

FCEV용 원심형 터보 블로워의 마운트 진동 저감에 관한 연구

A Study on Mount Vibration Reduction of a Centrifugal Turbo Blower for FCEV

김 윤 석* · 이 상 권†

Yoon-Seok Kim and Sang-Kwon Lee

(2008년 8월 12일 접수 ; 2008년 9월 26일 심사완료)

Key Words : Fuel Cell Electric Vehicle(FCEV, 연료전지 자동차), Centrifugal Turbo Blower(원심형 터보 블로워), Dynamic Analysis(동적 해석), Rotor Dynamics(회전체 동역학), Vibration Isolation(진동 절연)

ABSTRACT

A centrifugal turbo blower of the fuel cell electric vehicle(FCEV) operates at very high speed above 30000 rpm 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. In this paper, dynamic analysis of the blower executed by numerical simulation and experimental analysis of the blower is also performed. Then, measured and simulated results are compared in order to validate of the simulation. Finally, reducing vibration through modifying mount stiffness is the main purpose of this paper.

1. 서 론

최근 유가의 급격한 상승과 소비자들의 환경에 대한 관심이 커지면서 내연기관 자동차(ICEV, internal combustion engine vehicle)를 대체할 연료효율이 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 부산

물이 산소와 물뿐인 연료전지 자동차(FCEV, fuel cell electric vehicle)가 가장 실용적인 대안으로 시장에 소개되고 있다⁽¹⁾. FCEV는 전기의 힘을 이용하여 여 모터를 회전시켜 구동하는 일종의 전기 자동차이다. FCEV의 스택(stack)은 전기를 생산하는 가장 중요한 장치로써 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⁽²⁾. 이 실험에 사용된 FCEV도 이 방식을 채택하고 있다.

FCEV는 ICEV에 비해 NVH(noise, vibration and harshness) 성능에 매우 유리하지만, 스택이나 블로워, 공기 공급계에서 주요 소음·진동이 발생한다⁽³⁾. 특히 원심형 터보 블로워는 깃(blade)을 가진 임펠러(impeller)를 고속으로 회전시켜 공기를 흡입하여

† 교신저자; 정회원, 인하대학교 기계공학과

E-mail : sangkwon@inha.ac.kr

Tel : (032)860-7305, Fax : (032)868-1716

* 정회원, 인하대학교 대학원 기계공학과

운동에너지를 공기의 압력상승으로 바꿔 배출구를 통해 고압·고속의 공기를 배출하기 때문에 이곳에서 발생하는 소음·진동은 FCEV의 NVH 성능에 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⁽⁴⁻⁸⁾. 따라서 블로워의 진동 절연 문제는 FCEV의 개발과 함께 해결해야 할 중요한 과제이다.

이 논문에서는 먼저 FCEV의 블로워의 4개의 마운트 전·후에서의 각각의 가속도를 실험을 통해 측정 후 다물체 동역학 해석 소프트웨어인 MSC.ADAMS를 이용하여 블로워의 모델링 및 동적 해석(dynamic analysis) 과정을 수행한다. 이 과정에서 얻어진 실험과 시뮬레이션에서의 각 마운트 전·후의 가속도 값을 비교하여 시뮬레이션 결과의 유효성을 검증하게 된다. 최종적으로 유효성이 검증된 시뮬레이션을 이용하여 블로워 절연장치의 복소 강성(complex stiffness) 변경을 통한 블로워의 진동을 저감하고자 한다.

2. 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.

2.1 Geometry 모델링

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 끝에 베어링이 각각 위치하고 있으며, 공기의 압축 효율을 향상시키기 위해 가이드 베인(guide vane)이 장착되어 있다. 이 외에도 모터 하우징과 브라켓 등의 부품으로 구성되어 있다. MSC.ADAMS에서는 MSC.Nastran을 이용하여 CATIA geometry 파일을 parasolid 형식으로 변환하여 불러들이게 된다. 변환된 각각의 부품들은 질량과 질량 중심, 관성모멘트를 갖는 강체

로 모델링된다. Fig. 1은 블로워의 전체 모델과 주요 부품들을 보여준다.

2.2 유한요소 모델링 및 해석

블로워의 CATIA geometry 파일을 이용하여 MSC.Patran에서 유한요소 모델의 meshing 작업을 수행하였다. 각 부품의 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 부품들은 MSC.Nastran에서 MNF(modal neutral file)로 변환하여 MSC.ADAMS에서 결합된다. Fig. 2는 블로워의 유한요소 모델을 보여준다.

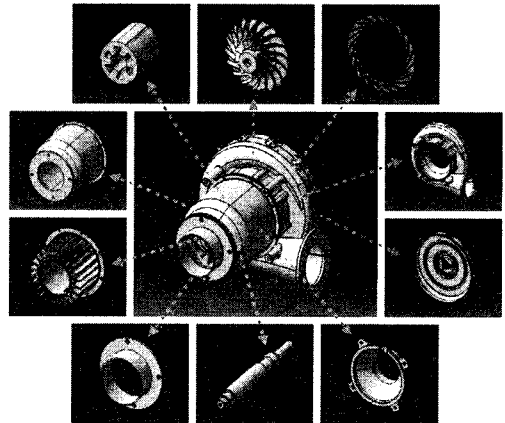


Fig. 1 Geometry model of the blower

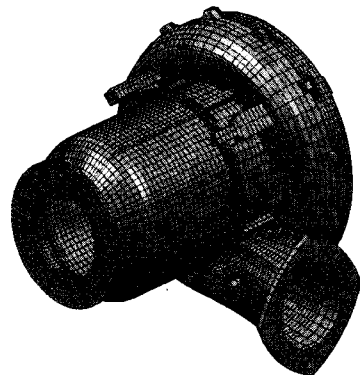


Fig. 2 Finite element model of the blower

2.3 블로워 부품의 결합

블로워의 CATIA geometry 파일을 이용해 만들어진 강체 모델과 유한요소 모델은 MSC.ADAMS에서 결합하게 된다. 동적 해석을 위해 부품들은 각각의 운동에 대해 알맞은 구속조건으로 연결된다⁽⁹⁾.

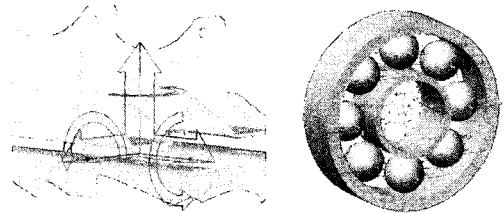
(1) 블로워 부품의 연결

볼트로 연결된 부위나 축과 임펠러처럼 서로의 부품에 대해 결합하여 같은 운동을 하는 부품들은 fixed joint를 이용하여 연결하고, 회전 운동만 존재하는 부품은 revolute joint를 이용하여 연결하였다. 축과 임펠러의 회전을 위해 축에 토크(torque)를 가하였으며, 블로워 브라켓과 차체의 경계조건으로 bushing joint를 사용하였다⁽¹⁰⁾. Fig. 3은 각 단품의 연결에 사용된 joint들과 토크를 보여준다.

(2) 마운트와 베어링의 모델링

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. 그리고 베어링은 contact를 이용하여 모델링 하였다. MSC.ADAMS내에서의 contact는 움직이는 두 부품이 시뮬레이션 중에 서로 접촉하면서 상호 작용을 할 수

수 있게 해주며 Hertz's 접촉 이론을 이용한다⁽¹¹⁾. 이 contact를 이용하여 물질의 강성 계수와 감쇠 계수 및 penetration depth를 입력할 수 있다. 베어링의 이론적인 해석은 다음의 3.3절에서 설명하도록 하겠다. Fig. 4는 고무 마운트와 베어링의 모델링을 보여주고, Fig. 5는 블로워의 경계조건을 나타낸다. 그리고 Fig. 6은 모든 부품이 결합된 블로워의 동적 해석 모델을 보여준다.



(a) Nonlinear bushing (b) Contact
Fig. 4 Modeling of the mount and bearing

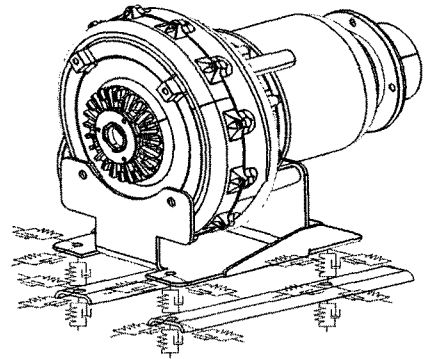


Fig. 5 Boundary conditions for the blower

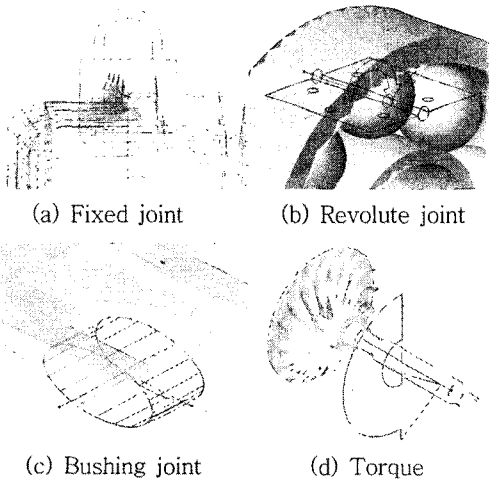


Fig. 3 Joints and applied torque of the blower

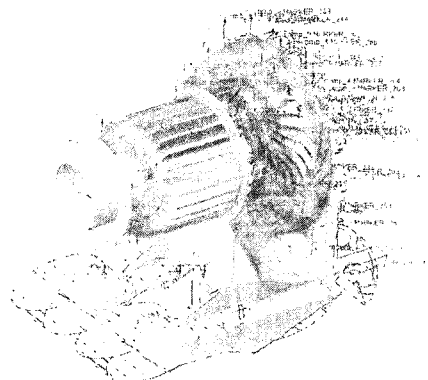


Fig. 6 Assembled model of the blower using MSC.ADAMS

3. 블로워의 동역학 해석 이론

블로워에서 발생하는 진동은 가공상의 오차 혹은 부품의 결함으로 인한 질량 불균형과 회전 비대칭 그리고 베어링의 영향이 주된 원인이 된다. 이러한 진동은 마운트를 통하여 차체로 전달되어 차체의 진동과 소음을 발생시킨다. 그러므로 블로워의 주요 가진원을 이론적으로 분석함으로써 구조기인 진동의 원인을 분석할 수 있으며, 이 결과를 바탕으로 블로워 마운트계의 해석 및 개선을 통하여 블로워에 의한 차체의 진동과 소음을 줄일 수 있다.

3.1 Jeffcott Rotor 모델

Jeffcott rotor 모델은 Fig. 7과 같이 유연하고 균일한, 질량을 무시할 수 있는 축의 중심에 평평한 원판으로 이루어져 있다.

이 모델에서 질량 불균형으로 인해 중력중심과 회전중심이 일치 하지 않다면 회전중심과(o)과 중력중심(o')과의 관계는 다음과 같이 나타낼 수 있다. 여기서 ε 는 회전중심과 중력중심과의 거리를 나타낸다.

$$\begin{aligned} x' &= x + \varepsilon \cos \psi \\ y' &= y + \varepsilon \sin \psi \end{aligned} \quad (1)$$

이 계의 운동방정식은 뉴턴의 운동법칙에 의해 식 (2)와 같이 나타낸다.

$$\begin{aligned} m\ddot{x}' + kx &= 0 \\ m\ddot{y}' + ky &= 0 \\ I_p\ddot{\psi} &= k\varepsilon(y \cos \psi - x \sin \psi) + M \end{aligned} \quad (2)$$

식 (1)을 식 (2)에 대입하여 정리하면

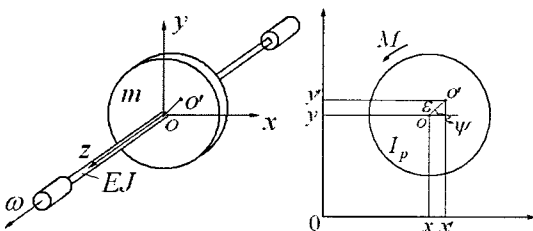


Fig. 7 Model and coordinate of a Jeffcott rotor

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + kx &= m\varepsilon\dot{\psi}^2 \cos \psi + m\varepsilon\ddot{\psi} \sin \psi \\ m\ddot{y} + ky &= m\varepsilon\dot{\psi}^2 \sin \psi - m\varepsilon\ddot{\psi} \cos \psi \\ I_p\ddot{\psi} &= k\varepsilon(y \cos \psi - x \sin \psi) + M \end{aligned} \quad (3)$$

이 되고, 이 계를 정상상태로 가정한다면 식 (3)은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + kx &= m\varepsilon\omega^2 \cos \omega t \\ m\ddot{y} + ky &= m\varepsilon\omega^2 \sin \omega t \end{aligned} \quad (4)$$

식 (4)에서 ω 는 Jeffcott rotor 모델의 회전속도를 나타내며 이 식에 복소 좌표를 도입하여 다음과 같이 간단하게 표현할 수 있다.

$$m\ddot{r} + kr = m\varepsilon\omega^2 e^{j\omega t} \quad (5)$$

식 (5)에서 알 수 있듯이 질량 불균형에 의한 중력 중심과 회전중심의 편심은 원심 불균형을 발생시키고 축의 회전궤도에 영향을 끼치게 된다. 그리고 일정한 반지름을 갖고 축의 회전과 동일한 속도로 회전운동을 하기 때문에 이 힘을 전방향 동기 가진력(forward synchronous excitation)이라고 한다. 이 회전체의 불균형 응답은

$$r(t) = \frac{\varepsilon\omega^*}{1 - \omega^*} e^{j\omega t} \quad (6)$$

이 된다. 위 식에서 $\omega^* = \omega/\omega_{cr}$ 인 무차원 회전속도이며 불균형 응답도 원심 불균형과 같은 속도와 위상을 가지므로 전방향 동기 원형 선회 운동(forward synchronous circular whirling)이라고 하고 회전속도와 임계속도가 같아지면 진동 값은 무한대가 된다.

3.2 회전 비대칭

회전축의 단면이 일정하지 않거나 결함을 가진 회전체는 비등방성을 갖는 축의 강성의 영향으로 회전 비대칭이 발생하게 된다. 이 시스템의 축의 반력은 회전을 기준으로 갖는 좌표를 도입하여 식 (7)과 같이 나타낼 수 있고 Fig. 8은 이 계의 기준좌표를 나타낸다.

$$\begin{aligned} F_\xi &= -k_\xi \xi \\ F_\eta &= -k_\eta \eta \end{aligned} \quad (7)$$

감쇠를 무시할 수 있다고 가정하면 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m\ddot{\xi} - 2m\omega\dot{\eta} + (k_{\xi} - m\omega^2)\xi &= m\varepsilon\omega^2 \cos \alpha \\ m\ddot{\eta} + 2m\omega\dot{\xi} + (k_{\eta} - m\omega^2)\eta &= m\varepsilon\omega^2 \sin \alpha \end{aligned} \quad (8)$$

이 계를 정상상태로 가정하면 불균형 응답은

$$\xi = \frac{m\varepsilon\omega^2 \cos \alpha}{k_{\xi} - m\omega^2}, \quad \eta = \frac{m\varepsilon\omega^2 \sin \alpha}{k_{\eta} - m\omega^2} \quad (9)$$

이 되고 원형 선회 운동에 따른 임계속도는

$$\omega_{crI} = \sqrt{\frac{k_{\xi}}{m}}, \quad \omega_{crII} = \sqrt{\frac{k_{\eta}}{m}} \quad (10)$$

이 된다. $\xi\eta$ 좌표에서 복소 선회 속도(complex whirl speed, λ')가 $\lambda' = -\omega$ 이면 무차원 회전속도 ($\omega^{**} = \omega/\omega_{crI}$)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\omega^{**} = \sqrt{\frac{k_{\xi}k_{\eta}}{2(k_{\xi} + k_{\eta})}} = \sqrt{\frac{\alpha^*}{2(1 + \alpha^*)}} \quad (11)$$

여기서 $\alpha^* = k_{\eta}/k_{\xi}$ 인 강성비를 나타내고 만일 강성비가 1이 된다면 2차 임계속도는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\omega_{crs} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2}\omega_{cr} \quad (12)$$

회전 비대칭을 갖는 회전체는 불균형에 의한 선회 운동뿐만 아니라 회전속도의 2배를 갖는 선회 운동이 나타나게 된다⁽¹²⁾.

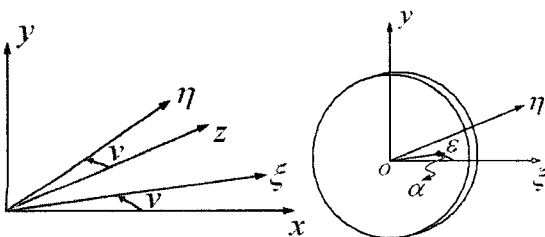


Fig. 8 Reference frames with rotating asymmetry

3.3 베어링의 영향

회전체를 가진 베어링은 축과 구조물 사이를 연결하면서 Hertzian 접촉력과 베어링의 간극, 표면의 굴곡으로 전체 시스템에 비선형적인 거동을 나타내게 한다. Fig. 9는 회전체를 갖는 베어링의 모델을 보여준다.

Hertz의 이론을 이용하여 탄성변형과 접촉력, 베어링의 강성은 다음과 같이 나타낼 수 있다⁽¹³⁾.

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{4.05}{10^5} \frac{Q^{0.925}}{l_{eff}} \text{ (mm)} \\ Q &= 56065.703 \times l_{eff}^{0.92} \delta^{1.08} \text{ (N)} \end{aligned} \quad (13)$$

$$k_b = \frac{Q}{\delta} = 56065.703 \times l_{eff}^{0.92} \delta^{1.08} \text{ (N/mm)}$$

위 식에서 δ 는 베어링 내외부 접촉면에서의 변형을 나타내며 Q 는 접촉력을 나타낸다. 또한 l_{eff} 는 베어링 회전체가 실제로 접촉하는 길이를 나타내고 k_b 는 베어링 회전체 접촉에 따른 강성을 나타낸다. n 개의 회전체를 갖는 베어링 시스템의 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다⁽⁷⁾.

$$\begin{aligned} (m_{in} + m)\ddot{x}_{in} - \sum_{j=1}^{N_b} k_{in} [\delta_{in}] + \frac{\partial \chi_j}{\partial x_{in}} &= F_u \sin \omega t \\ (m_{in} + m)\ddot{y}_{in} + (m_{in} + m)g - \sum_{j=1}^{N_b} k_i [\delta_{out}] + \frac{\partial \chi_j}{\partial y_{in}} &= W + F_u \cos \omega t \end{aligned} \quad (14)$$

n 개의 회전체를 갖는 베어링에서 식(14)는 2차 비선형 미분 방정식임을 보여준다. 이 식에서 베어

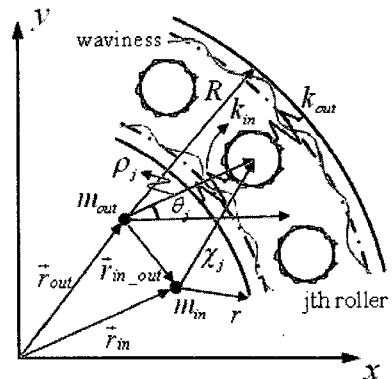


Fig. 9 Model of a rolling element bearing

링 내부 마찰면의 변형과 이 변형에 대한 베어링 내부 중심에 대한 관계식은 식 (15)와 같다.

$$\chi_j = \left[(x_{out} - x_{in})^2 + \rho_j^2 + 2\rho_j(x_{out} - x_{in})\cos\theta_j + 2\rho_j(y_{out} - y_{in})\sin\theta_j + (y_{out} - y_{in})^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{\partial\chi_j}{\partial x_{in}} = \frac{(x_{out} - x_{in}) - \rho_j \cos\theta_j}{\chi_j}$$

$$\frac{\partial\chi_j}{\partial y_{in}} = \frac{(y_{out} - y_{in}) - \rho_j \sin\theta_j}{\chi_j}$$

(15)

4. 시뮬레이션을 이용한 진동 저감

FCEV 블로워의 실험과 시뮬레이션을 통해 얻어진 결과를 검증하기 위해서 블로워의 각 마운트 전, 후에서의 가속도 값을 비교하였다⁽¹⁴⁾. 그리고 유효성이 검증된 동적 모델을 이용하여 블로워의 진동을 저감하기 위해 블로워 마운트의 강성을 수정하였다.

4.1 가속도 측정 실험

이 실험에서는 블로워를 정반 위에 설치하여 4개

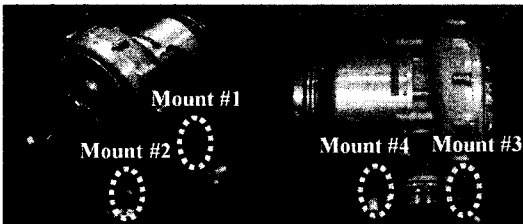


Fig. 10 Setup of accelerometers for the test

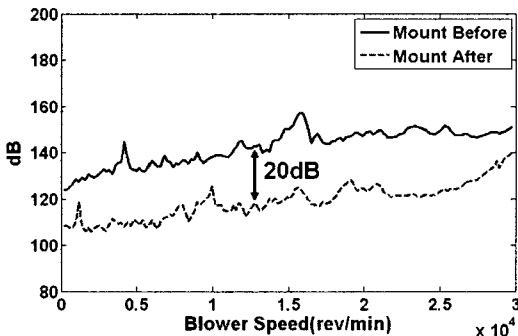


Fig. 11 Comparison between before and after acceleration at mount #3

마운트 전·후 브라켓에 모두 8개의 3축 가속도계를 설치한 후 블로워의 속도가 0~30000 rpm까지 가속하는 동안 X, Y, Z방향에서의 가속도를 측정하였다. Fig. 10은 실험에서의 블로워의 마운트 번호와 가속도계 부착 위치를 보여준다.

Fig. 11은 블로워 3번 마운트 전·후에서 측정된 X, Y, Z방향의 전체 가속도 값의 비교를 나타낸다. 이 결과를 통해 블로워에서 진동이 심하게 발생되고 또한 블로워에서 발생하는 진동이 마운트를 거치면서 방진고무에 의해 상당부분 감쇠되어 그 크기가 약 20 dB 작아짐을 확인 할 수 있다.

4.2 동적 모델의 해석 및 검증

블로워의 도면을 기초로 만들어진 시뮬레이션 모델을 이용하여 동적 해석을 수행하였다. 블로워 해석 모델의 임펠러에 임의의 질점 질량을 추가하여

Table 1 Parameters for the dynamic analysis

Mass of the impeller(m)	0.73 kg
Mass of the bearing rolling element(m_j)	0.045 kg
Mass of the bearing inner race(m_{in})	0.078 kg
Mass of the bearing outer race(m_{out})	0.078 kg
Diameter of the bearing rolling element(d_j)	6 mm
Length over which the rollers are actually in contact(l_{eff})	7.344 mm
Internal radial clearance(δ)	10 μ m
Mass eccentricity of the impeller imbalance(ε)	0.03 mm

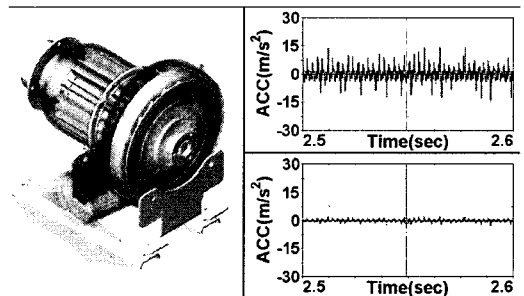


Fig. 12 Dynamic Analysis of the blower using MSC.ADAMS

회전중심과 질량중심과의 편심을 갖게 하였다⁽⁶⁾. 시뮬레이션의 조건은 초당 8192 step을 갖게 하였고 실험과 같이 0~30000 rpm까지 가속하였다. Table 1은 해석 모델에 사용된 변수들을 보여주고 Fig. 12는 블로워 모델의 해석하는 과정을 나타낸다.

Fig. 13은 시뮬레이션을 통해 얻어진 블로워 4번 마운트 전·후에서의 가속도 waterfall analysis를 보여준다. 이 그림에서 알 수 있듯이 질량 불균형과 회전 비대칭, 베어링의 영향으로 1차 오더의 n 배(n : 정수)에 해당하는 조화 불균형 응답이 생기는 것을 알 수 있다.

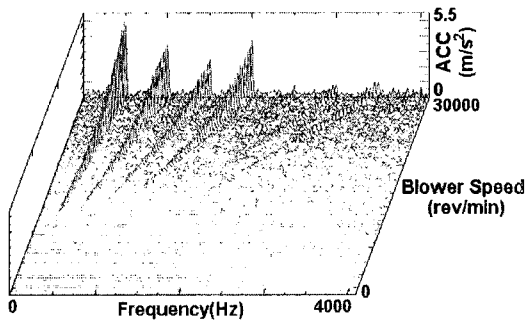
동적 해석 모델의 유효성을 검증하기 위해 실험 및 시뮬레이션 가속도 결과에서 1차 오더 성분만을 추출하여 비교하였다. 이 결과를 통해 두 값의 경향이 비슷하다는 것을 확인할 수 있다. 하지만 이 두 값 사이에는 약간의 오차가 있는데 가장 큰 원인은 유체의 힘에 의한 영향으로 볼 수 있다. 블로워는 공기를 매우 빠른 속도로 흡입하여 고압의 공기를 배출하기 때문에 이러한 공기의 블로워에 대한 작용력은 오차의 큰 원인이 된다. 또한 블로워는 많은 요소들로 구성되어 있으므로 블로워의 가진력이

요소들의 결합 부분에서 감쇠 작용에 의해 그 크기가 변할 수 있다. 그리고 모델링 과정에서 무시하였던 베어링 유체의 온도의 영향이나 마찰력 등 또한 원인이라고 할 수 있다. Fig. 14는 실험과 시뮬레이션의 가속도의 비교를 보여준다.

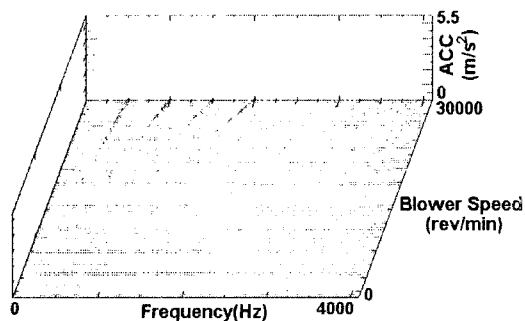
4.3 블로워의 진동 저감

블로워 마운트의 주목적은 블로워 하중을 지지하고 블로워에 의해 발생하는 가진력을 잘 차단하는 것이다. 하지만 블로워의 가진력에 의한 진동이 문제될 때 이러한 진동을 감소시키기 위해 블로워 자체의 변경은 시간과 비용이 많이 들기 때문에 고무 마운트의 강성을 변경함으로써 이 문제를 해결할 수 있다. 일반적으로 고무와 영역에서의 진동은 강성을 낮춤으로써 문제를 해결할 수 있다⁽¹⁵⁾. 하지만 지나치게 강성을 낮출 경우 큰 변형을 일으켜 급가속이나 급제동 혹은 도로의 문제로 인한 갑작스러운 충격에 블로워에 손상이 생길 위험이 있기 때문에 적절히 구속하여야 한다.

이 연구에서는 시뮬레이션을 이용해 블로워 각각의 마운트의 복소 강성을 일정 비율 변경하면서 블

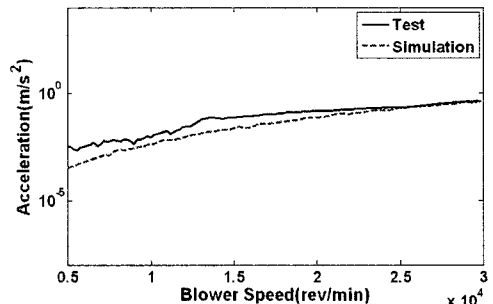


(a) The acceleration before the mount #4 (Z-axis)

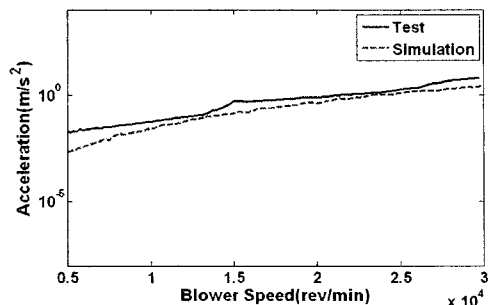


(b) The acceleration after the mount #4 (Z-axis)

Fig. 13 Simulated accelerations of the blower

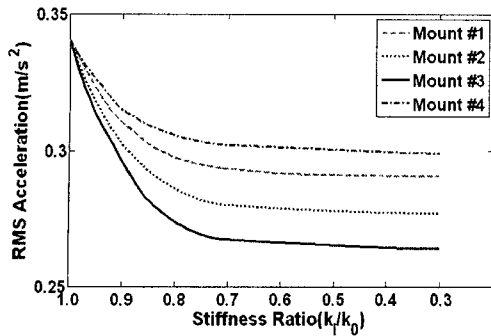


(a) The acceleration before the mount #4

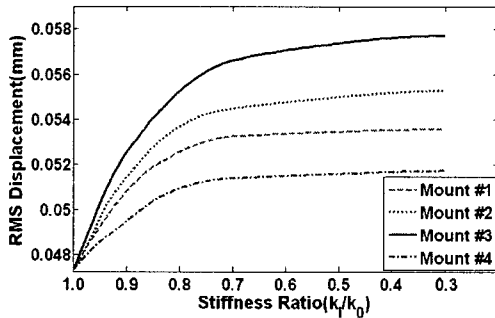


(b) The acceleration after the mount #4

Fig. 14 Comparison between the measured and simulated accelerations of the blower



(a) RMS acceleration of the each mount



(b) RMS displacement of the each mount

Fig. 15 The RMS acceleration and displacement at each mount for various stiffness ratio

로워의 진동 상태를 잘 나타낼 수 있는 위치에서 절연 장치 후의 RMS 가속도 값을 비교하였다⁽¹⁶⁾. 또한 압축 변형률과 전단 변형률이 각각 방진 고무 길이의 20%와 30%를 넘지 않도록 고려하였다⁽¹⁷⁾. Fig. 15는 각 마운트의 강성 비율에 대한 강성 변경 전·후의 RMS 가속도 및 RMS 변위를 나타낸다. 이 결과를 통해 마운트 3번의 강성 변경이 가장 큰 가속도의 저감을 나타내는 것을 알 수 있고 또한 강성을 30% 이상 감소하게 되면 가속도 감소 기울기가 급격하게 작아짐을 알 수 있다. 시뮬레이션 결과를 통해 마운트 3번의 강성을 30% 감소시키면 블로워의 RMS 가속도 값을 22% 감소시킬 수 있다.

5. 결 론

원심형 터보 블로워는 FCEV의 구동을 위해 필요한 전력을 생산하는데 매우 중요한 부품이다. 하지만 블로워에서 발생하는 소음·진동은 FCEV의 개발 과정에서 반드시 해결해야 할 과제이다. 이 논문에서는 이러한 문제를 해결하고자 블로워를 가진시키

는 원인에 대해 분석하고 동적 해석을 위한 시뮬레이션 모델을 제작하였다. 시뮬레이션 모델의 동적 해석 결과 및 실험에서 측정된 블로워의 마운트 전·후에서의 가속도 값을 비교해 보았을 때 그 경향이 매우 유사한 것을 확인 할 수 있었다. 이러한 결과를 바탕으로 시뮬레이션을 이용하여 각 마운트의 강성을 감소시키면서 가속도 값을 비교한 결과 블로워의 3번 마운트의 강성을 30% 감소시키면 블로워의 RMS 가속도 값을 22% 감소시킬 수 있다는 것을 예측할 수 있었다.

이러한 결과를 바탕으로 블로워의 진동을 감소시키기 위한 마운트 설계에 사용되어 FCEV의 개발기간 단축과 개발비용의 절감을 기대할 수 있을 것이다. 향후 연구에서는 실험과 동적 해석 모델에서의 가속도 값을 이용하여 블로워 각 마운트에서의 진동 동력을 계산하여 진동 절연 효율을 계산하고 이를 바탕으로 진동을 저감하는 방법에 대해 진행할 계획이다.

참 고 문 헌

- (1) Yang, W. -C., 2002, "Fuel Cell Electric Vehicles: Recent Advances and Challenges", International Journal of Automotive Technology, Vol. 1, No. 1, pp. 9~16.
- (2) Larminie, J. and Dicks, A., 2002, "Fuel Cell Systems Explained(2nd ed.)", Wiley.
- (3) Vielstich, W., Lamm, A. and Gasteiger, H. A., 2003, "Handbook of Fuel Cells: Fundamentals", Technologies and Applications Vol. 4, Wiley.
- (4) Goodwin, M. J., 1989, "Dynamics of Rotor-bearing Systems", Unwin.
- (5) Genta, G., 1998, "Vibration of Structures and Machines", Springer.
- (6) Xu, M. and Maragoni, R. D., 1994, "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.
- (7) Harsha, S. P., 2006, "Nonlinear Dynamic Analysis of a High-speed Rotor Supported by Rolling Element Bearing", Journal of Sound and

Vibration, Vol. 290, pp. 65~100.

(8) Lee, S. K., 2000, "Application of the Vibrational Power Flow to a Passenger Car for Reduction of Interior Noise", Shock and Vibration, Vol. 7, pp. 277~285.

(9) MSC.Software, 2005, "MSC.ADAMS Basic Full Simulation Package Training Guide", MSC.Software Corp., USA.

(10) Lee, J. H., Lee, S. K., Kim, S. J. and Kim, T. Y., 2006, "Analysis of Excitation Forces for the Prediction of the Vehicle Interior Noise by the Powertrain", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, pp. 1244~1251.

(11) Johnson, K. L., 1987, "Contact Mechanics", Cambridge University Press.

(12) Muszyńska, H. A., 2005, "Rotordynamics", Taylor & Francis.

(13) Brändlein, J., Eschmann, P., Hasbargen, L.

and Weigand, K., 1999, "Ball and Roller Bearings Theory, Design and Application(3rd ed.)", Wiley.

(14) Yamanouchi, K., Yamashita, K., Mamiya, N., Yamazaki, T. and Yamazaki, I., 1994, "Application of Prediction Noise and Vibration Analysis to the Development of a New-Generation Lightweight 3-Liter V6 Nissan Engine", SAE, Vol. 103, 940993.

(15) Yu, Y., Naganathan, N. G. and Dukkipati, R. V., 2001, "A Literature Review of Automotive Vehicle Engine Mounting System", Mechanism and Machine Theory, Vol. 36, pp. 123~142.

(16) Lee, C. W., Chung, K. R., Lee, J. C. and Kwak, Y. K., 1986, "Computer Simulation for Design of Minimum Vibration Mount System in Variable Displacement Engine", Journal of the KSME, Vol. 3, pp. 305~315.

(17) Tohara, H., 1975, "Rubber Vibration Isolator", Japan Gendai Kogakusya.