연료전지 자동차의 공기 공급계용 흡기 소음기의 최적 설계

김 의 열 · 이 영 준 · 이 상 권*

인하대학교 기계공학과

Design Optimization of Intake Muffler for Fuel Cell Electric Vehicle APU

Euiyoul Kim · Youngjoon Lee · Sangkwon Lee*

Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 135-080, Korea
(Received 14 September 2011 / Revised 14 February 2012 / Accepted 15 February 2012)

Abstract : Fuel cell electric vehicles have some noise problems due to its air processing unit which is required to feed the ambient air into the fuel cell stack. Discrete-frequency noises are radiated from a centrifugal blower due to rotor-stator interaction. Their fundamental frequency is the blade passing frequency, which is determined by the number of rotor blades and their rotating speed. To reduce such noises, multi-chamber perforated muffler has been designed. In this paper, in order to improve the transmission loss of a perforated muffler, the relationship between the impedance model of a perforated hole and its noise reduction performance is studied, and the applicability of a short-length perforated muffler to air processing unit of fuel cell system is described using acoustic simulation results and experimental data. The acoustic velocity vector across the neck of a perforated hole is very important design factor to optimize the transmission of an intake muffler. The suggested short-length perforated muffler is effective on discrete-frequency noises while keeping the volume of intake muffler minimized.

Key words : Discrete-frequency noise(이산주파수소음), Fuel cell electric vehicle(연료전지자동차), Transmission loss(투과손실), Centrifugal blower(원심형블로워), Perforated muffler(다공형소음기)

1. 서 론

지구 온난화의 주범인 온실가스 중에 내연 기관에 의해 배출된 이산화탄소가 상당한 부분을 차지하고 있다는 환경 문제 인식과 급격한 유가 상승으로 인한 경제적인 부담은 고연비 친환경 자동차의 연구개발 및 상용화에 대한 필요성을 절실하게 만들었다. 과도기적인 단계의 하이브리드 자동차(HEV, Hybrid Electric Vehicle)에 이어 수소와 공기의 화학 반응을 이용하여 생산된 전기를 이용하는 연료전지 자동차(FCEV, Fuel Cell Electric Vehicle)의 상용화를 위한 연구가 최근 활발하게 진행되고 있다. 그 동은 연료전지 시스템의 가장 핵심 요소라

고 할 수 있는 스택(stack) 자체에 관한 연구개발이 집중되면서 상대적으로 주변 장비(BOP, Balance Of Plant)에 관한 연구개발이 미흡한 실정이다.¹⁻⁴⁾

본 연구에서는 고속으로 회전하는 원심형 블로워(centrifugal blower)에 의해 발생하는 공기기인 소음을 저감하는 것에 목적을 두고 있다. 공기 공급계(APU, Air Processing Unit)는 연료전지 시스템의 성능과 직접적으로 연관된 부분이며 스택에 공급되는 공기의 압력과 습도는 원심형 블로워와 밀접한 관계를 가지고 있다.⁴⁾ 소음 문제의 현상 파악을 위한 실험을 통해 고속으로 회전하는 블레이드와 유동 사이에 주기적인 상호작용에 의한 톤 소음과 난류 유동에 의한 광대역 소음이 흡기관을 따라 유동의 반대 방향으로 전파되는 것을 확인하였다.⁵⁾ 그리고

*Corresponding author, E-mail: sangkwon@inha.ac.kr

Fig. 1 A schematic representation of an air processing unit in the fuel cell electric vehicle

원심형 블로워와 흡기관이 운전자를 기준으로 전방에 위치하기 때문에 연료전지 시스템의 부하 상태에서 고속으로 회전하는 원심형 블로워에 의한 BPF(Blade Passing Frequency) 성분의 톤 소음은 연료전지 자동차 실내 소음 및 Pass-By Noise 평가에 상당히 좋지 않은 영향을 줄 수 있다.

이와 같은 소음 문제를 개선하기 위한 연구가 음향 해석과 실험을 통해 수행되었으나 관심 주파수 영역에서 소음 저감 성능의 개선을 위한 설계 최적화가 필요하고 차량 내부의 협소한 공간과 경량화에 대한 필요조건을 충족하지 못하였다.⁶⁻⁸⁾ 그래서 앞서 수행된 연구에서 문제가 되었던 BPF 성분의 톤 소음을 저감하기 위한 최적 설계가 수행되었다. 협소한 설치 공간과 경량화에 대한 필요충분조건을 만족하기 위해 소음기 길이를 절반 이하로 줄이면서 중요 설계 변수의 상관관계를 고려한 최적화를 통해 소음 저감 성능을 개선하였다.⁹⁾ 기존 연구가 소음기 형상 변수와 소음 저감 특성 사이에 관계를 고려하여 소음 저감 성능을 개선하는 것이었다면 이 연구에서는 형상 변수와 소음기 음향 임피던스 모델 사이에 관계를 고려하여 소음 저감 특성과 밀접한 음향 속도 벡터를 개선하는 것에 중점을 두고 최적화 연구를 수행하였고 음향 해석과 실험을 통해 제안한 모델의 소음 저감 성능을 검증하였다.

2. 블로워 소음 특성

고속으로 회전하는 원심형 블로워의 입구를 통해 외부로 방사되는 소음을 무향실 환경에서 측정하였다. Fig. 2는 관심 회전수에서 작동 중인 원심형

Fig. 2 Averaged sound pressure level at the inlet duct of the centrifugal blower

블로워의 입구 앞에서 측정된 소음의 주파수 스펙트럼을 보여준다. 공기기인 소음은 고속을 회전하는 블레이드와 공기 흐름 사이에 주기적인 상호작용에 의한 톤 소음과 난류 유동에 의한 광대역 소음으로 구성되어 있다.¹⁰⁾ 본 연구의 주된 관심 대상인 BPF 성분의 톤 소음은 사람으로 하여금 감성적으로 성가심을 느끼게 하는 불쾌한 소음으로서 9 오더의 톤 소음을 시작으로 여러 개의 톤 소음이 조합된 하모닉 소음이 높은 기여도를 가지고 있음을 Fig. 2의 주파수 분석 결과를 통해 알 수 있다. 톤 소음에 대한 감성적 평가 기준 중 하나인 Tonality 측면에서 원심형 블로워의 소음은 톤 주변 소음의 레벨과 톤 레벨 사이에 차이가 현저하며 이로부터 해당 소음 요소에 대한 민감도가 상당히 높음을 판단할 수 있다.

Fig. 3은 최적 설계를 수행하기 이전에 제작되었던 소음기 4개 모델의 성능 평가 결과를 보여주며 소음기 적용 여부 및 종류에 따른 소음 저감 성능 차이를 비교할 수 있다. 이 중에 1번 소음기의 성능이 상대적으로 가장 좋은 것을 알 수 있다. 하지만, 소음기 성능 평가에 사용된 4개의 모델 중에 가장 크기가 크고 무겁다는 점을 고려하면 단순히 소음 저감 성능이 좋다는 것이 장점으로 고려되기에는 다소 문제가 있다. 그리고 톤 소음에 대한 민감도가 비교적 큰 값을 가지는 주파수 영역에 포함되는 9 오더 및 18오더 성분의 소음 레벨이 소음기 적용 이후에도 약 70 dBA라는 점을 고려하면 소음기의 성능 개선을 위한 설계 최적화 과정이 필수적이다.

추가적으로 흡기관에 공기 유량 센서를 설치하여 측정된 결과 최대 27m/s의 공기 흐름이 존재함을 확

Fig. 3 Comparison of blade passing frequency harmonic levels at the inlet duct of the centrifugal blower

인하였으나 유동기인 소음의 기여도 및 음향 전파 특성과 공기 흐름 사이에 연성 효과가 없다고 가정하고 최적 설계 및 음향 해석을 수행하였다.

3. 소음기 음향 모델 및 문제점 분석

3.1 소음기 음향 모델

협대역 주파수 영역에 대해 소음 저감 특성을 가지는 다공형 소음기의 음향 모델은 다수의 공명형 요소들의 임피던스 조합으로 구성되어 있다. 공명형 요소의 음향 임피던스 모델은 Fig. 4와 같이 질량-스프링-댐퍼로 구성된 진동 시스템으로 상사하여 그 특성을 살펴볼 수 있다. 여기에서 변수 M 은 공명형 요소의 목 부위를 차지하고 있는 미소 체적의 공기 질량(acoustic mass)을 의미한다. 임피던스 모델의 실수 값을 의미하는 변수 R 은 진동하는 공기 미소 체적의 감쇠 특성과 관련되어 음향 댐퍼(acoustic resistance)로 생각할 수 있다. 그리고 변수 C 는 공명형 요소의 뒤쪽에 닫힌 공간인 공동의 체적 크기와 연관되어 음향 컴플라이언스(acoustic compliance)를 의미하며 미소 체적의 질량 M 과 연관되어 공명형 요소의 공진 특성을 결정한다. 이와 같은 1차원 집중 선형 모델 요소들은 관심 주파수 영역이 낮은

Fig. 4 An analogous spring-mass-damper system

경우에 유효하며 수식적으로 다음과 같다.

$$U = \frac{P_{en} - P_{in}}{Z_n} = \frac{P_{en} - P_{in}}{R + j\omega_0 M} \quad (1)$$

여기에서 P_{en} 은 외부 압력을 의미하고 P_{in} 은 공동 내부의 압력이다. 그리고 U 는 공명형 요소의 목 부위를 가로지르는 음향 벡터 속도 성분이다. 음향 임피던스 Z_n 은 식 (1)과 같이 외부와 내부 압력 차이를 음향 속도 벡터와 연관 지을 수 있으며 음향 댐퍼 R 과 미소 공기 체적의 질량 M 에 의해 결정된다.

$$P_{in} = \frac{U}{j\omega_0 C} \quad (2)$$

공동 내부 압력 P_{in} 은 식 (2)와 같이 공동 내부 체적과 연관된 음향 컴플라이언스 C 와 음향 속도 벡터 U 와 관계를 가지고 있다. 식 (2)를 식 (1)에 대입하여 정리하면 식 (3)의 공명형 요소의 음향 임피던스 모델을 얻을 수 있다.

$$Z_p = \frac{P_{en}}{U} = R + j\left(\omega_0 M + \frac{1}{\omega_0 C}\right) \quad (3)$$

공명형 요소의 공진 특성은 허수부가 0을 충족하는 주파수 영역에서 존재하며 급격한 위상 변화에 의해 공동 외부와 내부 사이에 임피던스 부정합 현상이 발생하며 닫힌 공간에 보이지 않는 벽을 형성하여 입사되는 음향 에너지를 위상 180도 반사시키는 역할을 하며 공명형 요소의 기본 원리이다.

$$\text{Re}[Z_p] = R \rightarrow \text{acoustic damping} \quad (4)$$

식 (4)는 임피던스 모델의 실수부를 의미하며 열소산 형태의 음향 에너지 저감 특성과 관련 있다.

3.2 기존 소음기의 문제점 분석

앞서 수행된 연구에서 제안하였던 두 개의 공동을 가지는 다공형 소음기 모델의 문제점을 음향 임피던스 측면에서 분석하였다. 기존 모델은 내부 직경에 비해 음향학적으로 길이가 긴 형태의 다공형 소음기로서 공극률에 따라 팽창형과 공명형 특성이 서로 다른 주파수 영역에 동시에 공존한다.

Fig. 5는 소음기 입구와 출구 사이에 음압 차이를 의미하는 투과손실(transmission loss) 특성을 보여준다. 공동 길이 204mm 약 6.54%의 공극률을 가지는

Fig. 5 Transmission loss ($\sigma = 6.54\%$)

다공형 소음기는 5000Hz 이하의 관심 주파수 영역에 대해 저주파 영역 소음은 팽창형 요소에 의해서 고주파 영역에 위치한 BPF 성분의 톤 소음은 공명형 요소에 의해서 소음이 적절히 저감되도록 1차적인 최적 설계가 수행되었다. 우선, 팽창형 요소의 음향 임피던스 모델에서 204mm 길이의 반사파에 대한 허수 값 리액턴스(reactance)에 102mm의 반사파 영향이 추가되어 두 번째 산의 소음 저감 기여도가 개선되었음을 투과손실 그래프의 저주파 영역에서 확인할 수 있다. 그리고 본 연구에서 주된 관심을 가지고 있는 공명형 요소의 특성은 목을 가로지르는 방향의 음향 속도 벡터 성분의 크기가 크고 감쇠 특성을 의미하는 $Re[Z_p]$ 가 양의 값을 가지는 경우 투과손실 그래프의 고주파 영역에 위치한 협대역 소음 저감 특성을 얻을 수 있다. 이와 같은 두 가지 조건은 협대역 주파수 영역에서 소음 저감 특성을 이끌어 내기 위한 필수 조건이다. Fig. 6(a)와 (b)는 9오더 BPF 성분에 해당하는 주파수 영역에서 기준 소음기 모델의 내부 음향 속도 분포를 보여준다.

여기에서 Fig. 6(b)는 y방향의 음향 속도 분포 상태를 보여주며 공명형 요소의 음향 임피던스 모델의 공진 특성과 직접적인 관계를 가지는 중요 설계 인자이다. 좌측 입구를 기준으로 첫 번째 공동과 두 번째 공동 사이에 y방향 음향 속도 벡터 크기 사이에 차이가 존재하고 하나의 공동 내에서 또한 음향 속도 벡터의 크기가 균일하지 않다는 것을 Fig. 6(b)와 Fig. 7에서 확인할 수 있다. Fig. 7은 공명형 요소의 목을 가로지르는 영역의 평균 속도 값을 소음기 입구를 기준으로 나열한 결과이다. 여기에서 4번 요소를 제외하고 첫 번째 공동의 공명형 요소들이 상대적으로 y방향 음향 속도 벡터 크기가 전반적으로

Fig. 6 Acoustic velocity field of a perforated muffler

Fig. 7 Comparison of y-axis acoustic velocities

크고 전체 소음 저감에 대한 주요 기여도를 첫 번째 공동이 차지하고 있음을 알 수 있다.

공명형 요소의 소음 저감 원리는 임피던스 부정합 현상에 기반을 두고 있으며 y방향 음향 속도가 클수록 두드러지게 나타나기 때문에 목 부위를 차지하고 있는 원통형 미소 공기 체적의 진동 특성을 최적화하는 것이 전반적인 소음기 성능 개선에 중요한 부분을 차지한다. x와 y방향에 대한 음향 속도 비교를 통해 y방향 음향 속도 벡터의 크기가 클수록 흡기관 내부 가장 자리 위치의 x방향 음향 속도 변화가 크다는 것을 Fig. 6(a)와 (b)를 통해 알 수 있다. 이는 공명형 요소가 위치한 가장 자리에서 강하게 발생하는 임피던스 부정합에 의해 흡기관 내부에 보이지 않는 벽이 형성되어 음향 에너지의 전파 방향이 y 방향 또는 위상 180의 반대 방향으로 진행 방

향이 급격하게 변경되기 때문이다. 이 밖에 소음 저감에 대한 기여도는 작지만 목 부위의 감쇠 특성을 의미하는 임피던스 실수 값인 $Re[Zp]$ 가 양의 값을 가지는 경우 열 소산 형태의 음향 에너지 저감이 이루어진다.

그리고 두 번째로 문제되는 부분은 공동 내부의 음향 모드에 의한 영향이다. Fig. 7에서 1~5번 공명형 요소를 포함하는 첫 번째 공동에서 4번 공명형 요소의 y방향 음향 속도 값이 현저히 낮은 것을 볼 수 있다. Fig. 8과 같이 공동의 길이가 관심 주파수 파장 길이에 비해 상대적으로 길이가 짧은 경우 흡기관 내부에서 공동으로 입사된 음향 에너지가 y 방향으로 균일한 평면파를 유지한다. 하지만, Fig. 9와 같이 파장의 길이가 짧은 경우 y방향 이외에 x 방향에 대한 음향 전파 특성 또한 존재하기 때문에 공동 내부의 음향 모드에 의한 문제가 발생할 가능성이 존재한다. 이와 같은 음향 모드의 존재는 Fig. 6(b)에서 볼 수 있듯이 공명형 요소가 균일한 임피던스 특성을 가지는 것을 방해하며 결과적으로 Fig. 10과 같이 공동 내에 위치에 따라 다른 음향 속도 크기를 가지

Fig. 10 Effect of a short wave length due to an acoustic mode of cavity at a resonance frequency (9-order)

는 것을 정량적으로 Table 1을 통해서 확인할 수 있다. 이러한 임피던스 불균형 특성은 관심 주파수의 파장 길이에 비해 짧은 공동 길이를 가지도록 설계 변수를 선정하는 것에 의해 공동 내부의 공명형 요소들이 균일한 소음 저감 특성을 가지도록 할 수 있다. 하지만, 공동 크기의 변화는 음향 컴플라이언스 C에 영향을 줄 수 있기 때문에 추가적인 음향 해석을 통해 균일한 임피던스 모델 특성과의 관계에 대해 살펴볼 필요가 있다.

3.3 음향 해석을 통한 개선안 검토

본 연구에서 소음기 모델의 소형화 및 경량화 측면에 보다 중점을 두고 기존 소음기 모델의 소음 저감 특성을 최대한 유지하는 것을 목표로 한다. 이러한 최적 설계 기준에 부합하여 소음 저감에 대한 기여도가 상대적으로 작은 두 번째 공동을 제거하고 소음기의 길이를 1/3 배로 줄이면서 내부 음향 모드에 의해 발생하는 공명형 요소의 소음 저감에 대한 기여도 손실을 최소화하고자 하였다. Fig. 11에서 볼 수 있는 6개 모델의 개선안을 음향 해석적 측면에서 검토하여 최적 설계 기준이 부합하는 모델을 선정하였다. 관심 주파수 5000Hz 이하 영역에 적절한 유

Fig. 8 Reflection of incident wave due to impedance mismatching of an intake tube inside

Fig. 9 Difference of wave propagation characteristic between a short length cavity and a long length cavity

Table 1 Simulation results of the multi-camber perforated muffler ($\sigma = 6.54\%$)

$f_0 = 3750$ Hz	H_1	H_2	H_3	H_4	H_5	H_6	H_7	H_8	H_9	H_{10}
Cavity SPL (dB)	94.2	96.7	98.1	91.4	97.1	81.6	84.1	85.1	84.7	87.1
Tube SPL (dB)	103.4	94.1	87.5	89.1	79.2	78.1	75.6	74.4	69.1	65.3
Phase	157.2	176.7	165.4	58.4	172.3	56.7	117.1	104.3	49.7	107.5
Velocity (m/s)	0.0011	0.0018	0.0012	0.0004	0.0018	0.0003	0.0007	0.0006	0.0002	0.0006
Resistance	0.0436	0.0089	0.0052	2.3615	0.0138	0.5949	0.0699	0.0022	1.2168	0.1402
Reactance	0.6587	0.0411	0.8644	2.3976	0.2859	0.8732	0.1477	0.7941	0.5426	0.4507

Fig. 11 Acoustic velocity field of modified perforated mufflers using LMS SYSNOISE

한요소모델 생성 후 LMS SYSNOISE를 사용하여 소음기 평가를 위한 음향 해석을 수행하였다.¹¹⁾

소음기의 길이는 저주파 영역 소음 저감에 대한 팽창형 요소의 특성을 고려하여 선정하였다. 일반적으로 식 (5)와 같이 관심 주파수 파장 길이의 1/4 배 또는 홀수배의 길이를 가지도록 한다. 기존 모델

은 기본 길이의 3 배인 0.204m를 사용하고 중앙에 격벽을 설치하였다. 개선안 기본 모델에서는 소음기 소형화를 위해 기본 길이 0.068m를 사용하였다.

$$\lambda = \frac{340m/s}{1250Hz} = 0.272m \rightarrow \frac{1}{4}\lambda = 0.068m \quad (5)$$

하지만, 관심 주파수 3750Hz의 파장 길이 0.09m

Table 2 The acoustic velocity (y-axis) of the modified perforated mufflers at 3750Hz ($\sigma=10.00\%$)

$f_0 = 3750 \text{ Hz}$	H_1	H_2	H_3	H_4	H_5	H_6
Model #1	0.0221	0.0014	0.0247	0.0435	0.0531	0.0823
Model #2	0.0087	0.0023	0.0064	0.0078	0.0083	0.0076
Model #3	0.0064	0.0065	0.0072	0.0069	0.0073	0.0071
Model #4	0.0058	0.0059	0.0057	0.0059	0.0062	0.0061
Model #5	0.0264	-	0.0273	0.0647	0.0647	0.0892
Model #6	0.0263	0.0221	0.0318	0.0478	0.0614	0.0937

와 큰 차이가 없기 때문에 Fig. 11(a)에서 볼 수 있듯이 공동 내부에 음향 모드가 존재하고 2번째 공명형 요소에서 소음 저감에 대한 낮은 기여도를 가진다.

그래서 음향 모드의 영향을 감소시키기 위해 공동 내부에 격벽을 설치하여 공동 길이의 변화에 의한 영향을 살펴보았다. Fig. 11(b)는 하나의 요소를 고립시킨 결과이며 (c)는 두 개의 요소 그리고 (d)는 세 개의 요소로 나눈 경우로 볼 수 있다. 격벽의 위치가 공동의 가운데에 위치로 옮겨 갈수록 공동 내부의 y 방향 음향 속도 벡터 성분의 크기가 균일해지는 것을 확인할 수 있으나 식 (6)과 같이 공동 체적 V 가 작아짐에 따라 음향 컴플라이언스 C 또한 작아지며 식 (3)의 관계에 의해 공명형 요소의 공진 특성에 변화가 발생하고 소음 저감 특성이 변화한다.

$$C = \frac{V}{\rho c^2} \quad (6)$$

공명형 요소 사이에 소음 저감에 대한 기여도는 균일하게 되었으나 전체적인 소음 저감 성능이 저감되어 개선안으로 다소 부적합하다.

Fig. 11(e)는 소음기 내부의 음향 모드에 의한 임피던스 모델 특성의 불균일 상태에서 y방향 음향 속도 성분의 크기를 개선하는 방향으로 개선안을 제안하였다. 식 (2)에서 음향 컴플라이언스 C 와 연관된 공동의 체적이 일정한 경우 내부 압력에 비례하여 공명형 요소의 목을 가로지르는 y방향 음향 속도의 크기가 정해진다. (e) 모델은 공동 내부의 의미 없는 압력 손실을 최소화 하는 측면에서 음향 모드에 의해 사실상 기여도가 없는 2번 공명형 요소를 제거하였다. 이를 통해 초기 개선안 모델 (a)에 대비하여 약 4% 가량 y방향 음향 속도의 크기가 개선되었다.

마지막 Fig. 11(f) 모델은 음향 모드를 고려하여 음향 에너지가 집중된 영역에 보다 음향학적 질량

이 작은 공명형 요소를 위치시켜 보다 크기가 큰 y 방향 음향 벡터 속도와 공진 특성을 가질 수 있도록 하였다. 약 10%의 공극률을 유지하기 위해 하나의 공명형 요소 열을 추가하였고 Fig. 11(f)은 y방향 음향 속도 성분의 크기가 개선되었음을 보여준다. 즉, 공동의 1번과 6번 공명형 요소의 크기는 그대로 유지하고 음향 모드를 고려하여 음향 에너지가 집중된 공간에 작은 음향 에너지에도 공진 특성을 가질 수 있는 작은 직경의 공명형 요소를 설치하였다.

Fig. 12는 기존 소음기 모델의 투과 손실과 앞서 제시한 개선안 (f) 모델의 투과 손실을 비교하고 있다. 기존 모델의 1250Hz 영역의 저감 특성이 약화되었다. 이는 초기에 팽창형 저감 특성을 고려하여 68mm 길이의 설계 변수 선정에 오류가 있음을 음향 해석을 통해 확인할 수 있으며 공동의 크기가 매우 작은 경우 공명형 특성만을 고려하는 것이 적절하다는 판단을 얻을 수 있다. 반면에, BPF 성분이 위치한 주파수 영역에 대해서는 협대역 주파수 저감 특성이 비슷하게 유지하고 있다.

Fig. 12 Comparison of the simulation results for the transmission loss of a perforated mufflers (LMS SYSNOISE)

이와 같은 과정을 통해 얻은 개선안 모델은 공명형 요소의 소음 특성을 최대한 유지하면서 크기를 최소화하고자 하였던 초기 최적 설계 목표에 대한 의도에 부합하는 개선안이라고 볼 수 있다.

4. 소음기 성능 평가

4.1 실험 장치의 구성

개선안 검토를 통해 제안한 68mm의 길이를 가진 다공형 소음기의 성능 검증을 위해 삽입 손실(IL) 측정 실험을 수행하였다. 가공이 용이한 아크릴을 사용하여 시험용 소음기 모델을 제작하였다. 재료 강도를 고려하여 3mm 두께의 아크릴을 사용하여 조립식으로 제작된 소음기는 부품 교체를 통해 여러 가지 경우에 대한 실험을 수행하였다.

소음기 성능 평가에는 삽입 손실 측정을 위해 Fig. 13과 같이 끝단에 B&K 4189 1/2" 마이크로폰을 설치하였고 LMS SCADAS Mobile SCM-05와 LMS Test.Lab을 사용하여 광대역 소음에 대한 소음 저감 특성을 측정 및 분석하였고 Fig. 14와 같은 결과를 얻을 수 있었다.

Fig. 13 Experimental set-up

4.2 투과손실 측정 결과

Fig. 14는 개선안 검토 모델 중 Fig. 9(f)를 사용하는 경우 소음기 입구 및 출구 사이에 소음 크기 차이를 보여주고 있으며 9 오더 BPF 성분의 소음이 현저히 저감되었음을 알 수 있다. 소음기 내부 음향 임피던스를 고려하여 공명형 요소를 가로지르는 음향 속도 벡터의 크기를 최대화하는 방향으로 최적 설계를 수행하였다.

본 연구에서 제안한 소음기 모델은 Fig. 14와 Fig. 15에서 볼 수 있듯이 기존 모델의 협대역 주파수 영역에서의 소음 저감 성능을 유지하고 크기를 소형화하였는데 Table 3과 Fig. 15는 최적설계 전후의 차이를 주요 관심 대상인 9 오더 BPF 성분을 기준으로 정량적으로 비교하고 있다. 좌측 1번은 원실험 블로워 입구에서 측정한 원래 소음 레벨이며 2번은 최적설계 이전의 소음기 성능을 의미하고 있다. 그리고 3번과 4번은 최적설계 1차 및 2차의 결과를 보여준다. 본 연구를 통해 소음기 체적 감소로 인한 음향 컴플라이언스의 영향으로 소음 저감량이 다소 저하되었으나 Table 3과 같이 크기 및 무게 측면에서의

Fig. 14 The measured sound pressure level between inlet and outlet at the optimized perforated muffler model

Fig. 15 Comparison of the averaged sound pressure level at the 9 order blade passing frequency

Table 3 Design optimization results of an intake muffler

	Length	Weight	TL
Original	450mm	2.594kg	-17dB
Modified #1	204mm	1.223kg	-29dB
Modified #2	68mm	0.574kg	-25dB

※ 무게는 알루미늄 사용 기준($\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$)

개선을 통해 연구 초기의 목표에 부합하는 최적 설계 모델이라고 볼 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 연료전지 자동차 실내 소음의 주요 소음원으로 작용하는 원심형 블로워의 톤 소음을 저감하기 위한 흡기관 소음기의 최적 설계를 음향 임피던스 측면에서 접근하였다. 공명형 요소의 음향학적 특성을 고려하여 공명형 요소의 목 부위를 가로지르는 음향 속도 벡터 성분 속도를 최대화하는 방향으로 설계 변수를 선정하였다. 기존 소음기 모델은 공동 내부의 음향 모드와 첫 번째 공동에서 주요 소음 저감 특성을 가지는 점을 고려하여 길이는 짧으면서 관심 대상인 블로워의 BPF 성분의 톤 소음 저감 특성을 기존 모델과 비슷한 성능을 가지고 있음을 음향 해석과 실험을 통해 확인하였다. 앞으로 흡음재 및 흡기관 내부 공기 유동의 영향을 추가적으로 고려하고 세부적인 설계변수의 기여도 관계 파악을 통해 보다 작은 크기를 가지면서 톤 소음 저감에 우수한 저감 성능을 가지는 흡기 소음기 모델을 제안하고자 한다.

후 기

이 논문은 2010년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임 (No. 2010-0014260). 또한 지식경제부 “소형 연료전지차량 설계개발” 관련 연구비 지원 받아 수행된 연구됨.

References

- 1) R. Fuber and O. Weber, “Air Intake and Exhaust Systems in Fuel Cell Engines,” SAE 2000-01-0381, 2000.
- 2) J. Sang, M. Venturi and R. Bocksch, “NVH-Challenges of Air Supply Subsystems for Automotive Fuel Cell Applications,” SAE 2008-01-0316, 2008.
- 3) F. Pricken, “Active Noise Cancellation in Future Air Intake Systems,” SAE 2000-01-0026, 2000.
- 4) W. Velstich, A. Lamm and H. A. Gastriger, Handbook of Fuel Cells: Fundamentals Technology and Applications, Vol.4, John Wiley & Sons Inc, New York, 2004.
- 5) K.-S. Oh, S.-K. Lee and S.-H. Seo, “A Study on the Noise Property and Its Reduction of the FCEV Blower,” Transactions of KSNVE, Vol.18, No.5, pp.516-523, 2008.
- 6) S.-H. Seo, H.-R. Kwon, C.-H. Lee and Y. Park, “Noise Reduction of Fuel Cell Vehicle,” Spring Conference Proceedings, KSAE, KSAE06-F0264, 2006.
- 7) M.-K. Song, S.-K. Lee and S.-H. Seo, “Structure Modification for Noise Reduction of the Blower Case in a Fuel Cell Passenger Car Based on the CAE Technology,” Transactions of KSNVE, Vol.18, No.9, pp.972-981, 2008.
- 8) Y.-S. Kim, E.-Y. Kim, Y.-W. Shin and S.-K. Lee, “Vibration Transmission Reduction from a Centrifugal Turbo Blower in a Fuel Cell Electric Vehicle,” Int. J. Automotive Technology, Vol.11, No.5, pp.759-765, 2008.
- 9) E.-Y. Kim, M.-S. Kim, S.-K. Lee and S.-H. Seo, “Optimization of the Multi-chamber Perforated Muffler for the Air Processing Unit of the Fuel Cell Electric Vehicle,” Transactions of KSNVE, Vol.19, No.7, pp.736-745, 2009.
- 10) H. Rammal and M. Abom, “Acoustics of Turbochargers,” SAE 2007-01-2205, 2007.
- 11) R. Barbieri, N. Barbieri, K. F. de Lima and A. F. Conzatti, “FEM Shape Optimization for Acoustic Chambers,” SAE 2004-01-3457, 2004.