

특집

자동차 소음진동

승용 연료전지 차량
NVH 설계 및 개발

이상권*

(인하대학교 기계공학과)

1. 머리말

최근 유가의 급격한 상승과 소비자들의 환경에 대한 관심이 커지면서 내연기관 자동차(ICEV, internal combustion engine vehicle)를 대체할 연료 효율이 높고 친환경 에너지를 사용하는 자동차의 개발이 요구되고 있다. 이러한 요구를 충족시키기 위해 세계 유수의 자동차 회사들은 대체 에너지를 사용하는 자동차를 개발하고 있다.

이러한 대체 에너지를 사용하는 자동차 중에서도 수소를 연료로 사용하고 연료의 화학 반응 후 부산물이 산소와 물뿐인 연료전지 자동차(FCEV, fuel cell electric vehicle)가 가장 실용적인 대안으로 시장에 소개되고 있다. FCEV는 전기의 힘을 이용하여 모터를 회전시켜 구동하는 일종의 전기 자동차이다. FCEV의 스택(stack)은 전기를 생산하는 가장 중요한 장치로서 수소와 일정량의 습도를 가진 공기의 공급을 필요로 한다. 이러한 스택에 지속적인 공기를 공급하기 위하여 여러 가지 방식의 장치가 사용되는데, 가장 일반적으로 원심형 터보 블로워(centrifugal turbo blower) 방식이 사용된다. 이번 실험에 사용된 FCEV도 이 방식을 채택하고 있다. FCEV는 ICEV에 비해 NVH(noise, vibration and harshness) 성능에 매우 유리하지만, 스택이나 블로워, 공기 공급계에서 주요 소음진동이 발생한다.

2. FCEV용 원심형 터보 블로워의 NVH

원심형 터보 블로워는 깃(blade)을 가진 임펠러(impeller)를 고속으로 회전시켜 공기를 흡입하여 운동에너지를 공기의 압력상승으로 바꿔 배출구를 통해 고압/고속의 공기를 배출하기 때문에 이곳에서 발생하는 소음진동은 FCEV의 NVH성능에 큰 영향을 미친다. 고속으로 회전하는 블로워에서의 질량 불균형(imbalance)과 회전 비대칭(rotating asymmetry), 베어링의 영향 등은 FCEV의 주된 가진원이 되고, 이러한 진동은 여러 경로의 진동 절연 장치(compliant vibration isolator)를 통해 차체로 전달된다. 따라서 블로워의 진동 절연 문제는 FCEV의 개발과 함께 해결해야 할 중요한 과제이다.

2.1 동적 해석을 위한 블로워의 모델링

FCEV의 블로워 마운트 전·후에 전달되는 힘을 예측하기 위해 해석 모델을 만들어야 한다. 블로워의 CATIA 도면을 이용하여 강체(rigid body) 모델과 유한요소(finite element) 모델을 제작한 후 MSC.ADAMS를 통해 결합하게 된다. 블로워는 여러 부품들로 구성된다. 블로워의 중심에는 축이 위치하고 있고, 축의 한쪽 끝에는 18개의 깃을 갖는 스플리터형 임펠러(splitter impeller)가 결합되어 있다. 그리고 축의 양쪽 끝

* E-mail : sangkwon@inha.ac.kr / (032) 860-7305

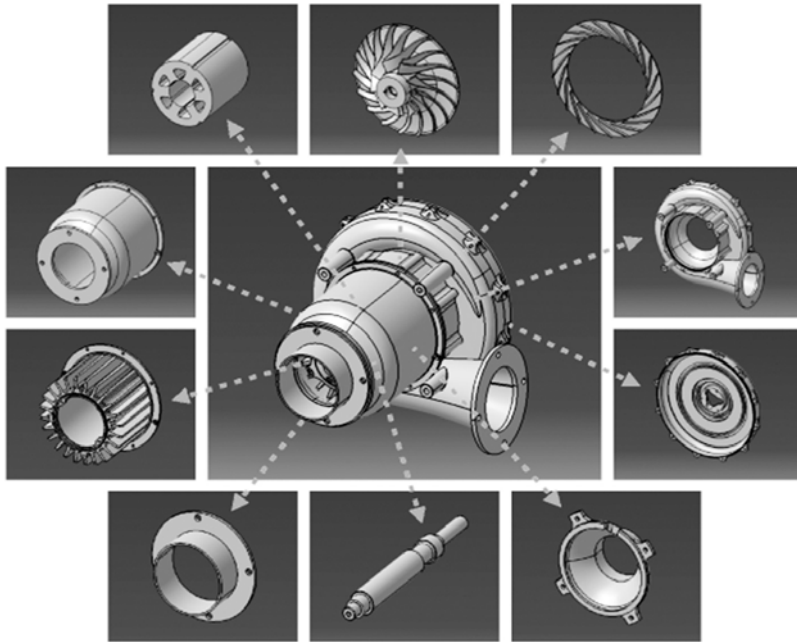


그림 1 블로워의 주요 부품에 대한 해석 모델

에 베어링이 각각 위치하고 있으며, 공기의 압축 효율을 향상시키기 위해 가이드 베인(guide vane)이 장착되어있다. 이 외에도 모터 하우징과 브라켓 등의 부품으로 구성되어 있다. MSC.ADAMS에서는 MSC.Nastran을 이용하여 CATIA geometry 파일을 parasolid 형식으로 변환하여 불러들이게 된다. 변환된 각각의 단품들은 질량과 질량 중심, 관성모멘트를 갖는 강체로 모델링된다. 그림 1은 블로워의 전체 모델과 주요 부품들을 보여준다.

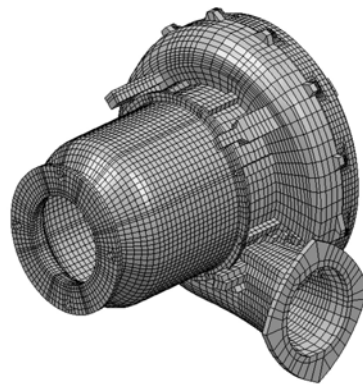


그림 2 블로워 전체에 대한 유한요소 모델

2.2 유한요소 모델링 및 해석

블로워의 CATIA geometry 파일을 이용하여 MSC.Patran에서 유한요소 모델의 meshing 작업을 수행하였다. 각 단품의 연결을 위해 볼트로 연결되는 부분에 대해서는 RBE2(rigid body element 2)를 이용하였다. 유한요소 모델의 타당성을 검증하기 위해 MSC.Nastran을 사용하여 유한요소 모델에 대한 고유진동수와 모드 벡터를 구하였고, 이를 실험에서 구한 모드 해석 값과 비교하는

MAC(modal assurance criterion) correlation을 통해 검증하였다. 검증된 단품들은 MSC.Nastran에서 MNF(modal neutral file)로 변환하여 MSC.ADAMS에서 결합된다. 그림 2는 블로워의 유한요소 모델을 보여준다.

블로워의 CATIA geometry 파일을 이용해 만들어진 강체 모델과 유한요소 모델은 MSC.ADAMS에서 결합하게 된다. 동적 해석을 위해

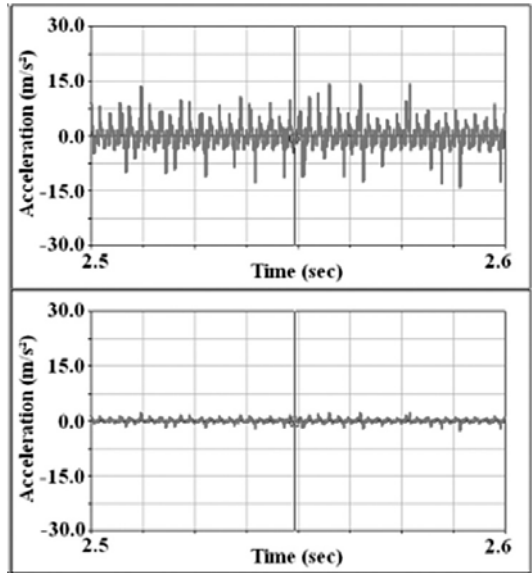
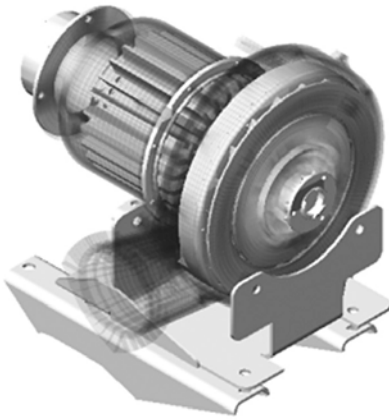


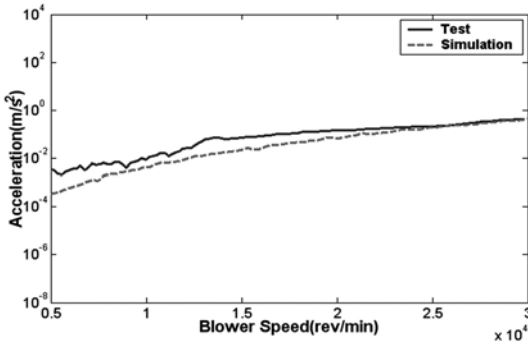
그림 3 ADAMS 이용한 블로워 모델의 동적 해석

부품들은 각각의 운동에 대해 알맞은 구속조건으로 연결된다. 볼트로 연결된 부위나 축과 임펠러처럼 서로의 부품에 대해 결합하여 같은 운동을 하는 부품들은 픽스 조인트를 이용하여 연결하고, 회전 운동만 존재하는 부품은 리볼트 조인트를 이용하여 연결하였다. 축과 임펠러의 회전을 위해 축에 토크(torque)를 가하였으며, 블로워와 space에 대해서는 경계조건으로 부상 조인트를 연결하였다. 블로워의 상부 브라켓과 하부 브라켓 사이의 고무마운트는 비선형재료의 특성을 나타내기 위하여 nonlinear bushing joint를 이용하여 연결하였다. 이 조인트를 이용하여 고무마운트의 물성치는 변형(deformation)에 대한 강성 계수(stiffness coefficient)와 변형 속도(deformation velocity)에 대한 댐핑 계수(damping coefficient)로 나타낸다. 그리고 베어링은 컨택트를 이용하여 모델링하였다. MSC.ADAMS내에서의 컨택트는 움직이는 두 부품이 시뮬레이션 중에 서로 접촉하면서 상호 작용을 할 수 있게 해주며 Hertz's 접촉 이론을 이용한다. 이 컨택트를 이용하여 물질의 강성 계수와 댐핑 계수 및 penetration depth를 입력할 수 있다.

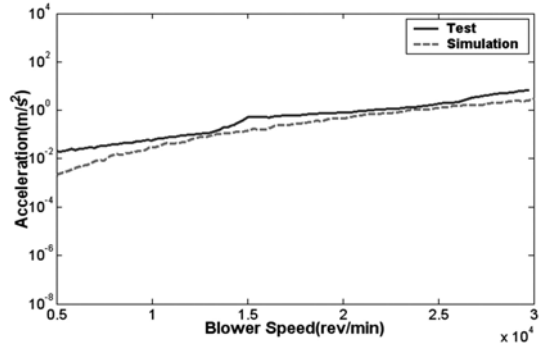
2.3 시뮬레이션을 이용한 진동 저감

FCEV 블로워의 실험과 시뮬레이션을 통해 얻어진 결과를 검증하기 위해서 블로워의 각 마운트 전·후에서의 가속도 값을 비교하였다. 그리고 유효성이 검증된 동적 모델을 이용하여 블로워의 진동을 저감하기 위해 블로워 마운트의 강성을 수정하였다. 블로워의 도면을 기초로 만들어진 시뮬레이션 모델을 이용하여 동적 해석을 수행하였다. 블로워 해석 모델의 임펠러에 임의의 질점 질량을 추가하여 중력중심과 질량중심과의 편심을 갖게 하였다. 시뮬레이션의 조건은 초당 8192 step을 갖게 하였고 실험과 같이 0-30,000 rpm까지 가속하였다. 그림 3은 ADAMS 이용한 블로워 모델의 해석하는 과정을 나타낸다.

동적 해석 모델의 유효성을 검증하기 위해 실험 및 시뮬레이션 가속도 결과에서 1차 오더 성분만을 추출하여 비교하였다. 이 결과를 통해 두 값의 경향이 비슷하다는 것을 확인할 수 있다. 하지만 이 두 값 사이에는 약간의 오차가 있는데 가장 큰 원인은 유체의 힘에 의한 영향으로 볼 수 있다. 블로워는 공기를 매우 빠른 속도로 흡입하여 고압의 공기를 배출하기 때문에 이러한



(a) The accelerations before the mount #4



(b) The accelerations after the mount #4

그림 4 블로워 진동에 대한 실험 및 해석 결과

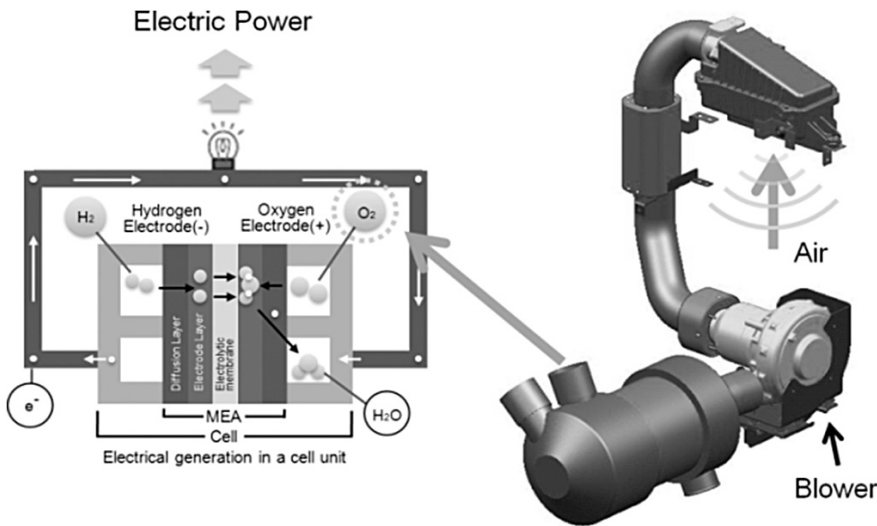


그림 5 연료전지의 흡기소음 발생과정

공기의 블로워에 대한 작용력은 오차의 큰 원인이 된다. 또한 블로워는 많은 요소들로 구성되어 있으므로 블로워의 가진력이 요소들의 결합 부분에서 댐핑 작용에 의해 그 크기가 변할 수 있다. 그리고 모델링 과정에서 무시하였던 베어링 유체의 온도의 영향이나 마찰력 등 또한 원인이라고 할 수 있다. 그림 4는 실험과 시뮬레이션의 가속도의 비교를 보여준다. 이 결과를 통하여 블로워 진동 저감을 위한 다양한 해석을 진행할 수 있었다.

3. 터보 블로워의 흡기소음기의 설계

연료전지 시스템의 성능과 직접적으로 연관되어 있는 원심형 블로워는 그림 5에서 볼 수 있듯이 소음 발생 원인에 따라 구조기인 소음과 공기기인 소음으로 분류된다. 베어링과 축 정렬 불량에 의한 질량 불균형은 마운트와 블로워 케이스 표면의 진동을 통해 구조기인 소음을 발생시키며, 고속으로 회전 하는 블레이드와 유동 사이에 주기적인 상호 작용에 의한 톤 소음과 난류 유동에 의한 광

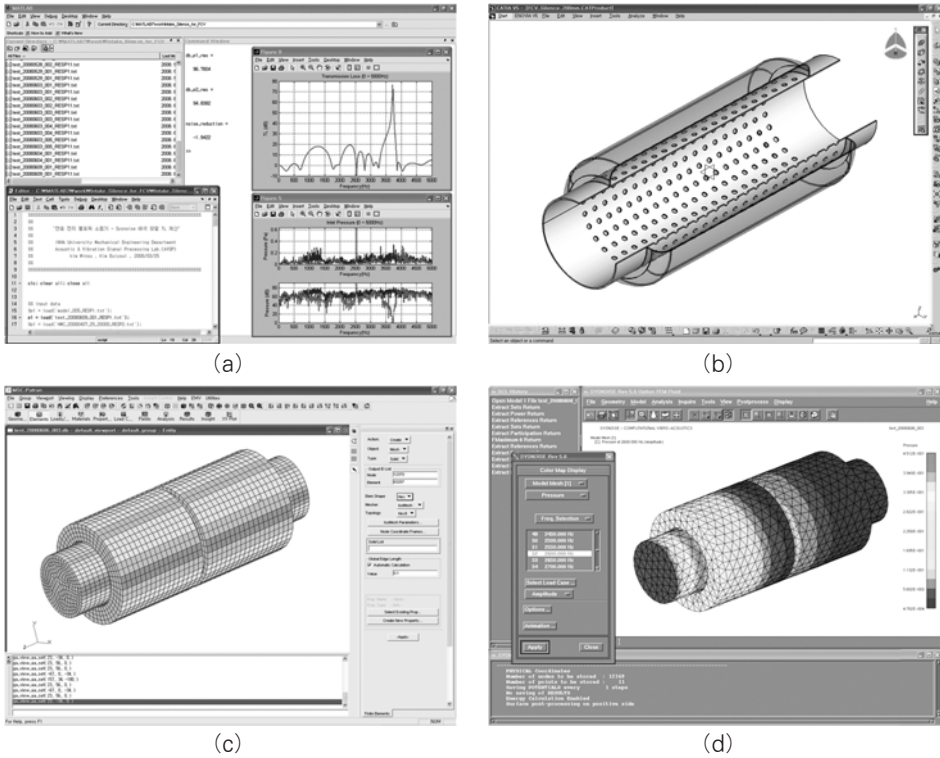


그림 6 SYSNOISE를 이용한 소음기 설계

대역 소음은 공기기인 소음을 발생시킨다. 설계 변수 최적화에 앞서 문제 소음 분석을 위해 ब्ल로워 소음 특성 파악 실험을 수행하였고 가장 큰 소음을 발생하는 회전수에서 톤 소음이 주요 소음원으로 크게 기여하고 있음을 확인하였다.

3.1 음향 해석 프로세스

공리적 설계 개념에 기반하여 소음기 설계 변수와 소음 저감 특성 사이에 관계를 해석적으로 살펴 보았다. 음향 해석 프로세스는 그림 6과 같이 네 가지 단계로 구성되어 있다. 우선, 평면과 가정 아래에서 유효한 전달함수법을 사용하여 다공형 소음기의 기초 설계 변수값의 범위를 대략적으로 결정 하였다. 그리고 해석 조건에 맞추어 유한 요소 모델을 생성하였고 앞서 얻은 전달함수법의 결과를 검증하고 소음기 내부에서의 음향 전파 특성을 보다 상세하게 알아보기 위해 음향해석 상용 프로그램인 LMS SYSNOISE를 사용하였다.

3.2 전달함수법

음향학 이론을 바탕으로 평면과 가정 아래 소음기를 식 (1)과 같이 1차원 강제 선형 모델 요소 $[T_r]$ 의 조합으로 표현 하는 전달함수법은 임피던스 특성 차이를 이용하며, 소음기 특성을 파악하는데 용이 하다. 이미 오래 전부터 많은 연구를 통해 소음기 기본 요소들의 전달함수에 대한 수학적 정리와 실험적인 검증이 이루어져 왔다. 이 글에서 다루고자하는 음향학적으로 길이가 긴 다공형 소음기의 경우 Munjal과 Sullivan에 의해 제안된 전달함수를 평면과 가정이 유효한 주파수 구간 아래에서 소음 저감 특성 예측에 활용 하였다.

$$\{S_{n+1}\} = [T_{n+1}][T_n] \cdots [T_r] \cdots [T_1]\{S_0\} \quad (1)$$

그림 7은 두 개의 챔버를 가진 다공형 소음기 모델의 설계 변수를 보여주며, 직관 요소와 다공

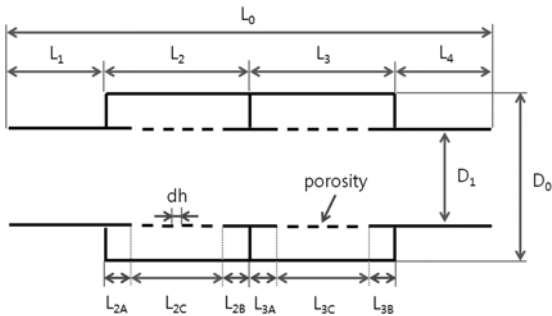


그림 7 두 개의 챔버를 가진 다공형 소음기 모델

형 요소의 전달함수 조합으로 식 (2)와 같이 수식적으로 표현할 수 있다. 입구단 소음 p_1, u_1 과 출구단 소음 p_6, u_6 사이에 관계를 식 (3)과 같이 하나의 소음기 전달함수로 단순하게 표현할 수 있음을 보여주며, 소음기 요소 자체의 저감 특성을 살펴보기 위해 사용되는 투과손실 계산은 식 (4)를 통해 소음기 성능 예측이 가능하다.

$$\begin{pmatrix} p_1 \\ \rho_0 c_0 u_1 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11}^5 & T_{12}^5 \\ T_{21}^5 & T_{22}^5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{11}^4 & T_{12}^4 \\ T_{21}^4 & T_{22}^4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{11}^3 & T_{12}^3 \\ T_{21}^3 & T_{22}^3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_6 \\ \rho_0 c_0 u_6 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{pmatrix} p_1 \\ \rho_0 c_0 u_1 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11}^* & T_{12}^* \\ T_{21}^* & T_{22}^* \end{bmatrix} \begin{pmatrix} p_6 \\ \rho_0 c_0 u_6 \end{pmatrix} \quad (3)$$

$$TL = 20 \log \left(\frac{|T_{11}^* + T_{12}^* + T_{21}^* + T_{22}^*|}{2} \right) + 10 \log \left(\frac{S_1}{S_6} \right) \quad (4)$$

3.3 유한요소법을 이용한 음향 해석

앞서 전달함수법을 통해 얻은 음향 해석 결과를 검증하고 소음기 내부에서의 음향 전파 특성을 보다 세부적으로 살펴보고자 음향해석 상용 프로그램인 LMS SYSNOISE를 사용하였고 해석 과정은 다음과 같이 세 가지 과정으로 구성되어 진행되었다.

(1) 소음기 모델링

하나의 파장을 표현하는데 최소 6개 노드가 필요하다는 이론에 근거하여 관심주파수 영역인 0~5000 Hz에 맞추어 사면체 요소의 길이를 약 7~10 mm 범위에서 결정하였고 프로그램 상에서 F_{maximum} 기능을 사용하여 신뢰도에 따른 주파수 범위를 확인할 수 있다. 이 연구에서는 해석 시간을 최소화 하기 위해 80 % 범위까지 유효한 것으로 보고 해석용 소음기 유한요소 모델을 그림 8과 같이 생성하였다.

(2) 경계조건

단단한 소음기 내벽은 임피던스 값이 무한대 값을 가지는 것으로 표현할 수 있으며 식 (5)와 같이 역수 값인 어드미턴스가 0 이 되도록 경계 조건을 설정하였다.

$$\text{Admittance} = \frac{v}{p} = \frac{1}{Z} \quad (5)$$

출구단을 통해 외부로 방사될 때 임피던스는 식 (6)을 사용하여 주파수에 따른 임피던스 값의 변화를 고려하여 출구단에 경계조건을 설정하였다.

$$Z_r = \frac{p}{v} = [0.24(ka)^2 + j \cdot 0.56ka] \cdot \rho_0 c \quad (6)$$

입력 소음은 ब्ल로워 입구단에서 측정 한 소음을 1 Hz 간격으로 실수와 허수값으로 테이블 파일을 생성하고 소음기 입구 압력 값으로 설정하였다.

(3) 해석방법

관심주파수 영역인 0~5000 Hz에서 25 Hz 간격으로 주파수 응답 해석을 수행하고 중요 구간에 대해서 5 Hz 간격으로 음향 해석을 추가 수행하였다. 소음기 성능 평가는 입구단과 출구단에서 음압을 추출하여 투과손실(TL) 값을 계산하였다.



그림 8 실험장치에 대한 사진 설명

3.4 소음기 설계 변수 최적화

소음기 구조와 관련된 설계 변수의 최적화를 통해 흡기관 소음기의 성능을 향상시키고자 한다. 내부 구조에 대한 설계 변수 값의 변화는 내부 반사 특성에 영향을 주며 소음기 요소의 임피던스 중에 허수 값인 리액턴스의 변화를 일으킨다. 이 연구에서는 순수하게 구조적 특성만을 이용하여 제한된 조건 속에서 소음 저감 성능을 극대화할 수 있는 모델을 제시하고자 하며, 흡음재와 유속에 의한 영향은 고려하지 않았다. 우선, 복수의 기능 요구 조건과 설계 변수 사이에 관계를 정의하는데 용이한 공리적 설계 개념을 일부 활용하였다.

음향학적으로 길이가 긴 형태의 경우 팽창형 요소와 공명형 요소가 공극률에 따라 조합되어 나타난다. 블로워 내부 유동 난류에 의해 발생하는 광대역 소음의 경우에는 흡음재가 매우 효과적이다. 흡기관 소음 저감에 사이드 브랜치 타입의 소음기 또한 많이 사용이 되나 이 연구에서는 다공형 소음기를 이용한 소음 저감 방안에 중점

을 두고 설계 변수 최적화에 대한 연구를 진행하였다.

(1) 소음기의 길이

음향학적으로 길이가 긴 형태의 다공형 소음기는 저주파 영역에서 팽창형 요소의 특성을 가지고 있으며, 기능 요구 조건과 설계 변수 사이에 관계가 있다. 하지만, 소음기 설치 공간의 제약 및 소음기 단품의 경량화를 고려하여 원하는 소음 저감 특성을 가지면서 최소한의 크기와 무게를 가지도록 요구된다.

(2) 내부 격벽 설치

소음기 내부에 격벽 설치는 임피던스 중에 허수 성분인 리액턴스 값에 영향을 주며, 내부 반사 특성과 소음 저감 성능에 관계되는 부분이다. 소음기 길이 L 에 대한 반사 특성을 가지고 있으나 격벽에 의해 소음기 길이 L 이 n 등분 된 경우에는 반사 특성이 추가적으로 리액턴스 값에 추가되어 소음저감 특성에 변화가 발생한다.

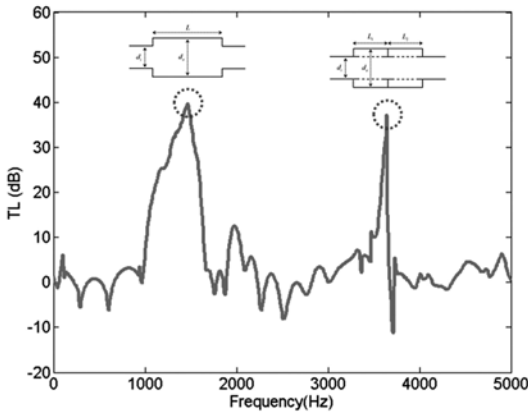


그림 9 최적 소음기의 투과손실

(3) 공극관의 크기와 수

상대적으로 고주파 영역에서 지배적인 공명형 요소는 공극관의 체적 크기와 개수에 의해서 소음 저감 특성이 결정되며, 변수 관계를 가지고 있다. 중심 주파수는 공극관 체적을 결정하는 공극관 지름과 두께 그리고 홀의 개수에 따라 변화하며, 공극관 뒷 부분의 팽창관 두께는 소음 저감량과 연관된다.

3.5 실험 장치 구성

음향 해석을 통해 살펴본 다공형 소음기의 소음 저감 특성을 실험적으로 검증하고자 그림 9와 같이 가공이 용이한 아크릴을 사용하여 단순한 형태의 시험용 소음기 모델을 제작하였다. 재료 강도상의 문제로 5 mm 두께의 아크릴 소재를 사용하였으나 기존에 제작된 소음기의 경우 두께 2~3 mm의 알루미늄 합금 판재를 사용하였기에 공극관 요소의 체적이 동일하여도 두 모델 사이에 차이가 다소 존재한다. 따라서 소음 저감 성능의 직접적인 비교보다는 소음기 구조 변화에 따른 소음 저감 특성의 경향성을 파악하는데 중점을 두었다. 실험에 사용된 아크릴 소음기는 길이 204 mm에 하나의 격벽을 가지고 있으며 약 10 % 정도의 공극률과 20 mm의 팽창관을 가지고 있다.

소음기 성능 평가를 위해 양 끝단에 B&K 4189

1/2" 마이크로폰을 설치하고 실험 데이터 수집 및 분석은 LMS SCADAS Mobile SCM-05와 LMS Test.Lab을 사용하였다. 실험 여건상 원심형 블로워를 직접 연결하여 성능 평가 하는 것에 다소 어려움이 있어서 문제 소음 특성 파악 실험 중 원심형 블로워 입구단 바로 앞에 설치된 마이크로폰에서 측정된 소음을 소음기 입구에 위치한 스피커를 통해 입력하였다.

3.6 측정 결과

그림 9은 시험용 아크릴 소음기의 입구단과 출구 단에서 측정한 계산한 결과로서 소음기의 투과 손실을 의미한다. 위 결과는 세 가지 부분으로 나눌 수 있다. 우선, 팽창형 요소의 특성이 지배적인 저주파 영역에서 가운데 설치된 격벽에 의해 투과손실 곡선의 두 번째 산이 위치한 1250 Hz에서 약 40 dB의 소음 저감 특성을 가지고 있으며, 공명형 요소의 특성이 지배적인 고주파 영역에서 약 35 dB 정도의 소음 저감 특성이 존재한다. 그리고 중간 영역에서는 공극률에 따라 변화하며 음향 모드 현상에 의해 평면과 가정이 성립이 되지 않아 불규칙한 형태의 소음저감 특성을 보여주고 있다. 설계변수 최적화를 통해 소음 저감 성능은 향상 되었다는 것을 실험 결과를 통해 확인할 수 있다.

4. 맺음말

연료전지 자동차 실내소음의 주요 소음원은 원심형 터보 블로워와 흡기관이며 이들의 진동 소음 성능을 향상 시키기위해서 블로워의 진동 해석과 진동 전달을 감소시키는 방법에 대한 연구가 필요하며 또한 흡기관 소음기의 설계 변수 최적화를 수행하고 실험을 통해 검증하였다. 이번 연구결과는 현대자동차에서 최근에 출시되는 승용 연료전지 차량의 NVH 설계에 적용되어 정숙하고 음질이 우수한 차량의 개발에 기여하였다. **KSNVE**