# 선박용 사각 소음기의 삽입손실 추정식 연구

A Study on Insertion Loss Estimation Formulas of Rectangular Silencers for Ships

김 태 경 $^* \cdot$ 홍 석  $\mathcal{B}^* \cdot$ 송 지  $\hat{\mathcal{E}}^\dagger \cdot$ 권 현  $\mathcal{S}^{**} \cdot$ 공 영  $\mathcal{P}^{***}$ 

Tae-Gyoung Kim, Suk-Yoon Hong, Jee-Hun Song, Hyun-Wung Kwon and Young-Mo Kong,

(Received August 22, 2016 ; Revised October 7, 2016 ; Accepted October 7, 2016)

Key Words: Ship Rectangular Silencer(선박용 사각 소음기), HVAC System(HVAC 시스템), Boundary Element Method(경계요소법), Insertion Loss(삽입손실), Impedance(임피던스)

## ABSTRACT

The acoustic performance estimation formulas for silencers are developed mainly by theoretical or empirical methods. However, the existing formulas are available only for a limited range of silencers. In this paper, the procedures for noise analysis of the silencers are established by comparing analytic results to experimental results. With the proven analysis procedures, impedances of the rectangular silencers for ships are adversely predicted from National Environmental Balancing Bureau (NEBB) data, and with the estimated impedances, insertion loss formulas for large silencers are developed using boundary element method (BEM). The developed formulas can be efficiently used for predicting acoustic performance of the silencers for ships.

## 1. 서 론

HVAC(heating, ventilation, and air conditioning) 시스템은 작업 활동 및 사람들의 편의를 위해 중요 한 역할을 하지만, 시스템에서 발생하는 소음이 경 로를 통해 함께 전달됨으로 소음문제를 발생시킨다. 최근 HVAC에서 발생하는 소음에 관한 규제가 강 화됨에 따라, 규제치를 충족시키기 위한 소음기의 사용이 불가피해졌으며, 관련 연구의 중요성이 지속 적으로 제기되고 있다<sup>(1,2)</sup>. 소음기의 성능추정식에 관한 연구는 이론적 접근 과 경험적 접근 방법으로 나뉘어진다. Cremer는<sup>(3)</sup> 이 론적 접근 방법으로 선형화된 파동방정식(linearized wave equation)에 평면파(plane wave)가정을 통하여 사각 소음기에 대한 삽입손실(insertion loss, IL)추 정식을 최초로 제안하였으며, 이후 Cremer 방법에 유속에 의한 영향을 추가 반영된 삽입손실 추정식이 Embleton에<sup>(4)</sup> 의하여 제안되었다. Galaitsis 등은<sup>(5)</sup> 기존 이론식보다 더 많은 변수를 고려하고, 폭 넓은 범위의 조건을 반영한 삽입손실 추정식을 제안하였 다. 경험적 방법으로는 흡음재와 소음기 폭, 넓이를

‡ Recommended by Editor Myung Jun Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

<sup>†</sup> Corresponding Author; Member, Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Chonnam National University E-mail : jhs@jnu.ac.kr

<sup>\*</sup> Member, Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University

<sup>\*\*</sup> Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Koje College

<sup>\*\*\*</sup> Member, Daewoo Shipbuilding & Marine Engineering Co., Ltd.

변수로 하는 간단한 형태의 삽입손실 추정식이 1937년 최초로 제안되었으며<sup>(6)</sup>, 이후 크기 0.15 m 미만 엔진 소음기에 대해 축적된 데이터베이스를 이 용하여 주파수 영역에 따라 다른 형태를 가지는 식 으로 개선되었다<sup>(7)</sup>. Kuntz, Hoover와 Kuntz, 그리고 Machen과 Haines는<sup>(8~10)</sup> 더 확대된 크기의 소음기 삽 입손실 추정을 위한 실험을 수행하였으며, National Environmental Balancing Bureau (NEBB)<sup>(11)</sup> 및 American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers (ASHRAE)<sup>(12)</sup>에 의하여 추정식으로 정리되었다. 조선분야에서 소음기 성능 예측을 위하여 주로 NEBB에서 제공하고 있는 삽입 손실 추정식을 사용하지만, 조선분야에서 사용되는 대형 소음기를 예측하기에 한계가 있다.

이 연구에서는 조선분야에서 사용되는 대형 소음 기에 대한 삽입손실 추정식 개발을 수행하였다. 사 각 소음기에 대한 기존 삽입손실 추정식의 예측 가 능 범위를 확인한 후, 해당 삽입손실값을 이용하여 대형 크기까지 확장하였다. 먼저, NEBB에서 제공하 고 있는 추정값 범위의 소음기에 대하여 경계요소법 (boundary element method, BEM)을 이용하여 소음 기의 음향학적 특성을 도출하였다. 실수로 표현되는 가상의 임피던스(impedance)로써 음향학적 특성을 반영하였으며, 크기증가에 따른 경향을 분석하였다. 도출된 특성을 이용하여 선박용 사각 소음기의 삽입 손실 추정식을 개발하였다.

# 2. 소음기 배경 이론

사각 소음기의 삽입손실 추정식 도출은 평면파 를 가정한 선형화된 파동방정식을 이용한다. Fig. 1 형상에 대하여, 대칭모드(symmetry mode)만 고려 했을 때 소음기 내 음압분포는 다음과 같이 표현 된다<sup>(13)</sup>.

$$p(x, y, z, t) = p_0 \exp(-k_x x) \cos(k_y y) \cos(k_z z) \quad (1)$$

여기서,  $k_x$ ,  $k_y$ ,  $k_z$ 는 덕트 내 x, y, z 방향의 전과 상수(propagation coefficient),  $p_0$ 는 음파(sound pressure)의 진폭(magnitude)을 의미한다. 식(1)에서 나타난 바와 같이,  $\exp(-k_x x)$ 항에서의  $k_x$ 값이 덕트 길 이방향의 소음감소에 가장 큰 영향을 끼친다. 이를 이용하여 소음기 폭 2h의 1/2 크기로 무차원화 시키



Fig. 1 Geometry of rectangular silencer

면 소음감소량 Dh는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Dh = 8.69hk_{x}'(dB), \quad k_{x} = k_{x}' + jk_{x}''$$
 (2)

최종적으로, 폭이 2h이고 길이가 L인 소음기 대 한 소음 감소량 Dl은 다음과 같다.

$$Dl = Dh\left(\frac{L}{h}\right) \tag{3}$$

kx값을 찾기 위하여, 선형화된 파동방정식에 식
(1)을 대입하면, 식(4)와 같이 kx값을 구할 수 있게
된다.

$$k_x^2 = k_y^2 + k_z^2 - k_0^2, \quad k_0 = \frac{w}{c}$$
(4)

여기서  $k_0$ 는 파수(wave number), c는 음속(sound speed), w는 각 주파수(angular frequency)를 나타낸 다.  $k_y$ 와  $k_z$ 의 값은 양쪽 벽면에서의 경계조건을 이 용하여 구할 수 있다. z축 방향 양쪽 끝 면을 rigid duct wall 조건이라 할 때, Fig. 1과 같은 소음기의 높이 B에 대한  $k_z$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$k_z = \frac{n_z \pi}{B}, \quad n_z = 0, 1, 2, \dots$$
 (5)

흡음재가 설치된 *y*축 방향의 경우 *k<sub>y</sub>*는 식(6)과
(7)을 통하여 구할 수 있다.

#### - Locally reacting lining :

흡음재 내 x축 방향으로 음파 전파가 없을 경우

Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng., 26(7): 820~826, 2016 821

$$k_{y}h\tan\left(k_{y}h\right) = \frac{jk_{0}hZ_{o}}{Z_{a}}$$
(6)

- Bulk reacting lining : 흡음재 내 음파 전파 고려

$$k_{y}h\tan\left(k_{y}h\right) = \left(\frac{jk_{0}Z_{o}}{k_{a}Z_{a}}\right)hk_{ax}^{2}\tan\left(dk_{ax}^{2}\right)$$
(7)

여기서 Z<sub>0</sub> = ρc, k<sub>ax</sub>는 흡음재 내 x축 방향 전파 상 수, k<sub>a</sub> 및 Z<sub>a</sub>는 각각 흡음재의 전파 상수, 특성임피 던스(characteristic impedance)를 나타내며 실험계측 을 통하여 구할 수 있다.

위와 같은 이론적 배경과 과정을 통하여 삽입손 실추정식이 개발되었다. 먼저 Cremer는<sup>(3)</sup> 소음기에 대한 단위 폭당 감소량을 그래프로 제공하여 삽입손 실 추정식을 나타내었다. 흡음재의 유동저항(flow resistance), 두께, 폭, 길이 만을 변수로 사용하였으며,



Fig. 2 IL comparisons of theoretical and experimental results

경계조건(boundary condition)문제의 복소수방정식 (complex equation)을 풀기 위하여 그래프를 이용한 방법을 이용하였다. 그 이후 Embleton는<sup>(4)</sup> Cremer방 법과 경계조건문제 풀이방법 및 추정식의 형태가 거 의 유사하지만 유속 영향을 추가적으로 반영한 삽입 손실 추정식을 제안하였으며, Galaitsis 등은<sup>(5)</sup> 경계 조건문제 특성방정식(characteristic equation)의 개선 된 풀이 기법을 제시하였으며, 온도, 흡음 재질, 소 음기 단면적 변화에 대한 영향을 추가적으로 고려하 였다.

이론적 접근을 통한 소음기 삽입손실 추정식의 선박분야로 적용 가능여부 확인을 위하여 Fig.2와 같이 실험값과 비교하였다. Cremer와 Embleton방법 은 도출된 기법 및 과정에 있어 차이가 없음으로 Embleton방법만을 비교하였다.

이론적 접근의 경우 Fig. 2(a)와 (b)에 나타난 바 와 같이 흡음재에 대한 실험값 범위 제한에 의하여 해석 가능 주과수영역 제한이 있다는 것을 확인하였 으며, 실험값과의 비교에서 Fig. 2(b)와 같이 소음기 크기 증가에 따라 차이가 증가한다는 것을 확인 할 수 있었다. 이러한 한계점을 극복하기 위해 수치적 방법을 통한 삽입손실 추정식 개발을 수행하였다.

## 3. 소음기 소음 해석

## 3.1 소음해석 절차 확립

수치해석을 이용한 소음기 성능추정을 위하여, 소 음기의 소음해석 절차를 확립하였다. 전처리 프로그 램(PATRAN)을 이용하여 모델 및 격자를 생성하였 으며, SYSNOISE 프로그램을 통해 경계요소법 직접 법을 이용하여 소음해석을 수행하였다. 덕트 입구, 출구 및 소음기에 해당하는 경계조건을 입력한 이후 소음해석 결과를 도출하였다. Fig. 3은 소음기 소음 해석 절차를 나타내고 있다.

소음기의 소음해석 모델 및 조건은 Table 1 및 Fig. 4와 같다. 경계조건으로 덕트 입구는 일정한 속



Fig. 3 Procedure for noise analysis

도로 진동하는 vibrating panel 조건을 적용하였으 며, 출구는 무반사 조건을 적용하였다. 소음기에 해 당하는 경계조건은 각각의 주파수에 해당하는 임피 던스를 적용하여 해석을 수행하였다.

위와 같은 절차, 모델 및 조건을 적용한 해석결과 와 실험값을 비교하였다. 실험에 사용된 흡음재 정 보는 Delany와 Bazley<sup>(14)</sup>의 실험으로부터 계측값을 적용하였다. Fig. 5는 일정 유동 저항 값에 대한 흡 음재 두께에 따른 주파수 별 흡음률을 나타내고 있 다. 소음해석을 위한 경계조건 대입을 위해 흡음률 을 임피던스로 나타내었다. 높이가 0.2 m이며, 길이 가 각각 0.5 m, 1 m인 선박용 사각 소음기에 대해 실험값과 비교를 수행하였다. Figs. 6, 7은 해석결과 와 실험값 비교를 나타내고 있다. Fig. 7에서 500 Hz 의 경우, 해석과 실험값에서 어느 정도 차이를 보이 는데, 이는 소음기 해석에 사용되는 흡음재에 대한 흡음률 경험식이 실제 소음기 흡음재 특성을 반영하 는데 있어 제한되는 것으로 보인다. 하지만, 전체적 으로 주파수에 따른 경향이 잘 일치하고, 크기 또한 큰 차이를 보이지 않는다는 것을 확인 할 수 있다.

# 3.2 음향 특성 도출

앞서 정립된 해석 절차를 바탕으로 대형 소음기

Analysis condition				
Vibrating panel	0.5 m/s			
Sound velocity	340 m/s			
Density	1.225 kg/m <sup>3</sup>			
Material impedance	From exp.			
Non-reflective condition	416.5 Pa·s/m			
Silencer length	0.5 m, 1 m			
Silencer thickness	0.1 m			

		G 11.1		•	
Table	L	Conditions	on	noise	analysis



Fig. 4 Silencer model for noise analysis

의 임피던스 추정식을 도출하였다. 가장 먼저, Table 2와 같이 NEBB에서 제공하는 데이터에 해당하는 모델을 생성하였다.



Fig. 5 Acoustical properties of fibrous absorbent materials



Fig. 6 Comparison between analysis and experiment(length 500 mm)



Fig. 7 Comparison between analysis and experiment(length 1000 mm)

Width	Frequency[Hz]					
$[mm \times mm]$	63	125	250	500	1 K	2 K
102×102	11.6	12.5	14.8	25.0	33.1	34.0
152×152	5.8	7.3	10.7	20.3	25	24.5
203×203	3.8	5.1	8.6	17.6	20.4	19.5

 Table 2 IL values in NEBB

Unit : dB



Fig. 8 Flow chart for impedance estimations

생성된 모델을 이용하여 소음기가 존재하는 경우 와 존재하지 않는 경우에 따른 dB값을 도출하였다. 이때 경계조건으로써 입력되는 임피던스는 임의의 실수값이며, Table 2와 같이 NEBB에서 제공하는 삽 입손실값과 동일한 값을 도출하기 위한 임피던스 추 정 과정을 수행하였다.

Fig. 8은 NEBB 데이터를 이용한 임피던스 역 추 정 과정을 나타내고 있으며, NEBB와 추정 *IL*값의 오 차가 0.5 dB 이하 일 때 추정 과정을 종료하였다. 위 와 같은 절차를 통해 사각 소음기의 두께가 0.025 m, 0.050 m인 경우, 1000 Hz 이하 1 octave band center frequency에 대하여 다음과 같이 임피던스 추정 식을 도출하였다.

#### **Table 3** Impedance upper 1.4 m (t = 0.025 m)

Width	Frequency[Hz]			
$[mm \times mm]$	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	
1.6	11336	4144	6300	
1.8	15184	9256	9000	
2.0	20000	9000	12300	

Unit : MKS Rayls

**Table 4** Impedance upper 1.4 m (t = 0.050 m)

Width	Frequency[Hz]			
$[mm \times mm]$	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	
1.6	4344	1548	4300	
1.8	6096	2632	9000	
2.0	8400	4100	12300	

Unit : MKS Rayls

Impedance<sub>63,125 Hz</sub> = ∞(X = 1.4 m 이상 일 때) (8)

Impedance<sub>250 Hz</sub> = 
$$7700X^2 - 15000X + 2000$$
 (9)

Impedance<sub>500 Hz</sub> =  $5900X^2 - 12700X + 10700$  (10)

Impedance<sub>1000 Hz</sub> =  $1600X^2 - 4600X + 4300$  (11)

(X= 사각 소음기의 가로, 세로 폭)

(2) 임피던스 추정식 (Rec. 두께 0.05 m)

Impedance<sub>63,125 Hz</sub> =  $\infty$  (X = 1.4m 이상 일 때) (12)

Impedance<sub>250 Hz</sub> =  $4000X^2 - 8100X + 10300$  (13)

Impedance<sub>500 Hz</sub> =  $2000X^2 - 5400X + 4900$  (14)

Impedance\_{1000 Hz} =  $1600X^2 - 4600X + 4300$  (15)

(X=사각 소음기의 가로, 세로 폭)

## 3.3 성능추정식(삽입손실) 도출

앞서 도출된 임피던스 추정식을 이용하여 대형 소음기의 삽입손실값 도출을 위한 소음해석을 수행 하였다. Fig. 9와 같은 순서로 대형 소음기의 삽입손 실 추정을 수행하였다.

소음기의 두께가 0.025 m, 0.050 m인 경우, 1000 Hz 이하 1 octave band center frequency에 대하여 다 음과 같이 삽입손실값을 도출하였다.



Fig. 9 Flow chart for derivation of the IL

Width	Frequency[Hz]			
$[mm \times mm]$	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	
1.6	0.53	2.18	3.78	
1.8	0.39	1.99	3.34	
2.0	0.32	1.93	3.21	

**Table 5** IL upper 1.4 m (t = 0.025 m)

Unit : dB

# (1) 삽입손실 추정식 (Rec. 두께 0.025 m)

$IL_{63125 \text{ Hz}} = 0 \ (X = 1.4 \text{ m})$	이상 일	] 때)	(20)
---	------	------	------

$$IL_{250 \text{ Hz}} = 0.96X^2 - 3.6X + 3.69 \tag{21}$$

 $IL_{500 \text{ Hz}} = 1.7X^2 - 6.75X + 8.68 \tag{22}$ 

$$IL_{1000 \text{ Hz}} = 3.8X^2 - 15.11X + 18.23 \tag{23}$$

(X는 사각 소음기의 가로, 세로 폭)

# (2) 삽입손실 추정식 (Rec. 두께 0.050 m)

*IL*<sub>63,125 Hz</sub> = 0 (*X* = 1.4 m 이상 일 때) (24)

$$IL_{250 \text{ Hz}} = 2.2X^2 - 8.11X + 8.09 \tag{25}$$

 $IL_{500 \text{ Hz}} = 3.42X^2 - 13.1X + 17.46$  (26)

$$IL_{1000 \text{ Hz}} = 3.8X^2 - 15.11X + 18.23$$
 (27)

(X는 사각 소음기의 가로, 세로 폭)

Table 6	IL	upper	1.4 m	( <i>t</i> =	0.050	m)
---------	----	-------	-------	--------------	-------	----

Width	Frequency[Hz]			
$[mm \times mm]$	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	
1.6	0.75	5.26	3.78	
1.8	0.62	4.96	3.34	
2.0	0.32	1.93	3.21	

Unit : dB

이로부터 선박용 사각 소음기에 대하여 폭 2 m까 지 임피던스 추정식 및 삽입손실 추정식 도출을 완 료하였다. 크기 증가에 대한 사각 소음기의 삽입손 실 값은 두께 및 주파수에 따라 그래프의 기울기 정 도와 크기에서 차이를 가질 수 있지만, 전체적인 경 향에 대하여 일정한 유사성을 가지는 특성을 확인 하였다.

# 4. 결 론

이 연구에서는 선박용 사각 소음기에 대한 삽입 손실 추정식 개발을 수행하였다. 먼저 기존 이론적 접근 및 실험적 접근에 대한 분석을 수행하여 특징 및 한계점을 확인하였으며, 검증된 경험식을 이용한 수치해석으로부터 소음기 크기에 대한 음향학적 특 성을 분석하였다. 이를 통하여 조선분야에서 필요로 하는 폭 2 m까지 삽입손실 추정식을 도출하였다.

대형 소음기의 삽입손실 추정식 개발을 위하여 현재 조선분야에서 주로 사용되고, 가장 큰 폭의 범 위까지 삽입손실값을 제공하는 NEBB 데이터를 사 용하였다. NEBB로부터 주어진 삽입손실값에 대하 여 경계요소법을 통하여 크기에 따른 임피던스를 역 추정하였으며, 추정된 임피던스를 2 m 범위 까지 확 장하여 대형 소음기의 삽입손실 추정식 도출을 완료 하였다.

이 연구로부터 도출된 대형 소음기의 삽입손실 추정식을 통하여, 설계자는 HVAC 시스템 소음규제 치를 만족시키기 위한 경제적이고 효율적인 소음기 적용이 가능할 것으로 기대된다.

# 후 기

이 논문은 해양시스템공학연구소(Research Institute of Marine Systems Engineering, RIMSE) 및 정부

(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(2011-0023027, 2015R1D1 A1A01060387).

## References

(1) Lee, D. K. and Jin, B. M., 2005, A Study on Silencer Performance Assessment under Onboard Condition, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 2, pp. 176~183.

(2) Bogdanovic, D., 2014, Calculation Methods for Predicting Attenuation of Parallel Type Silencers for Use in Power Plant Ducts and Exhausts, Master's Thesis, Chalmers University of Technology.

(3) Cremer, L., 1953, Theorie der Luftshall Dämpfung im Rechteckkanal Mit Schluckender Wand das Sich Dabei Ergebende Hochste Dämpfungsmass, in Acous-tische Beihefte, München Acoustica, pp. 249~263.

(4) Embleton, T., 1971, Mufflers, in Beranek, L, Noise and Vibration Control, Institute for Noise Control Engineering, New York, pp. 362~405.

(5) Galaitsis, A. and Vér, I., 1992, Passive Silencers and Lined Ducts, in Beranek, L & Vér, I, Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Application, Wiley-Interscience, New York, pp. 392~427.

(6) Munjal, M. L., 1987, Acoustics of Ducts and Mufflers, Wiley, New York.

(7) Fuchs, H. V., 2013, Applied Acoustics: Concepts, Absorbers, and Silencers for Acoustical Comfort and Noise Control, Springer.

(8) Kunz, H. L., 1986, The Determination of the Interrelationship between the Physical and Acoustical Properties of Fibrous Duct Liner Materials and Lined Duct Sound Attenuation, Report No. 1068, Hoover Keith-& Bruce, Inc.

(9) Kunz, H. L. and Hoover, R. M., 1987, The Interrelationships between the Physical Properties of Fibrous Duct Lining - Materials and Lined Duct Sound Attenuation, ASHRAE Transactions, Vol. 93, Pt. 2.

(10) Machen, J. and Haines, J. C., 1983, Sound Insertion Loss Properties of Linacoustic and Competitive Duct Liners, Report No. 436-T-1778, Johns-Manville Research Development Center.

(11) David, W. B., 1994, Sound and Vibration Design and Analysis, NEBB, USA.

(12) Reynolds, D. D. and Beldsoe, J. M., 1989, Sound Attenuation of Unlined and Acoustically Lined Rectangular Ducts, ASHRAE Transactions, Vol.95, Pt1.

(13) Frommhold, W. and Mechel, F. P., 1990, Simplified Methods to Calculate the Attenuation of Silencer, Journal of Sound and Vibration, pp.103~125,

(14) Delany, M. E. and Bazley, E. N., 1970, Acoustical Properties of Fibrous Absorbent Materials, Applied Acoustics, pp. 105~116.



**Tae-Gyoung Kim** received the B.S. degree in Naval Architecture and Ocean Systems Engineering from Korea Maritime and Ocean University in 2014. He is currently working toward the Ph.D. degree in noise and vibration at

Seoul National University. He is especially interested in predicting acoustic performance of the silencers.



Jee-Hun Song received his B.S. degree in Naval Architecture and Ocean Engineering from the Seoul National University, Korea, in 2003, and his Ph.D. in 2007. Currently he is a professor of Naval Architecture and Ocean

Engineering at Chonnam National University, Korea. His primary research interest is vibration and noise analysis in structures.