

대형 스플리터 소음기 성능에 대한 3차원 수치해석적 연구

Three-dimensional Numerical Study on Acoustic Performance of Large Splitter Silencers

백 성 현* · 이 창 현* · 권 대 훈** · 이 일 재†

Seonghyeon Baek, Changheon Lee Daehun Gwon and Iljae Lee

(Received July 14, 2016 ; Revised January 26, 2017 ; Accepted January 26, 2017)

Key Words : Splitter Silencer(스플리터형 소음기), Sound Absorbing Material(흡음재), Perforation Rate(천공률), Three Dimensional Analysis(3차원 해석)

ABSTRACT

Acoustic performance of splitter silencers was investigated by using 3-dimensional commercial software and experiments. Flow resistivity of sound absorbing material was indirectly estimated by using an impedance tube setup and a curve fitting method. In addition the acoustic impedance of perforated plate was determined by an empirical formulation. Such properties have been used as input parameters in the commercial software. The prediction for a splitter silencer with 1000 mm length was compared with the experimental result. The numerical method is then applied to identify the effects of number of splitters, length of splitters, absorptive material density, and porosity of a perforated plate on the performance of the splitter silencers. As the number and length of splitter increases, the acoustic performance significantly increases. Although the increase of density of absorptive material also increase the acoustic performance, a change in the density over a certain level hardly affect it. The increase of porosity will enhance the performance especially at higher frequencies.

기 호 설 명

A : 소음기 단면의 공기통로 단면적
 a : 천공판 구멍의 반지름
 d : 천공판 구멍 사이의 거리
 Δl : 천공 배열 형상에 따른 길이 보정값
 ΔL_t : 소음기에 의한 저감량
 ϵ : 천공판의 천공률
 η : 동점성계수
 f : 주파수

k_c : 흡음재의 파수
 k_0 : 공기의 파수
 L : 소음기의 길이
 L_h : 형상, 흡음재 등에 따른 매개변수
 l : 천공판의 두께
 ρ_0 : 공기의 밀도
 ω : $2\pi f$
 σ : 유동 비저항
 P : 소음기 단면의 공기통로 둘레 길이
 Z_c : 흡음재의 특성 임피던스

† Corresponding Author; Member, Department of Mechanical Engineering Chonbuk National University
E-mail : leeij@jbnu.ac.kr

* Department of Mechanical Engineering, Chonbuk National University
** Sungshin Enstec

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

Z_0 : 공기의 특성 임피던스
 Z_p : 천공판의 음향 임피던스

1. 서론

해상용 가스터빈엔진은 주로 높은 출력이 요구되는 해상플랜트와 군함 등에 사용된다. 이러한 엔진은 높은 주파수 대역에서 강한 소음이 발생하며 선박의 특성상 협소한 공간에 장착되기 때문에 승조원의 근무환경에 악영향을 준다. 특히 군함의 경우 적에게 위치가 노출될 우려가 높아 작전상 위험을 초래할 수 있기 때문에 엔진에서 발생하는 소음을 저감할 필요가 있다. 가스터빈에서 발생하는 소음은 배기계와 흡기계를 통해 외부로 전달되기 때문에 이 경로에 소음기를 장착하게 된다.

가스터빈에서 발생하는 소음은 엔진의 회전속도가 빠르고 블레이드 수가 많기 때문에 고주파수 대역(2000 Hz ~ 8000 Hz)의 특성을 보인다. 특히 흡기계에서는 엔진에 공기를 공급하기 위하여 단면적이 큰 덕트를 사용하기 때문에 덕트의 구조적 특성을 이용하는 반사형 소음기를 사용하기 어렵다. 따라서 흡음재를 이용한 스플리터형 소음기가 주로 사용된다. 스플리터형 소음기는 Fig. 1과 같이 흡음재를 사용하고 직선형의 공기통로를 가지기 때문에 고주파수의 소음을 저감하는데 효과적이며 압력손실이 낮은 특성을 가지고 있다.

해상용 가스터빈에 사용되는 스플리터형 소음기의 단면적은 매우 크기 때문에 실물을 대상으로 하는 실험과 예측에 한계가 있다. 따라서 ISO 7235⁽¹⁾에서는 Fig. 2의 A, B, C와 같이 실제 소음기의 일부 샘플만 제작하여 측정하도록 규정하고 있다. 스플리터 소음기에 대한 소음저감 성능은 실험적 방법과 수치적 방법을 적용하여 연구가 진행되어 왔다⁽²⁻¹⁰⁾.

이러한 소음기는 넓은 덕트 단면 때문에 낮은 주파수부터 고차모드가 진행되므로 1차원 해석기법을 사용하는데 한계가 있다. 또한 2차원 해석기법은 스플리터 입·출구 형상에 의한 영향을 고려하기 어렵다는 단점이 있다. 따라서 이러한 단점을 극복하고 정확한 예측을 위해서는 3차원 수치해석적 방법이 사용된다⁽⁸⁻¹⁰⁾. 하지만 대형 소음기에 대하여 수치해석적 방법을 적용하기 위해서는 요소의 개수에 대한 현실적인 제한과 긴 연산시간에 대한 문제점을 고려

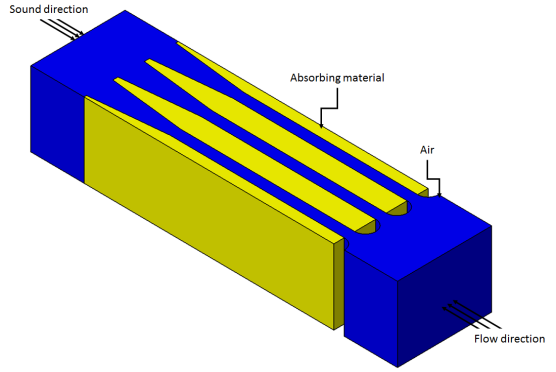


Fig. 1 Model of a splitter silencer

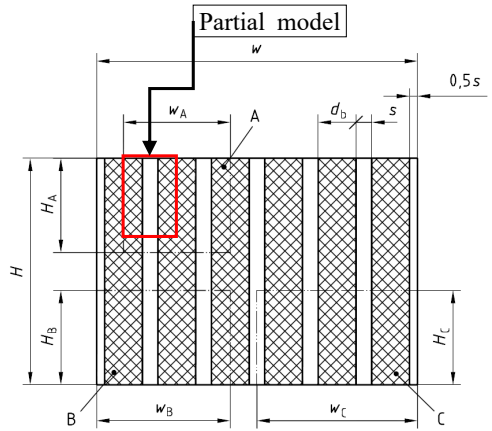


Fig. 2 Schematic representation of the actual silencer used as an example showing three possible cutouts

해야 한다. 또한 흡음재와 천공판의 음향학적 특성에 대한 적절한 적용이 필요하다.

이 연구에서는 3차원 상용프로그램을 사용하여 흡음형 대형 스플리터 소음기에 대한 수치해석 방법의 적용 방법을 소개하고 실험결과와 비교하였다. 또한 중요 설계인자가 소음저감 성능에 미치는 영향을 제시하였다.

2. 배경 이론 및 해석 방법

2.1 흡음재의 특성

스플리터 내에 삽입되는 흡음재의 음향학적 특성은 특성 임피던스(characteristic impedance)와 파수(wave number)로 표현할 수 있는데, Delany와 Bazley

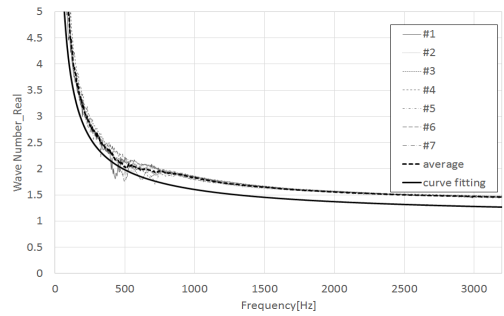
는⁽¹¹⁾ 다공성이 1에 가까운 재료에 대한 특성 임피던스와 파수를 유동비저항(flow resistivity)과 주파수로 이루어진 함수로 표현하는 실험식을 제시하였다. 하지만 저주파수에서 해석적 문제가 발생하는 단점이 있다. 따라서 Miki는⁽¹²⁾ 이러한 문제를 보완한 실험식을 다음과 같이 제시하였다.

$$\frac{Z_c}{Z_0} = 1 + 0.070(f/\sigma)^{-0.632} - i0.107(f/\sigma)^{-0.632} \tag{1}$$

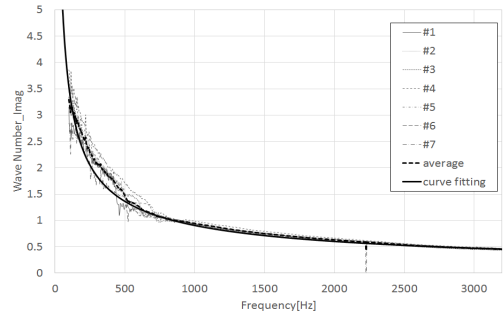
$$\frac{k_c}{k_0} = 0.160(f/\sigma)^{-0.618} - i[1 + 0.109(f/\sigma)^{-0.618}] \tag{2}$$

이 연구에서 사용한 상용프로그램도 흡음재의 음향학적 특성에 대해서 Miki모형을 적용하고 있다. 위 식에서 유동비저항(σ)은 사용하는 흡음재의 종류와 양에 따라서 실험적으로 측정을 해야 한다. ISO 9253⁽¹³⁾에 의하면 흡음재의 유동비저항을 측정하기 위해서는 흡음재 샘플에 공기를 통과시키고 소재 전·후의 압력변화를 측정하는 절차를 갖는다. 일반적으로 기본 밀도에 대한 유동비저항은 제조사에서 제공을 하지만, 기본 밀도가 아닌 경우와 유동비저항이 작은 경우에는 정확한 유동비저항을 얻기 어려울 수 있다.

따라서 이 연구에서는 전달행렬법과 Miki 모델을 활용하여 간접적인 방법으로 유동비저항을 구하였다. 먼저 임피던스튜브와 two-load-method⁽¹⁴⁾를 이용하여 이 연구에 사용된 밀도 60 kg/m^3 갖는 미네랄 울의 특성임피던스와 파수를 구하였다. 특성임피던스와 파수는 모두 실수와 허수부로 이루어져 있기 때문에 모두 4가지의 변수값이 있는데, 이 모두를 동시에 만족하는 유동비저항을 구하는 것은 매우 어렵다. 따라서 이 중에서 흡음 성능에 가장 큰 영향을 주는 파수의 허수부분에 대하여⁽¹⁵⁾ 곡선접합(curve fitting)을 이용하여 Fig. 3(b)와 같이 Miki 모델에 부합하는 유동비저항 $\sigma = 16234 \text{ Pa} \cdot \text{s/m}^2$ 을 도출하였다. 이 때 곡선접합은 Miki가 제시한 식과 동일한 형태를 MATLAB 프로그램을 사용하여 도출하였다. 또한 Miki모델과 이 유동비저항을 사용하여 얻는 다른 3개의 변수값과 측정값을 비교하여 Fig. 3(a)와 Fig. 4에 제시하였다.

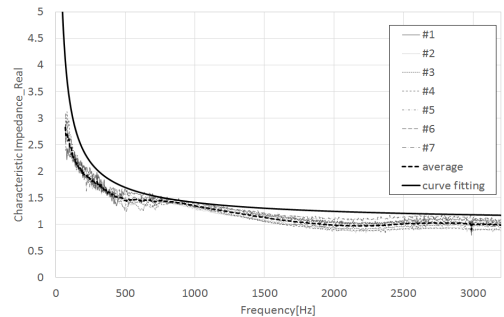


(a) Real part

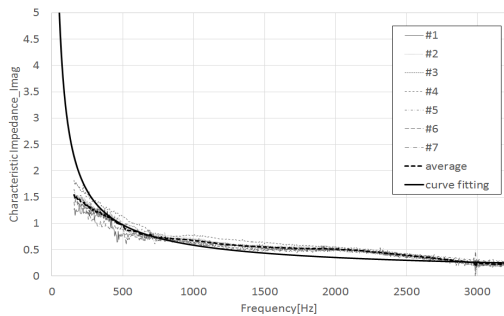


(b) Imaginary part

Fig. 3 Wave number of mineral wool with 60 kg/m^3



(a) Real part



(b) Imaginary part

Fig. 4 Characteristic impedance of mineral wool with 60 kg/m^3

2.2 천공판

스플리터에 장착되는 흡음재가 외부로 유출되는 것과 외부의 이물질 의해서 손상되는 것을 방지하기 위해 천공판이 사용된다. 이 천공판은 흡음재로 채워진 영역과 공기통로 사이에 존재하여 두 영역의 경계를 형성하기 때문에 음향학적 역할도 고려할 필요가 있다. 천공판은 작은 구멍이 매우 많기 때문에 3차원 모델로 음향학적 특성을 얻기 어렵고, 일반적으로 실험적인 방법을 사용하여 얻는다.

이 연구에서 사용된 상용프로그램에서는 Mechel's formula⁽¹⁶⁾를 이용하여 구한 천공판의 임피던스를 사용한다. Fig. 5는 천공의 배열, 크기, 사이의 거리를 나타낸 것이며, 이 형상에 대한 임피던스는 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$Z_p = R_p + i \cdot X_p \tag{3}$$

$$R_p = \frac{1}{\epsilon} \sqrt{8 \cdot \omega \cdot \eta \cdot \rho_0} \left(1 + \frac{l}{2 \cdot a} \right) \tag{4}$$

$$X_p = \frac{1}{\epsilon} \cdot \omega \cdot \rho_0 \cdot (l + 2\Delta l) \tag{5}$$

여기서 ϵ 과 Δl 은 천공 배열 형상에 따라 그 값이 달라진다. 천공의 배열이 사각형일 경우 식 (6)~(7)과 같이 표현한다.

$$\epsilon = \frac{\pi \cdot a^2}{d^2} \tag{6}$$

$$\Delta l = \begin{cases} 0.85 \cdot a \cdot \left(1 - 2.34 \frac{a}{d} \right), & 0 < \frac{a}{d} < 0.25 \\ 0.668 \cdot a \cdot \left(1 - 1.9 \frac{a}{d} \right), & 0.25 < \frac{a}{d} < 0.5 \end{cases} \tag{7}$$

이 연구에서는 천공의 배열은 사각형, 천공판의 두께 2 mm, 천공 사이의 간격을 5 mm를 기본으로 하고, 천공의 직경을 변화하여 천공률을 조정하였다. 실제 프로그램에서는 어드미턴스의 형태로 입력되는 데 이는 임피던스를 통해서 얻을 수 있다.

2.3 수치해석 모델

해석프로그램은 LMS사의 Virtual Lab 13.1을 사용하였으며, 상온 조건과 2.1절에서 도출한 흡음재의 유동비저항 $16234 \text{ Pa} \cdot \text{s/m}^2$ 를 사용하였다. 스플리터

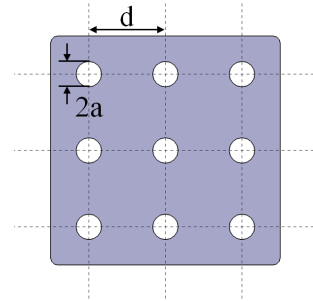


Fig. 5 Hole and arrangement of perforated plate

소음기는 그 크기가 매우 크기 때문에 실제모델을 그대로 해석하기에는 연산시간이 매우 오래 소요되며 경우에 따라 연산이 불가능한 경우도 발생한다. ISO 7235에서 제시한 바와 같이 단면의 크기가 큰 스플리터형 소음기는 단면의 일부분을 모델링 할 수 있다는 내용을 해석적으로 확인한 Lee et al.⁽⁷⁾이 제시한 부분모델을 사용하였으며, 그 형상을 Fig. 2에 표시하였다.

ISO 7235에서는 삽입손실을 사용하여 스플리터 소음기의 소음저감 성능을 평가한다. 삽입손실 측정 장비에서 끝단은 저주파수에서는 낮은 반사율을 요구하여 흡음재로 채워지지만, 대부분의 주파수에서는 고차모드가 존재하기 때문에 무반사단 조건을 요구하지 않는다. 수치해석적 평가에서는 실험에서 끝단의 조건을 재현하기 어렵기 때문에 무반사단으로 가정하였다. 수치해석적 평가에서도 소음기의 유무에 따른 2회의 연산을 통해서 삽입손실을 계산할 수도 있다. 하지만 무반사단에서 투과손실과 삽입손실은 동일하며, 연산 시간을 절약하기 위해서 무반사단 조건을 사용하여 1회의 연산을 통해 투과손실을 계산하였다.

2.4 격자 및 경계조건

음향해석의 신뢰성을 확보하기 위해 격자의 크기는 최대주파수 파장의 1/4 이하의 길이가 요구된다. 최대주파수인 5000 Hz에서 파장은 약 68.6 mm이므로 격자의 크기는 15 mm 이하가 되어야 한다. 격자의 수는 스플리터의 길이, 스플리터 및 공기통로의 폭에 의해 결정되는데, 이 연구의 대상인 모델에 대한 크기와 격자수 등은 Table 1과 같다.

수치해석모델의 경계조건은 크게 입구, 출구, 공기

Table 1 Specification of the models

| Length of splitter(mm) | Width of airway(mm) | Size of model (W × H × L) | No. of element |
|------------------------|---------------------|---------------------------|----------------|
| 1000 | 100 | 300 × 350 × 2000 | 86729 |
| 1250 | 75 | 225 × 350 × 2250 | 76883 |
| 1250 | 100 | 300 × 350 × 2250 | 98278 |
| 1250 | 150 | 450 × 350 × 2250 | 136501 |
| 1500 | 100 | 300 × 350 × 2500 | 108986 |
| 1750 | 100 | 300 × 350 × 2750 | 122471 |
| 2000 | 100 | 300 × 350 × 3000 | 134317 |

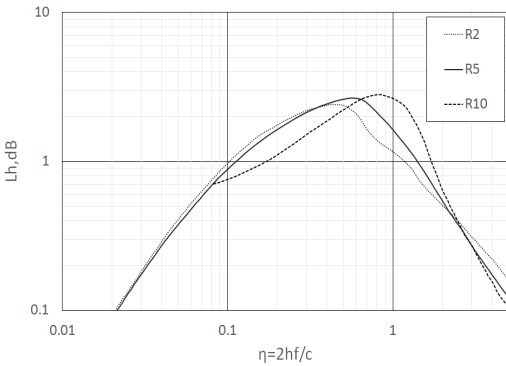


Fig. 6 Normalized attenuation versus frequency curves for parallel baffle silencers in 33% open

와 흡음재 사이의 경계로 구분된다. 입구에서는 모든 주파수에서 1 W/m²의 단위 음압강도를 주었으며, 출구에서는 무반사단 조건을 주었다. 공기와 흡음재 사이에 있는 천공판은 2.2절에서 언급한 방법을 이용하여 주파수별 어드미턴스를 구하여 입력하였다.

소음기의 삽입손실은 크게 입구손실, 출구손실, 직선의 소음기 저감으로 구분된다. 직선의 소음기 저감은 $\Delta L_l = P \cdot l \cdot L_h / A$ 로 표현되며, L_h 는 스플리터의 형상, 흡음재의 특성, 주파수, 온도 등을 변수로 갖는 복잡한 형태의 매개변수로 이루어져 있으며 참고문헌에서 L_h 는 Fig. 6과 같이 제시하고 있다⁽¹⁷⁾. 이 연구에서 도출한 L_h 는 Fig. 7과 같으며 두 결과가 유사한 경향을 보이고 있다. 입구손실과 출구손실을 무시하면 이 결과를 이용하여 성능평가를 할 수 있으나, 이 연구에서는 입구와 출구의 영향을 모두 고려하여 성능을 평가하였다.

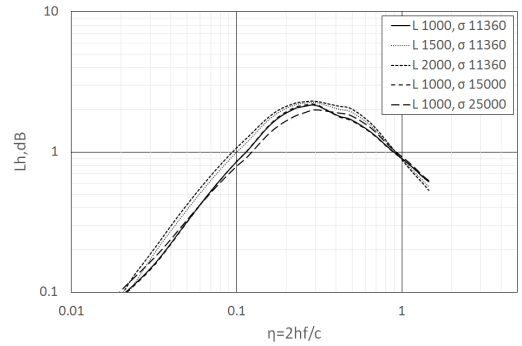


Fig. 7 Predicted normalized attenuation for silencers with different length and flow resistivity

3. 결 과

3.1 실험과 해석결과 비교

수치해석 결과의 신뢰성을 검증하기 위해 길이가 1000 mm인 스플리터 소음기를 제작하여 삽입손실을 측정하였다. 실험장치는 ISO 7235규정에 따라 스피커, 모달덕트, 소음기(치환덕트), 시험덕트, 무반사단으로 구성되어 있으며, 시험덕트 내에 5개의 마이크로폰을 대각선으로 설치하여 음압의 평균을 사용하였다. 마이크로폰은 1/2인치 PCB 마이크로폰을 사용하였으며, 스피커는 12인치 크기의 동축형 스피커 4개를 사용하여 20 Hz ~ 12 000 Hz 범위의 백색 잡음을 출력하였다.

Fig. 8에 1000 mm 길이의 스플리터 소음기에 대한 수치해석과 실험결과를 비교하여 제시하였다. 500 Hz ~ 1000 Hz를 제외한 모든 영역에서 수치해석은 실험결과와 높은 일치도를 보이고 있다. 500 Hz ~ 1000 Hz의 영역에서 실험결과가 전체적인 경향과 비교하여 낮은 소음저감 성능을 보이고 있다. 이는 구조물을 통하여 음파가 전달되기 때문으로 추측되는데 확인을 위해서 추가 연구가 필요하다.

3.2 스플리터 개수와 폭에 의한 영향

스플리터 소음기의 단면적에서 공기의 통로와 스플리터의 면적이 차지하는 비율은 엔진으로 유입되는 공기의 요구량과 소음저감 목표에 의해서 결정된다. 전체 단면적에서 스플리터가 차지하는 면적이 결정되면 다시 스플리터의 개수와 각 스플리터의 폭을 결정할 수 있다. 스플리터의 개수와 폭이 소음저

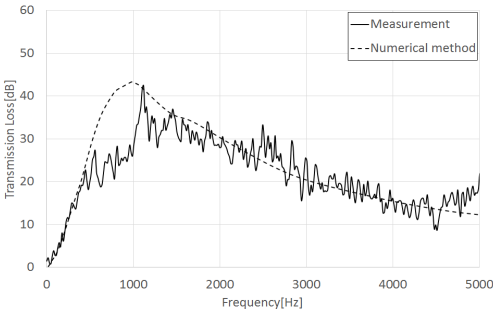


Fig. 8 Comparison of prediction with experiment of sample silencer of 1000 mm length

감 성능에 미치는 영향을 파악하기 위하여 수치해석을 진행하였다. 소음기 전체 단면의 높이는 700 mm 이고 폭은 900 mm 일 때, 세로 방향의 스플리터를 2 개, 3 개, 4 개를 설치하는 경우를 고려하였다. 모든 스플리터 폭의 합은 600 mm 로 고정하면, 각 스플리터의 폭은 300 mm, 200 mm, 150 mm 로 결정된다.

Fig. 9는 스플리터의 폭과 개수가 소음저감 성능에 미치는 영향에 대한 수치해석적 결과를 보여주고 있다. 스플리터의 폭이 감소하며 동시에 개수가 증가하면 소음저감 성능이 저주파수를 제외한 모든 영역에서 증가하는 것을 알 수 있다. 스플리터의 두께를 줄이고 개수가 많아지면 같은 양의 흡음재로 이루어진 소음기라도 성능이 좋아진다. 이는 음파가 흡음재와의 접촉 면적이 증가하기 때문으로 생각된다. 하지만 스플리터의 수가 많아질 경우 유동의 흐름에 대한 저항이 증가하여 소음기 전·후단 사이의 압력강하가 높아져 엔진성능에 영향을 주고 제작단가가 상승할 수 있다.

3.3 흡음재 밀도에 의한 영향

흡음재의 밀도가 증가하면 일반적으로 유동비저항 역시 증가한다. 흡음재의 밀도 변화에 따른 영향을 확인하기 위하여 유동비저항의 변화를 주어 그 경향을 파악하였으며, Fig. 10에 그 결과를 제시하였다. 유동비저항(σ)은 일반적으로 실제 스플리터형 소음기에 사용되는 유동비저항의 범위보다 약간 넓게 5000 Pa·s/m²부터 25000 Pa·s/m²까지 범위로 결정하였다. 유동비저항이 낮을 경우 특정 주파수에서 높은 피크값을 갖지만, 고주파수에서 성능이 저하되는 것을 알 수 있다. 유동비저항이 증가할수록

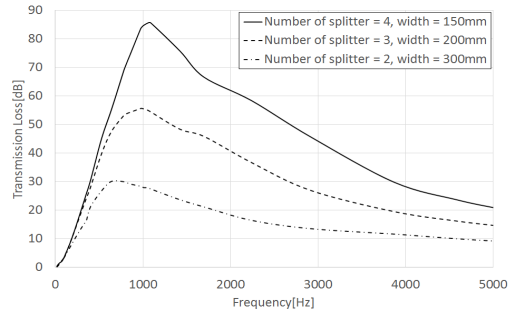


Fig. 9 The effect of number and width of splitter of 1250 mm length on transmission loss

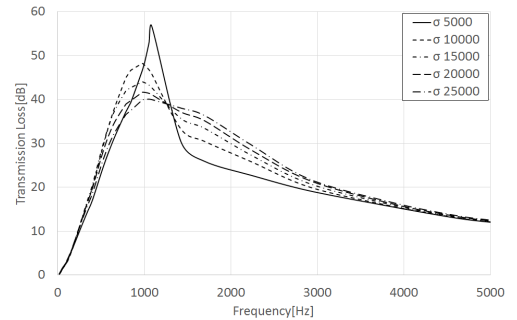


Fig. 10 The effect of flow resistivity on transmission loss

피크점이 사라지고 전체적인 성능이 높아진다. 한편 유동 비저항이 20 000 Pa·s/m² 이상일 경우 성능변화에 큰 영향을 주지 않으며, 오히려 무게와 제작단가가 상승의 원인이 될 우려가 있다.

3.4 천공판에 의한 영향

2.2절에서 설명한 바와 같이 천공판은 흡음재를 고정하고 및 보호하고자 사용되는데, 천공률에 따라서 소음기의 성능에 영향을 미칠 수 있다. 이 천공률의 변화가 소음기에 미치는 영향을 알아보았으며 그 결과는 Fig. 11과 같다. 천공률이 높아짐에 따라서 저주파수에서는 미미하게 성능이 낮아지지만 피크보다 높은 주파수 영역에서는 성능이 상당히 높아지는 것을 알 수 있다. 따라서 높은 천공률을 사용하는 것이 좋다는 것이 확인되었다.

3.5 스플리터 길이에 의한 영향

스플리터는 유동의 압력손실을 낮추기 위하여 일

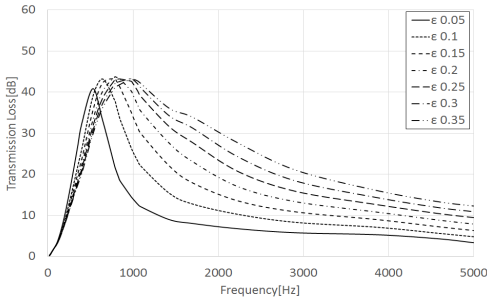


Fig. 11 The effect of perforation rate on transmission loss

반적으로 Fig. 12와 같이 노즈, 테일, 직선부 3구간으로 형성된다. 스플리터의 길이가 길어지면 소음기의 성능은 향상된다는 것을 예측할 수 있다. 그 증가에 대한 양적인 예측을 위해서 스플리터의 노즈, 테일의 형상은 유지한 채 직선부분의 길이만 변화를 주고 수치해석을 진행하였다. 스플리터의 전체 길이는 1000 mm에서 2000 mm까지 250 mm 간격으로 설정하였다. 그 결과는 Fig. 13에 제시하였으며, 길이변화에 따른 성능변화가 선형적으로 이루어짐을 확인할 수 있다. 이는 결과가 실험이나 수치해석적인 결과와 단순한 계산을 통해서 다른 길이의 소음기에 대한 성능을 예측할 수 있다는 것을 보여주고 있다.

3.6 노즈와 테일의 영향

이 연구에 활용된 스플리터 소음기는 가스터빈 흡기장치에 삽입되기 때문에 스플리터의 압력강하는 소음기를 설계함에 있어 중요한 매개변수로 작용한다. 이러한 압력강하를 최소화하기 위하여 스플리터 소음기 노즈, 직선부, 테일 세 부분으로 구성된다. 스플리터 소음기의 전·후단에 위치하는 노즈와 테일의 영향을 알아보고자 해석을 수행하였으며 그 결과를 비교하여 Fig. 14에 제시하였다. 해석을 사용하여 기본모델(base), 기본모델에서 노즈 혹은 테일 제외된 모델과 노즈와 테일이 모두 제외된 채 직선 영역만 있는 모델(w/o nose&tail), 기본모델과 동일한 양의 흡음재로 채워진 직선영역만 존재하는 모델을 비교하였다. 기본 모델과 노즈만 제외된 모델을 비교하면 노즈가 소음기 전체에 미치는 영향은 거의 없음을 확인할 수 있다. 반면 테일 영역은 전체 소음기에 미치는 영향이 매우 크다는 것을 확인할 수 있다. 이는 전체 모델의 길이 1000 mm중 테일의 길이

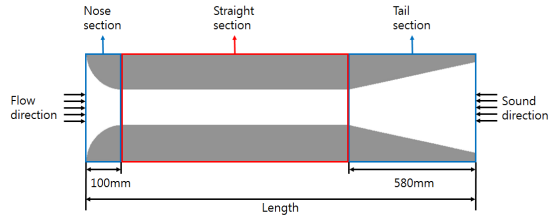


Fig. 12 Dimension of the splitter silencer model

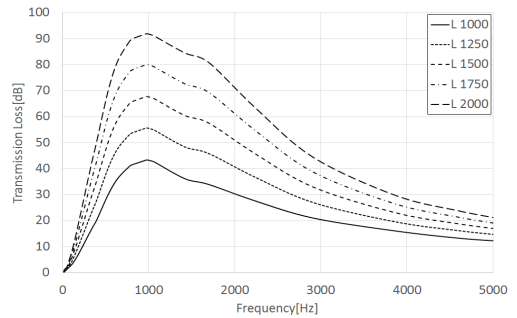


Fig. 13 The effect of length of splitter on transmission loss

가 약 580 mm로 절반이 넘는 길이를 차지하고 있기 때문이다. 하지만 이러한 부분은 전체 스플리터의 길이가 길어질수록 영향은 줄어들 것이라 판단된다. 마지막으로 기본모델과 직선영역만 존재하지만 기본모델과 동일한 흡음재의 양을 가지고 있는 모델을 비교한 결과 1200 Hz 미만에서는 유사한 결과 보이고 있다. 따라서 노즈와 테일을 갖고 있는 스플리터 소음기에 대하여 저주파수에서 흡음재의 양을 유지한다면 직선으로 간략하게 모델링을 할 수 있다는 것을 보여주고 있다. 하지만 고주파수 영역에서는 소음저감 성능을 실제보다 더 크게 예측할 수 있기 때문에 주의할 필요가 있다.

3.7 실제 소음기의 결과 예측

약 2.5 m의 길이를 갖는 해상용 가스터빈에 장착되는 소음기를 대상으로 소음저감 성능에 대한 실험과 수치 해석적 예측을 비교하여 Fig. 15에 제시하였다. 소음기 길이가 증가하여 격자수가 증가하고 이에 따른 현실적인 연산의 한계 때문에 3500 Hz까지 연산을 진행하였다. 측정값과 예측값이 매우 큰 오차를 보이고 있는데, 이는 측정값의 한계에 의한 것으로 소음기는 실제 매우 높은 소음저감 성능을 보일

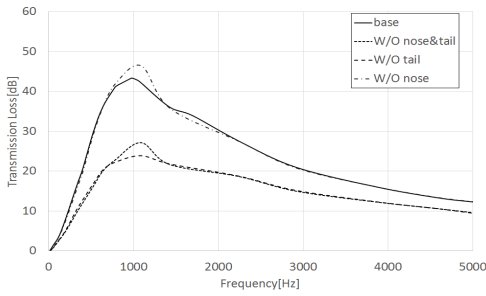


Fig. 14 Effect of the splitter elements on transmission loss

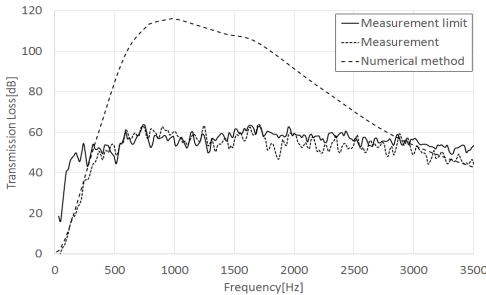


Fig. 15 Comparison of predictions with experiments of splitter silencer with 2500 mm length

것으로 예상된다. Kirby et al.⁽⁴⁾가 제시한 바와 같이 입사음의 한계, 덕트와 우회에 의한 전달, 배경소음 등에 의해서 결정되는 실험장치의 측정한계에 의해 흡음기의 높은 성능을 정확하게 측정하지 못하며 그 값은 측정한계와 유사한 결과를 보인다. 해상용 가스터빈에 사용되는 실제 소음기가 약 500 Hz ~ 2000 Hz에서 매우 높은 소음저감 성능을 갖도록 설계가 된 것은 3500 Hz 이상 대역에서 급격히 성능이 떨어지는 특징을 고려하여 고주파수에서도 정해진 성능을 확보하기 위한 것으로 보인다.

4. 결 론

3차원 상용 소프트웨어를 사용하여 가스터빈 엔진의 흡기시스템에 사용되는 스플리터 소음기의 성능에 대한 예측을 수행하였다. ISO 7235를 기반으로 대형 소음기의 일부분을 대상으로 한 해석 모델을 설정하였다. 흡음재의 중요한 물성치인 유동비저항을 얻기 위하여 간접적인 방법을 사용하였다. 임피던스 튜브를 사용하여 흡음재 샘플에 대한 특성임피던스와 파

수를 측정하였고, 흡음재의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 파수의 허수부분에 대하여 Miki모델의 적합곡선을 이용하여 유동비저항을 결정하였다. 또한 실험식을 이용하여 흡음재를 보호하고 있는 천공판의 형상에 따른 임피던스를 얻어 모델에 적용하였다.

수치해석결과의 신뢰성을 확인하기 위하여 길이 1000 mm의 소음기에 대한 실험결과와 비교하였다. 스플리터형 소음기의 중요 설계인자에 대한 수치해석 결과를 제시하여 각 인자가 소음저감 성능에 미치는 영향을 파악하였다. 먼저 흡음재의 양이 일정한 상태에서 스플리터의 폭은 좁아지고 개수가 증가하면 저주파수를 제외한 거의 모든 주파수 영역에서 소음저감 성능이 증가하는 것을 확인하였다. 또한 흡음재의 밀도가 증가하면 피크의 크기는 줄어들지만 고주파수에서 성능이 증가한다. 하지만 밀도가 일정 값 이상으로 증가하면 성능에 미치는 영향은 거의 없으며 오히려 무게와 제작비가 상승하는 부정적인 영향이 나타난다. 마지막으로 흡음재를 고정하고 보호하기 위해서 사용되는 천공판의 천공률이 증가하면 고주파수 대역에서 성능이 향상됨을 확인할 수 있다. 약 2.5 m의 길이를 갖는 해상용 가스터빈에 장착되는 소음기를 대상으로 하여 실험과 수치해석 결과를 비교하여 시험장치의 측정한계보다 더 높은 소음저감 성능을 보일 것으로 예상되었다.

이 연구에서는 덕트 내부의 유동속도가 마하수 0.1 미만으로 유동에 의한 배압의 상승 및 소음의 발생은 무시하였다. 유동속도가 증가함에 따라서 유동에 의한 영향이 중요해지면 CFD(computational fluid dynamics) 등을 활용하여 이러한 효과를 고려할 수 있을 것이다.

후 기

이 연구는 민·군 겸용 기술개발사업(해상용 가스터빈 흡기장치 개발)의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다(과제번호 : 13-DU-MC07)

References

(1) ISO 7235, 2003, Acoustics - Laboratory Measurement Procedures for Ducted Silencers and Air-terminal Units - Insertions Loss, Flow Noise and

Total Pressure Loss.

(2) Kim, C. Y., Yun, D. J., Kim, K. W. and Kim, H. J., 2010, The Research for Performance Improvement of Splitter Type Sound Attenuator, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 642~643.

(3) Jeon, S. H., Hong, C. S. and Jeong, W. B., 2008, Acoustic Performance Analysis of a Splitter Silencer, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 332~333.

(4) Kirby, R., Herries, D. and Amott, K., 2009, Validating Insertion Loss Predictions for HAVC Silencers, 16th International Congress on Sound and Vibration, Krakow, July 5~9.

(5) Kim, B. K., Kim, S. R., Kim, H. S. and Shin, M. C., 2008, Performance Test and Evaluation of Ship Exhaust Muffler, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 12, pp. 1237~1242.

(6) Baek, S. H., Lee, K. H., Gwon, D. H. and Lee, I. J., 2014, Design and Measurement of Dissipative Silencers for Noise Reduction of Large Maritime Gas Turbine Engines, Proceedings of the KSNVE Annual Fall Conference, pp. 367~371.

(7) Lee, C. H., Baek, S. H., Gwon, D. H. and Lee, I. J., 2015, Three-dimensional Analysis on Acoustic Performance of Dissipative Silencers of Large Maritime Gas Turbine Engines, Proceedings of the KSNVE Annual Fall Conference, pp. 237~240.

(8) Kirby, R., Amott, K., Williams, P. T. and Duan, W., 2014, On the Acoustic Performance of Rectangular Splitter Silencers in the Presence of Mean Flow, Journal of Sound and Vibration, Vol. 333, No. 24, pp. 6295~6311.

(9) Kirby, R., 2005, The Influence of Baffle Fairings on the Acoustic Performance of Rectangular Splitter Silencers, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 118, No. 4, pp. 2302~2312.

(10) Lee, J. H., Lee, B. Y., Nam, K. H., Kim, B. Y. and Kim, W. J., 2006, A Design Improvement of the Vent Silencer of the Industrial Plants Using Acoustic Analysis, Journal of the Korean Society of Precision Engineering, Vol. 23, No. 2, pp. 122~128.

(11) Delany, M. E. and Bazely, E. N., 1970, Acoustical Properties of Fibrous Absorbent Materials,

Applied Acoustics, Vol. 3, No. 2, pp. 105~116.

(12) Miki, Y., 1990, Acoustical Properties of Porous Materials – Modifications of Delany-Bazley Models –, J. of Acoust. Soc. Jpn. (E), Vol. 11, No. 1, pp. 19~24.

(13) ISO 9253, 1991, Acoustics - Materials for Acoustical Applications - Determination of Airflow Resistance.

(14) ASTM E2611-09, 2009, Standard Test Method for Measurement of Normal Incidence Sound Transmission of Acoustical Materials Based on the Transfer Matrix Method.

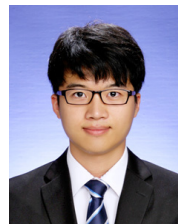
(15) Lee, I. J., 2005, Acoustic Characteristics of Perforated Dissipative and Hybrid Silencers, Ph.D. Dissertation, Ohio State University.

(16) Sullivan, J. W. and Crocker, M. J., 1978, Analysis of Concentric-tube Resonators Having Unpartitioned Cavities, J. of Acoust. Soc. Am, Vol. 64, No. 1, pp. 207~215.

(17) Ver, I. L. and Beranek, L. L., 2006, Noise and Vibration Control Engineering, Wiley, New Jersey, USA.



Seonghyeon Baek received his M.S. degree at the Department of Mechanical Engineering at Chonbuk National University. He is currently pursuing his Ph.D. degree. His research area is noise control.



Changheon Lee received his B.S. degree at the Department of Mechanical Engineering at Chonbuk National University. He is currently pursuing his M.S. degree in acoustics and vibration.



Iljae Lee received his Ph.D. from the Department of Mechanical Engineering at Ohio State University. He is currently an associate professor at Chonbuk National University. His research interests are in automotive NVH.