

<論 文>

평균유동이 있는 단순확장관의 기하학적 형상이
음향학적 특성에 미치는 영향
—실험적 고찰—

홍경섭* · 김양한** · 곽윤근** · 김광식***

(1987년 12월 31일 접수)

The Effect of Geometries on Acoustical Characteristics
of Simple Expansion Chamber
—Experimental Study—

Kyung Sup Hong, Yang-Hann Kim, Yoon Keun Kwak and Kwang Sik Kim

Key Words : Acoustical Characteristics of Silencer(소음기의 음향학적 특성), Transmission Loss(투과손실), Mean Flow(평균유동)

Abstract

The acoustical characteristics of silencer has been investigated by experimental methods. The relations between various geometrical parameters, i.e. length, diameter, offset and twisting angle of silencers and transmission loss have been studied. The effect of mean flow on the transmission loss was also investigated. Results show that experimental decomposition of flow and sound is possible. Experimental results which take into account for the effect of mean flows provide the accurated data which have not been found in the literature.

1. 서 론

자동차 소음은 도시 소음원의 주된 요소로 등장하고 있으며, 차량의 승차감을 저해하는 요인이 된다. 또한 차량의 고출력화에 따라 기관의 소음 발생은 증대되어 가고 있다. 기관배출 소음의 원인으로는 혼합기체의 유동, 연소, 기계적 작동을 들 수 있고, 이중에서도 기관의 배기 소음의 감소는 전체적인 기관 배출소음을 저하시키는 매우 중요한 요인이 된다. 이러한 배기 소음을 감소시킬 목적으로 오랜동안 소음기가 사용되어져 왔으며, 그 구성은

확장관(expansion chamber), 공극관(perforated tube), 격자(plug), 흡음재등으로 이루어져 있다.

소음기의 확장관은 기본적으로는 Helmholtz Resonator로서의 역할을 하는 것으로 생각되나, 고차 모드 음파 전달 해석에 있어서 불충분하므로 El-Sharkawy and Nayfeh⁽¹⁾에 의해 소개된 방법이 보다 엄밀한 해를 줄 수 있다. 그 외에 Eriksson⁽²⁾은 원관내에서의 고차 모우드의 영향에 대해서 연구하였으며, Prasad and Crocker⁽³⁾는 자동차 배기기관으로부터 방출되는 음압의 예측 방법을 제시하였다.

그 외에 소음기에 관한 다각적인 연구가 진행되어 왔으나 이에 대한 연구는 극히 미약하다. 또한 현재까지의 실험 결과들을 정리하여 보면 거의 대부분이 평균유동혹은 온도구배가 없는 경우의 투과

*한양대학교 대학원

**정회원, 한국과학기술대학 기계·재료공학부

***정회원, 한양대학교 공과대학 기계공학과

손실(transmission loss)을 측정할것이며 체계적인 정리가 되어 있지 않다. 따라서 소음기의 기하학적 인 형상에 따른 전달감소의 주파수 대역별 변화, 평균유동의 영향, 소음기의 입·출구관에 의한 통과손실의 변화등이 체계적인 실험을 통하여 밝혀져야 한다.

본 논문에서는 이러한 관점에서 기존 자동차 소음기를 모델로하여 여러가지로 형상을 변화시켜가면서 음향학적인 소음감소특성을 실험적으로 해석하였다. 또한 자동차에 부착되는 소음기는 배기가스의 유동이 있는 상태에서 음파의 대류현상이 존재하므로 이에 대한 모델로서, 공기 유동이 있는 경우에 대하여 각종 소음기 모델의 소음 감소 특성을 유동속도별로 측정하여 해석하였다.

2. 이론적 배경

2.1 원통형 단순확장관의 음향학적 특성

원통형 단순확장관(simple expansion chamber)은 소음기로서 가장 단순한 형상이지만, 소음기의 기본형상이며 소음기의 음향학적 특성에 대해 많은 정보를 제공하여 준다.

확장관의 입·출구관의 직경은 확장관의 직경에 비해 상당히 작으므로 입·출구관 근처의 기체는 확장관 내부의 기체에 비해 상대적으로 단단하고 가볍게 움직인다고 볼 수 있다. 따라서 확장관 내부의 기체에 대해 입구와 출구는 마치 피스톤처럼 운동하는 것으로 가정할 수 있다. 확장관의 운동이 입·출구에서의 압력과 운동에 미치는 상호관계는 사단정수(four-pole parameter)로 표시할 수 있다. 그러므로 사단정수를 알면 확장관에 의한 입·출구간의 음파전달율을 알 수 있다. 이러한 사단정수를 원관내에 평균류와 선형적인 온도구배가 있을 때 평면파만을 고려하여 Prasad와 Crocker⁽³⁾, Munjal과 Prasad⁽⁴⁾가 구한 바 있으며, Ih⁽⁵⁾는 평균류가 있을 때 고차 모우드를 고려한 확장관의 사단정수를 구하였다.

한편 원관내의 음파는 Fig. 1과 같은 여러가지 고차 모우드의 한 형태로서 전파하게 되는데 각각의 고차 모우드는 어떤 주파수 이하에서는 그 모우드로써 관내를 전파하지 못하는 주파수를 갖게 되며 이를 cutoff주파수라 한다.

Fig. 1과 같은 경우 원주방향으로 m 개의 nodal circle을 갖는 모우드를 모우드(m, n)이라 하면,

이들의 cutoff주파수는 다음과 같이 주어진다.

$$f_c = \lambda_{mn} c / \pi D \quad (1)$$

여기서 D 는 원관의 직경이고, c 는 음파의 속도, λ_{mn} 은 원관에 대한 파동 방정식의 반경방향해인, Bessel 함수의 1차 미분치를 영으로 하는 값들이다.

즉,

$$J'_m(\lambda_{mn}) = 0 \quad (2)$$

이다. 이들 λ_{mn} 의 값들은 Fig. 1의 각 모우드의 하단에 나타난 값들이며, 식(1)로부터 알 수 있듯이 원관의 직경이 커질수록 고차 모우드가 전파할 수 있게 되는 cutoff주파수는 낮아지게 된다. m 과 n 이 모두 영인 경우는 확장관 내를 전파하는 파동이 평면파, 즉 1차원적인 경우이다. 따라서 확장관의 길이와 길이 방향으로 진행되는 음파의 파장은 소음기의 특성을 지배하게 된다. 길이 방향으로 진행되는 파장의 길이를 λ , 확장관의 길이를 L 이라 하면 $\lambda/4$ 의 홀수배에 해당하는 음파들은 확장관을 통과하지 못하게 되고 $\lambda/2$ 의 정수배에 해당하는 음파들의 확장관을 변화없이 통과하게 된다.

전자의 경우에 해당하는 주파수를 f_{max} , 후자에 해당하는 주파수를 f_{min} 이라 하면, 다음과 같은 식이 성립된다.

$$\begin{aligned} f_{max} &= (2n-1)c/4L \\ f_{min} &= nc/2L, \quad n=1, 2, 3\cdots \end{aligned} \quad (3)$$

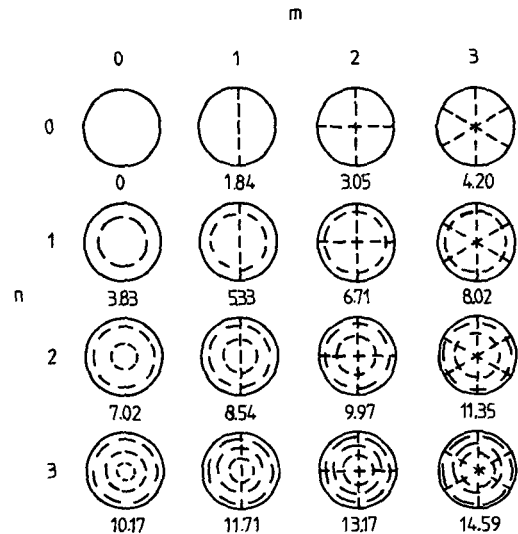


Fig. 1 Pressure nodal lines across a section of duct(number listed beneath each cross section is the value of X_{mn} for that mode)

고차 모우드로 전파되는 경우는 확장관의 단면방향으로 여러 형태의 모우드를 가지고 전파하는 경우이다. 따라서 확장관 입·출구의 위치 및 상대적인 각도가 전달음파의 특성에 영향을 미친다.

2.2 평균유동과 온도분포의 영향

평균유동이 있는 경우는 원통형 단순확장관 내부의 음향학적 특성 외에 유동속도와 음속의 비, 즉 마하수가 관여한다. 평균유동의 방향은 주로 축방향 또는 축방향에 근접한 방향이라고 생각할 수 있으므로 평균유동의 영향은 축방향 특성에서 나타난다. 원관내에 평균유동이 있을 때 고차 모우드의 cutoff 주파수는 마하수 M 에 대해 $(1-M^2)^{1/2}$ 만큼 낮아진다는 것이 알려져 있다⁽⁴⁾. 이것은 평균 유동의 음파전달에 대한 대류현상으로 설명된다.

또한 확장관의 단면 방향으로 유동이 어떠한 변화를 가지고 있을 때 발생할 수 있는 현상으로서 굴절현상이 있다. 즉 확장관 내부에서 음파의 진행 방향과 유동의 방향이 동일한 경우, 음파는 확장관의 외벽을 향하게 굴절되고, 방향이 반대일 경우는 확장관의 중심을 향하게 굴절되는 현상이다. 이러한 현상은 소음기의 경우에는 유동의 평균 구배가 지극히 작기 때문에 일반적으로 무시될 수 있다. 이러한 유동의 구배에 의한 음파의 영향보다는 유동에 의하여 확장관 내부에서 발생하는 소음의 영향이 소음기의 경우에는 상대적으로 크다. 즉 단순 확장관의 경우는 확장관의 입·출구에 존재하는 기하학적 불연속에 의하여 유동의 박리 및 와류에 의한 소음발생이 따르게 된다. 이러한 원치 않은 소음은 특히 소음기 실험의 경우 계측기 및 센서의 선정에 많은 영향을 미치게 된다.

한편 소음기내에 온도구배가 있을 경우 이에 대한 영향은 이론적으로는 평균유동의 영향과 유사하다. 소음기내의 위치에 따른 온도 변화는 매질의 밀도의 변화 및 소음기의 각 구간의 음파의 위상속도가 달라지게 되므로 이는 유동으로 인한 위상속도의 변화와 개념적으로 같다.

2.3 삽입손실과 투과손실

소음기의 성능을 평가하는 양으로서 보편적으로 사용되는 것은 삽입손실(insertion loss; IL)과 투과손실(transmission loss; TL)이 있다. IL 는 배기관 후방의 한 점에서 측정된 소음 레벨이 소음기 부착 전, 후에 나타내는 차이로써 정의된다. TL

은 소음기 입구에 입사된 음향파위와 출구에서 소음기 외부로 전달된 음향파위의 비를 dB 로 표현한 양이다. TL 을 주파수 함수로 나타내고, 입사음압을 $P_1(f)$ 출구음압을 $P_2(f)$ 라 하면 다음과 같이 표현된다.

$$TL(f) = 20 \log_{10} |P_1(f)/P_2(f)| \quad (4)$$

윗 식에서 알 수 있듯이, TL 은 단순히 확장관의 특성을 표현하며, 입사음 및 출구음에 존재하는 임피던스(impedance)의 부정합에 의한 반사음과 무관하여야 한다. 투과손실을 소음기의 전달함수 $H(f)$ 로 표시하면 다음과 같다.

$$TL(f) = 20 \log_{10} |1/H(f)| \quad (5)$$

TL 의 측정은 IL 을 측정하는 것에 비해 어렵지만 소음기의 음향학적 특성을 설명하기 쉽고 이론적으로 예측 가능하다는 장점이 있다. 본 연구는 소음기의 성능평가 양으로써 TL 를 측정하고 이를 바탕으로 소음기의 음향학적 특성을 해석하였다.

3. 실험 및 데이터 처리

3.1 실험장치 설계

(1) 송풍기(blower) 및 무반사장치(anechoic terminator)

본 연구에서는 소음기내에 평균유동을 주기 위하여 EG & G의 Cyclonair를 사용하였다. 실험에 사용된 송풍기는 최대 토출 압력이 5psi, 최대체적속도가 500cfm이고 구동 모터는 3상 유도 전동기 형이며, 동일한 출력(2HP)을 가진 다른 형에 비하여 진동이나 소음이 적다. 또한 유동속도를 조절하기 위하여 두대의 variac을 이용, 입력전압을 조정하여 속도를 변화시켰다. 송풍기의 구동으로 발생하는 기계적 잡음은 송풍기의 도출구 선단에 길이 1m, 두께 10cm의 유리섬유를 이용한 소음 감쇄기를 제작하여 설치하였다(Fig. 2).

한편 본 연구에서 측정코자 하는 것이 TL 이므로, 소음기 출구관을 통해 밖으로 방사되는 음이 다시 소음기 내부로 반사되지 않도록 하기 위하여, 지수함수적인 단면형태를 갖는 혼(horn)을 이용하여 소음기 출구관에서 음향 impedance의 부정합으로 인한 반사 음압을 최소한으로 줄이고 입구관으로 입사된 음향파위와 출구관으로 전달된 음향파위와의 비로써 정의되어지는 TL 의 측정조건을 만족시키게 하였다. 설계 제작된 무반사 장치(ane-

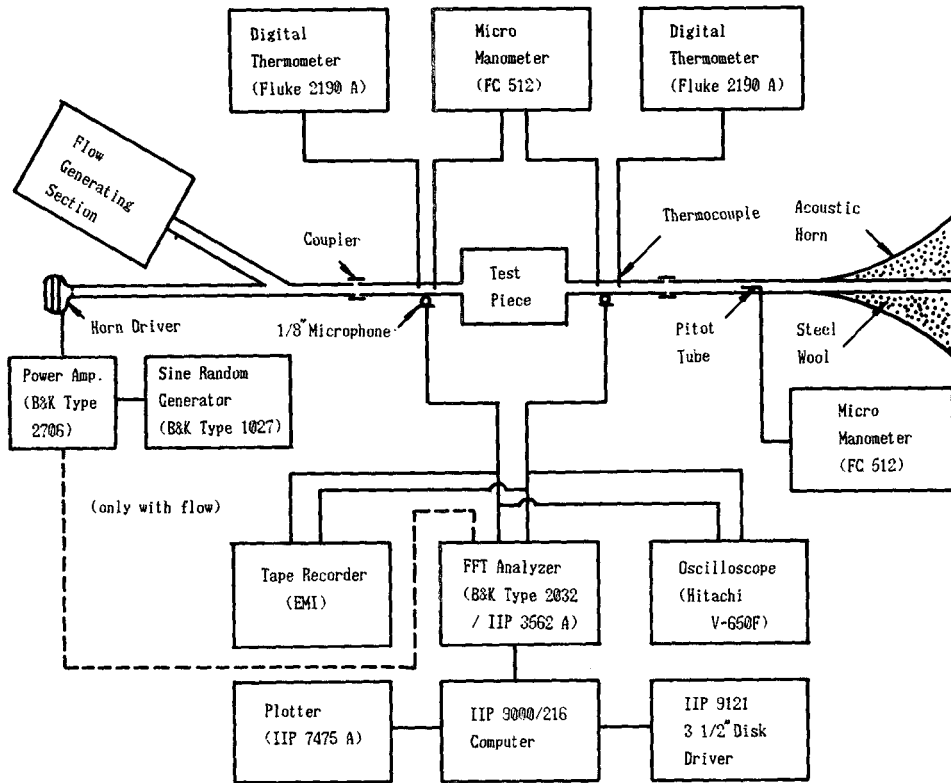


Fig. 2 Schematic diagram of measurement set-up

choic termintor)는 2500Hz에서 반사계수(reflection coefficient)를 약 96%감소시켰으며 낮은 주파수로 갈수록 감소율이 적어지나 (0-1600Hz 사이에서는 67% 감소) 관심 주파수 대역인 6.4kHz을 고려하면 만족할 만하다.

(2) 음원(Sound Source) 및 마이크로폰

본 실험에서 소음기내에 음파를 주기 위하여 음원으로 무빙코일(moving coil)형의 혼드라이버(horn driver)를 이용하여 소음기 입구관에 나란하게 음을 방사시켰다. 이 혼드라이버로 낼 수 있는 최대음향과위는 165dB, 최소 140dB정도로써 유동이 없을 경우 실내의 암소음이 최고 90dB, 유동이 있을 경우 그로 인한 소음기 내부의 난류 잡음 레벨이 최고 120dB이었으므로 충분한 S/N 비(신호대 잡음비)을 얻을 수 있었다.

한편 TL은 두 개의 1/8inch 콘덴서 마이크로폰(KUC 1333)을 이용하여 측정하였다. 마이크로폰은 pistonphone(B & K Type 4220)을 사용해서

520Hz, 124dB(re. 20μPa) 정현파 신호를 이용하여 교정한 후 소음기 입·출구관내에 발생할 수 있는 정상파의 모드 부분을 피할 수 있는 위치에 설치하였다. 또한 마이크로폰의 지향성을 무시할 수 있는 주파수 범위는 $k\alpha_h$ (k =파수, α_h =다이아프램의 반경)가 0.4이하이어야 하는데⁽⁶⁾ 사용된 마이크로폰의 다이아프램(diaphragm)의 반경이 약 1.5mm로써 관심 주파수 영역 6.2kHz 내에서는 지향성을 무시할 수 있다.

3.2 실험장치 및 방법

소음기의 TL의 측정은 음파만 있는 경우의 측정과 일정속도의 공기유동과 음파가 있을 때의 측정 두가지로 대별되는데 실험장치는 이 두가지 경우의 실험을 쉽게 할 수 있도록 Fig. 2와 같이 구성하였다. 음파만 있는 경우는 소음기에서의 압력강하, 온도, 유동속도를 측정하는 장치는 사용되지 않았다. 음원으로부터 발생시키는 음파는 유동이

없을 경우 확대역 백색 잡음을 사용하였고, 유동이 있을 경우는 난류 잡음에 대한 S/N비를 향상시키기 위해 특정주파수에 음향출력 파워를 집중시켜 방출할 수 있는 정현파 소인(sine sweep) 방법을 이용하였다. 유동이 있을 경우는 이중 스펙트럼 해석기(B & K Type 2032)에서 정현파 소인 기능이 있는 HP 3562A 다이내믹 신호 해석기로 바꾸어 실험하였다.

유동이 없는 경우에는 마이크로폰을 통하여 포착된 신호를 측정용 녹음기에 기록함과 동시에 FFT를 통해 분석한 후 측정결과와 비교등을 용이하게 하기 위해 전산기로 전송하여 3 1/2" 플로피 디스크에 저장하였다. 유동이 있을 때는 트리거링(triggering)의 어려움으로 측정용 녹음기에 기록하지는 않았다.

실험대상으로 삼은 소음기는 길이와 직경, 입·출구관의 윗셋, 입·출구관의 비틀림 각 등을 여러가지로 변화시키며, 다양한 형태의 조합가능한 모델에 대해서 TL을 측정하였다. 한편 평균유동에 의한 영향을 알아보기 위해 유동속도를 20, 35, 50 m/s로 변화시켜가며 측정하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 음파만 있는 경우

(1) 소음기 길이의 영향

평면파 이론에 의하면⁽⁶⁾ 식(3)과 같은 주파수에서 최대 전달감소(TL_{max})와 최소 전달감소가 일어난다. Fig. 3을 보면 첫번째 TL_{max} 와 TL_{min} 이 각각 600Hz와 1.2kHz 근방에서 나타남을 볼 수 있는데, 이는 식 (3)에서 $n=1$, $c=344\text{m/s}$ 일 때 이론값 $f_{max}=573\text{Hz}$, $f_{min}=1.14\text{kHz}$ 와 잘 일치한

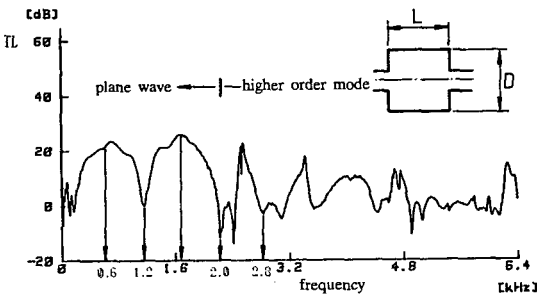


Fig. 3 Transmission loss of simple expansion chamber ($D=150\text{mm}$, $L=150\text{mm}$, center-center)

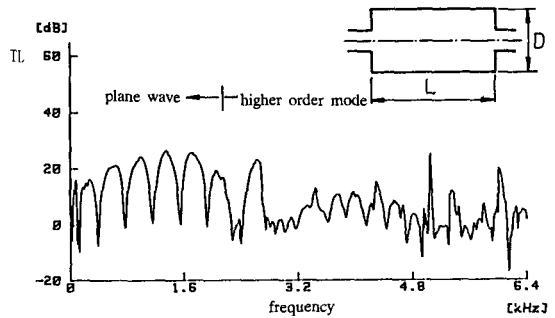


Fig. 4 Transmission loss of simple expansion chamber ($D=150\text{mm}$, $L=450\text{mm}$, center-center)

다. Fig. 4의 경우 길이 L 이 3배로 늘어나면서 평면파를 나타내는 산들의 주파수 폭이 1/3로 줄어든 것을 볼 수 있다. 즉 TL_{max} 와 TL_{min} 이 나타나는 주파수는 소음기 길이에 반비례함을 알 수 있다.

(2) 소음기 직경과 면적비의 영향

Fig. 5를 보면 길이가 같고 직경이 다른 경우의 Fig. 3에 비해 더욱 낮은 주파수에서 고차 모우드 가 발생한 것을 알 수 있다. 입·출구관이 concentric한 경우 2장에서 언급한 고차 모우드를 가운데 $m=0$ 인 모우드만이 소음기내를 전파하게 된다. (0, 1) 모우드에 해당하는 cutoff 주파수는 식(1)로부터 $D=150, 300\text{mm}$ 일 때 각 2.8kHz와 1.4kHz이며 Fig. 3과 Fig. 5를 비교하여 보면 각 주파수에서 TL곡선에 골이 나타나는 것으로부터 알 수가 있는데 이는 고차 모우드가 소음기내를 전파함으로 해서 TL이 저하되기 때문이다. 또한 $D=300\text{mm}$ 인 Fig. 5의 TL이 $D=150\text{mm}$ 인 Fig. 3에 비해 TL_{max} 이 약 12dB 정도 높게 나타난 것을 볼 수 있는데 이는 다음과 같은 평면파 이론으로부터 주어지는 다음 식으로 설명되어진다.

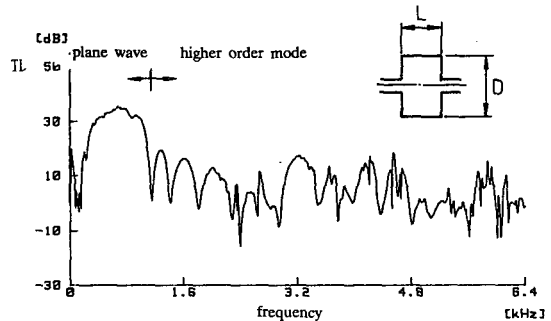


Fig. 5 Transmission loss of simple expansion chamber ($D=300\text{mm}$, $L=150\text{mm}$, center-center)

$$TL = 10 \log_{10} \{ 1 + 1/4 (r - 1/r)^2 \sin^2 kL \} \quad (6)$$

여기서 r 은 소음기의 단면적과 입·출구관의 단면적의 비인 면적비(area ratio)를 나타내는 것으로 $D=150\text{mm}$ 인 경우 $m=15.6$, $D=30\text{mm}$ 인 경우는 $m=62.3$ 이었다. TL_{max} 는 첫번째의 경우가 17.8775dB 이고 두번째의 경우가 각각의 29.8714dB 이다. 따라서 그 차이는 11.994dB 로서 실험결과와 일치한다.

(3) 소음기 형상비의 영향

소음기의 길이와 직경에 대하여 형상비(aspect ratio = L/D)를 정의하면 Fig. 3과 Fig. 6에 해당하는 소음기는 길이와 직경은 다르나 형상비는 같게 된다. 두 그림으로부터 알 수 있듯이 형상비가 같을 경우 TL 의 전체적인 특성은 아주 유사함을 알 수 있다. 또한 Fig. 3~6을 보면 제1고차 모우드가 나타나기 이전의 주파수 대역에서 산의 수는 대개 형상비의 두배임을 알 수 있다. 이를 정량적으로 증명해보면 입·출구관이 동일축상에 있는 경우 제1고차 모우드인 (0, 1)모우드가 나타나기 이전의 주파수 대역은 식(1)로부터

$$f < 3.83 \times c / \pi D \quad (7)$$

가 되며 식(7)에 $k=2\pi f/c$ 의 관계와 TL_{min} 이 나타나는 조건식 $KL=n\pi$ 를 대입하면

$$n < 2 \times 3.83 / \pi L / D = 2.44 \times L / D \quad (8)$$

을 얻었다.

이 형상비와 전달감소의 산의 갯수와의 관계는 실질적으로 소음기를 설계할 때 편리한 척도가 되리라 본다. 물리적으로는 형상비가 무한대에 수렴할 때 산의 갯수도 무한대에 수렴하게 되고, 이 경우는 직관의 전달감소에 나타나는 산의 갯수와 일치한다. 또한 형상비가 0에 가까이 갈 경우는 직경

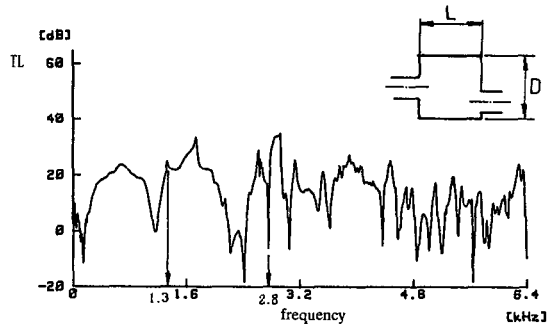


Fig. 7 Transmission loss of simple expansion chamber ($D=150\text{mm}$, $L=150\text{mm}$, center-center)

이 길이에 비하여 무한히 큰 경우이며, 따라서 모든 주파수 영역에서 고차 모우드가 나타날 것이다.

(4) 입·출구관의 윗셋에 의한 영향

Fig. 7은 출구관만이 윗셋되어 있는 경우의 TL 을 보여준다. 이 경우도 $m=0$ 인 경우의 모우드만이 소음기내를 전파하게 되는데 동일축상에 있는 형태에 대한 Fig. 3과 비교해 보면 1.3kHz 근방에서 TL 의 변화가 생긴 것을 볼 수 있다. 1.3kHz 는 $m=1$ 인 (1, 0) 모우드에 해당되는 주파수이나 그 영향은 매우 작음을 알 수 있다. Fig. 3을 보면 2.8kHz 근방에서 (0, 1)모우드의 발생으로 TL 에 굴이 생긴 것을 볼 수 있으며 고주파수 부근에서 전체적인 TL 이 향상된 것을 알 수 있다. Fig. 8은 입·출구관이 윗셋되어 있고 서로 어떤 각도를 이룰 때 그에 대한 TL 곡선이다. 이 경우는 입·출구관이 윗셋되어 있고 서로 어떤 각도를 이룰 때 그에 대한 TL 곡선이다. 이 경우 입·출구관의 비틀림 각도의 위치로 인하여 발생한 경계조건을 만

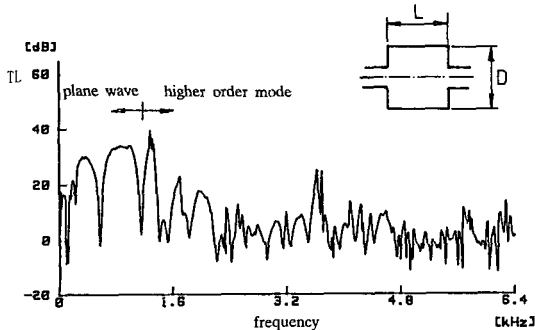


Fig. 6 Transmission loss of simple expansion chamber ($D=300\text{mm}$, $L=300\text{mm}$, center-center)

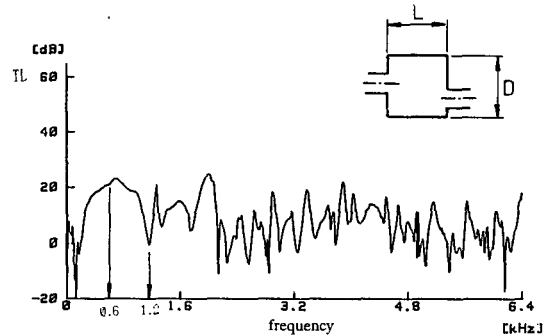


Fig. 8 Transmission loss of simple expansion chamber ($D=150\text{mm}$, $L=150\text{mm}$, 120° twisting angle and offset)

측하는 모우드가 존재하게 된다. Fig. 3과 Fig. 8을 비교하여 보면 1200Hz이하의 TL은 동일하나 그 이상의 주파수 대역에서는 상이한 TL을 보여주고 있다. 즉 그림 1에서 m 방향의 모우드가 기여하여 전체적인 TL을 변화시키고 있다. 이 경우 $m=0$ 가 아닌 고차 모우드들도 소음기내를 전파할 수 있으므로 앞서의 동일 축상에 있는 경우보다 저주파(1.2~2kHz)에서의 TL이 저하된 것을 알 수 있다.

4.2 유동이 있는 경우

Fig. 9, 10은 유동속도를 각각 20, 35, 50m/s로 하였을 때의 TL을 보여준다. 이것은 같은 모델인 유동이 없는 경우의 Fig. 4와 비교해서 전체적인 TL의 변화는 거의 없음을 알 수 있다. 다만 골또는 산이 나타나는 주파수가 저주파수 쪽으로 조금씩 편위된 것을 볼 수 있다. 이는 마하수의 증가에 따라 유동으로 인한 대류현상으로 인하여 음파의 파수가 감소함으로써 생기는 결과이나 그 영향은 아주 미약함을 알 수 있다. 이러한 현상을 구체적으로 확인하기 위하여 직관에 음원과 평균을 유동을 가하여 실험을 하였다. 직관의 한쪽단에 전술한 나팔형의 무반사 장치를 부착하였고 다른 한쪽단에는 Fig. 2와 같이 혼 드라이버와 송풍기를 설치하여 음원과 평균유동을 가하였다. 직관을 설치한 이유는 이상적인 무반사 처리가 된 직관의 경우, 고차 모우드는 전혀 나타나지 않을 것이나 무반사 장치의 한계성으로 인하여 매우 높은 주파수에서 고차 모우드의 발생이 가능하고 또한 이러한 고차 모

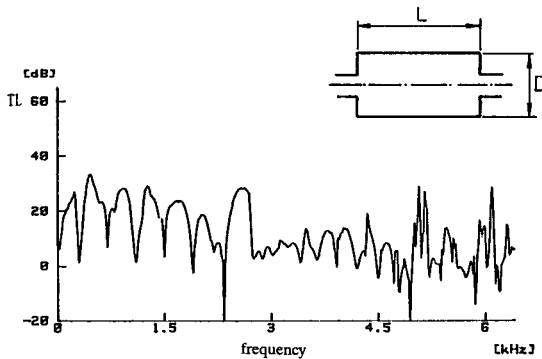


Fig. 9 Transmission loss of simple expansion chamber flow velocity=20m/s ($D=150$ mm, $L=450$ mm, center-center, mean flow velocity=20m/s)

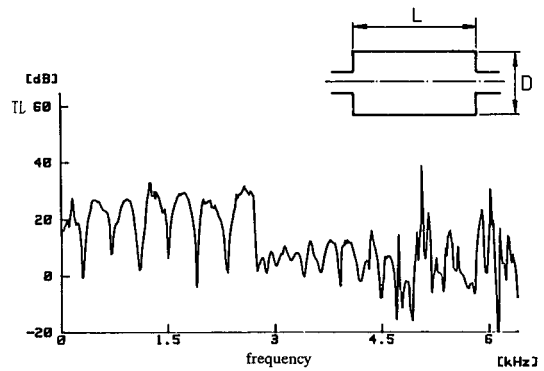


Fig. 10 Transmission loss of simple expansion chamber with mean flow ($D=150$ mm, $L=450$ mm, center-center, mean flow velocity=50m/s)

우드가 발생하는 주파수를 평균유동이 있는 경우와 없는 경우를 비교하여 봄으로서 대류현상에 의한 주파수 변위를 정량적으로 확인할 수 있기 때문이다. 이 실험에 사용된 기타 실험장치는 전술한 경우와 동일하다. Fig. 11은 직관의 경우, 음원과 평균유동이 존재하는 경우와 음원만이 존재하는 경우의 주파수 편위를 보여주고 있다. 이때 사용된 음원은 백색소음이다. 그림에서 보면 음원만이 있는 경우 고차 모우드는 약 5.74kHz에서 발생하였음을 알 수 있다. 따라서 예측된 주파수 편위는 약

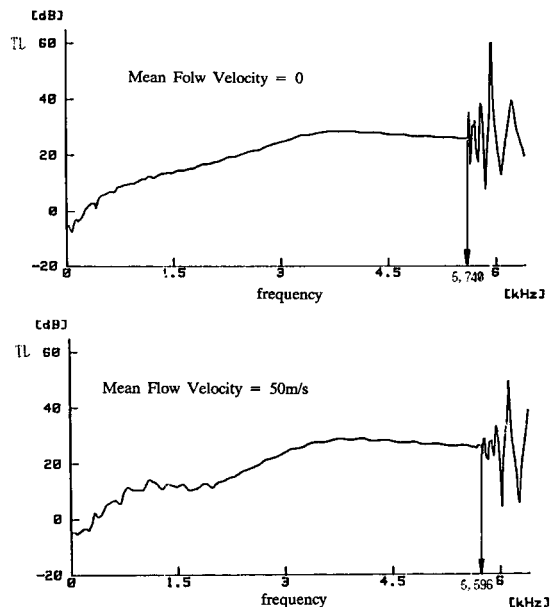


Fig. 11 Frequency shift by the presence of mean flow

0.9749이다. 대류 이론에 의한 주파수 편위는 음속을 344m/sec 기준으로 마하수를 계산하여 산출하면 약 0.9789이다. 따라서 50m/sec의 평균유동이 있는 경우의 이론치와 실험치의 차이는 약 0.4%의 오차가 있음을 알 수 있다. 평균유동의 속도가 20 m/sec, 30m/sec인 경우도 동일한 방법에 의하여 실험하였고, 이 3가지 측정치를 기준으로 한 이론치와의 비교에서 얻은 오차는 약 0.3% 이내임이 밝혀졌다.

5. 결 론

자동차 소음기의 음향학적특성을 실험을 통하여 분석하여 본 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 저주파에서의 TL 은 입구관의 면적과 소음기 단면적의 비에 의해 최대치가 결정된다.

(2) 고차 모우드가 발생하기 이전의 주파수 영역에서 TL 의 산의 갯수는 형상비에 비례하며, 입·출구관이 편심되어 있지 않을 때 그 비례정수는 약 2.4이다.

(3) 평균유동에 의해 고차 모우드의 cutoff 주파수는 유속의 증가에 따라 다소 감소하나 전체적인 소음기의 성능에는 크게 영향을 미치지 않는다.

(4) 전항의 결론으로부터 유동이 있는 경우의 음향학적 특성은 주파수 변위를 굴절현상이나 기타 비 선형적 현상은 상대적으로 미소하다.

후 기

본 연구는 1987년도 과학기술처의 특정연구개발 사업으로 이루어진 결과의 일부이며 이에 감사하는 바입니다.

참 고 문 헌

- (1) A. I. EL-Sharkaway and Ali H. Nayfeh, 1978, "Effect of an Expansion Chamber on the Propagation of Sound in Circular Ducts", J. of Acoustics Soc. Am. Vol. 63, No. 3, pp. 667~674.
- (2) L. J. Eriksson, 1979, "An Analytical Model for Exhaust System Design", SAE paper 780472, pp. 2102~2112.
- (3) M. G. Prasad and Malcolm J. Crocker, 1981, "Insertion Loss Studies", J. Acoust. Soc. Am. Vol. 70, No. 5, pp. 1339~1344.
- (4) M. L. Munjal and M. G. Prasad, 1986, "On Plane-Wave Propagation in Uniform Pipe in the Presence of a Mean Flow and Temperature Gradient", J. Acoust. Soc. Am. Vol. 69, No. 2, pp. 1501~1506.
- (5) Jeong-Guon Ih, 1984, "Performance Analysis of Reactive Silencers with Consideration of Effects of Higher Order Acoustic Modes", Ph. D. Thesis, Dept. of Mech. Engineering, KAIST.
- (6) Erwin Meyer and Ernst-Georg Neumann, 1972, "Physical and Applied Acoustics", Academic Press.