

진동 동력 흐름 기법을 이용한 FCEV용 원심형 터보 블로워의 진동 저감

김 윤 석 · 이 상 권*

인하대학교 기계공학과

Reducing Vibration of a Centrifugal Turbo Blower for FCEV Using Vibrational Power Flow

Yoonseok Kim · Sangkwon Lee*

Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received 18 August 2008 / Accepted 6 November 2008)

Abstract : A centrifugal turbo blower is one of the part to generate electric power of fuel cell electric vehicle(FCEV). In order to generate the electric power of FCEV, the centrifugal turbo blower operates at very high speed above 30,000rpm in order to increase the pressure of the air, which supplied to a stack of FCEV, using rotation of its impeller blades. Vibration which originated from the blower is generated by unbalance of mechanical components, rotation of bearings and rotating asymmetry that rotate at high speed. The vibration is transmitted to receiving structure through vibration isolators and it can causes serious problems in the noise, vibration and harshness(NVH) performance. Thus, the study about reducing this kind of vibration is an important task. Quantifying the effectiveness of vibration isolation can be effectively accomplished by using vibrational power flow because relative contributions of each isolator to the total vibration transmission can be easily represented. In this paper, vibrational power flow is applied to the centrifugal turbo blower mounted on FCEV in order to analyze the most dominant vibration transmitting path. As a result, the main contributor among four isolators is a mount #3 of the blower. Also, a 30 percent lowering of the mount #3 stiffness shows 34 percent decrement of vibrational power flow by the simulation.

Key words : Fuel cell electric vehicle(FCEV, 연료전지 자동차), Centrifugal turbo blower(원심형 터보 블로워), Vibrational power flow(진동 동력 흐름), Dynamic analysis(동적 해석), Vibration isolation(진동 절연)

1. 서 론

연료전지 자동차(FCEV, fuel cell electric vehicle)는 수소를 연료로 사용하여 전기를 생산해 모터를 구동시키는 일종의 전기 자동차이다.¹⁾ 전기를 얻기 위해 FCEV는 스택(stack)에 수소와 일정량의 습도를 가진 공기의 공급을 필요로 한다. 이러한 FCEV의 전기를 생산하는 스택이나 공기 공급계에서 주요 진동 · 소음이 발생하게 된다.²⁾ 특히 스택에 공기를 공급하는 FCEV의 원심형 터보 블로워(centri-

fugal turbo blower)는 30,000rpm 이상의 고속으로 회전하는데, 가공상의 오차 혹은 부품의 결함으로 인한 질량 불균형과 회전 비대칭 그리고 베어링의 영향으로 진동 · 소음이 심하게 발생하게 된다.³⁻⁶⁾ 이러한 블로워에서 발생하는 진동은 블로워를 지지하는 여러 개의 진동 절연 장치를 통해 차체로 전달되어 자동차의 NVH(noise, vibration and harshness) 성능에 큰 영향을 끼치게 된다. 따라서 FCEV의 개발 과정에서 블로워의 진동 절연 장치를 통해 전달되는 에너지를 정확히 규명해야 할 필요가 있다.

진동 절연 장치를 통해 전달되는 진동의 경로해

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

석을 위해 진동 동력 흐름(vibrational power flow)은 매우 유용한 방법이다. 진동 동력 흐름을 이용하여 각 절연 장치에 전달되는 진동의 양을 정량적으로 분석하여 각 절연 장치의 진동 전달 기여도를 표현할 수 있기 때문이다. Goyder는 가진원으로부터 길이가 무한한 유연한 지지물로 전달된 진동 동력을 질점 모빌리티(point mobility)를 적용하여 계산하였다.⁷⁾ 이를 바탕으로 Pinnington은 진동 발생 기계와 복소 강성을 갖는 절연 장치, 지지물로 구성된 계의 동력 전달을 지배하는 파라미터를 연구하였고, 그 후 복수의 절연 장치를 갖는 계에 진동 동력을 적용하여 절연 장치의 효율을 정량적으로 분석하였다.^{8,9)} 또한 Peterson은 연성된 구조와 여러 개의 진동 절연 장치를 갖는 디젤기관의 구조기인 소음 동력 전달(structure-borne sound power transmission)의 문제에 유효 모빌리티(effective mobility)를 적용하였다.¹⁰⁾

본 논문에서는 먼저 FCEV의 블로워의 4개의 진동 절연 장치 전·후에서의 각각의 가속도를 실험을 통해 측정된 후 그 결과 값과 절연 장치의 복소 강성을 이용하여 각각의 절연 장치를 통해 흐른 진동 동력을 계산하였다. 진동 동력을 계산하기 위한 식은 Pinnington의 진동 동력 관계식으로부터 유도된 단순한 방정식을 사용하였다.¹¹⁾ 그리고 다물체 동역학 해석 소프트웨어인 MSC.ADAMS를 이용하여 블로워의 모델링 및 동적 해석을 수행한 후 시뮬레이션을 통해 얻어진 결과를¹²⁾ 이용하여 진동 동력 흐름을 계산하였다. 실험과 시뮬레이션을 통해 얻어진 블로워 절연 장치 전·후의 가속도 값을 비교하여 시뮬레이션의 유효성을 검증하였고, 시뮬레이션 결과를 이용하여 계산한 진동 동력 흐름 값과 실험을 통해 계산된 진동 동력 흐름 값을 비교하였다. 최종적으로 블로워의 진동을 저감하기 위하여 유효성이 검증된 시뮬레이션 모델에서의 진동 절연 장치의 복소 강성(complex stiffness)을 변경하면서 블로워 절연 장치 전·후에서의 가속도 값과 진동 동력 흐름 값을 비교하였다. 이 연구 결과를 토대로 FCEV 개발과정에서 블로워의 진동과 구조기인 소음(structure-borne noise)을 줄이기 위한 블로워 진동 절연 장치의 특성치를 제시할 수 있을 것이다.

2. 진동 동력 흐름 이론

유연한 지지물에 단일 지점을 통해 전달되는 동력은 단위 시간 동안에 행해진 일의 양이고 다음과 같은 관계가 있다.⁷⁾

$$P_i = F_i V_i \quad (1)$$

여기서 F_i 와 V_i 는 한 점에서의 힘과 속도의 순간적인 값이다. 즉 동력은 가진점에서 작용하는 힘과 그 응답의 곱을 나타내는 것이다. 힘과 속도가 조화 함수 형태인 진동하는 구조물에서 동력은 순간적인 값보다 평균값이 중요하므로 일정 시간의 힘과 속도의 곱으로 나타낼 수 있다.

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T F_i V_i dt \quad (2)$$

여기서 $T = 2\pi/\omega$ 이고, 힘과 속도는 $F_i = \vec{F}e^{j\omega t}$ 와 $V_i = \vec{V}e^{j\omega t}$ 로 나타낼 수 있다. 힘과 속도는 복소수이고 상대 위상을 갖기 때문에 식(2)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} P &= \frac{1}{2} (F_{Re} V_{Re} + F_{Im} V_{Im}) \\ &= \frac{1}{2} Re \{ \vec{F}^* \cdot \vec{V} \} = \frac{1}{2} Re \{ \vec{F} \cdot \vec{V}^* \} \end{aligned} \quad (3)$$

식(3)에서 *는 공액 복소수를 뜻하며, $\vec{a} = j\omega \vec{V}$ 를 이용하여 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$P = -\frac{1}{2\omega} Im \{ \vec{F} \cdot \vec{a}^* \} = \frac{1}{2\omega} Im \{ \vec{F}^* \cdot \vec{a} \} \quad (4)$$

Fig. 1과 같은 절연 장치를 통한 진동 동력은 전달 유효 질량(transfer apparent mass, \vec{M}_{ts})과 질점 유효 질량(point apparent mass, \vec{M}_{tr})을 사용하여 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} \vec{F}_r &= \frac{\vec{F}_r}{a_s} a_s + \frac{\vec{F}_r}{a_r} a_r \\ &= \vec{M}_{ts} \vec{a}_s + \vec{M}_{tr} \vec{a}_r \end{aligned} \quad (5)$$

식(5)에서 \vec{a}_s 와 \vec{a}_r 은 Fig. 1에서와 같이 가진 기계와 지지 구조물에서의 가속도이다. 식(5)를 식(4)에 대입하면 절연 장치를 통한 평균 진동 동력은 다음

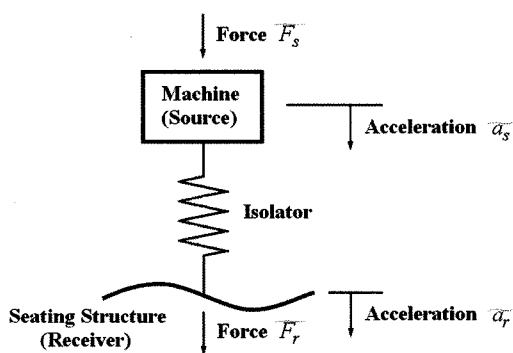


Fig. 1 Schematic figure of power flow through an isolator

과 같이 얻어진다.

$$P = -\frac{1}{2\omega} \text{Im} \{ \overrightarrow{M}_{rs} a_s \overrightarrow{a_r}^* + \overrightarrow{M}_{rr} [\overrightarrow{a_r}]^2 \} \quad (6)$$

절연 장치를 가진 구조물에서 일반적으로 가진 기계에서의 가속도는 지지 구조물의 가속도보다 크고 ($a_s \gg a_r$), 전달 유효 질량의 허수부가 질량 유효 질량의 허수부보다 크기 때문에 ($\text{Im} \{ \overrightarrow{M}_{rs} \} \gg \text{Im} \{ \overrightarrow{M}_{rr} \}$) 식 (6)은 식 (7)과 같이 간단하게 나타낼 수 있다.⁸⁾

$$P \cong -\frac{1}{2\omega} \text{Im} \{ \overrightarrow{M}_{rs} a_s \overrightarrow{a_r}^* \} \quad (7)$$

절연 장치가 천연 고무와 같은 히스테릭 감쇠 (hysteric damping)를 가졌다면 식 (7)의 전달 유효 질량은 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$\overrightarrow{M}_{rs} = \frac{K}{\omega^2} (1 + j\eta) \quad (8)$$

식 (8)에서 K 는 절연 장치의 동강성 값을 나타내고 η 는 손실 계수이다. 식 (8)을 n 개의 절연 장치를 갖는 계로 확장하면 행렬을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁹⁾

$$P = -\frac{1}{2\omega} \text{Im} \{ [\overrightarrow{a_r}]^T [\overrightarrow{M}_{rs}] [\overrightarrow{a_s}] \} \quad (9)$$

불규칙(random) 가진에 의한 진동 동력은 시간 영역에서의 총 동력과 주파수 영역에서의 총 동력과 같다는 파서발의 이론(Parseval's theorem)을 이용하여 계산할 수 있다. 파워 스펙트럼 밀도 함수(power spectral density function)는 주파수 영역에서 임의의 신호가 가지고 있는 동력의 분포를 나타내고 동력

은 실수 값을 갖는다. 따라서 주파수 영역에서의 평균 동력(frequency averaged power)은 다음과 같다.

$$\frac{P}{Hz} = \text{Re} \{ G_{FV} \} \quad (10)$$

위 식에서 G_{FV} 는 힘과 속도의 상호 스펙트럼 밀도 함수(cross spectral density function)를 뜻하고, Hz 는 주파수의 단위이다. 그러므로 구조물에 스펙트럼 밀도 함수 G_{FF} 를 갖는 불규칙한 힘이 가진된다면 식 (11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{P}{Hz} = G_{FF} \text{Re} \{ \overrightarrow{M} \} = \text{Re} \{ G_{FV} \} = \frac{1}{\omega} \text{Im} \{ G_{Fa} \} \quad (11)$$

여기서 G_{Fa} 은 힘과 가속도의 상호 스펙트럼 밀도 함수를 나타낸다. 식 (11)에서 절연 장치의 힘은 식 (12)와 같이 나타낼 수 있고,

$$F = \overline{K}x = \frac{\overline{K}a_s}{-\omega^2} \quad (12)$$

절연 장치의 복소 강성은 $\overline{K} = K(1 + j\eta)$ 로 표현할 수 있다. 식 (11)과 식 (12)을 이용하여 진동 동력은 결국 식 (13)로 계산할 수 있다.

$$\frac{P}{Hz} = -\frac{1}{\omega^3} \text{Im} \{ G_{a,a} \overline{K} \} \quad (13)$$

위 식을 이용하여 실제 기계와 지지 구조물에서의 가속도에 대한 상호 스펙트럼 함수인 $G_{a,a}$ 와 절연 장치의 복소 강성을 이용하여 진동 동력을 효과적으로 계산할 수 있다. 그러므로 본 연구에서 사용되는 진동 동력 흐름식은 식 (13)을 사용한다.

3. 동적 해석 모델의 제작

블로워의 진동 절연 장치를 통해 흐르는 진동 동력을 예측하기 위해 블로워의 CATIA 도면을 기초로 해석 모델을 제작하였다. 블로워의 중심에는 축이 위치하고 있고, 18개의 깃(blade)을 갖는 스플리터형 임펠러(splitter impeller)가 결합되어 있다. 그리고 축의 양쪽 끝에는 베어링이 각각 장착되어 있으며, 공기의 압축 효율을 향상시키기 위해 가이드 베인(guide vane)이 부착되어 있다. 이 외에도 모터 하우징과 브라켓 등의 부품들로 이루어져 있다. Fig. 2

는 블로워의 전체 모델과 주요 부품들을 보여준다.

MSC.ADAMS에서는 CATIA geometry 파일을 MSC.Nastran을 이용하여 parasolid 형식으로 변환하여 질량과 질량 중심, 관성모멘트를 갖는 강체로 모델링된다. 또한 MSC.Patran에서 유한 요소 모델을 제작하였다. 각 단품의 연결을 위해 볼트로 체결되는 부분에 대해서는 RBE2(rigid body element 2)를 이용하였고 유한 요소 모델의 타당성을 검증하기 위해 MSC.Nastran을 사용하여 유한 요소 모델에 대한 고유 진동수와 모드 벡터를 구하였다. 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. Fig. 3는 블로워의 유한 요소 모델을 보여준다.

블로워의 강체 모델과 유한 요소 모델은 MSC.ADAMS를 이용하여 각각의 운동에 알맞은 구속조건으로 연결하였다.¹²⁾ 볼트로 연결된 부위나 서로의 부품에 대해 결합하여 같은 운동을 하는 부품들은 fixed joint를 이용하여 연결하고, 회전 운동만 존재하는 부품은 revolute joint로 연결하였다. 축과 임펠러의 회전을 위해 축에 토크(torque)를 가하였으며, 베어링은 contact를 이용하여 모델링하였다. MSC.ADAMS내에서의 contact는 움직이는 두 부품이 시뮬레이션 중에 서로 접촉하면서 상호 작용을 할 수 있게 해주며 Hertz's 접촉 이론을 이용한다.¹³⁾ 이 contact를 이용하여 물질의 강성 계수와 감쇠 계수 및 penetration depth를 입력할 수 있다. Fig. 4는 각 단품의 연결과 베어링의 모델을 보여주고 Table 1은 해석 모델에 사용된 변수들을 나타낸다.

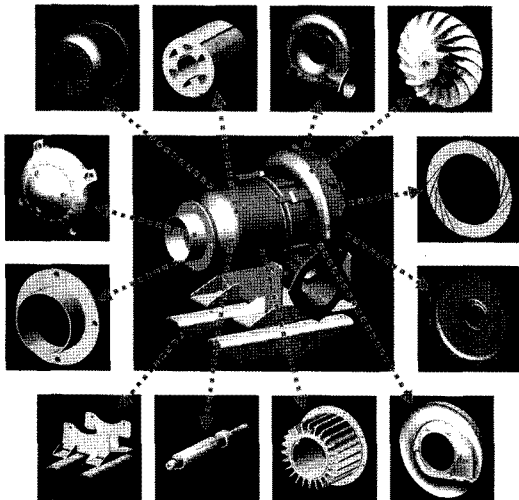


Fig. 2 Geometry model of the blower

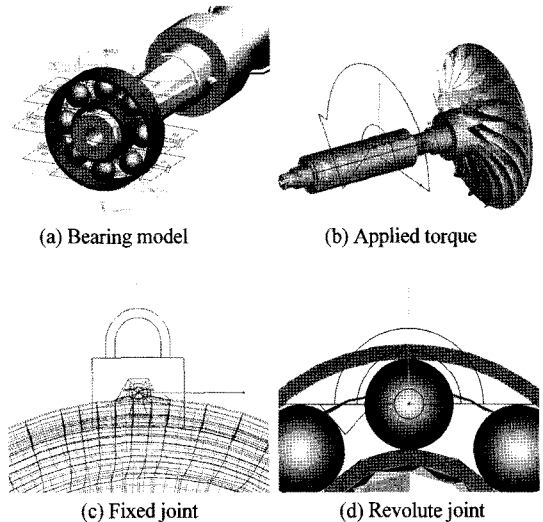


Fig. 4 Bearing model and joints of the blower

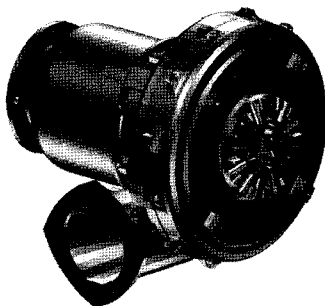


Fig. 3 Finite element model of the blower

Table 1 Parameters for the dynamic analysis of the blower

Mass of the impeller	0.73 kg
Mass of the bearing rolling element	0.045 kg
Mass of the bearing inner race	0.078 kg
Mass of the bearing outer race	0.078 kg
Diameter of the bearing rolling element	6 mm
Length over which the bearing rollers are actually in contact	7.344 mm
Internal bearing radial clearance	10 μ m
Mass eccentricity of the impeller imbalance	0.03 mm

블로워의 상부 브라켓과 하부 브라켓 사이의 고무 마운트는 비선형재료의 특성을 나타내기 위하여 nonlinear bushing joint를 이용하여 연결하였다. 이 joint를 이용하여 고무 마운트의 물성치는 변형(deformation)에 대한 강성 계수(stiffness coefficient)와 변형 속도(deformation velocity)에 대한 감쇠 계수(damping coefficient)로 나타낸다. 블로워의 브라켓과 차체의 연결에 대해서는 경계조건으로 bushing joint를 연결하였다.¹⁴⁾ Fig. 5는 블로워 해석 모델의 경계조건을 나타내고 Fig. 6은 모든 부품이 결합된 블로워의 모델을 나타낸다.

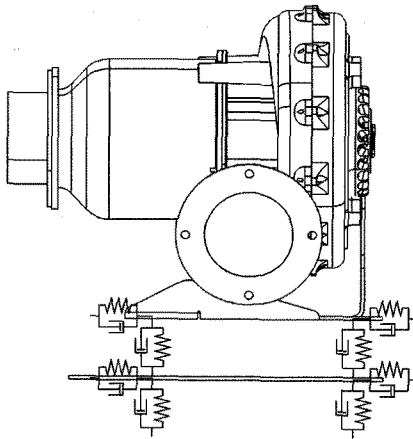


Fig. 5 Boundary Conditions for the blower

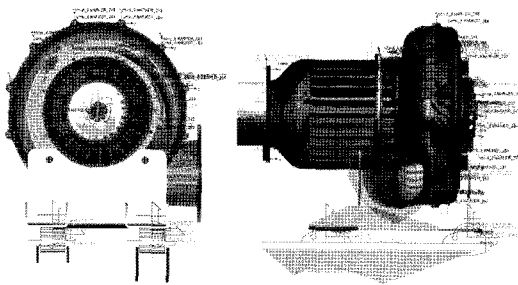


Fig. 6 Assembled model of the blower using MSC.ADAMS

4. 진동 동력 흐름을 이용한 진동 저감

블로워의 진동 실험을 통하여 가속도를 측정 한 후 절연 장치를 통한 진동 동력을 계산하였다. 또한 동적 해석을 통한 결과를 토대로 진동 동력을 계산하여 실험 값과 비교하였다. 유효성이 검증된 동적

해석 모델을 이용하여 블로워의 진동을 저감하기 위해서 시뮬레이션을 통해 절연 장치의 강성을 변경하였다.

4.1 가속도 측정 실험 및 동적 해석 과정

블로워의 절연 장치를 통한 진동 동력을 계산하기 위해 가속도 측정 실험과 블로워의 도면을 이용하여 만들어진 해석 모델을 이용하여 동적 해석을 수행하였다. Fig. 7은 블로워의 절연 장치의 위치를 보여준다.

실험 및 해석된 값을 비교하기 위해 블로워 마운트 전·후에서의 X, Y, Z축 방향의 가속도 값을 비교하였다. 해석 조건은 실험과 같이 블로워를 0-30,000rpm까지 가속하였고 1-8차 오더를 확인하기 위하여 초당 8192step을 갖게 하였다. Fig. 8은 해석을 통해 얻어진 1번 절연 장치 후에서의 가속도 값의 waterfall을 나타낸다. 이 그림에서 알 수 있듯이 질량 불균형과 회전 비대칭, 베어링의 영향으로 1차 오더의 n배(n : 정수)에 해당하는 조화 불균형 응답이 생기는 것을 알 수 있다.

블로워의 가속도 성분 중 가장 크기가 큰 1차 오더 성분을 추출하여 실험과 해석에서 얻어진 결과

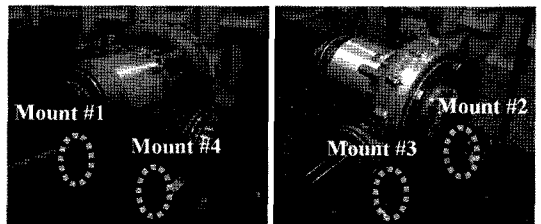


Fig. 7 Locations of isolators for the test blower

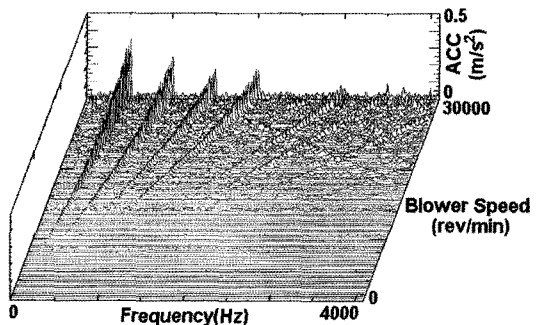
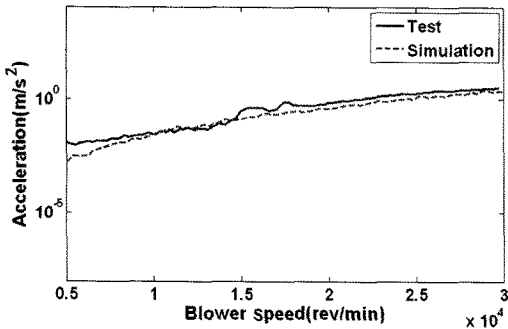
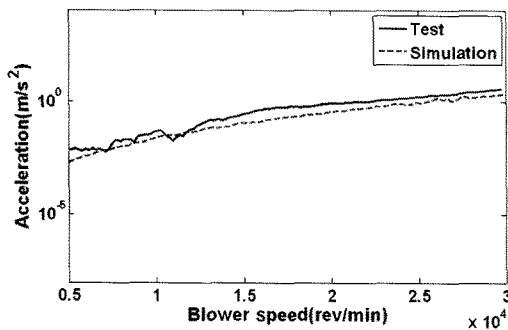


Fig. 8 Simulated acceleration after the mount #1 (Z-axis)



(a) Accelerations before the mount #1



(b) Accelerations before the mount #3

Fig. 9 Comparison between the measured and the simulated acceleration of the blower

를 비교하였다. Fig. 9는 블로워 1번과 3번 절연 장치 전에서의 가속도 값을 비교를 나타낸다. 이 결과를 통해 알 수 있듯이 실험과 해석 값이 매우 근사함을 알 수 있다.

4.2 진동 동력 흐름 결과

실험과 동적 해석을 통해 얻어진 블로워 절연 장치 전 · 후에서의 가속도 값과 절연 장치의 복소 동강성을 이용하여 절연 장치를 통한 평균 진동 동력 흐름은 식 (12)를 사용하여 계산하였다. Fig. 10은 진동 동력을 계산하기 위해 사용된 절연 장치의 복소 동강성의 크기와 손실 계수를 나타낸다.

Fig. 11은 실험과 동적 해석을 통해 계산된 블로워 각 진동 절연 장치에서의 진동 동력을 보여주는 데 이 결과를 통해 알 수 있듯이 전체적으로 1,000Hz 이하에서 많은 진동 동력이 전달되는 것을 볼 수 있다. 그리고 실험과 해석에서의 진동 동력을 비교해 보면 경향이 매우 비슷하다는 것을 알 수 있다. 하지만 이 두 값 사이에서 약간의 오차가 발생하게 되는

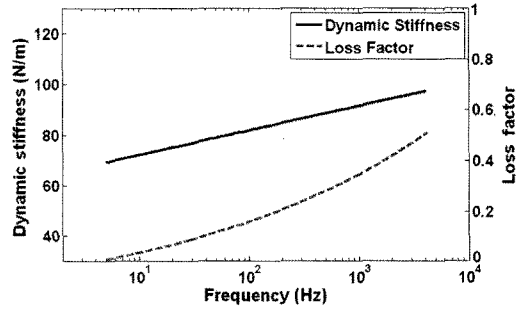


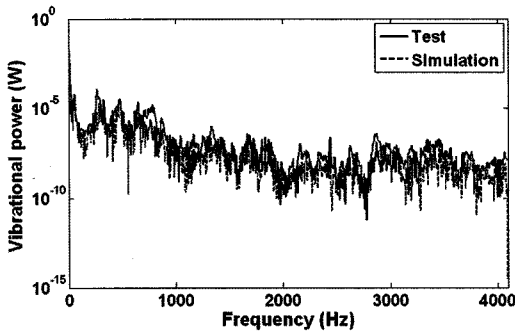
Fig. 10 Dynamic characteristics of the isolator

데 가장 큰 원인은 유체의 영향이라고 볼 수 있다. 블로워는 임펠러 깃을 회전시켜 공기를 흡입한 후 운동에너지를 공기의 압력 상승으로 바꿔 배출구를 통해 고속, 고압의 공기를 배출한다. 따라서 해석에서는 구조 진동(structural vibration)만을 고려하였기 때문에 이런 고속, 고압의 공기가 블로워 내부에 작용하는 힘을 고려하지 못하였기 때문에 오차가 발생하였다. 또한 블로워는 여러 부품으로 연결되어 있기 때문에 서로의 결합 부분에서의 감쇠 작용과 모델링 과정에서 무시할 수 있다고 가정한 베어링의 유체의 온도의 영향과 마찰력 등이 이러한 오차의 원인이 된다. Fig. 12는 전체 rpm에서의 진동 동력을 합한 값을 각 절연 장치에 대해 나타내었다. 이 결과를 통하여 블로워의 3번 절연 장치에서의 진동 동력이 다른 3개의 절연 장치보다 현저히 큼을 알 수 있다.

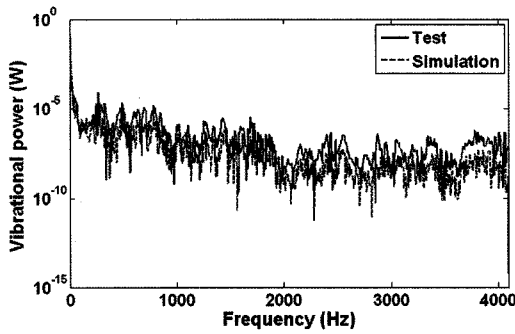
4.3 블로워의 진동 저감

블로워에 의한 진동 문제를 해결하기 위해 블로워 자체의 변경은 시간과 비용이 많이 들기 때문에 고무 절연 장치의 강성을 변경함으로써 이 문제를 해결할 수 있다. 일반적으로 고주파 영역에서의 진동은 절연 장치의 강성을 낮춤으로써 문제를 해결할 수 있다.¹⁵⁾ 하지만 지나치게 강성을 낮출 경우 운전 조건이나 도로 상태 등의 외부의 급격한 충격에 블로워에 손상이 생길 위험이 있기 때문에 신중하게 고려하여야 한다. 일반적으로 고무 절연 장치는 압축 변형률과 전단 변형률이 각각 방진 고무 길이의 20%와 30%를 넘지 않도록 해야한다.¹⁶⁾

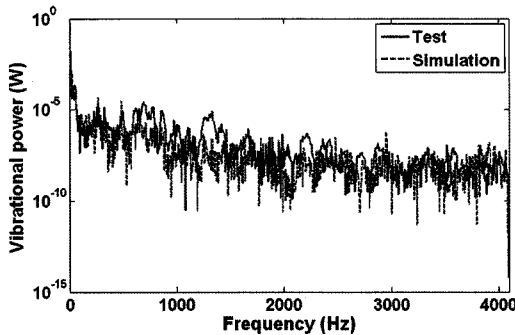
본 연구에서는 블로워의 가진력에 의한 구조기인 소음과 진동을 저감하기 위해 시뮬레이션을 통해 블로워 절연 장치의 복소 강성을 일정 비율 변경하



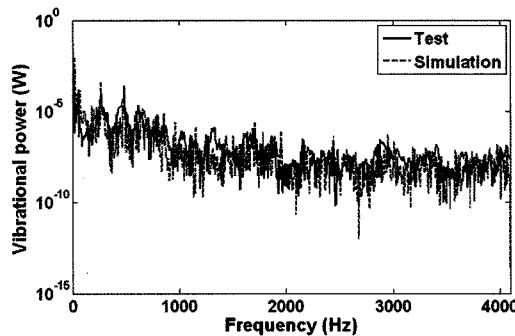
(a) Mount #1



(b) Mount #2



(c) Mount #3



(d) Mount #4

Fig. 11 Comparison between measured and simulated vibrational power flow through each isolator

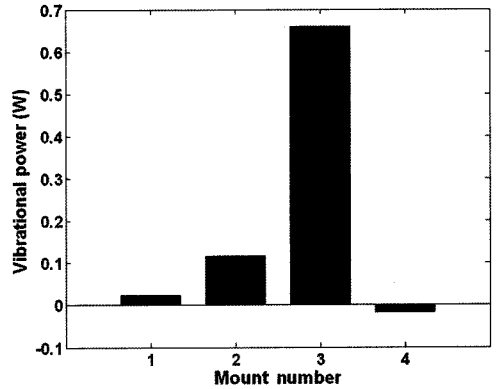


Fig. 12 Vibrational power flow levels through 4 isolators of the blower

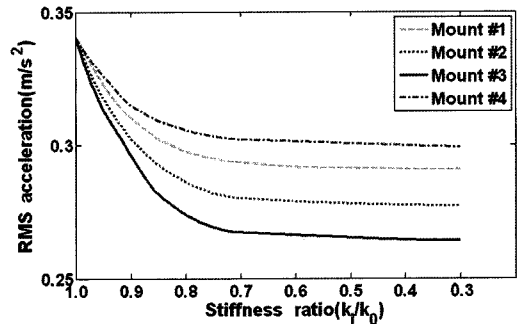


Fig. 13 RMS accelerations of each mount for various stiffness ratio

였다. 차체로 전달되는 진동을 저감하기 위해 블로워의 진동 상태를 잘 나타낼 수 있는 위치에서 절연 장치 후의 RMS 가속도 값을 비교하였다.¹⁷⁾ Fig. 13은 각 마운트의 강성 비율에 대한 강성 변경 전·후의 RMS 가속도 값을 나타낸다. 이 결과를 통해 마운트 3번의 강성 변경이 가장 큰 가속도의 저감을 나타내는 것을 알 수 있고 마운트 3번의 강성을 30% 감소시키면 블로워의 RMS 가속도 값을 22% 감소시킬 수 있다.

이 결과들을 이용하여 각 마운트의 강성을 30% 감소 시켰을 경우의 진동 동력 흐름을 계산하였다. Fig. 14는 마운트의 강성을 변경하였을 경우의 진동 동력 값을 나타낸다. 이 그림을 통해 진동 동력 역시 마운트 3번의 강성 변경이 가장 큰 진동 동력의 감소를 가져오고 마운트 3번의 강성을 30% 줄이면 블로워의 전체 절연 장치를 통한 진동 동력을 약 34% 감소시킬 수 있다는 것을 알 수 있다.

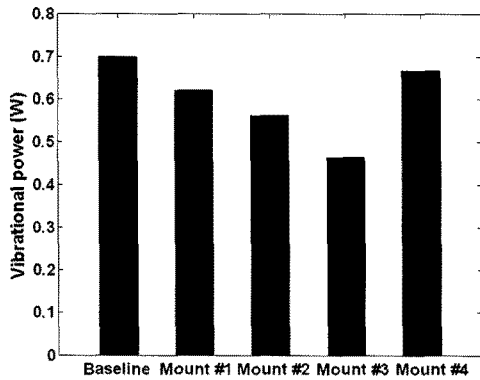


Fig. 14 Vibrational power flow levels through 4 isolators for modified blower model

5. 결론

원심형 터보 블로워는 FCEV의 구동을 위한 전력을 생산하는데 중요한 부품이지만 구동시 진동과 소음이 크게 발생하게 된다. 따라서 FCEV의 개발과정에서 블로워에 의해 발생하는 구조기인 소음과 진동을 해결하기 위해 진동의 전달 경로를 분석해야 할 필요가 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해 본 연구에서는 블로워에 진동 동력 흐름을 적용하였고, 그 결과 블로워에서 발생된 진동 동력은 주로 3번 절연 장치를 통해 차체로 전달되는 것을 알 수 있었다. 또한 블로워의 시뮬레이션 모델을 이용한 동적 해석을 통해서 얻어진 가속도와 진동 동력 흐름 값이 실험에서 얻어진 값과 매우 유사한 경향을 갖는 것을 알 수 있었다. 이 결과를 토대로 블로워 각각의 절연 장치의 강성을 변경하여 RMS 가속도 값과 이에 대한 진동 동력 흐름을 계산한 결과 블로워의 3번 절연 장치의 강성을 30% 줄이면 진동 동력은 34% 감소한다는 것을 예측할 수 있었다.

References

- 1) C. Park, K. Oh, D. Kim and H. Kim, "Development of Fuel Cell Hybrid Vehicle Performance Simulator," *Int. J. Automotive Technology*, Vol.5, pp.287-295, 2004.
- 2) W. Vielstich, A. Lamm and H. A. Gasteiger, *Handbook of Fuel Cells: Fundamentals, Technologies and Applications*, Vol.4, Wiley, 2003.
- 3) M. J. Goodwin, *Dynamics of Rotor-Bearing*

- Systems, Springer, 1989.
- 4) G. Genta, *Vibration of Structures and Machines*, Springer, 1998.
- 5) M. Xu and R. D. Maragoni, "Vibration Analysis of a Motor-Flexible Coupling-Rotor System Subject to Misalignment and Unbalance, Part I, II," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.176, pp.663-691, 1994.
- 6) S. P. Harsha, "Nonlinear Dynamic Analysis of a High-Speed Rotor Supported by Rolling Element Bearing," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.290, pp.65-100, 2006.
- 7) H. G. D. Goyder and R. G. White, "Vibrational Power Flow from Machines into Built-up Structures, Part I, II, III," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.68, pp.59-117, 1980.
- 8) R. J. Pinnington and R. G. White, "Power Flow through Machine Isolators to Resonant and Non-resonant Beams," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.75, pp.179-197, 1981.
- 9) R. J. Pinnington, "Vibrational Power Transmission to a Seating of a Vibration Isolated Motor," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.118, pp.515-530, 1987.
- 10) B. Petersson and J. Plunt, "On Effective Mobilities in the Prediction of Structure-borne Sound Transmission between a Source Structure and a Receiving Structures, Part I, II," *Journal of Sound and Vibration*, pp.517-540, 1982.
- 11) S. K. Lee, "A Study on Noise Transfer Path Analysis for Sound Improvement of Vehicle Using the Vibrational Power Flow," *The Korean Society of Automotive Engineers*, Vol.9, pp.168-175, 2001.
- 12) MSC.ADAMS Basic Full Simulation Package Training Guide, MSC. Software Corp., 2005.
- 13) K. L. Johnson, *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, 2008.
- 14) J. H. Lee, S. K. Lee, S. J. Kim and T. Y. Kim, "Analysis of Excitation Forces for the Prediction of the Vehicle Interior Noise by the Powertrain," *The Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol.16, pp.1244-1251, 2006.
- 15) Y. Yu, N. G. Naganathan and R. V. Dukkipati,

- “A Literature Review of Automotive Vehicle Engine Mounting System,” Mechanism and Machine Theory, Vol.36, pp.123-142, 2001.
- 16) H. Tohara, Rubber Vibration Isolator, Japan Gendai Kogakusya, 1975.
- 17) C. W. Lee, K. R. Chung, J. C. Lee and Y. K. Kwak, “Computer Simulation for Design of Minimum Vibration Mount System in Variable Displacement Engine,” The Korean Society of Mechanical Engineers, Vol.3, pp.305-315, 1986.