

배플형 흡음 소음기 성능 특성의 실무적 경향 연구

°유승국*, 김영찬**, 김두훈***

The study on acoustical properties of dissipative silencers with parallel baffles

ABSTRACT

Absorption silencer is one of the most noise reduction devices and covered a wide range of noise matters. On account of the acoustical properties of absorption silencers depend on variable factor and complex matters, the design of silencers couldn't to be exact in various fields. In this study, we predicted the acoustical properties of absorptive silencers based on measured data and assumed how the acoustical properties is changed following baffle thickness, variable baffle form and open area. Also we recorded the pressure drop at each other. So it may a great help to engineer who install and design a silencer in various fields.

1. 서론

유체가 흐르는 덕트에서 소음을 감소시키기 위한 방법으로 가장 보편적이고 널리 사용되는 것은 배플형 흡음 소음기를 이용하는 것이다. 이것은 다공성유질 흡음재를 사용하여 소리에너지를 마찰에 의한 열에너지로 전환하여 감소시키는 것으로 그 연구에 대한 기본이론은 상당히 오래 전부터 이루어 졌었다. 1922년 Stewart^[1]가 전기적 필터 이론을 음향필터에 적용하여 해석한 이래 Igarashi^[2]는 4단자 정수법을 이용하여 소음기 해석의 진일보를 가져왔으며 1차원 해석에서 3차원 확장해석^[3]에 이

르기까지 소음기 특성에 대한 연구는 상당히 빠르게 진행되어 왔다. 그러나 이러한 해석적 이론은 실제 현장에서 실무를 담당하는 엔지니어에게는 다소 어려울 뿐만 아니라 적용하기도 까다로웠다. 특히 한정적인 경계조건하의 소음기 성능특성으로는 복잡적이고 변수가 많은 현장의 소음기 설계를 만족할 수 없었다. 이로 인해 국내의 여러 소음기 업체는 소음기의 감음 특성을 국외 자료나 외국 소음기 업체의 카타로그에 많이 의존하고 있는 실정이어서 보다 적당한 감음 성능과 특수한 설치 환경에 만족하는 소음기를 설계하기란 그리 쉽지 않은 것이 사실이었다.

본 연구는 소음기 감음성능을 나타내는 3가지 대표적인 방법 중 하나인 소음기 부착 전·후의 음압레벨의 차(=삽입손실)로 여러 소음기의 감음 특

* 유니슨 기술연구소 주임연구원

** 유니슨 기술연구소 책임연구원

*** 유니슨 기술연구소 연구소장

성을 살펴보았으며 더 나아가 소음기의 배플 두께 별, 형상 별, 개구율 별 등으로 구분하여 그 특성의 변화를 살펴보았다. 또한 각 소음기의 압력손실을 측정하여 압력손실의 추이도 살펴보고 노력하였다. 본 연구는 현장에서 직접 소음기를 설계하고 선택해야 하는 엔지니어들을 위하여 음향학적인 이론은 가급적 피하고 실측을 위주로 한 데이터를 중심으로 소음기의 성능을 분석하였다.

2. 기본이론

삽입손실은 식 (1)과 같이 정의되어지며 소음기 있을 때의 음향파워는 W_M 로 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다. 단, 케이싱을 통해 새어 나오는 structure-bone noise는 무시할 수 있을 정도도 작다라고 가정한다.

$$IL = 10 \log \frac{W_0}{W_M} \quad (1)$$

$$W_M = W_0 \times 10^{-(\Delta L_i + \Delta L_{ENT} + \Delta L_{EX})/10} + W_{SG} \quad (2)$$

여기서 W_0 는 소음기 없을 때의 음향파워이다. ΔL_i 은 길이 l 의 소음기의 감음을 나타낸다. ΔL_{ENT} 와 ΔL_{EX} 는 입·출구의 손실이고 W_{SG} 는 소음기를 빠져나가는 유체에 의해 발생하는 음향파워이다. 식 (1)과 식 (2)을 결합하면 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$IL = -10 \log \left(\frac{W_{SG}}{W_0} + 10^{-(\Delta L_i + \Delta L_{ENT} + \Delta L_{EX})/10} \right) \quad (3)$$

이때 소음기 통로로 흐르는 유속이 충분히 작아 흐름저항소음을 무시한다면 식 (4)와 같이 간단하게 표현된다.

$$IL \cong \Delta L_{ENT} + \Delta L_i + \Delta L_{EX} \text{ [dB]} \quad (4)$$

보통 소리에너지가 소음기의 입구부에서 평면파 형태로 입사된다면 (저주파수의 입사) 입구손실 ΔL_{ENT} 은 무시할 정도로 작다. 그러나 덕트의 단면적이 입사되는 파장보다 크면 고차모드가 발생하게 되는데, 이 음장은 입구덕트에서 배플과 배플사

이의 유로폭을 지나면서 평면 음장으로의 전환이 일어난다. 이때 보통 3~6dB의 입구손실이 발생하게 된다^[4]. 그러므로 입구손실의 안전계수를 0~6dB 정도 적용할 수 있다. 소음기 감음 ΔL_i 은 소음기의 길이 l 과 통과 둘레 길이에 비례하며 통로 단면적 A 에 반비례한다. 이것은 다음 식 (5)와 같이 표현된다.

$$\Delta L_i = \frac{P}{A} l \cdot L_h \quad (5)$$

여기서 L_h 는 온도와 주파수, 배플에 채워진 흡음재의 음향학적 특성, 그리고 배플과 유로의 경계조건인 복잡한 거동에 의해 정해지는 변수이다. 특히 P/A 는 $w \gg h$ 라고 가정하면 다음과 같이 나타낼 수 있다. (w : 소음기의 높이, $2h$: 유로폭 [m])

$$\frac{P}{A} = \frac{2w + 4h}{w \times 2h} = \frac{1 + 2h/w}{h} \cong \frac{1}{h} \quad (6)$$

오픈 단면적이 파장에 비해서 작을 경우에 출구손실 ΔL_{EX} 이 발생하는데 이 경우에 출구손실은 출구 끝단의 반사계수에 의해 결정된다. 그러나 덕트에 삽입된 소음기의 경우 출구손실은 무시해도 무방하다. 그러므로 최종 삽입손실은 다음 식 (7)과 같이 입구손실과 소음기 감음 요소로 정리할 수 있다.

$$IL = \Delta L_{ENT} + L_h \frac{l}{h} \quad (7)$$

3. 측정 및 결과분석

3-1. 측정장치 및 방법

측정방법은 ASTM E 477-96^[5] 표준방법을 이용하여 Fig. 1과 같은 측정시스템에서 수행하였다. 제 1 잔향실의 용적은 290m³, 표면적은 265m²이며 덕트 내 유속의 흐름에 따른 잔향실 내의 압력상승을 방지하고자 잔향실 내에 풍량의 입·출구부를 만들어 유속의 원활한 소통을 도모하였다. 덕트는 $\phi 700$ 인 원형관이며 약 120 dB(pwl)의 음원을 발생하는 스피커는 잔향실로부터 약 30m 떨어져 있는 덕트 내 설치되어 있다. 풍량을 발생시키기

위하여 용량 927m³/min, RPM 1300인 송풍기를 설치하였으며 그 자체 소음이 측정에 영향을 주지 않게 하기 위하여 송풍기 전단 덕트에 소음기를 약 10m 설치하였다. 또한 시험 소음기의 여러 길이를 측정할 수 있게 하기 위해 약 12m의 설치공간을 마련하였으며 정압 손실과 덕트 내 속도를 측정하기 위하여 ASTM E 477과 ISO 7235⁶⁾의 요구조건에 맞는 측정구를 만들었다. 측정장비로는 음원발생기(B&K 1405), 밴드패스필터(B&K 1617), 파워증폭기(B&K 2712) 및 신호 분석기(LD 3200, 8ch)를 이용하였으며 측정점은 잔향실 내에 각 마이크로폰사이의 거리를 1.5m로 하여 6곳을 선정하였다. 또한 벽과의 거리와 시료와의 거리를 각각 1m이상 떨어지게 하였다. 음원은 1/3 옥타브 밴드 중심 주파수 100 ~ 8kHz를 발생하여 측정시간을 약 30초간 각각의 마이크로폰에서 얻은 데이터를 평균하여 얻었으며 압력손실은 소음기 전·후단 덕트 내 3곳에서 30초간 평균한 값을 취하였다. 이때의 측정장비는 Testo사의 압력측정장비를 사용하였다.

3-2. 실험결과 및 분석

1) 소음기의 감음특성

Fig. 2는 배플 두께가 150mm이고 개구율이 50%, 길이가 1500mm인 소음기의 감음 특성 데이터를 정리하여 Lh 곡선으로 나타낸 그래프이다. 이때의 감음성능은 입구 전단속도(소음기 입구부 앞단)를 10%로 고정하고 측정한 값이다. 소음기의 감음특성은 그 배플의 두께와 배플의 길이 등 다양한 요소에 의해 결정된다. 이러한 요소를 고려하여 소음기의 감음 특성을 예측하는 주된 해석적 방법으로는 재료의 특성임피던스와 전파상수를 구하여 예측하는 것이다. 이러한 방법은 많은 학자들로 인해 수식적, 실험적으로 구하여 졌는데, 그 값들은 실제 소음기의 감음성능과 다소 차이가 있음을 알 수 있다. 이러한 원인과 분석은 따로 시간을 두어 다루어질 예정이며 본 논문에서는 실측 데이터를 이용하여 작성된 그래프에서 소음기의 감음성능을 살펴보는 것으로 한다. 이 그래프에서 구한 Lh값을 식 (7)에 대입하면 1500mm, 개구율 50%인 경우의 소음기에 대한 감음성능을 예측할 수 있다. Fig 3은 길이 1500mm, 배플두께 150mm, 개구율

50%인 소음기를 10%의 풍속으로 불어주었을 때의 감음 성능 분포도이다. 이 데이터는 서로 다른 잔향실에서 약간의 차이가 있는 단면적의 소음기에 대한 감음성능을 얻은 값들이다. 그림에서 보는 것과 같이 같은 종류의 소음기라도 그 성능 차이는 최대 ±4dB를 보일 수 있음을 알 수 있다. 따라서 소음기의 감음 성능은 같은 소음기일지라도 측정환경에 따라 다소 차이가 있음을 확인할 수 있다.

2) 배플 두께별 감음 성능 특성

배플 두께는 Table 2와 같고 개구율 33.3%인 900x600-1500의 세 소음기에 대하여 1/3 옥타브 중심 주파수로 감음 특성을 측정한 결과 Fig. 4와 같이 나타났다. 그래프에서 알 수 있듯이 두께가 두꺼울수록 315Hz 이하의 영역에선 성능이 향상하고 그 이상의 주파수 영역에서는 성능이 저하함을 볼 수 있었다. 특히 150mm와 200mm의 저주파 대역의 감음 성능은 약 1-2dB 정도로 그리 큰 효과를 볼 수 없으며 적어도 300mm 정도가 되어야 5-10dB의 효과를 볼 수 있음을 알 수 있었다. 또한 입구 풍속 10%일 때의 사면 배플(150mm)과 곧은 배플(150mm)의 정압손실을 Table 1과 같이 비교하여 보면 사면 배플을 사용하였을 때 약 50%의 정도 압력손실이 낮음을 보였다. 이는, 같은 성능이라면 당연히 사면형 배플을 이용하여야 함을 알 수 있는데 그 성능차이를 비교한 Fig. 6을 보면 약 2kHz 이상의 주파수 대역에서 사면형 배플을 사용했을 때가 다소 감음 성능이 좋음을 볼 수 있다. 그러므로 한정된 고주파수대역에 관심이 있고 압력손실 문제가 있다면 사면형 배플을 사용하는 것이 바람직 할 것이다. Table 2는 서로 다른 종류의 배플을 사용하였을 때의 압력손실을 나타낸 것이다. Fig. 5는 곧은 배플 150mm와 200mm 일 때의 감음 성능을 비교한 그래프이다. Fig. 4와 비교하여 볼 때 배플두께 200mm에서 150mm로 얇아짐에 따라 1kHz에서 약 10dB의 감음효과가 상승하였음에도 불구하고 33%인 경우 약 5dB 정도의 감음밖에 증가하지 못했다. Fig. 4에서 배플 두께 200mm의 기준으로 150mm의 감음성능을 Fig. 5와 같은 결과에 근거하여 추정한다면 1kHz에서의 감음성능은 적어도 55dB 이상은 되어야 함

에도 불구하고 5dB밖에 감음이 되지 않은 현상은 "길이의 증가에 따라 감음성능은 비례적으로 증가하지 않는다."란 일반적인 소음기 상식처럼 개구면 적에서도 같은 현상이 일어남이 추정되며 또한 "55dB 이상의 감음성능을 갖는 소음기를 제작한다는 것은 상당히 어렵다."란 사실을 다시 한번 알려 주는 결과라 하겠다.

3) 배플 형상별 감음 성능 특성

배플의 형상이 Table 3과 같은 소음기 감음 성능을 측정된 결과 Fig. 6과 같은 그래프를 얻었다. 사면 배플을 길게 할 경우 저주파 대역의 성능은 떨어지고 고주파 영역의 성능은 다소 좋아진 결과를 나타낸다. 그러므로 고주파 대역 보다 저주파대역의 감음성능에 더 많은 관심을 갖는다면 저주파대역의 파장을 흡수할 수 있는 배플 두께가 소음기 길이 방향으로도 충분히 마련되어야 함을 염두해 두어야 한다. 한편, 압력손실은 다음 표 3과 같은 결과를 보여주는데, 입구 전단 풍속 10%일 때 사면 배플을 사용한 정압 손실이 곧은 배플을 사용한 경우 보다 약 50% 작게 나타났다.

4) 개구율에 따른 감음성능 특성

개구율은 유로폭과 배플 두께의 비로 정의하며 소음기의 감음 성능을 결정하는 중요한 인자 중에 하나이다. Fig. 7은 개구율을 50%로 하였을 때와 34.4%로 하였을 때의 감음 성능 특성을 비교한 그래프이다. 그림에서 볼 수 있듯이 저주파 영역의 효율보다 고주파 영역의 효율이 더 크게 향상함을 알 수 있다. 이것은 저주파 대역의 소음 감음 성능을 좋게 하기 위하여 개구율만을 낮게 하는 것은 큰 효과를 볼 수 없음을 알 수 있게 해준다. 그러므로 저주파대역의 소음성능을 높이기 위해서는 개구율 뿐만 아니라 배플의 길이도 고려하여야 함을 알 수 있는데 이것은 고주파대역의 과설계를 의미하므로 저주파대역에서의 적절한 감음 설계가 경제적인 측면에서 그 무엇보다도 중요함을 알 수 있다. 한편, 저주파대역의 큰 감음성능을 위하여 개구율과 소음기의 길이를 조절한다면 서로간의 압력손실을 계산·비교하여 설치 환경에 적당한 소음기 설계가 되도록 함에 유의해야 한다.

4. 결론

본 연구에서 ASTM E 477-96으로 측정된 감음 성능의 여러 데이터를 바탕으로 배플형 흡음 소음기에 대한 특성을 알아본 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

- (1) 전단속도 10%일때의 배플 두께 150mm, 오픈율 50% 소음기에 대한 감음성능 곡선은 Fig. 2와 같았다. 또한 같은 종류의 소음기일지라도 환경의 차이에 의해 그 성능차이는 최대 ± 4 dB를 보일 수 있음을 알았다.
- (2) 배플의 두께별 변화에 대한 감음 성능 특성은 두께가 두꺼울수록 저주파 대역(125~250Hz)의 감음 성능이 좋아지나 5dB 이상의 감음치를 얻으려면 300mm 정도는 되어야 할 것으로 보인다. 또한 두께별 감음성능의 변화는 개구율의 변화에 따라 비례적으로 변화하지 않는다.
- (3) 배플의 형상별 변화에 따른 감음 성능 특성은 곧은 배플이 사면 배플 보다는 저주파 영역의 감음 성능이 좋음을 알 수 있다. 이것은 저주파영역의 소음 감음성능 증가를 위하여서는 소음기 길이 방향으로 배플의 길이가 어느 정도 확보가 되어야 함을 알 수 있다. 배플형상별 압력손실은 사면배플일 때 곧은배플보다 약 50% 정도 작게 나타난다. 하지만 압력손실의 줄어듬은 소음기의 감음성능의 저하를 가져올 수 있으므로 설계 시 유의해야 한다.
- (4) 개구율별 감음 특성은 개구율이 낮은 경우, 저주파 영역 보다 고주파 영역에서 더 좋은 성능을 나타낸다. 따라서 저주파 영역의 성능을 좋게 하기 위하여서는 개구율만을 낮추는 방법은 별 효용이 없음을 알 수 있다.

[참고문헌]

- [1] G. W. Stewart, Physics Review 20, 528 (1922).
- [2] J. Igarashi and M. Toyama, Aeronautical Research Institute, University of Tokyo, Report No. 339, 223 (1958).
- [3] A. D. Sahasrabudhe, S. A. Ramu, and M. L. Munjal, J. Sound vib. 147, 372 (1991)
- [4] Leo L. Beranek, 1992, Noise and Vibration

Control Engineering - Principles and Applications, chapter 10.4, pp. 398.

[5] ASTM E 477, "Standard Test Method for Measuring Acoustical and Airflow Performance of duct Liner Materials and Prefabricated Silencers".

[6] ISO 7235, "Acoustics - Measurement Procedures for Ducted Silencers - Insertion Loss, Flow Noise and Total Pressure Loss"

[7] 정성수, 1995, "두쌍의 마이크폰을 사용한 소음기의 특성 분석", 박사학위논문.

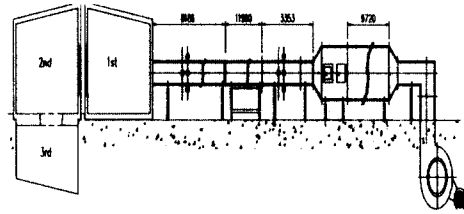


Fig. 1 Measurement system for ducted silencer.

Table 1 Pressure drop loss for a straight baffle and a oblique baffle.

150 [mm]	사면 배플	곧은 배플
정압손실 [mmAq]	16.5	30.8

Table 2 Baffle forms, baffle thickness and pressure drop loss.

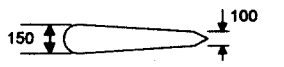
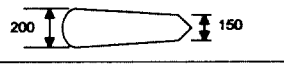

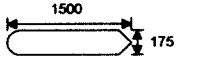
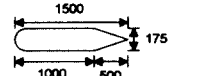

종류	배플 형상 및 두께	압력손실 [mmAq]
사면 배플		16.5
사면 배플		15.6
곧은 배플		32

Table 3 Pressure drop loss follow baffle forms

종류	배플 형상	압력손실 [mmAq]
곧은 배플		18.3
사면 배플 1		9.4
사면 배플 2		8.9

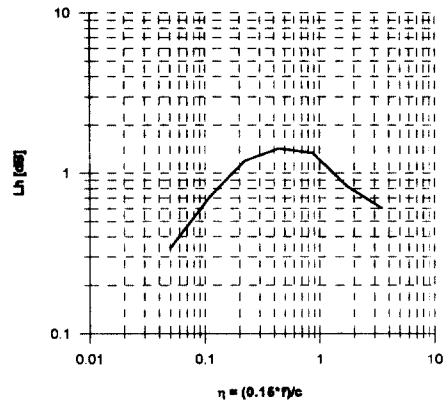


Fig. 2 Attenuation -versus-frequency curve for parallel-baffle silencers.

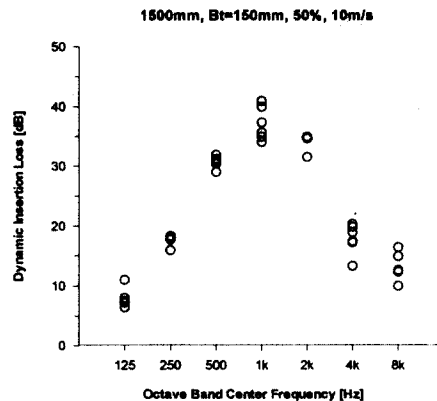


Fig. 3 Measurement data for silencers which have length 1500mm, open area 50%.

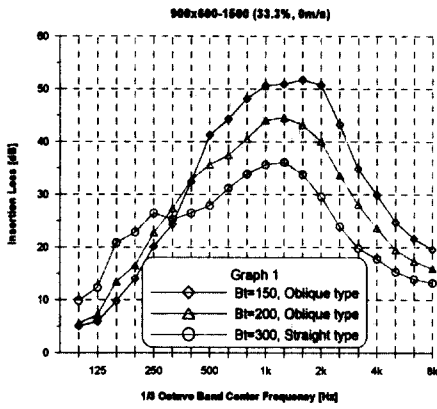


Fig. 4 The property of attenuation for oblique type with baffle thickness 150mm or 200mm and straight type with baffle thickness 300mm.

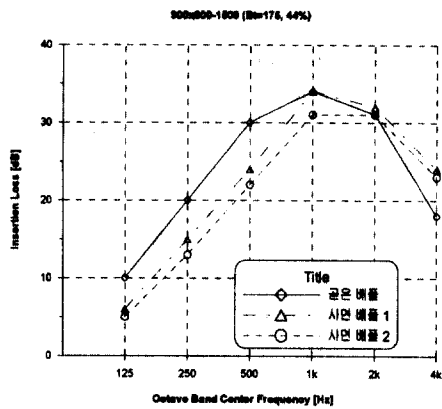


Fig. 6 The property of attenuation for oblique type with baffle thickness 175mm, open area 44% and straight type with baffle thickness 175mm, open area 44% .

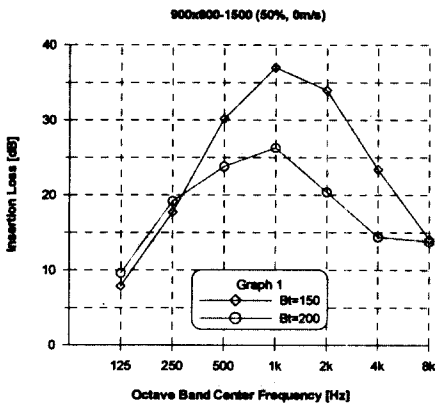


Fig. 5 The property of attenuation for straight type with baffle thickness 150mm and 200mm.

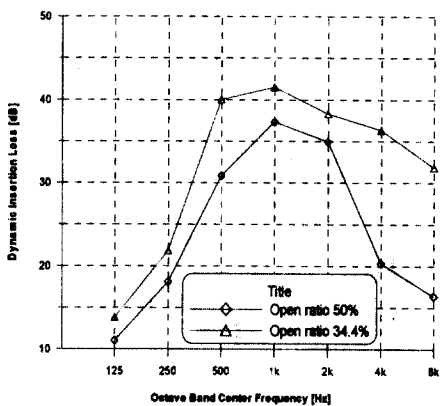


Fig. 7 Attenuation for 1500mm silencers follow open area 50% and 34.4%.