

압력 강하를 고려한 머플러 천공판 최적설계

Optimal Design of a Muffler with Perforated Plates Considering Pressure Drop

최 동 욱*·이 진 우†
Dong Wook Choi and Jin Woo Lee

(Received February 15, 2013 ; Revised March 27, 2013 ; Accepted March 27, 2013)

Key Words : Muffler(소음기), Optimization(최적화), Perforated Plate(천공판), Transmission Loss(투과손실), Pressure Drop(압력 강하)

ABSTRACT

An acoustical shape optimization problem is formulated for optimal design of a perforated reactive muffler with offset inlet/outlet. The mean transmission loss value in a target frequency range is maximized for an allowed pressure drop value between an inlet and an outlet. Partitions in the chamber are divided into several sub-partitions, whose lengths are selected as design variables. Each sub-partition has the same number of holes, whose sizes are equal. A finite element model is employed for acoustical and flow analyses. A gradient-based optimization algorithm is used to obtain an optimal muffler. The acoustical and fluidic characteristics of the optimal muffler are compared with those of a reference muffler. Validation experiment is carried out to support the effectiveness of our suggested method.

1. 서 론

배관 내의 유동 소음을 줄이기 위해 설계/장착되는 머플러(muffler)는 높은 소음 저감 능력뿐만 아니라 낮은 유동 압력 강하 특성이 요구된다. 원하는 주파수 대역에서 투과손실(transmission loss)을 높이기 위해 가로 격벽, 세로 격벽과 천공판을 삽입하는 방법이 보편적으로 사용된다⁽¹⁻⁹⁾. 그러나, 투과손실을 높이기 위해 설계된 복잡한 머플러 내부구조로 인해 원하지 않는 큰 유동 압력 강하가 발생할 수 있다. 자동차 배기계(ventilation system)는 대표적인 머플러 적용 시스템으로 배기계의 압

력 강하에 의한 엔진 출력 손실은 10% 이상이 되는 것으로 알려져 있다⁽¹⁰⁾. 따라서, 압력 강하를 고려하여 투과손실을 높일 수 있도록 머플러를 설계하는 것이 중요하다.

그 동안 천공 요소(perforated elements)를 포함한 머플러의 투과손실 예측과 설계에 관한 연구가 적지 않게 진행되어 왔다. Munjal 등은⁽¹¹⁾ three-duct open-end element를 포함한 머플러에 대하여 전달 행렬법(transfer matrix method)으로 구한 해석해를 실험으로 검증하였다. Chang과 Chiu는⁽¹²⁾ 형상 최적화 기법을 이용하여 천공요소가 삽입된 머플러 내부를 설계하였다. Lee와 Ih는⁽¹³⁾ 천공요소의 불균일 분포가 투과손실과 유동 압력 강하에 미치는 영향에

† Corresponding Author ; Member, Ajou University, Division of Mechanical Engineering
E-mail : jinwoolee@ajou.ac.kr
Tel : +82-31-219-3659, Fax : +82-31-219-1611
* LG Electronics HAE R&D center

‡ Recommended by Editor Myung Jun Kim
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

대해 분석하였다. 그러나, 지금까지 수행된 천공 요소들을 갖는 머플러에 대한 연구와 상용 머플러는 특정 목표주파수 대역(target frequency range)에 무관한 균일 구멍 분포에 대해 해석해를 구하거나, 압력 강하(pressure drop)를 고려하지 않거나, 최적 설계 방법을 이용하여 목표주파수 대역에 따른 최적의 구멍 배열을 얻는 노력이 부족하였다.

이 논문에서는 최적화 기법을 이용하여 유동 압력 강하를 고려한 머플러의 투과손실 최대화 문제를 정식화하고, 이를 이용하여 다공성 머플러 내부를 설계하고 실험으로 검증하고자 한다. 목표주파수 대역에서의 투과손실 평균값을 목적함수로 설정하였고, 유동 압력 강하 값을 제한조건으로 설정 하였다. 투과손실과 압력 강하를 계산하기 위해 상용 유한요소해석 프로그램인 COMSOL 4.3a의 음향 해석과 유동 해석 모듈을 사용하였다. 설계 변수의 수가 많을 경우 발생할 수 있는 과도한 해석 시간을 줄이기 위해, 천공 요소를 포함한 격벽을 여러 구간으로 나누고, 각 격벽의 길이를 설계 변수로 취하였으며, 각 구간내에 존재하는 구멍 사이 간격은 동일하게 하였다. 먼저 정식화된 최적 설계 문제를 2차원 머플러에 적용하여 최적 머플러를 얻고, 3차원 확장 유효성을 검증한 후 실험으로 설계 결과를 확인한다.

2. 머플러 설계 문제 정식화

2.1 설계 문제

Fig. 1과 같이, 입/출구의 중심이 일치하지 않는 확장방 머플러를 해석 모델로 선정하였다. 확장방의 폭은 입구와 출구의 폭과 같고, 높이(h_2)와 길이(d)에 비하여 아주 작다고 가정하여 2차원 음향 해석을 수행한다. 이 머플러의 소음 저감 능력은 Fig. 2의 투과손실 곡선(transmission loss curve)으로 나타내는데, 650~750 Hz 주파수 대역에서는 Fig. 1과 같은 머플러는 관 내 유동 소음을 거의 저감 시키지 못한다고 할 수 있다. 따라서, 이 설계 문제에서는 Fig. 3과 같이 천공판(perforated partition)을 삽입하여, 지나친 유동 압력 강하를 피하면서 목표주파수 대역에서 높은 투과손실을 얻고자 한다. 또한, 효과적인 구멍 분포를 얻기 위해 천공판의 길이에 대해 적절한 제한 조건을 사용한다.

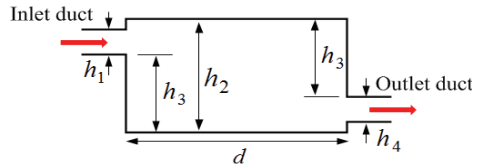


Fig. 1 Simple expansion chamber muffler with offset inlet/outlet

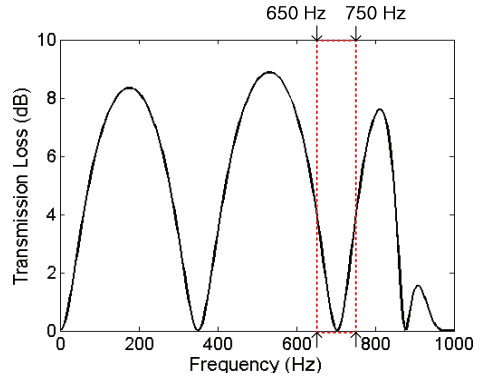


Fig. 2 Transmission loss curve of the muffler in Fig. 1

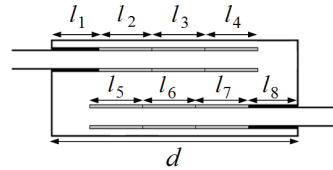


Fig. 3 Perforated plate muffler with offset inlet/outlet

2.2 최적화 문제

식 (1)과 같이 목표주파수 대역의 평균 투과손실 값(TL_{mean})을 목적함수(L)로 설정하였다. 평균 투과손실 값(식 (2) 참조)은 관심 주파수 대역에서 등간격으로 선택된 T 개의 주파수(f_i)에서의 투과손실로부터 계산되고, 설계변수 벡터(\vec{l})의 함수이다.

$$\text{Minimize } L = -TL_{mean} \tag{1}$$

$$TL_{mean} = \frac{\sum_{i=1}^T TL(f_i, \vec{l})}{T} \tag{2a}$$

$$\vec{l} = \{ l_1, l_2, \dots, l_{n-1}, l_n \} \tag{2b}$$

투과손실을 계산하기 위한 음향 해석 경계조건을 Fig. 4에 나타내었다. 덕트의 입구는 1 Pa(음압)을, 출구는 무반사 끝단 조건(방사임피던스가 $\rho_{air}c_{air}$ 임)를

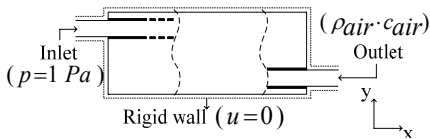


Fig. 4 Boundary conditions for calculating TL

부여한다. 나머지 경계에는 입자 속도(\vec{u} : particle velocity)가 0인 강체 경계벽 조건(rigid wall boundary conditions)을 부여한다. 식 (3a)는 헬름홀츠 방정식(Helmholtz equation)이고, 식 (3b)는 입자 속도와 음압의 관계를 나타내는 선형 오일러 방정식(Euler equation)이며, 식 (4)를 이용하여 투과손실을 계산한다.

$$\nabla^2 p + \left(\frac{\omega}{c}\right)^2 \cdot p = 0 \tag{3a}$$

$$\vec{u} = -1/(j\rho\omega) \cdot \nabla p \tag{3b}$$

$$TL = 10 \cdot \log_{10} \left[\frac{\int_{h_1} p_i^2 dy}{\int_{h_2} p_i^2 dy} \right] \tag{4}$$

식 (3)~(4)에서 p 는 음압(acoustic pressure), ρ 는 밀도(density), c 는 음속(speed of sound), ω 는 각 주파수(angular frequency: $\omega = 2\pi f$, f 는 주파수)이다. p_i 와 p_o 는 각각 입사파와 투과파의 절대값을 나타낸다.

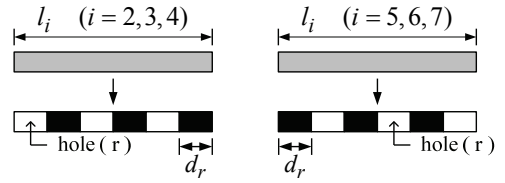
Fig. 3과 같이 상/하판의 격벽(partition)을 총 n 개 하부 격벽(sub-partition)으로 분할하고, 각 하부 격벽의 길이(l_i)를 설계변수로 설정하였으며, 각 설계 변수(l_i)는 식 (5)와 같이 상/하한 값을 갖는다.

$$l_i^{low} \leq l_i \leq l_i^{upper} \quad (i = 1, 2, \dots, n-1, n) \tag{5}$$

Fig. 5에서 나타내듯이, 첫 번째와 마지막 하부 격벽에는 구멍이 없고, 나머지 하부격벽에만 구멍이 존재한다. 모든 다공성 하부 격벽의 홀의 크기(r)와 홀의 개수(m)는 동일하다. 각 하부 격벽에서 인접한 두 홀 사이의 거리(d_r)는 식 (6)에 의해 계산 되고, 최적화된 설계변수(l_i)에 따라 결정된다.

$$d_r = (l_i - m \cdot r) / m \tag{6}$$

식 (7a)~(7c)와 같이 내부에 삽입되는 상/하판의



(a) Sub-partitions with holes

(b) Sub-partition without hole

Fig. 5 Sub-partition classification

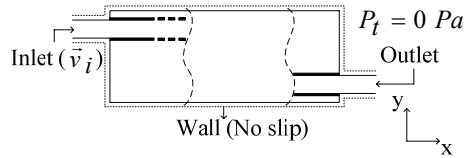


Fig. 6 Boundary conditions for flow analysis

길이(d_j)가 확장방의 길이(d)보다 작도록 제한 조건을 설정한다.

$$g_j = d_j - 0.8 \cdot d < 0 \quad (j = 1, 2) \tag{7a}$$

$$d_1 = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 \tag{7b}$$

$$d_2 = l_5 + l_6 + l_7 + l_8 \tag{7c}$$

식 (8a)와 같이 입/출구의 압력차로 정의한 유동 압력 강하(ΔP)가 제한된 유동 압력 강하(ΔP^{upper})를 초과하지 못하도록 식 (8b)와 같은 제한조건(z)을 설정하였다. 유동 압력 강하를 구하기 위해 유동 해석시 사용한 경계조건은 Fig. 6과 같다. 덕트의 입구에 $\vec{v}_i = (v_{xi}, v_{yi}) = (16 \text{ m/s}, 0)$ 의 속도로 유체가 유입되고, 출구는 $P_t = 0 \text{ Pa}$ 로 설정한다. 나머지 경계에는 $\vec{v} = 0$ 인 경계조건을 부여한다.

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} = \Delta P(\vec{l}) \tag{8a}$$

$$z = \Delta P - \Delta P^{upper} \leq 0 \tag{8b}$$

2.3 최적화 과정

Fig. 7의 흐름도에 따라, 정식화된 최적화 문제의

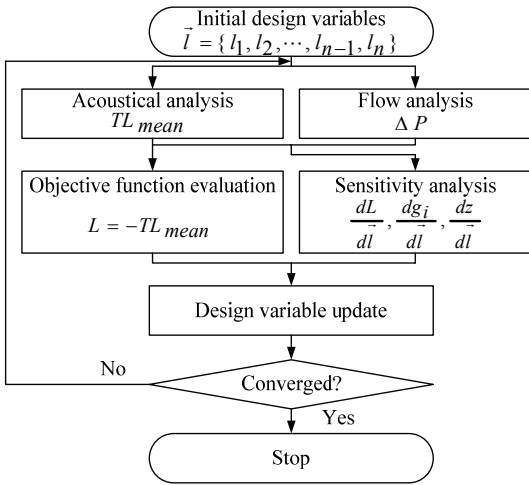


Fig. 7 Flow chart used to solve the optimization problem

해를 구한다. 초기 설계 변수에 대한 음향/유동 유한 요소 해석을 실시하여 투과손실 평균값과 유동 압력 강하값을 구한다. 이로부터 구한 목적함수(식(2)), 제한 조건 값(식(7)과 (8))과 민감도 해석 결과를 이용하여 새로운 설계 변수 값을 얻는다. 목적 함수의 수렴 여부를 판단하여, 다시 음향/유동 해석을 수행하거나 종료되게 된다. 이 과정에서 사용한 최적화 알고리즘은 MMA(method of moving asymptotes)⁽¹⁴⁾이다.

3. 최적화 결과

3.1 2 차원 설계

Fig. 1과 같은 2차원 머플러 모델에 대해, Table 1의 값을 사용하여 2장에서 정식화한 머플러 최적 설계 문제의 해를 구하였다. 설계변수(l_i)의 초기값은 51 mm로 균일하고, 650 Hz에서 750 Hz까지 등간격의 6개의 목표주파수에 대해 최적화를 수행하여 얻은 최적 머플러의 내부 구조, 내부 격벽의 치수를 Fig. 8과 Table 2에 나타내었다.

Fig. 9에서는 최적 머플러와 기준 머플러(reference muffler in Fig. 1)의 투과손실 곡선을 비교한다. 목표주파수 대역에서 확연히 투과손실 값이 상승된 것을 알 수 있다. 목표주파수 대역에서, 기준 머플러 평균 투과손실은 2.08 dB이며, 최적 머플러의 평균 투과손실은 25.59 dB(1130 % 증가)이다.

Table 1 Geometry dimensions and material properties

Symbol	Value	Symbol	Value
h_1 (mm)	40	h_2 (mm)	200
h_3 (mm)	140	h_4 (mm)	40
d (mm)	500	r (mm)	3
n	8	m	3
ρ (kg/m ³)	1.204	μ (N·s/m ²)	$1.82 \cdot 10^{-6}$
c (m/s)	343.3	ΔP^{upper} (Pa)	431.994

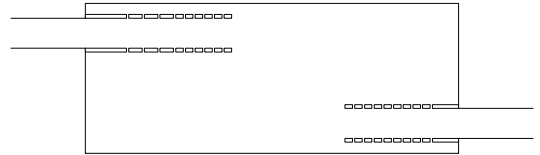


Fig. 8 Optimized muffler

Table 2 Optimized values of the design variable

(unit : mm)							
l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8
55	63	39	39	39	39	39	35

Table 3 Comparison of optimized results with/without pressure drop in Eq. (8b)

	Reference muffler	Optimized muffler with ΔP	Optimized muffler without ΔP
TL_{mean}	2.08 dB	25.59 dB	28.65 dB
ΔP	275.15 Pa	420.47 Pa	464.51 Pa

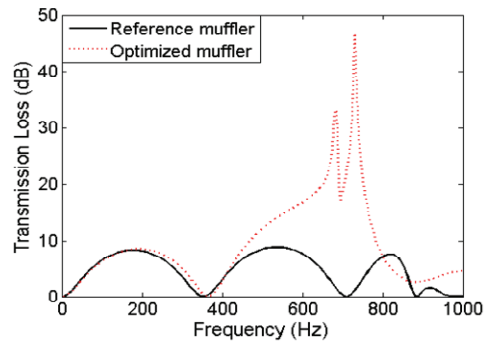


Fig. 9 Transmission loss curves of the optimized muffler and the reference muffler

식(8b)의 압력 제한 조건의 유/무에 따른 최적 머플러의 음향/유동 특성 변화를 살펴보기 위해, 식

(8b)를 제외하고 최적화를 수행하여 최적 머플러를 얻었다. 그 결과를 앞서 구한, 식 (8b)를 고려한 최적화 결과와 Table 3에서 비교한다. 최적화된 머플러가 투과손실만을 고려하여 설계된 머플러 보다 낮은 유동 압력 강하를 갖고, Fig. 1과 같은 기준 머플러에 비해 목표주파수 대역에서 높은 투과손실값을 갖는다.

3.2 최적 머플러의 음향/유동 특성

Fig. 10은 기준 머플러, 식 (8b)를 고려하여 얻은 최적 머플러와 식 (8b)를 고려하지 않고 얻은 최적 머플러의 유선(streamline)을 비교한다. 유선의 길이가 짧을수록 내부 유로가 짧아져서 Table 3과 같이 유동 압력 강하값이 작다는 것을 알 수 있다. Fig. 11은 700 Hz에서 기준 머플러와 최적화된 머플러들의 음압분포를 나타낸다. 음압의 절대값이 가장 높은 곳은 빨간색으로, 가장 낮은 곳은 파란색으로 나타내었다. 700 Hz에서 투과손실이 최소인 기준 머플러의 음압 분포는 Fig. 11(a)와 같이 확장방의 음압 모드와 유사하게 머플러의 입/출구에서 높은 음압이 형성된다. 최적화된 머플러들은 Fig. 11(b), (c)와 같이 머플러의 출구부분의 음압이 낮게 형성되도록 천공판의 배열이 최적화 되었음을 알 수 있다.

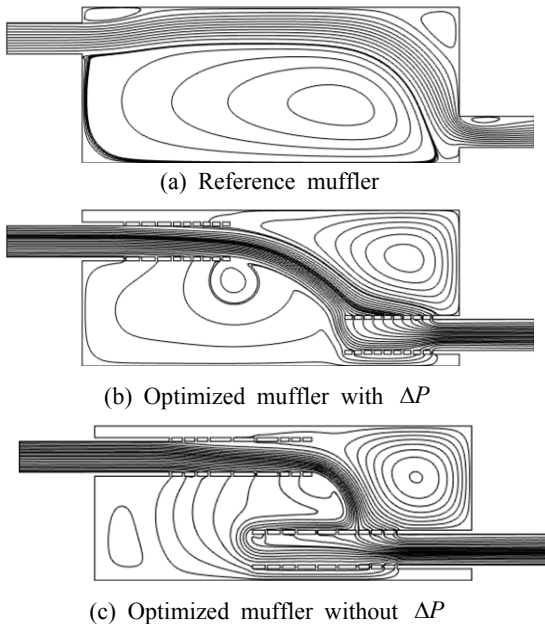


Fig. 10 Comparison of streamlines of the reference muffler and the optimized mufflers

3.3 2차원 모델의 3차원 확대 유효성 검증

2차원 모델에 대해 얻은 최적 설계의 유효성을 검증하기 위하여 Fig. 12(a)와 같이 2차원 모델을 3차원으로 확장하여, Fig. 12(b)와 같은 아크릴 머플러를 제작하였다. Fig. 13과 같이 실험 장치를 구성하여 머플러의 투과손실을 측정하는 실험을 진행하였다. 머플러의 입구에 horn driver 이용하여 가진 신호를 발생시키고, 4개의 마이크로폰을 이용하여 음압을 측정하였다. 데이터 측정과 후처리에 LMS SCADAS MOBILE과 LMS TEST LAB을 이용하였다.

Fig. 14에서, Comsol 4.3a를 이용하여 얻은 Fig. 8과 Fig. 12(a)의 투과손실 곡선과 실험으로 얻은 Fig. 12(b)의 투과손실 곡선을 비교한다. 목표주파수 대역에서 3차원 해석 모델의 평균 투과손실은 25.62 dB로 2차원 해석 모델의 평균 투과손실 25.59 dB과 0.1% 정도 차이로 근사하므로, 2차원 모델로 얻은 최적 설계가 3차원 머플러 설계에도 확장/적용 가능하다고 할 수 있다. 실험에서 얻은 투과손실 곡선도 위 두 투과손실 곡선과 아주 유사한 것을 알 수 있다. 실험에 사용된 음향 가진 장치(horn driver)가 200 Hz 이하 대역에서는 신호 특성이 좋지 못해서 신뢰하기 힘들었고, 압력 강하 실험에서는 해석시 사용한 입력 경계 조건을 정확히 구현하기 힘들어서 정량적 비교가 힘들었다.

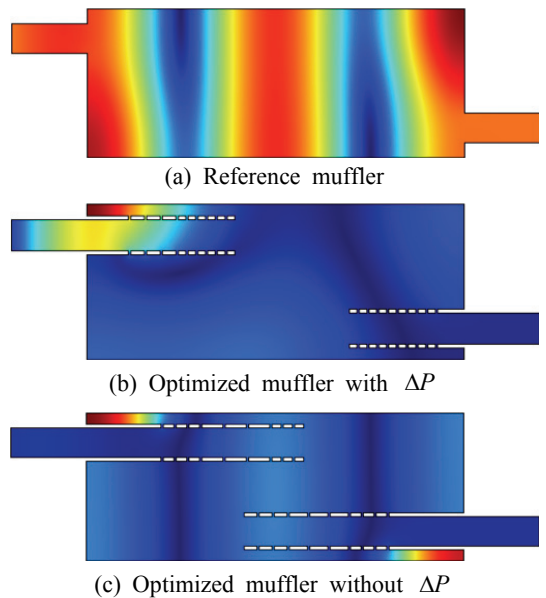


Fig. 11 Acoustic pressure distribution at 700 Hz

4. 결 론

머플러에 요구되는 특성인 높은 소음 저감 능력과 낮은 유동 압력 강하는 이윤배반(trade-off)관계에 있기 때문에 천공요소와 같은 복잡한 구조의 머플러 설계가 쉽지 않다. 이 논문에서는 상용 머플러에서 균일하게 설계되는 천공 요소를 유동 압력 강하를 고려하여 목표주파수 대역에서의 투과손실을 높이기 위해 효과적으로 천공 요소를 분포시키는 최적화 문제를 정식화하였다. 특히, 최적 설계에서 요구되는 반복 계산 시간을 줄이기 위해 천공요소를 여러 구역으로 나누어 설계를 진행하였다. 최적설계과정을 통해 얻은 2차원 모델을 3차원으로 확장한 모델과 비교하여 그 유효성을 논하였다. 또한, 설계된 머플러의 소음 저감 성능을 실험으로 검증하였다.

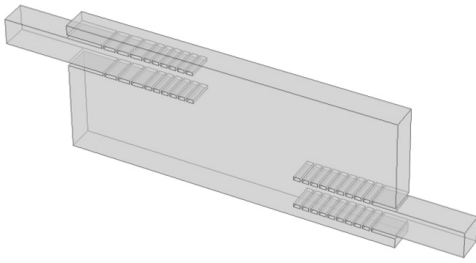
따라서, 천공판 머플러의 구멍을 균일하게 배열하는 것보다, 문제 소음 주파수와 허용할 수 있는 압력 강하값에 따라 적합한 구멍 배열이 존재함을 알 수 있다. 또한, 이를 위한 최적 설계 문제에서 각 구멍에 대해 설계 변수를 부여하는 것보다 몇 개의 구멍을 그룹으로 묶어서 동일 설계 변수를 부여하는 것이 최적화 시간측면에서 유리하다는 것도 알 수 있다. 이 연구에서는 2 차원 결과를 3차원으로 확대하였지만, 해석 컴퓨터의 CPU속도를 증가시키면 충분히 3차원 해석에서도 제시한 방법을 사용하여 만족할 만한 결과를 도출할 수 있을 것으로 예상된다.

후 기

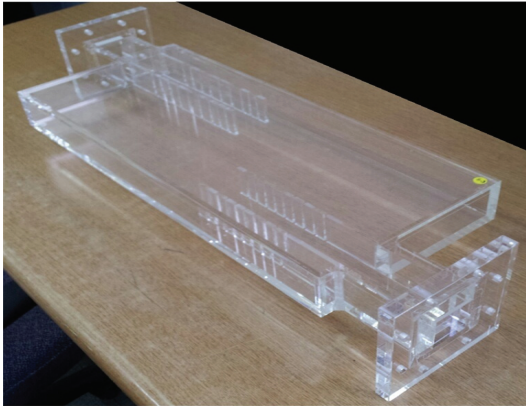
이 논문은 2010학년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초 연구사업 임(No. 2010-0005299). 이 연구는 지식경제부와 한국산업기술진흥원의 전략기술인력 양성사업에 의해 수행되었고, 2012학년도 아주대학교 일반연구비 지원에 의하여 진행되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) Selamat, A. and Ji, Z. L., 1999, Acoustic Attenuation Performance of Circular Expansion Chambers with Extended Inlet/Outlet, Journal of Sound



(a) Analysis model



(b) Acrylic muffler made for experiment

Fig. 12 Three-dimensional optimized mufflers

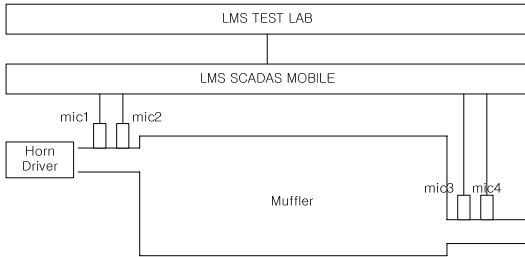


Fig. 13 Schematic diagram of experiment

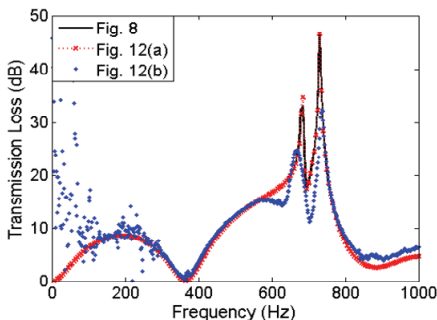


Fig. 14 Comparison of transmission loss curves of mufflers in Fig. 8, Fig. 12(a) and Fig. 12(b)

and Vibration, Vol. 223, No. 2, pp. 197~212.

(2) 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.

(3) Selamat, A., Denia, F. D. and Besa, A. J., 2003, Acoustic Behavior of Circular Dual-chamber Mufflers, *Journal of Sound and Vibration*. Vol. 265, No.5, pp. 967~985.

(4) Lee, J. W. and Kim, Y. Y., 2007, Muffler Design Using a Topology Optimization Method, *Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference*, pp. 1085~1089.

(5) Munjal, M. L., Rao, K. N. and Sahasrabudhe, A. D., 1987, Aeroacoustic Analysis of Perforated muffler Components, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 114, No. 2, pp. 173~188.

(6) Dokumaci, E., 1996, A Subsystem Approach for Acoustic Analysis of Mufflers Having Identical Perforatedpipes, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 193, No. 5, pp. 985~1001.

(7) 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.

(8) Lee, J. W. and Jang, G. W., 2012, Topology Design of Reactive Mufflers for Enhancing Their Acoustic Attenuation Performance and Flow Characteristics Simultaneously, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 91, No. 5, pp. 552~570.

(9) Lee, J. W. and Choi, D. W., 2012, Topology Optimization of Suction Muffler for Noise Attenuation, *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 1437-1-6.

(10) Hwang, Y. H., Lee, J. M. and Kim, S. J., 2002, New Active Muffler System Utilizing Destructive Interference by Difference of Transmission Paths, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 12, No. 5, pp. 374~379.

(11) Munjal, M. L., Behera, B. K. and Thawani, P. T., 1998, Transfer Matrix Model for the Reverse-flow, Three-duct, Open End Perforated Element Muffler,

Applied Acoustics, Vol. 54, No. 3, pp. 229~238.

(12) 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.

(13) Lee, S. H. and Ih, J. G., 2008, Effect of Non-uniform Perforation in the Long Concentric Resonator on Transmission Loss and Back Pressure, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 311, No. 1-2, pp. 280~296.

(14) Svanberg, K., 1987, The Method of Moving Asymptotes - A New Method For Structural Optimization, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 24, No.2, pp. 359~373.



Dong Wook Choi is a researcher at LG Electronics Inc. in Korea. He received master's degree in the division of Mechanical Engineering at Ajou University, Korea. His research interests include noise reducing devices and optimization.



Jin Woo Lee is an Assistant Professor of Mechanical Engineering at Ajou University since 2009. His research interests are in the area of Dynamics, Vibrations, Acoustics, fluid-structure interactions with applications to micro-cantilevers and topology optimization based muffler design. He received his PhD in the School of Mechanical and Aerospace Engineering from Seoul National University in South Korea in 2003. He worked with Samsung Electronics Company from 2003 to 2006 and studied topology optimization as a post-doctoral research associate at Seoul National University from 2006 to 2007. From 2007 to 2009, he was a postdoctoral research associate of Mechanical Engineering Department at Purdue University, West Lafayette, IN, USA.