한국소음진동공학회 2010년 추계학술대회논문집, pp.277~278

# 입/출구의 중심이 일치하지 않은 확장방 머플러의 위상최적화

## Topology Optimization of Expansion Chamber Mufflers with Offset Inlet/Outlet

이진우† · 장강원*

Jin Woo Lee and Gang Won Jang

### 1. 서 론

머플러(Muffler)는 가전 제품의 압축기와 자동차 배기계 등 많은 기계 제품의 소음을 저감 시키기 위해 널리 사용되고 있다. 유체가 흘러가는 관 내부에서 발생하는 특정 주파수 대역의 소음을 줄이기 위해, 관(pipe or duct)에 장착되는 원형 또는 사각형 단면 확장방의 길이와 단면적을 조절하는 것이 가장 기본적인 머플러 설계 기법이다. 그리고, 관심 주파수 대역에서 보다 높은 전달 손실(Transmission Loss: TL) 값을 갖도록, 확장방 내부에 격벽(partition)이 설치된다.

유한 요소법을 이용한 머플러 설계 기법들은 제한적인 범위에서 다양한 확장방(expansion chamber)의 내부 구조를 제시하고 있다. Barbieri 와 Barbieri[(1)]는 넓은 주파수 대역에서 높은 전달 손실 값을 갖도록, 확장방 머플러 입구에 삽입되는 격벽의 길이를 최적화하였다. Lee 와 Kim[(2)]은 위상 최적화 기법을 이용한 머플러 설계 기법을 제안하였다. 이들의 연구 결과는 입구와 출구의 중심이 일치하는 머플러에 대해서는 효과적인 설계안을 제시하였지만, 두 중심이 일치하지 않는 머플러에는 적용되지 못한다.

따라서, 본 연구는 위상 최적화 기법을 이용하여 입/출구의 중심이 일치하지 않는 확장방 머플러 설계 기법을 제안한다. 유한 요소 모델을 사용하여 두 개의 위상최적화 문제-유동 위상 최적화 문제와 음향 위상 최적화 문제-를 정식화 한다. 유동 최적화 문제에서는 최적의 유로를 얻고, 음향 위상 최적화 문제에서는 유로를 제외한 설계 영역에 존재할 격벽 최적의 위치와 모양을 결정한다.

### 2. 본 론

Lee 와 Kim[(2)]이 제안한 위상 최적화 기반 머플러 설계 기법을 사용하기 위해서는 해석 영역을 설계 영역과 비설계 영역 나누어야 한다. 비설계 영역은 입구로 유입된 유체가 출구가 흘러 가는 유로이다. 중심이 일치하는 확장방 머플러의 비설계 영역은 직관적으로 설정할 수 있지만, 입/출구의 중심이 일치하지 않은 확장방 머플러의 비설계 영역 설정은 쉽지 않다. 따라서, 두 단계로 확장방 머플러를 설계하고자 한다. 먼저 유동 위상 최적화 문제를 정식화하여 유로를 결정한다. 결정된 유로를 비설계 영역으로 선정하여 전달 손실 값을 극대화하는 설계 영역의 최적 위상을 구한다.

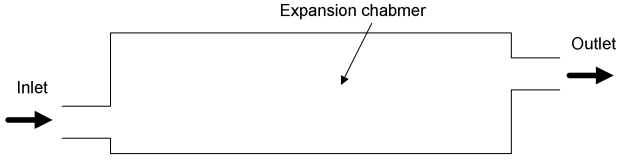


Fig. 1 Expansion chamber muffler with offset inlet/outlet

#### 2.1 유동 위상 최적화: 유로 최적화

유동장은 관성효과가 그리 크지 않다는 가정 하에 Stokes 유동의 지배방정식을 적용한다. 유동 위상최적화를 위한 목적함수는 입구와 출구 사이의 유동의 파워손실 $\phi(\chi)$, 제한조건은 유로의 부피로 설정한다.

$$\max_{0\le\chi_e\le 1}\phi(\chi), \tag{1a}$$

$$\text{subject to: } \sum_{e=1}^{N_e}\chi_e / N_e \le V_o, \tag{1b}$$

$$\alpha_e = \underline{\alpha}+(\bar{\alpha}-\underline{\alpha})\chi_e\frac{1+q}{\chi_e+q}. \tag{1c}$$

식 1(a)과 1(b)에서, $\chi_e$ 는 유한 요소 모델의 각 요소에 부여된 설계 변수이다. 식 1(b)에서 $N_e$ 는 설계변수의 전체 개수, $V_o$ 는 유체가 통과하지 못하는 부분의 전체 부피비이며, 식 1(c)의 $\alpha_e$ 는 투수성(permeability)으로써 설계변수와 매개화된다.

#### 2.2 음향 위상 최적화: 격벽 최적화

목표 주파수에서 최대 전달 손실 값을 갖는 머플러의 설계를 위하여 다음과 같은 음향 위상 최적화

† 이진우; 아주대학교 기계공학부
E-mail : jinwoolee@ajou.ac.kr
Tel : (031) 219-3659, Fax : (031) 219-1611
* 군산대학교 기계자동차 공학부

문제를 정식화 한다[2].

$$\max_{0\le\chi_e\le 1} TL_{f=f_t} \tag{2}$$

$$\sum_{e=1}^{N_e} \chi_e / N_e \le V_o \tag{3}$$

$$1/\rho_e(\chi_e) = 1/\rho_{air} + \chi_e\left(1/\rho_{rigid} - 1/\rho_{air}\right) \tag{4}$$

$$1/\mathrm{K}_e(\chi_e) = 1/\mathrm{K}_{air} + \chi_e\left(1/\mathrm{K}_{rigid} - 1/\mathrm{K}_{air}\right) \tag{5}$$

위 식에서 $\rho$ 는 음향 매질의 밀도, $K$ 는 Bulk modulus ( $K=\rho c^2$ ) 를 나타내고, $V_o$ 는 허용하는 강체의 부피비이다. 목적 주파수 $f_t$ 에서의 전달 손실 값 $TL_{f=f_t}$ [3]는 세 점 계산법(three-point method)를 이용하여 계산한다.

머플러 음향 해석을 위해 유한 요소 모델이 사용되고, 최적화 과정에서 사용된 알고리즘은 MMA(Method of Moving Asymptotes algorithm)[4]이다.

## 3. 수치 예제

### 3.1 유동 위상 최적화: 비 설계 영역 설정

$V_o = 0.7$ 인 경우에 대하여 정식화된 유동 위상 최적화 문제의 해를 구하여, Fig. 2 와 같은 최적의 유로를 얻었다.

Fig. 2 Optimal topology obtained in the flow topology optimization problem

### 3.2 음향 위상 최적화: 최적의 격벽 설계

3.1 절에서 얻은 최적의 유로를 비설계 영역으로 설정하여, 2.2 절에서 정식화한 음향 위상최적화 문제의 해를 구하였다. 목적 주파수 692.9 Hz, 허용되는 강체 요소의 부피비가 2.1%일 때, Fig. 3 의 최적 위상을 얻었다. Fig. 4 는 유동 위상 최적화 문제와 음향 위상 최적화 문제에서 얻은 최적해의 전달 손실 값을 비교한다. 보이는 바와 같이 유동 최적 위상(Fig.2)은 소음 저감 능력이 거의 없지만, 음향 최적 위상은 목표 주파수에서 높은 소음 저감 능력 ($TL_{f=f_t} = 43.4\ dB$)을 보여주고 있다.

Fig. 3 Optimal topology obtained in the acoustical topology optimization problem

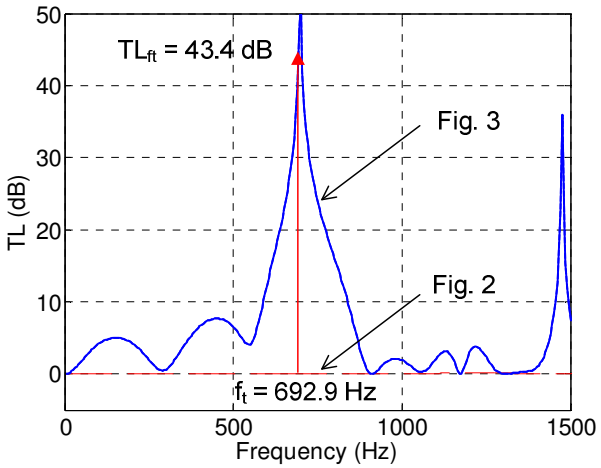


Fig. 4 Comparison of transmission loss curves of two optimal topologies (Fig. 2 and Fig. 3).

## 4. 결 론

본 연구에서는 입/출구의 중심이 일치하지 않는 머플러의 내부 격벽을 효과적으로 설계하기 위해, Lee 와 Kim[2]이 제안한 위상 최적화 기반 머플러 설계 기법을 좀 더 발전 시켰다. 머플러 설계 문제를 유동 위상 최적화 문제와 음향 위상 최적화 문제로 구성하여, 최적의 유로 설계와 격벽 설계안을 제시하였다.

## 후 기


이 논문은 2010 년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임 (No. 2010-0005299).


## 참고문헌


(1) Barbieri R. and Barbieri, N., 2006, “Finite element acoustic simulation based shape optimization of a muffler,” *Applied Acoustics*, Vol. 67, pp. 346~357.

(2) Lee, J. W. and Kim, Y. Y., 2009, "Topology Optimization of Muffler Internal Partitions for improving acoustical attenuation performance," *International Journal for Numerical Methods and Engineering*, Vol. 80, No. 4, pp. 455~477.

(3) Svanberg K., 1987, "The Method of Moving Asymptotes: a New Model for Structural Optimization," *International Journal for Numerical Methods and Engineering*, Vol. 24, No. 2, pp. 359~373.

(4) Wu, T. W. and Wan, G. C., 1996, "Muffler Performance Studies Using a Direct Mixed-Body Boundary Element method and a Three-point Method for Evaluating Transmission Loss ," *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 118, No. 3, pp. 479~484.