

## 덕트 밖에서 계산된 삽입 손실을 고려한 머플러 최적 설계 §

이종겸\* · 오기승\* · 이진우\*\*

\* 아주대학교 기계공학과

### Optimal Muffler Design Considering the Insertion Loss Calculated Outside the Duct

Jong Kyeom Lee\*, Kee Seung Oh\* and Jin Woo Lee\*\*

\* Dept. of Mechanical Engineering, Ajou Univ.

(Received January 29, 2016 ; Revised April 1, 2016 ; Accepted April 4, 2016)

**Key Words:** Topology Optimization(위상최적화), Insertion Loss(삽입 손실), Muffler(머플러), Optimal Design(최적 설계)

**초록:** 머플러의 확장방 내부에 격벽을 최적으로 배치하기 위한 음향 위상 최적화 문제를 정식화 한다. 목표 주파수에서 삽입 손실의 하한 값을 제한하며, 격벽의 부피를 목적 함수로 선정하여 최소화한다. 기존 연구에서는 투과 손실이나 덕트 내부에서 계산된 삽입 손실을 머플러의 소음 저감 특성으로 사용하였으나, 본 연구에서는 덕트 외부에서 계산된 삽입 손실을 사용한다. 음향 해석을 위해 유한 요소 모델이 사용되고, 각 유한 요소에 입사된 음파의 투과 정도는 “0”과 “1” 사이에서 연속적으로 변화하는 설계 변수의 함수에 의해 결정된다. 입사파를 모두 반사시키는 강체들이 격벽을 형성한다. 목적 주파수와 허용하는 삽입손실 값에 따른 최적 위상을 비교한다.

**Abstract:** In this study, we formulate an acoustical topology optimization problem to optimally design a partition layout inside the expansion chamber of a muffler. The lower-limit insertion loss value at a target frequency is constrained, and the partition volume is selected as an object function. In this study, we calculate the insertion loss outside the duct, while to determine the noise-attenuation performance, we use the insertion loss value calculated inside the duct or transmission loss value obtained in a previous study. We employ the finite-element model for acoustical analysis, and we determine the transmission of an incident acoustic wave through each finite element using the functions of design variables that change continuously between “0” and “1.” The rigid body elements, which totally reflect incident waves, build up partitions. Finally, we compare optimal topologies that depend on the target frequency and the allowed lower-limit value of insertion loss.

- 기호설명 -

$B$  : 체적 탄성 계수 (Bulk modulus)

$c$  : 공기의 음속

$d_c$  : 확장 방의 높이

$d_d$  : 덕트의 높이

$I_w$  : 확장 방이 존재할 때 음향 강도

$I_{w/0}$  : 확장 방이 없을 때 음향 강도

$IL$  : 삽입 손실(Insertion loss)

$l_c$  : 확장 방의 길이

$l_d$  : 확장 방이 없을 때 덕트의 길이

$l_e$  : 확장 방 출구 덕트의 길이

$l_i$  : 확장 방 입구 덕트의 길이

$l_m$  : 출구 덕트에서 측정 지점까지 거리

$R$  : 확장한 유한 요소 해석 영역의 반경

$Z$  : 특성 음향 임피던스

$\Gamma$  : 경계면

$\theta$  : 확장한 유한 요소 해석 영역의 각도

$\rho$  : 공기의 밀도

$\chi_n$  : 설계 변수

§ 이 논문은 대한기계학회 창립 70주년 기념 학술대회 (2015. 11. 10-14., ICC제주) 발표논문임.

† Corresponding Author, jinwoolee@ajou.ac.kr

© 2016 The Korean Society of Mechanical Engineers

## 1. 서론

덕트(duct)를 통해 전파되는 소음을 저감하는데 사용되는 머플러(muffler)의 음향 특성을 주파수 영역에서 평가 방법으로는 투과 손실(Transmission loss, TL), 삽입 손실(Insertion loss, IL) 등이 있다. 투과 손실은 설계나 해석시 자주 사용되는 평가 방법으로 머플러의 입사파와 투과파의 음향 파워 레벨(sound power level)의 차이로 구할 수 있다.<sup>(1)</sup> 투과 손실을 이용하는 방법은 다른 성능 평가 방법에 비하여 계산이 비교적 쉽고, 머플러 자체의 음향학적 특성을 잘 나타낸다. 그러나, 사용되는 무반사 끝단(anechoic termination) 조건은 실제 경계 조건과 상이하어, 덕트에 장착된 머플러의 소음 저감 특성은 계산된 투과 손실 특성과 다를 수 있다. 삽입 손실은 동일 측정 위치에서 음향 장치의 유무에 따른 음향 파워 레벨 차이를 나타낸 값이다.<sup>(1)</sup> 이 방법은 실제 경계 조건을 사용하기에 덕트의 외부뿐만 아니라 내부의 한 점을 선택할 수 있다. 따라서, 하나의 마이크로폰을 이용하여 쉽게 측정 할 수 있는 장점이 있지만, 덕트 내부에서 삽입 손실을 계산할 경우에는 출구 단의 경계 조건을 정확히 구현하여야 해석 결과의 신뢰도가 높아진다. 이를 위해 수식이나 실험을 통해 얻은 방사 임피던스(radiation impedance)를 출구단의 경계에 부여하여 덕트 내부에서 삽입 손실을 계산하는 연구들이 보고되고 있다.<sup>(2-4)</sup>

실제 소음을 느끼는 청자(listener)입장에서 살펴보면, 덕트 외부에서 삽입 손실이 계산되거나 측정되는 것이 바람직하다고 할 수 있다. Prasad와 Crocker<sup>(5)</sup>는 사 단자(4-pole) 방법을 이용하여 차량 배기계의 외부 지점에서 계산한 삽입 손실과 실험 결과를 비교 하였다. Lapka<sup>(6)</sup>는 해석 영역을 머플러 출구 외부로 확장하여, 덕트 외부에서 계산한 삽입 손실과 실험 결과를 비교하였다. 그러나, 이러한 연구 결과가 삽입 손실을 고려한 머플러 내부의 최적 설계로 확장된 연구는 아직까지 보고 되지 않았다.

최근에는 유한 요소법(finite element method)과 최적 설계 기법을 이용한 머플러 내부를 최적 설계 하는 연구가 증가 하고 있다. Chang과 Chiu<sup>(7)</sup>는 형상 최적 설계 기법을 이용하여 머플러 내부의 권공관을 설계 하였으며, Babieri와 Babieri<sup>(8)</sup>는 목적 주파수에서 소음 저감 특성을 향상 시키기 위해 입/출구의 확장관의 길이를 최적화하였다. Lee와 Kim<sup>(9)</sup>은 위상 최적 설계 기법을 이용하여 목적 주파수에서 투과 손실을 높이는 설계 방법을 제시

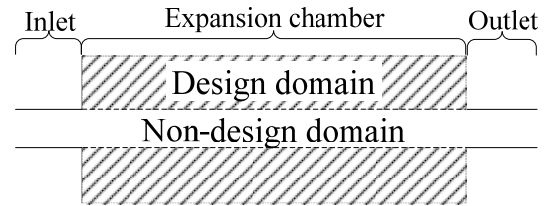


Fig. 1 Simple expansion chamber model

하였고, Lee<sup>(10)</sup>는 위상 최적 설계 결과를 실험으로 유효성을 검증하였다. 그러나, 이러한 연구들은 머플러의 투과 손실을 효과적으로 높일 수 있었지만, 앞서 언급한 바와 같이 무반사 끝단 조건을 사용하였다. 이렇게 최적 설계된 머플러가 덕트에 장착되었을 때, 청자 입장에서 느끼는 소음 저감 효과는 다를 수 있고, 경우에 따라서는 필요 이상의 격벽이 사용될 수도 있다.

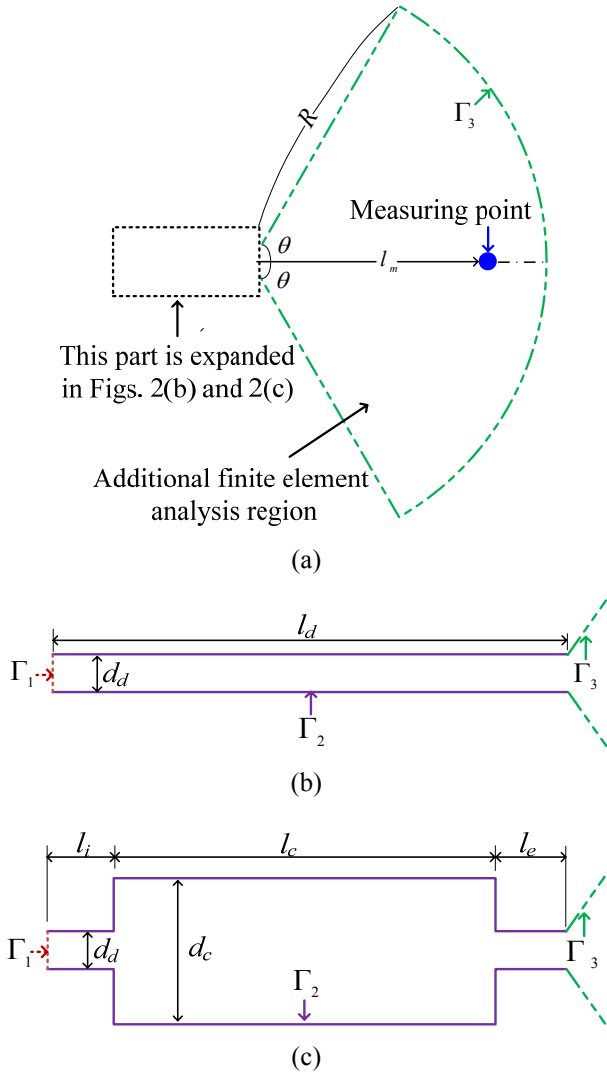
본 연구에서는 덕트에서 외부로 방사되는 소음을 줄이기 위해 장착될 머플러의 내부 구조를 효과적으로 설계하고자 한다. 이를 위해 2차원 단순 확장방 머플러, 덕트와 출구 외부로 구성된 유한 요소 모델에 대해 음향 해석을 수행하고, 출구 밖에서 계산된 삽입 손실을 머플러의 소음 저감 특성을 평가 방법으로 사용한다. 즉, 목적 주파수에서 허용하는 값 이상의 삽입 손실을 갖고, 내부 격벽의 부피를 최소화 하는 머플러 설계 문제를 다룬다. 이를 위해 음향 위상 최적 설계 문제를 정식화 하고 주어진 설계 조건에 대하여 최적 위상을 구한다.

## 2. 머플러 설계 문제

### 2.1 설계 모델과 삽입 손실

Fig. 1과 같이 입구와 출구가 동일 선상에 있는 2차원 단순 확장방 머플러 모델의 내부를 설계하고자 한다. 삽입 손실 계산을 위한 음향 해석에서는 Fig. 2(a)와 같이 머플러 출구 밖의 영역까지 고려한 유한 요소 모델을 사용한다. Fig. 1과 같이 유체의 흐름을 방해하지 않도록 입구와 출구를 직접 연결하는 영역과 머플러 외부 영역을 비설계 영역(Non-design domain)으로 설정한다.

삽입 손실은 식 (1a)와 같이 확장방이 없는 해석 모델(Fig. 2(b) 참조)과 확장방이 있는 모델(Fig. 2(c) 참조)에 대해 출구 덕트 밖의 동일한 측정 지점(Fig. 2(a) 참조)에서 계산된 음향 강도(acoustic intensity:  $I_{w/o}$  와  $I_w$ )를 이용하여 계산한다. 음향 강도는 음파 방정식[식 (1b)]와 주파수( $f$ ) 영역에서 선형화된 오일러 방정식[식 (1c)]에서 구한 음



**Fig. 2** Expansion chamber muffler models used for calculating insertion loss: (a) full model, (b) model without expansion chamber, and (c) model with expansion chamber.

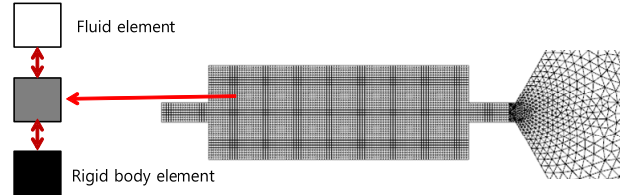
압( $p$ )와 입자 속도( $\vec{u}$ )를 이용하여 계산한다.

$$IL = 10 \log_{10} \frac{I_{w/o}}{I_w} \quad (1a)$$

$$\nabla \cdot \left( \frac{1}{\rho} \nabla p \right) + \frac{(2\pi f)^2}{B} p = 0 \quad (1b)$$

$$j\omega \rho \vec{u} = -\nabla p, \quad \omega = 2\pi f \quad (1c)$$

식 (1b)의  $\rho$  와  $B$  는 각각 밀도와 체적 탄성계수를 나타낸다. 입구( $\Gamma_1$ )에는 평면파를 부여하였으며, 출구 밖의 경계( $\Gamma_3$ )에는 특성 음향 임피던스 ( $Z = \rho c$ )를 부여 하였다. 나머지 경계( $\Gamma_2$ )에는 음향 강체(sound hard wall) 경계 조건을 부여하였다.



**Fig. 3** Finite element model used for muffler design problem

### 2.2 설계 문제 정식화와 설계 과정

Fig. 1의 설계 영역에 존재하는 유한 요소의 각 절점(node)에 설계 변수( $\chi_n$ )를 부여한다. 최적 설계 과정 동안, 설계 변수는 0과 1 사이값을 갖게 되는데, 각 절점의 밀도와 체적 탄성 계수는 각각 식 (2)과 (3)의 보간 함수(interpolation function)에 의해 결정된다.<sup>(10)</sup> 하나의 유한 요소의 밀도( $\rho_e$ )와 체적 탄성 계수( $B_e$ )는 식 (4)와 (5)와 같이 절점의 물성치와 형상함수[shape function,  $\phi_n(\vec{r})$ ]에 의해 결정된다.<sup>(11)</sup> 이 때,  $\vec{r}$ 는 절점(node)의 위치 벡터이다. 이렇게 결정되는 한 요소의 밀도와 체적 탄성 계수값에 의해 입사 음파의 투과 정도가 결정된다. Fig. 3과 같이 한 개의 유한 요소와 관련된 절점의 설계 변수가 ‘0’이 되면, 작동 유체와 같은 음향 매질(흰색 요소)이 되어 입사파를 통과시킨다. 반면, 변수가 모두 ‘1’이면 음향 강체(검정색 요소)가 되어 입사파를 모두 반사시키고, 이런 강체가 모여서 격벽(partition)을 형성한다.

$$\rho_n(\chi_n) = \frac{1}{\frac{1}{\rho_{fluid}} + \chi_n \left( \frac{1}{\rho_{fluid}} - \frac{1}{\rho_{rigid}} \right)} \quad (2)$$

$$B_n(\chi_n) = \frac{1}{\frac{1}{B_{fluid}} + \chi_n \left( \frac{1}{B_{fluid}} - \frac{1}{B_{rigid}} \right)} \quad (3)$$

$$\rho_e = \sum_n \rho_n(\chi_n) \phi_n(\vec{r}) \quad (4)$$

$$B_e = \sum_n B_n(\chi_n) \phi_n(\vec{r}) \quad (5)$$

생성되는 격벽의 부피를 최소화 하기 위해 식 (6)과 같은 목적 함수를 사용하고, 목적 주파수 ( $f_i$ )에서 삽입 손실 값 ( $IL_{f=f_i}$ )이 허용하는 값 ( $IL_{low}$ )보다 크도록 식 (7)과 같은 제한 조건을 사용한다.

$$\min \sum \chi_n \quad (6)$$

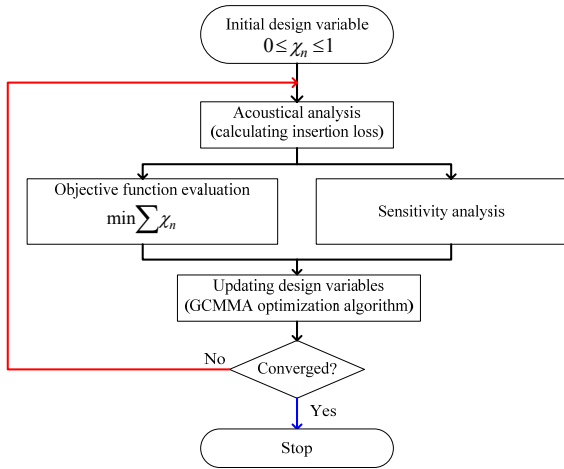


Fig. 4 Flow chart for solving the formulated muffler design problem

$$IL_{low} \leq IL_{f=f_i} \quad (7)$$

Fig. 4는 정식화된 최적 설계 문제의 해를 구하는 과정을 나타내는 흐름도(flow chart)이다. 먼저 설정한 초기 설계 변수 값을 사용하여 설계 영역의 음향 매질의 물성치를 계산하고, 이를 이용하여 음향 해석을 수행한다. 해석 결과를 이용하여 계산된 목적함수 값과 민감도 값을 이용하여 새로운 설계 변수 값을 얻는다. 본 풀이 과정에서는 구배 기반 최적화 알고리즘인 GCMMA(Globally Convergent Method of Moving Asymptotes)<sup>(12)</sup>을 사용한다. 목적 함수가 수렴하지 않으면 수렴이 될 때까지 음향 해석부터 설계변수를 갱신하는 과정을 반복한다.

### 3. 최적 설계 결과

목표 주파수와 허용하는 삽입 손실 값이 2.2 절에서 정식화한 설계 문제의 결과에 미치는 영향을 살펴본다. 작동 유체는 공기라고 가정하고, 강체의 밀도와 체적 탄성 계수는 Lee와 Kim<sup>(13)</sup>이 제시한 방법을 사용하여 결정하였다. 해석 모델의 치수와 해를 구하는데 사용한 물성치의 구체적인 값은 Table 1에 정리하였다. 초기 설계 변수 값은 “0”을 부여하였고, 얻어진 최적 위상은 Fig. 3에 나타난 유한 요소 모델과 같이 설계 영역을 중심으로 확대해서 나타낸다. 본 최적 설계 문제의 해는 COMSOL Multi-physics (ver. 5.0)를 사용하여 구하였다.

#### 3.1 허용하는 삽입 손실 값에 따른 최적 위상 목적 주파수가 400 Hz이고 허용한 삽입 손실의

Table 1 Specific values of parameters and material properties

Symbol	Value
$B_{fluid}$	$1.423 \times 10^5$ Pa
$c_{fluid}$	343 m/s
$\rho_{fluid}$	1.21 kg/m <sup>3</sup>
$B_{rigid}$	$1.423 \times 10^{14}$ Pa
$\rho_{rigid}$	$1.21 \times 10^7$ kg/m <sup>3</sup>
$d_c$	0.2 m
$d_d$	0.04 m
$l_c$	0.55 m
$l_d$	0.75 m
$l_e$	0.1 m
$l_i$	0.1 m
$l_m$	1 m
$R$	1.5 m
$\theta$	60 °

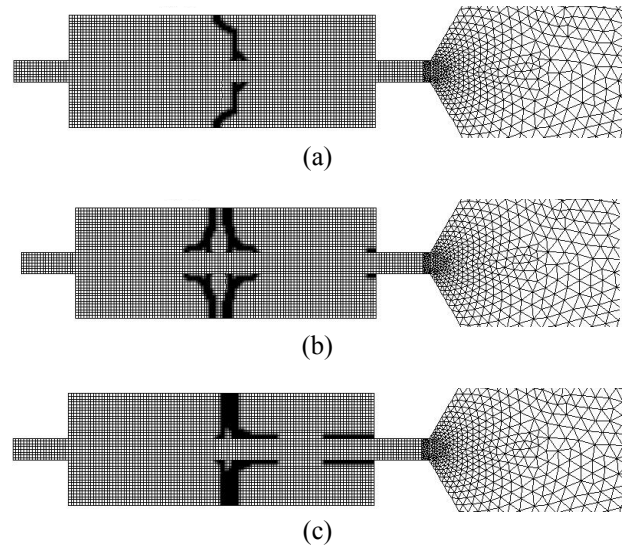


Fig. 5 Optimal topologies depending on the lower limit value of IL at 400 Hz : (a)  $IL_{low} = 20$  dB, (b)  $IL_{low} = 25$  dB (c)  $IL_{low} = 30$  dB

하한값이 20, 25, 30 dB일 때 얻어진 최적 위상을 Fig. 5에 나타내었다. 세 위상 모두 상하 대칭의 형상을 갖고 있지만,  $IL_{low}$  값에 따라 다른 위상을 갖게 된다는 것을 쉽게 알 수 있다. 20 dB[Fig. 5(a) 참조]일 때는 확장방 중앙에만 휘어진 격벽이 생성되는 것을 볼 수 있지만, 25 dB[Fig. 5(b) 참조]일 때는 중심부에 상하 대칭뿐만 아니라 좌우 대칭의 격벽을 얻었다. 또한, 5 dB 증가를 위해 출구 근처에 격벽이 추가 형성되는 것을 알 수 있다. 30

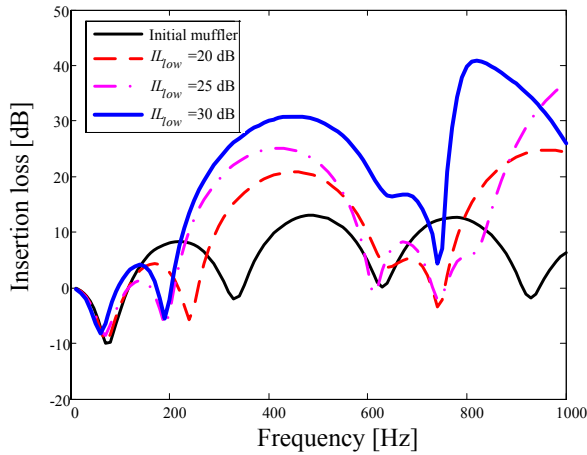


Fig. 6 Comparison of insertion loss curves of optimal mufflers in Fig. 5 and the initial muffler

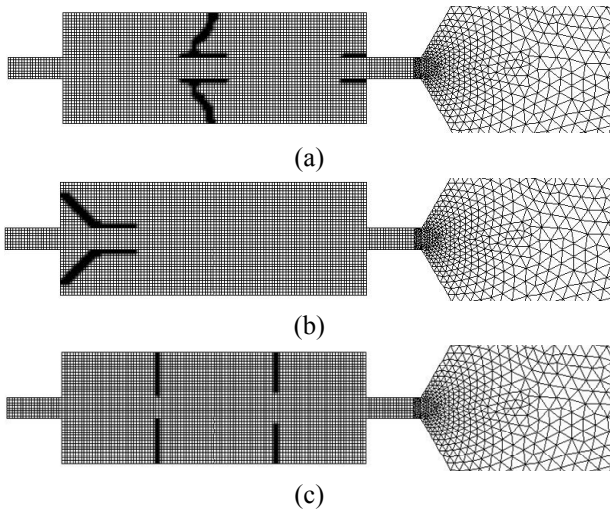


Fig. 7 Optimal topologies depending on the target frequency for the same lower limit value of IL ( $IL_{low} = 25$  dB): (a) 500 Hz, (b) 630 Hz, (c) 800 Hz

dB[Fig. 5(c) 참조]에서는 확장방 중앙에 있는 격벽이 더욱 두꺼워지며, 출구 근처의 격벽이 길게 형성되어 출구 근처에 아래 위로 공명방이 형성된다. Fig. 6에 나타낸 세 최적 위상의 삽입 손실 곡선을 살펴보면, 목적 주파수에서 하한 값을 잘 지킨 것을 알 수 있다. 또한 목적 주파수인 400 Hz 뿐만 아니라 그 주변의 주파수 대역(300 Hz~500 Hz)에서도 삽입 손실이 상승한 것을 알 수 있다.

### 3.2 목적 주파수 변화에 따른 최적 위상

허용하는 삽입 손실의 하한 값을 25 dB로 고정하고, 세 개의 단일 목적 주파수에 따른 최적 설계 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 3.1절의 결과와 같이 상하 대칭의 형상이 나타났다. 동일한 허용 삽

Table 2 Specific values of objective function and IL at target frequency in Figs. 5 and 7

Figure	$\sum \chi_n$	$IL_{f=f_t}$
Fig. 5(a)	108	20 dB
Fig. 5(b)	304	25 dB
Fig. 5(c)	326	30 dB
Fig. 7(a)	184	25 dB
Fig. 7(b)	168	25 dB
Fig. 7(c)	120	25 dB

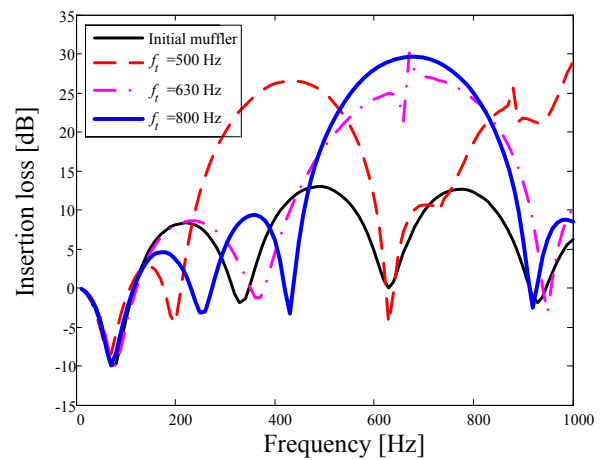


Fig. 8 Comparison of insertion loss curves of optimal mufflers in Fig. 7 and the initial muffler

입 손실 값을 갖지만 목적 주파수가 400Hz인 Fig. 5(b)와 비교하면, 500 Hz[Fig. 7(a) 참조]에서는 확장방 중앙에 비스듬한 방향의 격벽이 하나씩 생성되었고, 출구에 형성된 격벽의 길이가 증가한 것을 알 수 있다. 목적 주파수가 630 Hz[Fig. 7(b) 참조]일 때의 최적 위상의 격벽은 입구에 집중되어 깔때기와 유사한 형상을 하고 있다. 목적 주파수가 800 Hz[Fig. 7(c) 참조]일 때의 최적 위상에는 2개의 단순한 수직 격벽이 생성되었다. 세 최적 위상의 삽입 손실 곡선을 비교한 Fig. 8을 살펴보면, 목적 주파수뿐만 아니라 주변 주파수 대역에서 삽입 손실이 상승하여 최적 설계된 머플러가 넓은 주파수 대역에서 소음을 줄일 수 있음을 알 수 있다. Table 2는 Fig. 5와 Fig. 7의 최적 위상의 목적 함수 값과 삽입 손실 값을 반올림하여 나타내었다.

## 4. 고찰

투과 손실을 머플러의 소음 저감 성능으로 사용한 기존 머플러 설계 기법<sup>(10)</sup>을 이용하여 설계한 결과와 본 논문에서 제시한 방법으로 얻은 결과를

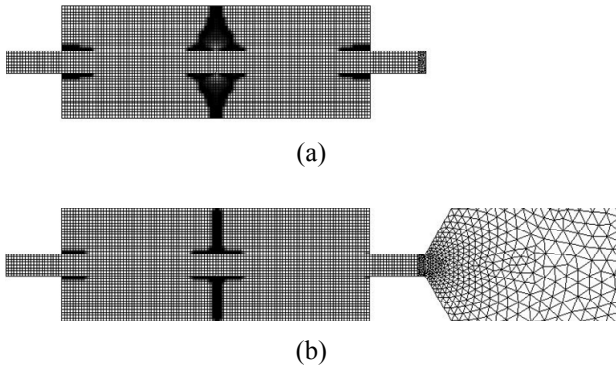


Fig. 9 Optimal topologies by constraining TL and IL values at the same target frequency, respectively: (a)  $TL_{low} = 20$  dB, (b)  $IL_{low} = 20$  dB

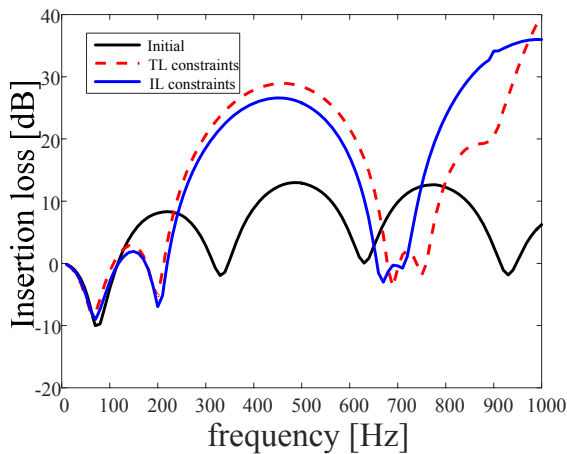


Fig. 10 Comparison of insertion loss curves of optimal mufflers in Fig. 9 and the initial muffler

비교한다. Lee<sup>(10)</sup>가 제시한 머플러 설계 기법이 본 연구에서 사용한 정식화와 다른 점은 식 (7) 대신 식 (8)을 제한 조건으로 사용하였다.

$$TL_{low} \leq TL_{f=f_i} \quad (8)$$

목적 주파수가 580 Hz일 때, 두 기법으로 머플러 내부를 설계하는 문제를 풀었다. Fig. 9(a)는 허용된 투과 손실 하한값( $TL_{low}$ )이 20 dB일 때의 최적 위상이고, Fig. 9(b)는 삽입 손실 하한값( $IL_{low}$ )이 20 dB일 때의 최적 위상이다. Fig. 10은 두 최적 위상의 삽입 손실 곡선을 비교한 그림이다. 기존 방법으로 구한 최적 위상의 소음 저감 특성이 본 연구에서 제시한 방법으로 구한 최적 위상의 소음 저감 특성보다 조금 더 우수하지만, 지나치게 많은 강체 요소를 요구하는 것을 쉽게 알 수 있다. Fig. 9(a)의 목적함수 값은 406이고, Fig. 9(b)의 목적함수 값은 214이었다.

## 5. 결론

본 연구에서는 덕트 밖에서 계산된 삽입 손실이 목표 주파수에서 허용하는 하한값 이상이 되도록 머플러 내부의 격벽을 설계하는 음향 위상 최적 설계 문제를 정식화 하고, 설계 조건에 부합되는 최적해를 얻었다. 이를 위해 출구 밖으로 유한 요소 해석 영역을 확장하여 삽입 손실을 계산하는 지점을 선정하였다. 동일한 측정 지점에서 확장 방식이 있는 모델과 확장 방식이 없는 모델의 음향 강도 레벨 차이를 이용하여 삽입 손실을 계산하였다. 정식화된 머플러 설계 문제에 구배 기반 최적화 알고리즘을 적용하여 최적 위상을 얻을 수 있었고, 목적 주파수와 제한 조건의 변화에 따른 최적 위상의 특징을 비교하였다.

본 연구의 결과는 머플러에 의해 실제 청자가 체감하는 소음 저감 정도를 고려한 머플러 설계 연구에 기여할 것으로 예상된다. 일반적인 머플러 설계에서 머플러의 소음 저감 특성을 나타내기 위해 널리 사용되는 투과 손실은 머플러 자체의 음향학적 특성만 나타나기 때문에 장착되는 덕트의 음향 특성에 따라 소음 저감 정도가 줄어들 수 있다. 하지만, 덕트 밖에서 측정된 삽입 손실은 덕트에 장착된 머플러의 소음 저감 특성을 나타내므로, 실제 청자가 체감 하는 소음 저감 특성과 유사하다. 향후 연구에서는 덕트 밖의 해석 영역의 경계 조건을 실제에 가깝게 구현할 수 있다면, 본 논문에서 제시한 연구 방법의 유효성이 증가할 것으로 생각한다.

## 후 기

이 논문은 2013년도 정부(교육부)의 재원으로 한국 연구재단의 기초연구사업 지원을 받아 수행된 것임(2013R1A1A2010158)

## 참고문헌 (References)

- (1) Munjal, M. L., 2014, *Acoustic of Ducts and Mufflers 2<sup>nd</sup> edition*, John Wiley & Sons.
- (2) Craggs, A., 1976, "A Finite Element Method for Damped Acoustic Systems: an Application to Evaluate the Performance of Reactive Mufflers," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 48, No. 3, pp. 377~392.
- (3) Prasad, M. G. and Crocker, M. J., 1981, "Insertion Loss Studies on Models of Automotive Exhaust Systems," *The Journal of the Acoustical Society of*

- America*, Vol. 70, No. 5, pp. 1339~1344.
- (4) Herrin, D. W., Ramalingam, S., Cui, Z. and Liu, J., 2012, "Predicting Insertion Loss of Large Duct Systems Above the Plane Wave Cutoff Frequency," *Applied Acoustics*, Vol. 73, No. 1, pp. 37~42.
- (5) Prasad, M. G. and Crocker, M. J., 1983, "Studies of Acoustical Performance of a Multi-cylinder Engine Exhaust Muffler System," *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 90, No. 4, pp. 491~508.
- (6) Lapka, W., 2009, "Insertion Loss of Spiral Ducts-measurements and Computations," *Archives of Acoustics*, Vol. 34, No. 4, pp. 537~545.
- (7) Chang, Y. C. and Chiu, M. C., 2008, "Shape Optimization of One-chamber Perforated Plug/non-plug Mufflers by Simulated Annealing Method," *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 74, No. 10, pp. 1592~1620.
- (8) Barbieri, R. and Barbieri, N., 2006, "Finite Element Acoustic Simulation Based Shape Optimization of a Muffler," *Applied Acoustics*, Vol. 67, No. 4, pp. 346~357.
- (9) Lee, J. W. and Kim, Y. Y., 2009, "Topology Optimization of Muffler Internal Partitions for Improving Acoustical Attenuation Performance," *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 80, No. 4, pp. 455~477.
- (10) Lee, J. W., 2015, "Optimal Topology of Reactive Muffler Achieving Target Transmission Loss Values: Design and Experiment," *Applied Acoustics*, Vol. 88, pp. 104~113.
- (11) Olesen, L. H., Okkels, F. and Bruus, H., 2006, "A High-level Programming-language Implementation of Topology Optimization Applied to Steady-state Navier-Stokes Flow," *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 65, No. 7, pp. 975~1001.
- (12) Svanberg, K., 2002, "A Class of Globally Convergent Optimization Methods Based on Conservative Convex Separable Approximations," *SIAM Journal on Optimization*, Vol. 12, No. 2, pp. 555~573.
- (13) Lee, J. W. and Kim, Y. Y., 2009, "Rigid Body Modeling Issue in Acoustical Topology Optimization," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 198, No. 9-12, pp. 1017~1030.