

# 음향해석을 이용한 산업용 플랜트 배출 소음기의 설계 개선

이종화\*, 이부윤\*\*, 남경훈\*\*\*, 김백영\*\*\*\*, 김원진#

## A Design Improvement of the Vent Silencer of the Industrial Plants Using Acoustic Analysis

Jong Wha Lee\*, Boo Youn Lee\*\*, Kyoung Hun Nam\*\*\*, Baek Young Kim\*\*\*\*, Won Jin Kim#

### ABSTRACT

This study focuses on a performance improvement of the vent silencer using acoustic analysis. Since the vent silencer is generally used for a high level shock noise, it should be designed to reduce a wide frequency band noise. In the designing stage of the vent silencer, structural shapes of diffuser and splitter are the most significant design parameters. Effects of modifying the original structure of the diffuser and the splitter are analyzed and evaluated. From the results, It is found that the diffuser with two pipes and double-step structure more effectively reduces a wide frequency band noise but the increment of the number of splitters is not desirable.

**Key Words :** FEM(유한요소법), Vent Silencer(배출 소음기), Transfer Impedance(전달임피던스), Diffuser(디퓨저), Splitter(스플리터), Transmission Loss(전달손실)

### 기호설명

$TL$  = transmission loss, dB  
 $Z_p$  = transfer impedance  
 $R_p$  = real part of transfer impedance  
 $X_p$  = imaginary part of transfer impedance  
 $C$  = sound velocity, m/s  
 $\epsilon$  = porosity  
 $\eta$  = dynamic viscosity of air  
 $\rho$  = density of air, kg/m<sup>3</sup>  
 $\Delta l$  = end correction of a hole in the grid arrangement of holes, m

$a$  = ray of hole, m  
 $d$  = space between centers of two holes, m  
 $f$  = frequency, Hz  
 $\omega$  =  $2\pi f$ , rad/sec  
 $l$  = thickness of the shell, m  
 $p$  = sound pressure, Pa  
 $\beta$  = transfer admittance

### Subscripts

0 = standard temperature and pressure state  
 1,2 = inlet, outlet of the vent silencer

\*\*\* 접수일: 2005년 3월 31일; 게재승인일: 2006년 1월 13일

\* 계명대학교 대학원 기계공학과

\*\* 계명대학교 기계자동차공학부

\*\*\*\* 엔알텍(주)

재능대학교 환경시스템과

# 계명대학교 기계자동차공학부

E-mail wjkim@kmu.ac.kr Tel. (053) 580-5265

## 1. 서론

산업용 대형 플랜트의 설계 및 운전에 있어서 소음진동에 대한 제어는 안전한 운전 및 정숙한 환경 구축을 위한 중요한 과제로 대두되었다. 발전설비에 대한 소음진동 관련 설계 및 장치 제작 업체들은 일반적으로 소음방지 시설에 대한 기본 설계기술을 보유하고 있지만 지속적으로 강화되는 소음 규제에 적극적으로 대처하기 위해서는 소음 저감 성능이 우수한 신제품의 설계방법에 대한 연구가 필요하다. 특히 산업용 발전설비에서는 고압 증기의 배출에 의해 매우 높은 충격소음이 발생되고, 이러한 소음이 인근 주거지역으로 전달되어 피해사례 및 민원이 발생되고 있다.

자동차나 소형 엔진에 장착되는 소음기의 경우에 있어서는 최근 강화되는 소음규제 및 소음의 음질에 대한 요구에 대응하기 위해 관심 주파수 대역에서 효과적인 흡음재가 부착된 소음기에 대한 연구가 국내외적으로 활발히 이루어지고 있다. 그러나 산업용 플랜트 소음기는 대부분 대형이므로 구조적 설계변경에 많은 비용이 소요되기 때문에 소음기 설계 전 단계에서 소음해석이 필수적이거나 현재 대부분 경험적인 설계기술에 의존하고 있는 실정이다. 따라서 소음해석을 통해 설계비용을 줄이고 설계기술을 확보하는 것이 중요하다.

산업플랜트의 보일러에서 발생하는 고압의 가스나 증기는 안전밸브(safety valve)에 의해 본체 내의 압력이 일정 압력 이상이 되면 자동적으로 밸브가 열려 배기관을 통해 대기로 분출된다. 보일러의 증기 배출구에서 방출된 고온 고압의 증기는 배기관의 단면적 변화에 의해 제트류(jet flow)를 형성하고 제트류가 소음기의 벽면에 수직으로 충돌하여 일차적인 소음이 발생하고, 대기로 방출될 때 이차적인 소음이 발생하게 된다. 이러한 제트류에 의해 발생하는 유동소음과 충돌류(impact flow)에 의해 발생하는 충격소음을 감소시키기 위해 배출 소음기(vent silencer)가 설치된다.

배출 소음기의 구조는 Fig. 1에서와 같이 배출압(vent pressure)의 흡수를 위한 디퓨저(diffuser)와 소음저감을 위한 스플리터(splitter)가 있다. 효율적인 배출 소음기 설계를 위해서는 디퓨저와 스플리터에 대한 소음해석이 필요하다.

배출 소음기 해석시에 주요 인자로는 구조적 형상, 흡음재의 특성, 유동효과(flow effect), 소

음기 자체발생 소음(self-generated noise) 등이 있다. 본 연구에서는 배출 소음기의 음향 모드 특성을 분석하기 위하여 내부 공동(cavity)의 음향 모드 해석을 수행하였고, 구조적 형상(디퓨저와 스플리터의 형태)에 따른 전달손실(transmission loss) 값을 이용하여 소음저감 성능을 비교 분석하였다.

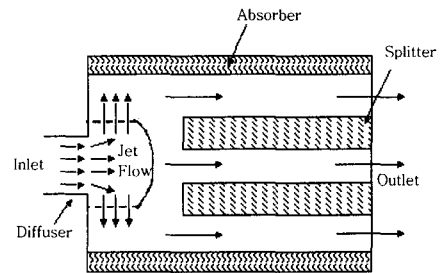


Fig. 1 Schematic of vent silencer

본 해석을 통해 디퓨저의 설계에 있어서 저주파수 영역에서는 단일 입구단보다 다중 입구단의 소음저감 특성이 우수하고, 고주파수 영역에서는 2단 구조를 갖는 것이 우수한 것을 알 수 있었다. 스플리터의 경우에는 동일 부피 조건에서 흡음면적보다는 스플리터의 두께가 두꺼운 것이 흡음특성이 더 우수한 것으로 나타났다.

## 2. 기존 배출 소음기의 소음해석

### 2.1 배출 소음기의 해석모델

경계요소법(BEM)을 이용한 소음해석은 배출 소음기 구조물 표면의 진동을 경계조건으로 입력해야 하며, 해석시간이 긴 단점 때문에 본 연구에서는 배출 소음기 입출구의 경계조건을 이용하여 소음해석이 가능한 유한요소법(FEM)을 사용하였다. 소음해석은 상용코드인 SYSNOISE<sup>2</sup>를 이용하여 수행하였다. 본 연구에서는 0~1 kHz까지 관심 주파수이고 발전소에서 발생하는 1 kHz이상의 고주파수 성분은 거리 감쇠가 크기 때문에 주거지에 대한 영향이 작다. 유한요소 모델의 요소크기(mesh size)는 해석 주파수 범위를 고려하여 파장의 1/6 이하의 크기를 사용했고, 1 kHz까지의 관심주파수를 해석하기 위하여 요소크

기를 5 cm로 정하였다.

Fig. 2는 배출 소음기의 유한요소 모델로서 사면체요소(tetrahedron element)로 구성된다. 해석 대상 소음기의 형상이 xz평면에 대해 대칭이므로 소음기의 반단부만 요소로 모델링한 후 대칭조건을 사용하고, 총 요소수는 약 32,000개 이다.

소음기의 음향 모드 해석시에 천공판과 흡음재를 제외한 내부의 유체(공기)만을 모델링하였고, 경계조건을 포함하여 음향 모드를 계산하는 것은 어렵기 때문에 디퓨저와 스플리터의 천공판은 음향 모드를 구할 때 제외하였다.

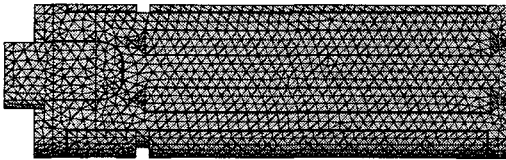


Fig. 2 Finite element model of the vent silencer

배출 소음기의 크기와 파장의 길이를 고려하여 해석할 경우에는 컴퓨터의 메모리 문제로 인하여 해석이 어렵기 때문에 큰 행렬차원(matrix dimension)의 소음해석이 가능한 슈퍼컴퓨터(한국과학기술정보연구원의 nobela)를 사용하여 주파수 대역을 분리해 40 Hz의 단위로 해석을 수행하였고 주파수 해상도는 5 Hz로 정하였다.

배출 소음기 내부의 디퓨저와 스플리터를 구성하는 수 만개의 천공을 실제로 모델링할 수 없기 때문에 천공판이 있는 부분은 경계조건으로 등가시켰고 전달 행렬 방법(transfer matrix method)을 이용해 해석을 수행하였다<sup>2,3</sup>.

본 연구에서는 전달손실값을 이용하여 설계변수(디퓨저, 스플리터)에 따른 소음저감 효과를 비교 분석하였다.

## 2.2 내부 공동의 음향 모드 분석

배출 소음기의 내부 공동에 대한 음향 모드를 분석하기 위해 음향 모드 해석을 수행하였다. Fig. 3에서 알 수 있듯이 내부 공동을 유한요소로 모델링하고, 해석조건은 소음기 내부온도는 15 °C로 균일하다고 가정하고, 15 °C에서의 밀도

( $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$ )와 음속( $C = 340 \text{ m/s}$ )을 입력하였다.

배출 소음기의 내부 공동에서는 관심주파수 대역에서 많은 음향모드(89 개)가 존재한다. 내부 공동의 음향 모드를 분석해 보면, 저주파수 영역(68, 137 Hz)의 음향 모드는 소음기의 입출구단에서 상대적으로 음압이 높게 발생하며, 150 Hz 이상의 음향 모드는 소음기의 좌우, 스플리터 근방 그리고 국부적인 음향 모드가 나타난다. 주어진 배출 소음기에 있어서 150 Hz 이상에서 발생하는 음향 모드에 경우에는 공진발생 위치에 흡음재가 설치되어 있어 공진에 의한 소음을 저감시킬 수 있지만 150 Hz 이하에서 발생하는 음향 모드에 대해서는 소음저감 특성이 취약함을 알 수 있다.

소음기는 헬름홀츠(Helmholtz) 공명기에서 알 수 있듯이 공동의 체적이 클수록, 목의 길이가 작을수록, 목의 단면적이 작을수록 전달손실의 유효주파수 범위가 저주파 영역으로 이동한다. 따라서 저주파 영역에서의 소음저감 특성은 기존 배출 소음기의 단일 입구단 단면적을 줄임으로써 전달손실의 유효주파수를 낮추어 향상시킬 수 있다.<sup>5</sup> 즉 디퓨저의 단면적을 줄이고 단일 입구단을 다중 입구단으로 변경하는 방법을 고려한다.

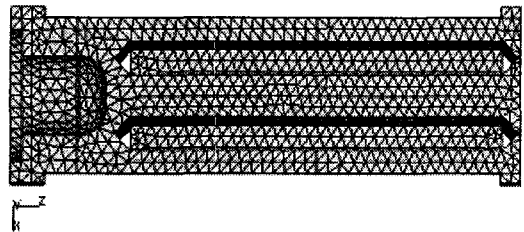


Fig. 3 Finite element model of the cavity

## 2.3 배출 소음기의 전달손실 분석

배출 소음기 해석에서는 소음기의 입구단(inlet)을 단위크기(1 m/s)를 갖는 정현파 속도로 가진하고 출구단(outlet)에는 상온(15 °C)에서 외부 방사 임피던스(impedance :  $\rho C$ )값을 경계조건으로 적용하였다<sup>2</sup>. 유체의 유동효과는 해석의 어려움 때문에 고려하지 않았다. 또한 입출구단을 제외한 경계부분은 수 만개의 천공이 존재하는 부분으로 수치해석에 있어서 구현하기 어렵기 때문에 전달 임피던스를 이용하여 천공판을 등가시켰다. 전달 임

피던스 값은 Mechel 공식에 의해 다음과 같이 계산할 수 있다<sup>6</sup>.

$$Z_p = \frac{\Delta P}{V} = R_p + X_p \quad (1)$$

$Z_p$ 는 전달 임피던스로 유체의 속도에 대한 압력비를 나타내며 실수( $R_p$ )와 허수( $X_p$ )의 값으로 이루어진다. Fig. 4와 같이 얇은 판( $l < 4a$ )에 대해서  $R_p$ 와  $X_p$ 는 식 (2), (3)과 같이 나타낼 수 있다.

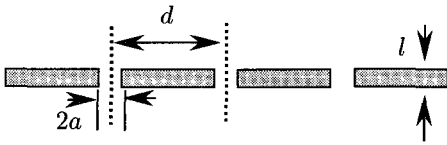


Fig. 4 Perforated thin wall

$$R_p = \frac{1}{\varepsilon} \sqrt{8\omega n \rho_0} \left(1 + \frac{l}{2a}\right) \quad (2)$$

$$X_p = \frac{1}{\varepsilon} \omega \rho_0 (l + 2 \Delta l) \quad (3)$$

위의 식에 의해 구한 전달 임피던스값은 식 (4)와 같다.

$$Z_p = 0.614\sqrt{f} + 0.552f \quad (4)$$

$$\begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \beta & -\beta \\ -\beta & \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} \quad (5)$$

유체가 천공판을 통과하기 전의 압력( $P_1$ ), 속도( $V_1$ )와 통과 후의 압력( $P_2$ ), 속도( $V_2$ )사이의 상관 관계는 식 (5)에서 처럼 천공판의 음향 특성을 포함한 전달 어드미턴스(admittance) 행렬로 나타내며 전달 어드미턴스 행렬은 식 (4)에 의해 계산된 전달 임피던스를 이용하여 배출 소음기의 천공판에 적용된다.<sup>2</sup> 유한요소모델의 음향해석에 있어서 주파수 해석범위는 0~1000 Hz이고 주파수 해상도는 5Hz로 하였다.

소음기의 소음저감 특성을 나타내는 전달손실

은 해석 과정에서 입출구단 절점에서의 음압을 도출하여 식 (6)으로 계산하였으며, 그 결과를 Fig. 5에 나타내었다.

$$TL = 20 \log\left(\frac{p_1}{p_2}\right) \quad (6)$$

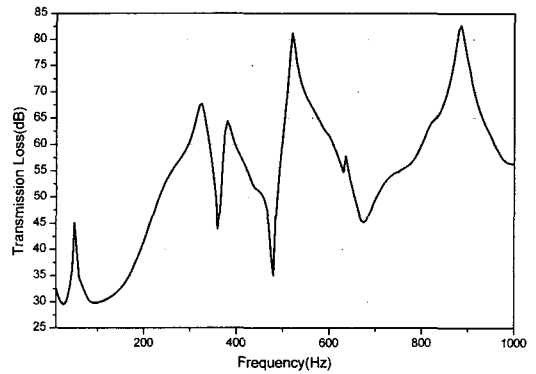


Fig. 5 Transmission loss of the original model

Fig. 5의 결과에서 알 수 있듯이, 기존 배출 소음기의 전달손실값은 저주파수 영역(200 Hz)에서 대체로 낮은 경향을 보이는데 이것은 저주파수 영역의 음향모드 영향으로 판단된다.

### 3. 구조적 형태에 따른 소음해석

#### 3.1 디퓨저 형태에 따른 소음저감 특성 분석

기존 배출소음기의 저주파수 영역(0~200 Hz)에서 소음저감 특성을 향상시키기 위하여 디퓨저의 구조적 형태에 따른 소음해석을 수행하였다. 디퓨저는 강 재료로 구성되어 있으므로 모델링에서 형상을 고려하여 강체로 모델링하였다.

천공판의 특성을 보면 관통형 소음기(through flow type, 또는 2-pipe system)처럼 단층 구조일 때는 공명기로 작동하여 흡입되는 공기의 충격을 완화시키는 역할을 하고, 2단 구조에서는 편위형이나 역류형 소음기(또는 3-pipe system)처럼 저항요소(resistive element)로서 작용하여 음향 특성은 소실형 소음기와 같이 고주파수 성분에 대해 저

주파 통과 필터(low pass filter)와 같은 역할을 하는 것으로 판단된다<sup>5</sup>.

헬름홀츠 공명기 원리에서 알 수 있듯이 유효 주파수 범위를 저주파수 영역으로 낮추어 저주파수 영역의 소음저감 특성을 향상시키기 위해 디퓨저의 형상을 변경하여야 한다. 일차적으로 기존 모델 디퓨저의 1/2 배의 단면적을 갖는 디퓨저를 두 개 장착하는 방법을 도입하였다. Fig. 6, 7 에는 변경된 디퓨저 사용시의 전달손실 해석 결과를 기존 모델과 비교하였다.

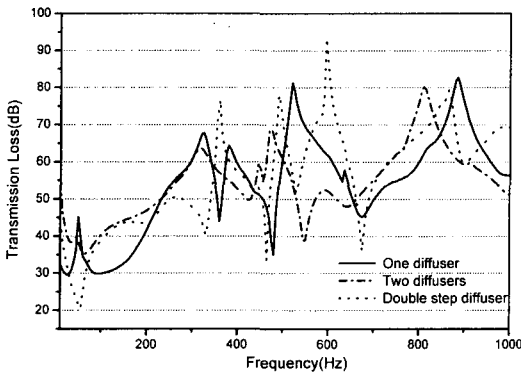


Fig. 6 Transmission loss with the modified diffuser (spectrum)

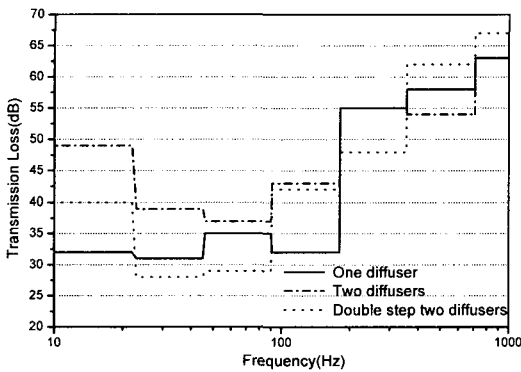


Fig. 7 Transmission loss with the modified diffuser (1/1 octave)

Fig. 6, 7의 결과에서 알 수 있듯이 일차적인 디퓨저의 형상 변경으로 인해 저주파수 영역(0~500 Hz)의 소음저감 특성은 향상되었으나 고주파수

영역(500 Hz~1 kHz)의 소음저감 성능은 기존 배출 소음기보다 떨어짐을 알 수 있다. 따라서 이차적인 형상변경으로 디퓨저를 2단 구조로 변경함으로써 상대적으로 디퓨저 외부 단면적이 증가되는 효과를 도모하였다. 그 결과 Fig. 6,7에서 볼 수 있듯이 유효 주파수 범위가 고주파수 쪽으로 이동함으로써 고주파수 영역의 소음저감 성능을 향상시켰다.

이상의 결과에 대한 분석을 통하여 저주파수 영역(0~500 Hz)에서는 기존 한 개의 디퓨저를 두 개로 변경하는 것이, 고주파수 영역(500 Hz~1 kHz)에서는 디퓨저를 2단 구조로 변경하는 것이 소음저감 성능 측면에서 우수한 것을 알 수 있다.

### 3.2 스플리터 형태에 따른 소음저감 특성 분석

스플리터 역시 배출 소음기의 소음저감에 있어서 중요한 부분이며 천공판과 흡음재로 구성된다. 천공판의 특성은 경계조건으로 등가되고 흡음재의 특성은 저항률(resistivity)과 공극률(porosity)로 나타낸다. 본 연구에서 사용된 흡음재의 저항률은 40000 rayls/m이고 공극률은 0.96이다.

다공판과 흡음재가 결정되면 설계에 있어서 설치 형태에 따른 소음해석이 필요하다. 기존 모델은 Fig. 1과 같이 두 개의 스플리터를 갖는다. 본 연구에서는 스플리터가 두 개와 세 개일 때, 전달손실값을 이용하여 소음저감 성능을 비교 분석하였다. 두 경우 모두 스플리터의 전체 부피가 동일한 조건하에서 해석을 수행하였으며, 그 결과는 Fig. 8, 9와 같다

Fig. 8, 9의 결과에서 알 수 있듯이 스플리터가 두 개인 구조에 비해 모든 영역에서 소음저감 성능이 낮은 것을 알 수 있다. 흡음재의 효과는 모든 주파수에서 동일한 흡음효과를 나타낼 수 없고, 흡음률은 흡음재가 동일한 경우에는 흡음재의 두께에 따라 달라진다. 본 연구에 사용된 유리솜(glasswool)의 경우 저주파수 영역(0~500 Hz)에서 두께에 따라 흡음률이 약 두 배 정도 차이가 나며, 일반적으로 두께가 두꺼울수록 흡음률이 좋아진다.

본 해석의 결과로부터 기존 배출 소음기의 스플리터의 전체 부피를 유지하면서 개수를 세 개로 늘리는 것이 소음저감 성능을 오히려 저하시

키는 것으로 나타났으므로 기존의 구조(스플리터 두 개)를 소음저감 효과 측면에서 변경할 필요가 없음을 알 수 있다.

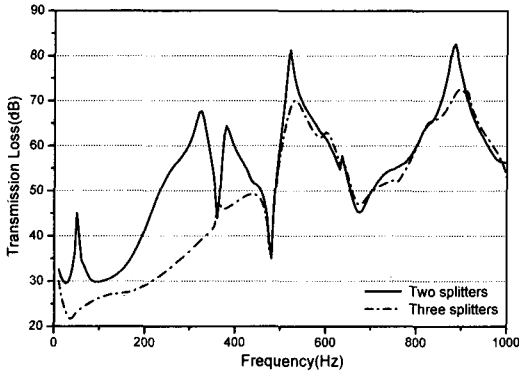


Fig. 8 Transmission loss with the modified splitter (spectrum)

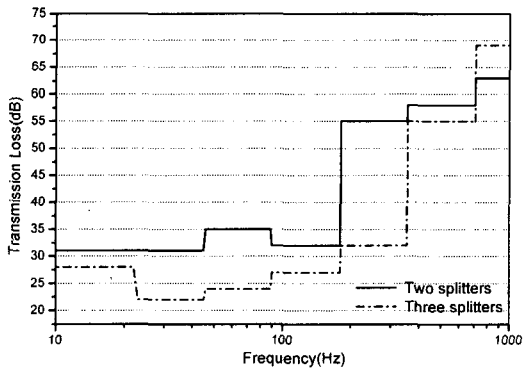


Fig. 9 Transmission loss with the modified splitter (1/1 octave)

#### 4. 개선된 배출 소음기의 소음해석

제 3 장에서 디퓨저와 스플리터의 형태에 따른 소음해석을 수행한 결과를 정리해 보면, 디퓨저의 입구단 형태는 동일 면적을 유지하면서 두 개를 분할하는 구조와 천공관을 2단으로 설치하는 구조가 소음저감 성능이 우수하다. 그리고 스플리터의 형태는 동일한 부피 하에서 두 개를 설치하는 구조보다는 기존 구조(스플리터 세 개)가 소음

저감 효과가 우수함을 알 수 있다. 따라서 결론적으로 디퓨저는 두 개로 분할하여 2단 구조로 하고 스플리터는 세 개가 설치된 기존 구조를 유지하는 방법으로 배출 소음기의 개선된 모델을 도출하였다.

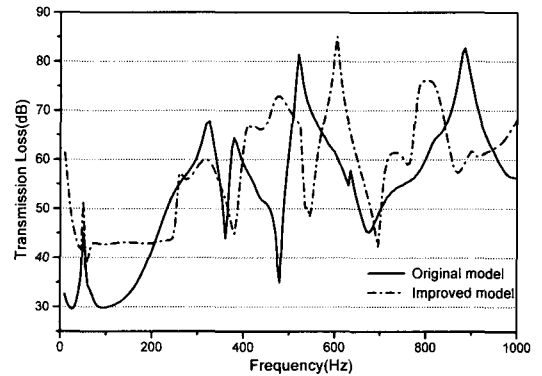


Fig. 10 Comparison of transmission losses (spectrum)

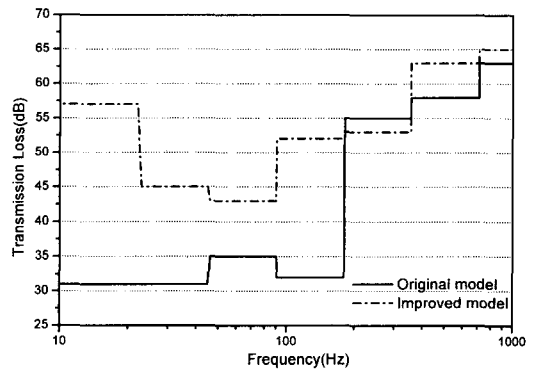


Fig. 11 Comparison of transmission losses (1/1 octave)

Fig. 10, 11은 개선된 배출 소음기와 기존 배출 소음기의 전달손실값을 비교한 것으로 일부 주파수 영역(200~380 Hz)을 제외하고 모든 주파수 영역에서 소음저감 성능이 기존 배출 소음기에 비해 우수하며, 특히 저주파수 영역(0~200 Hz)에서 소음저감 성능이 기존 배출 소음기에 비해 크게 향상되었음을 알 수 있다.

Table 1은 기존 배출 소음기와 개선된 배출 소음기의 전달손실값 차이를 나타내며, 전반적인 주파수 영역에서 개선된 모델의 전달손실값이 높게 나타나는 것을 알 수 있다.

Table 1 Transmission loss values of the original and improved models

Frequency band(Hz)	Original model(dB)	Improved model(dB)
0~22.4	31	57
22.4~45	31	45
45~90	35	43
90~180	32	52
180~355	55	53
355~700	58	63
700~1000	63	65

## 5. 결론

배출 소음기의 음향특성을 분석하고 설계를 개선하기 위하여 음향 모드 해석 및 디퓨저와 스플리터의 형태에 따른 소음저감 특성을 해석하였다. 음향 모드 해석결과 배출 소음기의 저주파수 영역의 음향 모드로 인해 저주파수 소음의 흡음 효과가 떨어지므로 디퓨저를 사용한 고주파수 소음으로 변조가 필요한 것으로 나타났다. 배출 소음기의 설계에 있어서 중요한 요소인 디퓨저와 스플리터의 형상에 따른 소음저감 해석결과, 디퓨저는 단면적을 줄임으로써 저주파수 영역(0~500 Hz), 2단 구조를 사용함으로써 고주파수 영역(500 Hz~1 kHz)에 대한 소음 저감 성능을 향상시킬 수 있다. 스플리터는 동일한 전체 부피 조건에서는 두 개인 구조가 세 개인 구조에 비해 소음저감 성능이 우수하게 나타났으며, 흡음면적보다는 흡음재의 두께가 배출 소음기의 소음저감 성능에 중요한 영향을 미치는 것으로 판단된다. 본 연구의 해석 결과로부터 디퓨저는 두 개이면서 2단 구조이고 스플리터는 세 개인 구조를 갖는 소음저감 성능이 개선된 배출 소음기의 설계를 도출하였다.

## 참고문헌

1. Oh, K. T., Lee, K. H., Ha, J. S., Park, I. D. and Kim, H. W., "A Study on the Industrial Boiler Vent Stack Silencer," The Korean Soc. of Mechanical Engineers, Proceedings of Fall Conference B, pp. 451-456, 1997.
2. SYSNOISE, Rev 5.3, User's Manual.
3. Kimura, M. R. M., Walber, C. and Gerges, S. N. Y., "Acoustical Modelling and Experimental Measurement of Concentric Resonator Reactive Muffler," Proceedings-Institute of Acoustics, Vol. 18, No. 6, pp. 915-918, 1996.
4. Lee, J. G., "Acoustic Analysis and Design of Exhaust Mufflers: II. Expressions of Acoustical Performance," Auto Journal, Vol. 16, No. 5, pp. 10-19, 1994.
5. Lee, J. G., "Acoustic Analysis and Design of Exhaust Mufflers: III. Linear Modeling and Design Tips," Auto Journal, Vol. 17, No. 1, pp. 20-30, 1995.
6. Sullivan, J. W. and Crocker, M. J., "Analysis of Concentric-tube Resonators Having Unpartitioned Cavities," Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 64, No. 1, pp. 207-215, 1978.
7. Jung, J. N. and Kim, W. J., "Analytical Model Improvement of Automotive Muffler using the Experimental Results of Transmission Loss," J. of the Korean Society of Precision Eng., Vol. 18, No. 9, pp. 204-209, 2001.