \cdot e^{j2\pi f_n \left(t - \frac{R}{a_A} \right)} \cdot D_\theta \quad (10)$$

여기서, \hat{q}_n 은 배기관 미관의 말단 평면을 가로지르는 단위면적당 질량플럭스에 대한 n차 주파수 요소의 진폭이다. 그리고, D_θ 는 다음과 같이 정의된 방향함수이다.

$$D_\theta = \left[\frac{2J_1 \left(\frac{\pi f_n d}{a_A} \cdot \sin \theta \right)}{\frac{\pi f_n d}{a_A} \cdot \sin \theta} \right] \quad (11)$$

지면반사효과를 고려하기 위하여 실제음원영역이 지면위에 있기 때문에 가상음원영역을 지면 아래에도 같은 거리에 존재한다고 가정한다. Fig. 4을 보면, 음장점 F는 거리 R과 극각 θ 에서 높이가 H인 파이프 축에 위치된다. 가상음원과 관련된 F'의 위치는 거리 R'와 각 θ' 에 의해 주어진다.

한편, 방사음장의 가상음원 분포는 식(10)에서 R을 R'로 그리고, θ 를 θ' 로 교체함에 의해 얻어진다. 이때 F(음장점)로부터 음장은 주어진 실제음원과 가상음원 영역에 따른 순간적인 음압을 더함에 의해 계산된다.

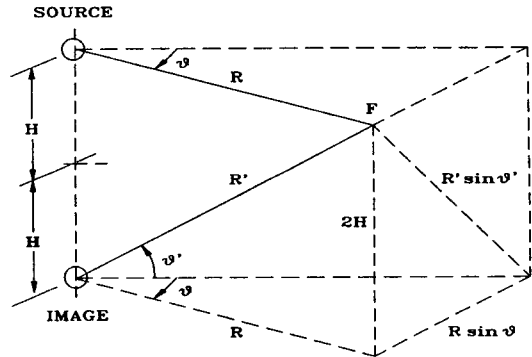


Fig. 4 Geometry of radiation from source and image regions

$$P = \frac{\pi f_n d^2}{4R} \cdot \hat{q}_n \left[j e^{j2\pi f_n \left(t - \frac{R}{a_A} \right)} \cdot D_\theta + j \frac{R}{R'} e^{j2\pi f_n \left(t - \frac{R'}{a_A} \right)} \cdot D_{\theta'} \right] \quad (12)$$

여기서, R, θ' , R, θ , H의 관계는 단순 기하학에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$R' = R \left[4 \left(\frac{H}{R} \right)^2 + 1 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (13)$$

그리고,

$$\sin \theta' = \left[\frac{4 \left(\frac{H}{R} \right)^2 + \sin^2 \theta}{4 \left(\frac{H}{R} \right)^2 + 1} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (14)$$

결과적으로, 음장점에서 실제음압을 얻는데는 식(12)안에 복소함수를 확장시켜 실수부의 표현식을 얻을 필요가 있으며, 이것은 다음과 같이 주어진다.

$$P = \frac{\pi f_n d^2}{4R} \cdot \hat{q}_n \left[\frac{R}{R'} \cdot D_\theta \cdot \sin \frac{2\pi f_n}{a_A} (R' - R) \times \cos 2\pi f_n \left(t - \frac{R}{a_A} \right) - \left(D_\theta + \frac{R}{R'} \cdot D_{\theta'} \times \cos \frac{2\pi f_n}{a_A} (R' - R) \right) \cdot \sin 2\pi f_n \left(t - \frac{R}{a_A} \right) \right] \quad (15)$$

만약, 음압의 n 차주파수에 대한 진폭을 \hat{p}_n 로 나타내어 보면은 다음과 같다.

$$\hat{P}_n^2 = \frac{\pi^2 f_n^2 d^4}{16R^2} \cdot \hat{q}_n^2 \left[D_{\theta^2} + \left(\frac{R}{R'} \right)^2 \cdot D_{\theta^2} + 2 \frac{R}{R'} \cdot D_{\theta} \cdot D_{\theta'} \cdot \cos \frac{2\pi f_n}{a_A} (R' - R) \right] \quad (16)$$

사인곡선 변화의 평균제곱음압 p_{rms} 는 다음에 의해 주어진다.

$$(P_{rms})_n^2 = \frac{(\hat{P})_n^2}{2} \quad (17)$$

이때, 2×10^{-5} 기본음압(dB)에 의한 Root mean square 음압레벨 $(L_p)_n$ (dB)은 다음과 같이 된다.

$$(L_p)_n = 10 \log_{10} \frac{(P_{rms})_n^2}{4 \times 10^{-10}} \quad (18)$$

위 분석을 적용함으로써 단위면적당 질량플럭스 q 는 주어진 배기파이프의 미관 말단에서 Riemann 변수를 사용함에 의해 얻어진다. 즉,

$$q = \frac{\rho A_a A}{\gamma - 1} \cdot (\lambda_T - \beta_T) \cdot \left(\frac{\lambda_T + \beta_T}{2} \right)^{\frac{2}{\gamma - 1}} \quad (19)$$

이고, 완전한 주기를 이루었을 때 q 를 계산하고 결과적인 시간과형을 푸리에분석을 함으로써 요소조화의 진폭 \hat{q}_n 을 얻을 수 있을 뿐만아니라, 상응하는 음압레벨도 식(16)~식(18)에 의해서 얻어진다.

3. 실험장치 및 방법

로터리 밸브는 배기 파이프를 통해 공기를 간헐적으로 유동시킬수 있는 하나의 방법이다. 이것은 과형과 진폭에서 실제 엔진 배기시스템과 같은 맥동압력을 제공해주므로 왕복형엔진과 공기압축기의 흡기 및 배기시스템에서의 맥동류와 터보기관의 비정상 유동원의 연구등을 하는데 사용되어져 왔다^{14,15}. 따라서, 본 실험에서는 지름이 13 mm인 2개의 오리피스와 두께가 12 mm, 피치원의 지름이 200 mm인 디스크 타입의 로타리 밸브를 제작하여 사용하였다. 실험장치의 개략도는 Fig. 5와 같으며, 압축기에서 공급된 공기는 고압챔버 I에서 충분히 안정시킨 후 두 챔버사이의 연결관에 부착된 필터와 압력조절기를 통과하여 고압챔버 II로부터 로터리 밸브를 거쳐서 파이프내로 유동한후 대기에 방출하는 것이다. 이때 실험장치의 작동조건은 디스크의 회전속도를 500 rpm과 1000 rpm으로 작동시켰고, 작동유체는 공기이며, 고압챔버 II의 압력은 4.0 atg로 일정하게 유지하였다.

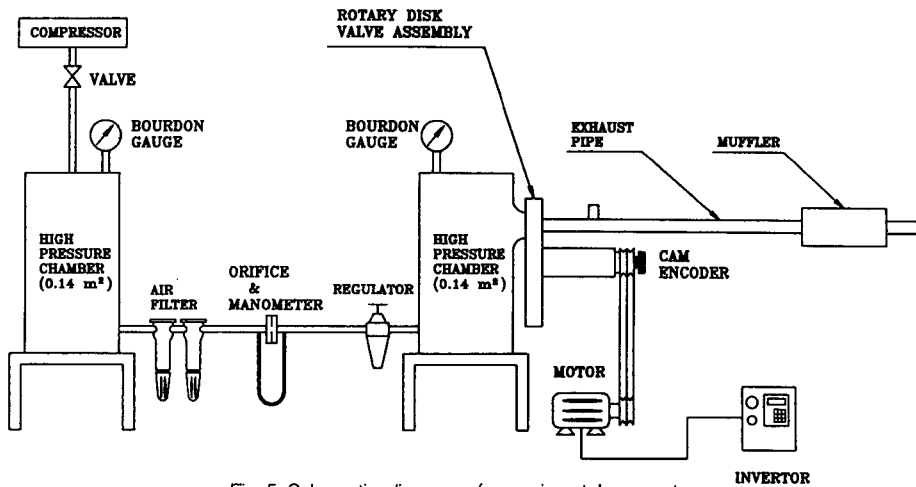


Fig. 5 Schematic diagram of experimental apparatus

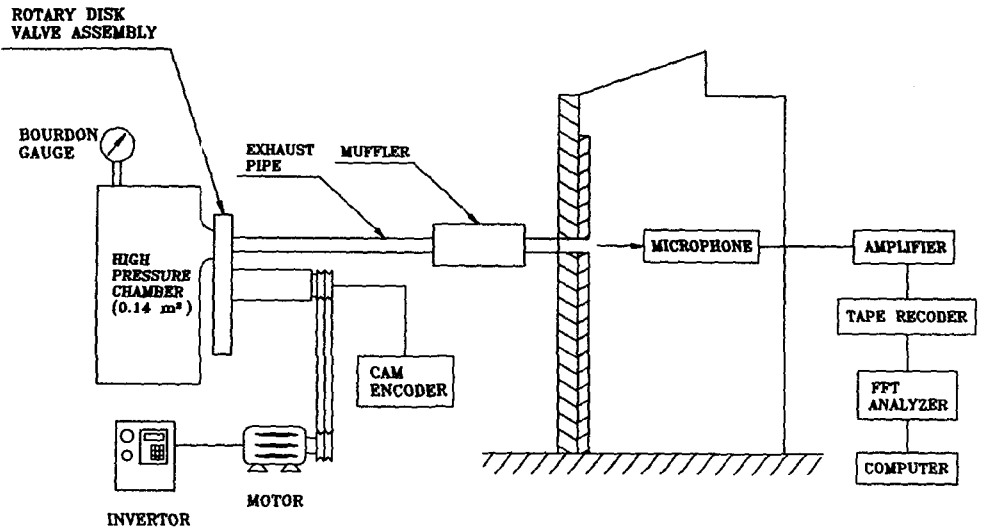
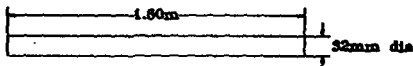


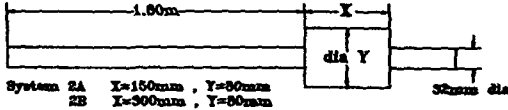
Fig. 6 Radiated noise measurement layout

소음레벨과형은 Fig. 6과 같이 무한배플(Baffle)에 대한 반무향실에서 측정하였으며, 배기시스템의 미관은 지면으로부터 485 mm 떨어지고, 마이크로폰은 미관으로부터 1180 mm 떨어진 곳에서 미관의 축이 수평면과 45°를 이루는 지점에 설치하였다. 그리고 실험에 사용된 배기시스템은 Fig. 7에 나타내었다. 이들 시스템은 실제 자동차 배기시스템에서 사용하고 있는 파이프 두께가 1.6 mm인 연강으로 제작하였다.

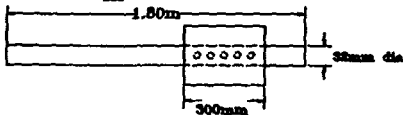
SYSTEM I



SYSTEM II



SYSTEM III



PERFORATED SECTION : 5 ROWS OF 8 x 3.3 mm dia
CHAMBER : 110 mm dia

Fig. 7 Exhaust system configurations

4. 결과 및 고찰

방사소음분석에서 이론적인 결과에 따른 중요한 관점은 일반적으로 소음스펙트럼형상에 영향을 미치는 것은 지면반사의 효과이다. 스펙트럼의 기본적인 구성요소와 넓은 범위에서 고차 하모닉과 로터리 밸브작동속도의 두배가 되는 기본주파수 등이 이루어진다. 지면반사의 결과로서 소음레벨의 증대와 감쇠는 어떤 임계주파수영역에서 발생할 것이다. 이때 모든 결과에서 실선은 실험결과를 나타내고 점선은 계산결과를 나타낸다.

4.1 직선배기관관의 경우

직선배기관일때 단순파이프에 대한 측정과 계산된 1/3 옥타브 소음스펙트럼을 Fig. 8, Fig. 9에 비교하여 나타내었다. 이 경우 이론적인 결과에서 부호A는 배기미관에서 등엔트로피 유입 모델을 사용한 결과이고, B는 단순화된 Borda 노즐분석을 사용한 결과이며, M은 실험결과이다. 이론적인 결과에서 알 수 있듯이 두 개의 서로 다른 개방단 경계조건의 효과는 Fig. 8의 500 rpm을 제외하고는 나타나지 않지만 500 rpm에서 B가 A보다 정확한 결과를 나타내고 있다. 이와같은 경우는 모든 로터리 밸브의 속도에서 이론과 실험의 결과를 비교해 보면 약간의 오차를 발생시키지만 저주파 영역에서는 좋은 상관

관계를 보이고 있음을 알 수 있다. Fig. 8에서 로터리 밸브속도가 500 rpm 일때 지면반사의 효과는 500 Hz 근처에서 나타나고 있으며 이 주파수 이상에서는 진폭의 상관관계가 좋지 않으나 일반적인 스펙트럼의 형태에서 관찰해보면, 2.5 kHz 이하에서는 비교적 정확한 결과를 산출하고, 3.5 kHz 이상에서는 예측된 레벨이 측정된 레벨보다 떨어지는 것을 볼 수 있는데 이것은 난류 유동과 같은 다른 메카니즘이 방사소음에 영향을 미치는 것이라고 생각된다.

Fig. 9의 1000 rpm의 속도에서도 Fig. 8의 500 rpm 속도와 유사한 특징이 나타나고 있으며 이 경우 첫번째와 두번째 조화주파수는 매우 정확하게 예측된다. 전체적으로 이론적인 분석의 결과는 약 1 kHz의 주파수까지 단순파이프의 소음 특성에 대한 비교적 정확한 결과를 나타내지만 고주파 영역에서 로터리밸브의 속도가 증가할수록 오차가 점점 커짐을 볼 수 있는데 이것은 배기파이프 미관의 개방단 평면에서 일정압력으로 가정한데에서 발생한다고 생각된다. 왜냐하면 이러한 조건이 이루어지기 위해서는 압력레벨을 순간적으로 대기레벨로 일치시키는 반사 회박과가 압축파의 도달과 동반되어야만 가능하기 때문이다. 그러나, 이러한 발생을 극히 제한된다. 이것은 파의 경사가 증가할수록 더 중요하게 나타나며 결과적으로 미관의 개방단에서 질량플럭스 파형의 형태는 변할 것이고 이것이 본 연구의 소음분석에서 매우 중요한 파라메타이기 때문에 고주파 영역은 방사소음레벨의 부정확성을 예측할 수 있다.

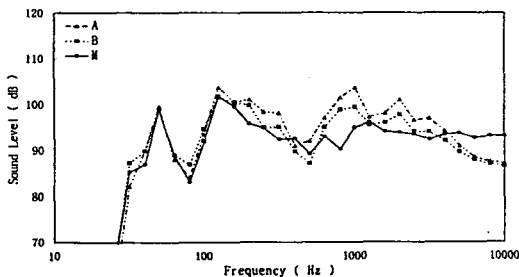


Fig. 8 Comparison of calculated and measured 1/3 Octave noise spectrum for an exhaust system I -500 rpm

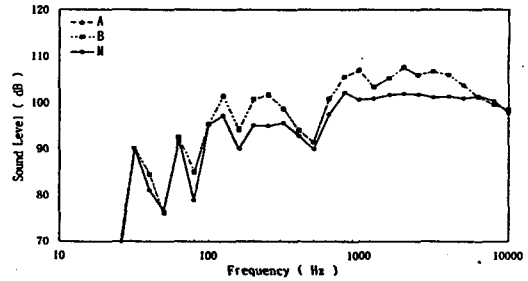


Fig. 9 Comparison of calculated and measured 1/3 Octave noise spectrum for an exhaust system I -1000 rpm

4.2 고압체임버를 갖는 경우

고압체임버를 갖는 경우에 측정과 계산된 1/3 옥타브 소음스펙트럼을 Fig. 10~Fig. 13에 비교하여 나타내었다. 이 경우 이론적인 결과에서 부호C는 일정 압력모델을 사용한 결과이고, 부호D는 등엔트로피 모델을 사용한 결과이며, M은 실험결과이다. 전체적인 실험결과에서 나타나는 특징은 100 Hz~1 kHz의 주파수 범위에서 나타나는 폭넓은 감쇠골이다. 또한 지면반사로 인한 감쇠효과가 500 Hz 영역에 영향을 미치게 되므로 결과의 정확한 해석이 어렵게 된다. Fig. 10에서 500 rpm일때 단순파이프에 부착된 가장 작은 확장실 시스템2A에서 고려할 만한 감쇠가 생성되는데 이것은 500 Hz의 최소 소음레벨 지점에서 단순파이프와 비교하면 약 10 dB가 넘는 감쇠가 얻어짐을 알 수가 있다. 또한 챔버 길이가 증가하는 시스템2B로부터 최소 소음레벨의 주파수가 400 Hz로 이동하는 것을 볼 수 있으며 이러한 효과는 소음기 요소의 하나인 단순확장실의 성질을 설명하고 주파수가 이동하는 것은 감쇠특성이 유사함을 알 수 있다. 이와같이 모든 실험결과로부터 두 번째의 감쇠영역은 지면반사 효과에 의해 영향을 받는 1 kHz 주파수 이상에서 관찰된다. 시스템 2A와 2B에서 스펙트럼 D가 C보다 정확성이 양호하지만, 단순파이프의 결과와 비교해 볼 때 1 kHz 이상의 주파수에서 이론적인 소음레벨이 명백하게 떨어지는 것을 나타내고 있다.

4.3 다공형 고압체임버를 갖는 경우

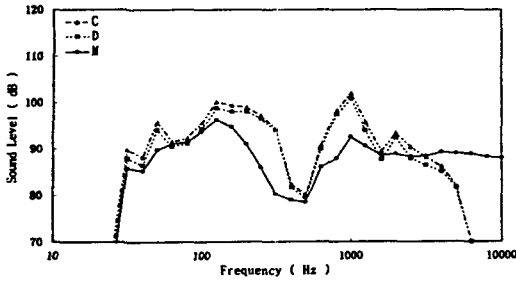


Fig. 10 Comparison of calculated and measured 1/3 Octave noise spectrum for a exhaust system II(2A)–500 rpm

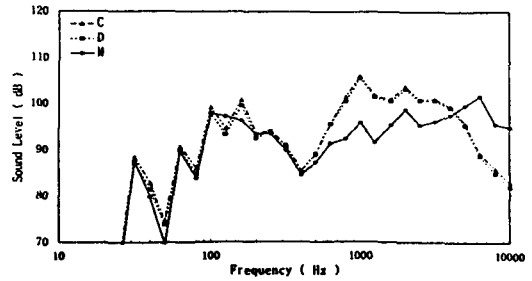


Fig. 13 Comparison of calculated and measured 1/3 Octave noise spectrum for a exhaust system II(2B)–1000 rpm

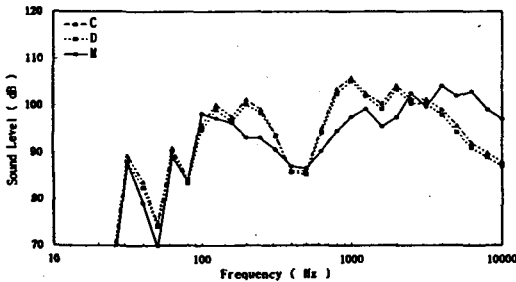


Fig. 11 Comparison of calculated and measured 1/3 Octave noise spectrum for a exhaust system II(2A)–1000 rpm

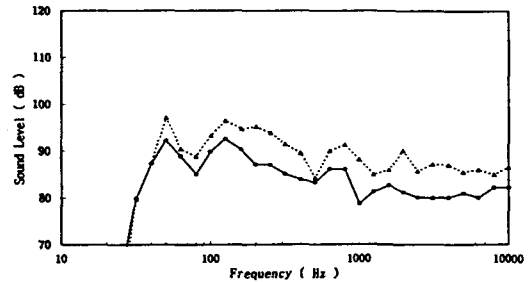


Fig. 14 Comparison of calculated and measured 1/3 Octave noise spectrum for a exhaust system III–500 rpm

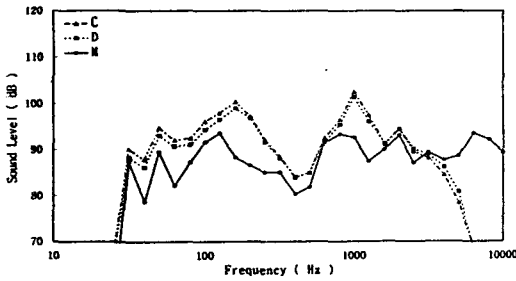


Fig. 12 Comparison of calculated and measured 1/3 Octave noise spectrum for a exhaust system II(2B)–500 rpm

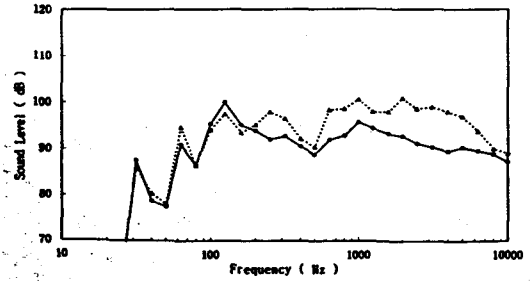


Fig. 15 Comparison of calculated and measured 1/3 Octave noise spectrum for a exhaust system III–1000 rpm

다공형 고압채임버를 부착했을 때 측정과 계산된 1/3 옥타브 소음스펙트럼을 Fig. 14, Fig. 15에 비교하여 나타내었다. 단순파이프에서 측정된 결과와 비교해 보면 Fig. 14의 500 rpm과 Fig. 15의 1000 rpm에서 100 Hz 이상에서 소음 레벨의 상당한 감쇠가 이루어짐을 알수가 있다. 또한, Fig. 14의 500 rpm에서 감쇠가 초기의 지면반사가 최소로 접근될 때 점차적으로 증가함

을 나타내고 있다. 한편, 단순파이프와 비교해서 10 dB 이상의 감쇠가 얻어지는 315 Hz 주파수에서 감쇠폭이 확장되지만, 이 주파수 이상의 레벨은 5 dB에서 6 dB까지 변하고 고주파수로 갈수록 점차 감소된다. Fig. 15의 1000 rpm의 속도에서 감소가 125 Hz에서 시작되고 1 kHz까지는 5 dB이 감소되지만 1 kHz 이상에서 일반적인 감쇠는 약 8 dB 정도로 나타난다. 전체적인 실험결

과를 고찰해 볼 때 구멍의 제한된 수만이 이론적 계산에 용이하게 사용되기에 다공형 부분에 의해 생성되는 감쇠는 매우 중요하다. 전체적으로 단순파이프의 결과와 비교해 볼 때 유사한 경향이 관찰된다.

5. 결 론

기관 배기시스템의 소음에 관한 수치해석의 하나인 특성법에 다양한 배기시스템 구성요소의 경계조건을 포함시키므로써 배기시스템의 가스 유동에 대한 1차원분석에 의해 방사소음을 계산하고 이론의 타당성을 검증하기 위하여 로터리벨브 시뮬레이터를 제작하고, 실험적으로 측정하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 이론적인 결과와 실험적인 결과사이의 비교는 이론적인 분석에 사용된 단순화에 따라 약간의 오차를 발생시킴을 볼 수 있으며 이것은 유동에서 엔트로피 변화를 고려하지 않은 것에 기인한다고 할 수 있다.
- 2) 방사소음의 측정과 계산된 결과사이의 비교를 통해서 소음스펙트럼의 일반적인 형태는 지면반사에 대해 크게 영향을 받는 것을 알 수 있었다.
- 3) 소음 예측의 정확한 결과는 1kHz 주파수 이하에서 얻어졌으며, 정확도는 배기시스템의 분석에 의해 영향을 받는다는 것을 알 수 있었다. 이러한 결과는 3.5kHz이상의 부분에서 예측된 레벨이 측정된 레벨보다 떨어지는 것을 볼 수 있는데 이것은 난류유동과 같은 다른 메카니즘이 방사소음에 영향을 미친다는 것을 알 수 있었다.
- 4) 전체적으로 볼 때 이론과 실험 결과 사이에 좋은 상관도가 있음을 알 수 있었으며 보다 더 정확한 경계조건이 확립이 필요하다고 생각된다.

참 고 문 헌

- 1) G.W. Stewart, "Acoustic Wave Filters.", *Phy. Rev.*, Vol. 20, p. 528, 1922.
- 2) G.W. Stewart and R.B. Lindsay, "Acou-

stics", New York, D. Van Nostrand, 1930.

- 3) D.D. Davis, G.M. Stokes, D. Moore, and G.L. Stevens, "Theoretical and Experimental Investigation of Mufflers.", NACA Report No. 1192, 1954.
- 4) M.J. Crocker, "Internal Combustion Engine Exhaust Muffling.", *Noise-Con 77 Proceedings*, George C. Maling, Jr., Ed., pp. 331~358, 1977.
- 5) L.J. Eriksson, "A Review of Recent Progress in Exhaust System Design.", S.A.E Paper No. 820622, 1982.
- 6) A.D. Jones, "Modelling the Exhaust Noise Radiated from Reciprocating Internal Combustion Engines-A Literature Review.", *Noise Control Engineering Journal*, 23(1), pp. 12~31, 1984.
- 7) R.S. Benson et. al., "A Numerical Solution of Unsteady Flow Problems", *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 6, pp. 117~144, 1964.
- 8) G.P. Blair, "An Alternative Method for the Prediction of Unsteady Gas Flow Through the Internal Combustion Engine", S.A.E. Technical paper No. 911850, 1991.
- 9) J.A. Owczarek, "Fundamentals of Gas Dynamics", International Textbook Co., 1964.
- 10) G.P. Blair and J.R. Goulburn, "Pressure-Time History in the Exhaust System of a High-speed Reciprocating Internal Combustion Engine", S.A.E. Transactions, Vol. 76, Paper No. 670477, 1967.
- 11) N. Curle, "The Generation of Sound by Aerodynamic Means.", *J. Roy. Aero. Soc.*, Vol. 65, p. 726, 1961.
- 12) R.J. Richards and D.J. Mead, "Noise and Acoustic Fatigue in Aeronautics.", New York, John Wiley, 1968.
- 13) P.M. Morse and K. Uno Ingrad, "Theoretical Acoustics.", New York, McGraw-Hill, 1968.
- 14) R.S. Benson and A. Whitfield, "An Experimental Investigation of the Non-

Steady Flow Characteristics of a Centrifugal Compressor”, Proc. I. Mech. E., Vol. 180, Part I, pp. 1~20, 1965~1966.
15) T. Miyashita, T. Tomita, and O. Ishihara,

“Performance of Radial Turbine Under Unsteady-Flow Conditions”, Ishikawajima Harima Giho, Vol. 13-3, pp. 259~269, 1975.