한국동력기계공학회지 제11권 제1호 pp.20~27 2007년 2월

영구자석형 직류전동기 축계의 유한요소모델 개선과 진동해석
Finite Element Model Updating and Vibration Analysis of PMDC Motor Rotor System

김용한 · 하종룡 · 이재갑 · 김선화 · 양보석
Y. H. Kim, J. Y. Ha, J. G. Lee, S. H. Kim and B. S. Yang

Key Words : Permanent Magnet DC Motor(영구 자석형 직류 전동기), Finite Element Analysis(유한요소 해석), Model Updating(모델 개선), Vibration Analysis(진동 해석)

Abstract : In this paper, finite element modeling was performed for vibration analysis of a rotor system installed in sunroof motor, and analysis process was developed for natural frequency and unbalance response analysis. At the same time, to reduce analysis modeling error caused by the difference between analysis and measured values, finite element model updating was conducted using an optimization algorithm, i.e. hybrid genetic algorithm and simulated annealing (HGASA) method. For this end experimental modal test was carried out and by using the measured frequency response function (FRF), model updating was performed considering both cases where core coil was removed and included. And acceptable result was obtained. Also, dynamic property coefficient of bush bearing which influences vibration response of the rotor system was estimated.

1. 서 론

직류전동기(DC motor)란 고정자로 영구자석을 사용하고 회전자(전기자)로 코일을 이용하여 구성된 전기기계의 하나로, 전기자에 흐르는 전류의 방향을 전환시킴으로써 자력의 반발, 흡인력으로 회전력을 생성시키는 전동기이다. 구조와 작동 원리가 비교적 간단하고, 저렴한 가격으로 생산이 가능하며, 회전 제어가 용이하여 제어용 전동기로서 아주 우수한 특성을 가지고 있으므로, 생활 주변의 여러 부분에서 널리 사용되고 있다. 특히 자동차용 와이퍼, 창, 안테나, 좌석, 선루프 등의 구동에는 대부분 영구자석형 직류전동기(permanent magnet DC motor)가 사용되고 있다. [1]

본 연구에서는 차량에 장착되는 선루프 전동기 축계의 진동해석을 위한 유한요소 모델링을 수행하고, 고유진동수 및 불평형 응답해석을 위한 해석기법을 정립하였다. 아울러 해석과 실험치와의 오차를 일으키는 해석 모델 오차를 저감하기 위하여 최적화 알고리듬인 HGASA 기법[2~4]을 적용하여 유한요소 모델개선(model updating)을 수행하였다. 이를 위하여 실험적 모드 시험을 실시하고, 측정된 주파수 응답함수(FRF)를 이용하여 회전자 코일이 제거된 경우와 고려한 경우에 대해 모델 개선을 실시하고 양호한 결과가 얻어짐을 확인하였다. 또한 축계의 진동응답에 중요한 영향을 미치는 베어링 부분의 동특성 계수를 추정하였다.

접수일 : 2007년 1월 26일, 채택확정 : 2007년 2월 10일
양보석(책임저자) : 부경대학교 기계공학부
E-mail : bsyang@pknu.ac.kr Tel : (051) 620-1604
김용한 : Queensland University of Tech. 공학시스템학과
하종룡, 이재갑, 김선화 : 부경대학교 대학원

2. 전동기의 구조

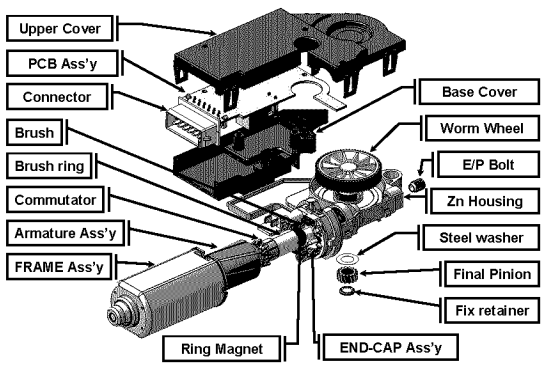


Fig. 1 Structure of sunroof motor

Fig. 1은 본 연구에 사용된 전동기의 구조를 나타낸다. 차량용 선루프 전동기는 전기에너지를 회전에

너지로 바꿔주는 전동기 부분과 이를 감속하여 선루프 윈도우 구동에 필요한 토크와 회전수로 변환시켜주는 기어 부분으로 나누어진다. 아마추어, 브러시 및 정류자 등이 전동기 부분에 속하며, 웜 휠과 피니언 등은 기어 부분에 속한다.

3. 유한요소모델 개선

Fig. 2는 유한 요소로 분할된 전동기 축계 모델을 나타내며, 충분한 해석 정도를 가질 수 있도록 총 23개의 유한요소로 분할하였다. 회전자 철심(core) 부분은 집중 질량과 집중 질량관성모멘트를 갖는 4개의 원판(disk) 요소로 모델링 하였으며, brush ring과 ring magnet도 원판 요소로 그 질량관성모멘트가 절점에 집중하여 작용하는 것으로 모델링 하였다. 이 전동기에 사용되는 베어링은 무윤활 bush 베어링으로, 베어링을 고정하는 판 스프링 등에 의해 그 강성 및 감쇠특성을 파악하기가 용이하지 않으므로, 베어링 동특성 파악을 위한 절차는 3.3절에서 자세히 설명한다.

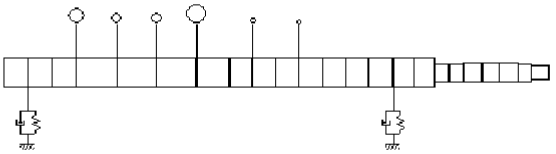


Fig. 2 Finite element model of motor rotor system

3.1 축계의 유한요소모델 개선

유한요소법은 실제 축계 또는 구조물의 동적 거동에 대한 근사 값을 공학적인 범위 내에서 훌륭하게 제공하지만, 해석 결과는 실험 결과와 일치하지 않는 경우가 종종 발생한다. 이는 해석 모델에 포함된 오차(error) 때문으로, 해석 모델이 실제 모델의 물리적 거동을 정확히 표현하지 못함으로 기인하는 모델 구조 오차, 연속계인 실제 구조물을 이산화할 때 충분한 자유도를 고려하지 않음으로 발생하는 모델 차수 오차, 해석 모델은 정확하지만 파라미터의 수치 값들이 정확하지 않아 발생하는 모델 파라미터 오차로 분류된다.

측정이 정확하고 모델이 원래의 운동을 정확히 재현할 수 있다면, 이론적인 예측과 실제 응답 사이의 차이는 실제 시스템의 파라미터 오차로 발생하는 경우가 대부분이다. 이러한 파라미터들의 추정 및 개선을 위한 기술을 모델 개선(model updating)이라고 한다. 모델 개선 방법에는 모드 데이터(modal data)를 직접 이용하는 직접법과 모드 데이터와 주파수영역의 데이터를 이용 가능하며 반복적으로 모델 파라미터를 개선하는 반복법으로 분류된다.

본 연구에서는 최근 공학 전반에 널리 이용되고 있는 최적화 알고리듬을 이용하여 모델을 개선하는 기법을 이용하였다.

3.1.1 모델 개선을 위한 최적화 알고리듬

본 연구에서 사용한 최적화 알고리듬은 저자들에 의해 개발된 HGASA[2-4]로서, 그 특징과 성능은 참고문헌에 잘 나와 있으므로 생략하고, 여기서는 그 알고리듬의 흐름만 간단히 설명한다. 이 최적화 알고리듬은 유전 알고리듬(genetic algorithm, GA)과 모사 어닐링(simulated annealing, SA)의 장점을 결합하고 국부최적화 기법인 Simplex 법을 도입하여 계산 시간의 감소와 최종해의 정확도를 향상시킨 알고리듬으로, Fig. 3에 HGASA에 대한 흐름도를 나타내었다. 먼저 GA를 수행하며 FAC (function assurance criterion) 값에 의해 GA가 종료되고 GA의 최적값을 초기값으로 사용하여 SA 알고리듬이 수행된다. SA 알고리듬이 수렴된 후에는 다시 국부최적화 알고리듬인 Simplex법이 수행되어 해의 정도를 향상시킨 후 프로그램이 종료된다.

최적화 기법을 이용한 모델 파라미터 개선의 흐름을 Fig. 4에 나타내었다. 먼저 개선할 파라미터를 선정하고 초기 모델을 정하고 유한요소 해석법을 정립한 후, 목적 함수를 정하고 이에 따라 실험 데이터를 확보한다. 일반적으로 실험데이터에 의한 값과 해석에 의한 값의 차이를 최소화하도록 반복적으로 파라미터를 개선해가면서 실험치에 가까운 해석치를 산출하는 모델의 파라미터를 구한다.

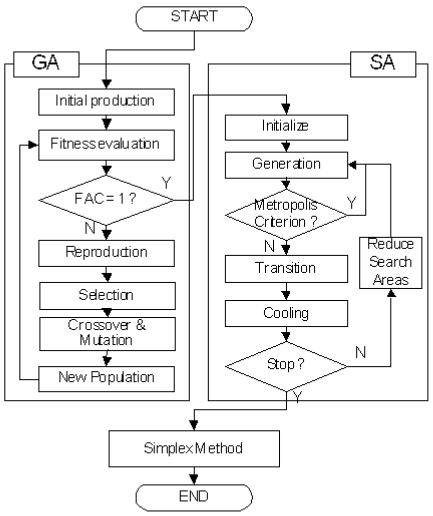


Fig. 3 Flowchart of HGASA

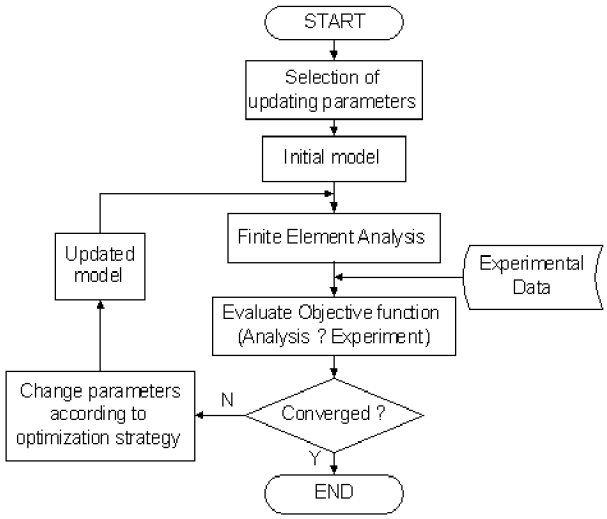
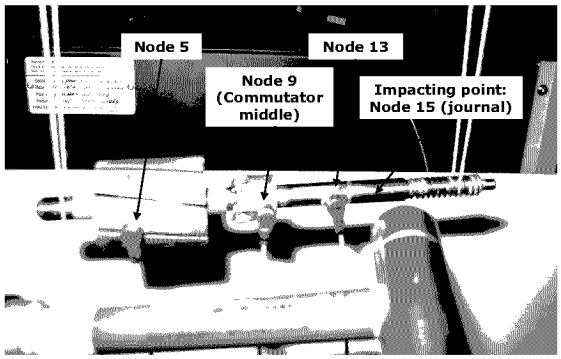


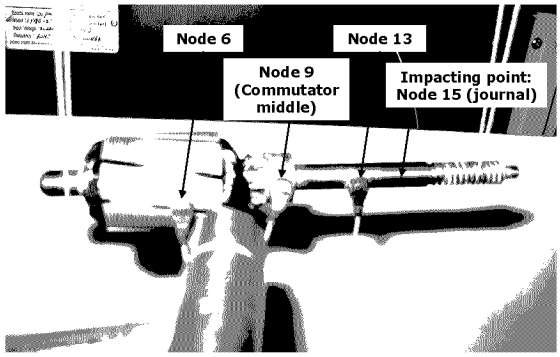
Fig. 4 Flowchart of model parameter updating process

3.1.2 전동기 축 만의 모드시험

회전하는 축계 부분만을 분리하여 이에 대한 진동 특성을 파악하는 것은 회전 축계에 대한 회전체 동역학 해석을 하기 전에 선행되어야 할 기초 실험에 해당되며, 이는 축계의 유한요소 모델링에 대한 검증 또는 파라미터 개선을 위한 중요한 정보를 제공한다. 전동기 축계에 대해 코일이 감겨지지 않은 경우 및 코일이 감겨진 축에 대해서 충격 해머를 이용한 모드 시험(modal test)을 수행하였다. Fig. 5에 실험장치도를 나타내었으며, 축계를 실로 매달아 수평 방향으로 충격 해머를 이용하여 충격 가진을 가하여 자유 진동시키고, 3개의 소형 가속도를 적절한 절점에 부착하여 가속도 응답을 계측한 후, 분석기를 이용하여 주파수 응답 함수 (frequency response function, FRF)를 구하였다. 여기서 노드 점은 Fig. 2의 모델링된 유한요소에 기준하여 설정하였다.

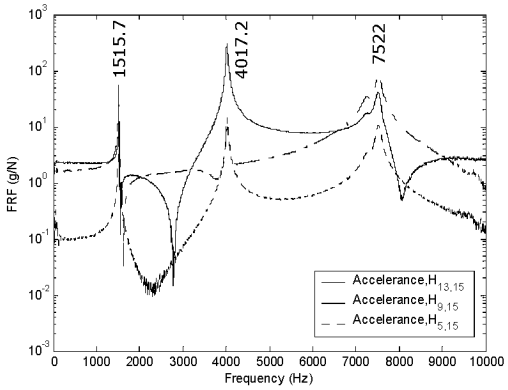


(a) Core without coil

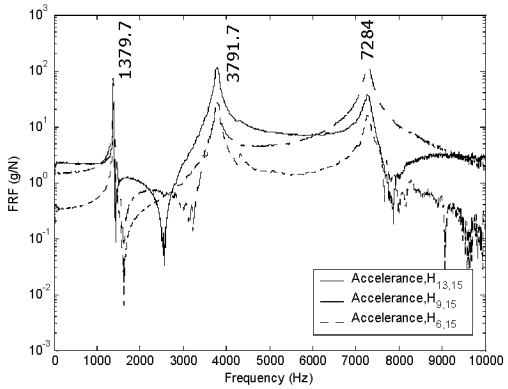


(b) Core with coil

Fig. 5 Test rig for modal test



(a) Accelerance for a rotor without coil



(b) Accelerance for a rotor with coil

Fig. 6 Experimental FRF results for a rotor system

Fig. 6은 모드 시험으로부터 얻어진 전달 함수로 가속도를 힘으로 나눈 값인 Accelerance를 나타낸다. $H_{5,15}$, $H_{9,15}$ 및 $H_{13,15}$는 15번 노드 점을 타격하였을 때 각각 5, 9, 13번에서 취득한 응답이며, 그래프 내의 수치는 1 ~ 3차의 고유진동수의 평균값을 나타낸다. 그림 (a)는 코일이 없는 경우, 그림 (b)는 코일이 있는 경우에 대한 FRF 선도이다.

3.1.3 유한요소모델의 개선

모델 개선에서 개선할 파라미터를 선택하는 것은 중요한 부분으로서 응답에 대한 감도가 큰 파라미

터를 선택해야 하며, 너무 많은 파라미터를 선정하는 경우에는 수렴 특성이 나빠지고 수치 해석상 ill-condition에 빠질 확률이 높아진다. 통상 회전 축계용 유한요소의 경우, 밀도, 탄성계수 등의 물성치와 직경 등의 기하학적 수치 및 부가질량 또는 관성모멘트(I_p) 등이 주로 개선 대상의 파라미터로 선정된다. 특히 전동기 축계의 경우, 회전자 부분은 주로 열 박음되거나 강한 끼워맞춤으로 조립되고, 이때 이 회전자 축의 강성은 회전자 철심의 강성에 의해 증가하게 되어 기하학적 축 직경 또는 전동기 회전자의 외경을 이용할 경우, 실제의 물리적 거동과는 큰 오차를 초래하게 된다. 본 연구에서는 회전자 철심의 코일을 배제한 경우(Case 1)와 포함한 경우(Case 2)의 실험 결과를 바탕으로 유한요소모델의 개선을 수행하였다.

목적 함수는 실험에서 얻어진 1차에서 3차까지의 고유진동수와 이론적으로 구해진 고유진동수의 차이를 최소화하는 것으로 설정하였으며, 측정된 고유진동수를 이용한 모델 개선은 가장 널리 이용되는 방법이다. 모델 개선에 사용된 목적 함수는 아래와 같다.

$$f(x)=\sum_{j=1}^{3}\left|\frac{\omega_{Ej}-\omega_{Aj}}{\omega_{Aj}}\right| \qquad (1)$$

여기서, ω_{Ej}와 ω_{Aj}는 각각 실험 및 이론적으로 구해진 고유진동수이다.

모델 개선 파라미터와 구속 조건으로 Case 1은 Table 1과 같고, 이들 물성치는 재료 종류에 따라 일반적으로 제시되는 값이 있지만, 열처리 등에 의해 실제의 값과는 조금씩 차이를 보이기 때문에 개선 파라미터로 선택하였다. 웜 기어 부분은 3차원 형상으로 복잡하게 가공되어 있기 때문에 그 등가 직경을 평가하기 위해 선택하였다. Case 2에서는 Case 1에서 개선된 재료 물성치와 웜 기어의 직경을 그대로 이용하며, 마찬가지로 전동기 철심의 강성 직경과 각 절점에 배분되는 철심의 부가 질량을 개선 파라미터로 선정하였다.

Table 1 Updating parameters and constraint conditions for Case 1

No	Parameter	Constraints
1	Core stiffness diameter	$8 \le D_s(4) \le 25$ mm $D_s(4)=D_s(5)=D_s(6)=D_c$
2	Worm gear diameter	$5.2 \le D_s(19) = D_w \le 8$mm
3	Young's modulus	$190 \le E \le 220$ GN/m^2
4	Mass density	$7700 \le \rho \le 7900$ kg/m^3

Table 2 Updating parameters and constraint conditions for Case 2

No	Parameters	Constraints
1	Core stiffness diameter	$8 \le D_s(4) \le 25$ mm $D_s(4)= D_s(5)= D_s(6)= D_c$
2	Core add mass, $m_a(4)$	$12 \le m_a(4) \le 50$ g
3	Core add mass, $m_a(5)$	$12 \le m_a(5) \le 50$ g
4	Core add mass, $m_a(7)$	$96.7 - m_a(4) - 2\,m_a(5)$ g

철심의 코일과 결합된 회전자 부분은 형상이 불규칙하고 밀도가 일정치 않기 때문에 균등하게 4개의 절점에 배분하는 것은 실제 질량 효과와는 차이가 있다. 따라서 총 부가질량은 일정하게 하면서 적절히 배분할 수 있도록 3개의 파라미터로 설정하였다.

Table 3에 Case 1에 대한 모델 개선 결과를 나타내었으며, 개선된 모델의 고유진동수는 측정치와 정확히 일치한다. 개선된 파라미터를 살펴보면, 코어 부분의 강성 직경은 기존 8 mm에서 12.46 mm로 증가하여 개선되었다. 개선된 물성치들도 일반적으로 알려진 재료정수와 약간씩 차이가 남을 알 수 있다.

Table 4에 Case 2에 대한 개선된 파라미터를 나타내었으며, 마찬가지로 실험적으로 구해진 고유진동수와 양호하게 일치함을 알 수 있다. 특히 철심에 대한 부가 질량의 배분이 예상대로 양단에서 질량이 중간 절점의 부가 질량보다 크게 되어야 함을 알 수 있다.

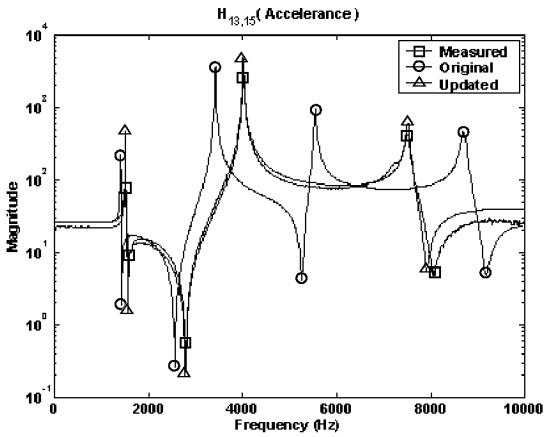
Table 3 Updating results for Case 1

Parameter	Original	Optimized	Measured
D_c (mm)	8.00	12.46	-
D_w (mm)	5.20	5.67	-
E (GN/m^2)	205	194	-
ρ (kg/m^3)	7800	7865	-
ω_1 (Hz)	1408.8	1515.7	**1515.7**
ω_2 (Hz)	3426.2	4017.2	**4017.2**
ω_3 (Hz)	**5553.1**	7522.0	7522.0

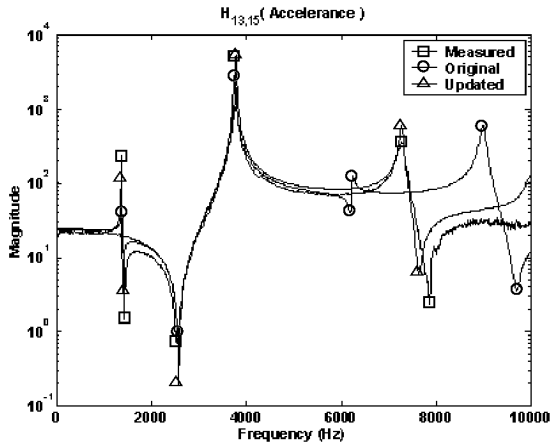
Table 4 Updating results for Case 2

Parameters	Original	Optimized	Measured
D_c (mm)	12.46	12.06	-
$m_a(4)$ (g)	24.2	26.6	-
$m_a(5)$ (g)	24.2	18.5	-
$m_a(7)$ (g)	24.2	33.1	-
ω_1 (Hz)	1329.9	1379.5	**1379.7**
ω_2 (Hz)	3760.6	3791.4	**3791.7**
ω_3 (Hz)	**6241.4**	7282.7	7284.0

Fig. 7(a)와 7(b)에는 각각 Case 1과 Case 2에 대한 주파수 응답 함수(FRF)를 측정치와 기본 데이터 및 개선된 모델 파라미터를 이용하여 계산된 경우에 대하여 비교하여 나타내었으며, 모델 개선을 통하여 실험치와 잘 대응되는 FRF를 구할 수 있음을 알 수 있다.



(a) Case 1



(b) Case 2

Fig. 7 Comparison of FRF for Case 1 and Case 2

3.2 Bush 베어링의 강성계수 동정

전동기에 사용된 베어링은 무윤활(oilless) bush 베어링으로서, Fig. 8에서 보는 것과 같이 타원형 황동계 bushing과 이를 케이싱에 고정해주는 판 스프링으로 구성되어 있다. 본 연구에서는 베어링의 동특성 실험을 통해서 측정된 특성치를 이용하여 강성 계수를 추정하였다.

3.2.1 베어링 동특성 실험

Fig. 9는 베어링 동특성을 파악하기 위한 실험 장치를 나타내며, 축을 가진하고 측정하기 위하여 아마추어 케이싱과 커뮤테이터 부분 케이싱을 절단하였다. 회전 중의 진동 특성 파악을 위하여 웜기어부분 끝을 외부에서 구동되는 축에 고무를 이용하여 연결하였다. 전동기 하우징을 철판에 고정한 후 실험 장치에 장착하였으며, 전동기부 끝의 변위를 구속하기 위하여 하우징에 고정하였다.

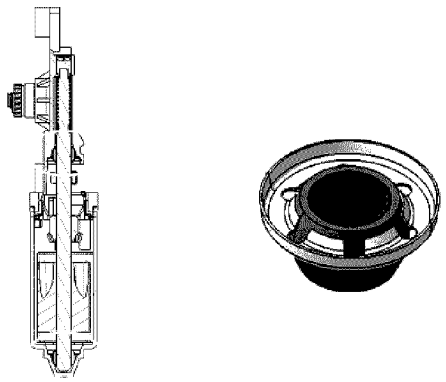


Fig. 8 Bush bearing installed in motor

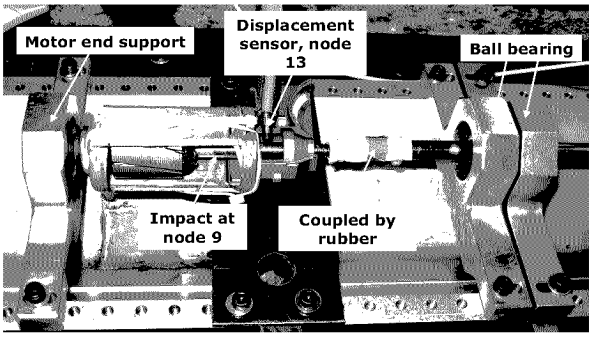


Fig. 9 Test rig for measuring bearing dynamic characteristics

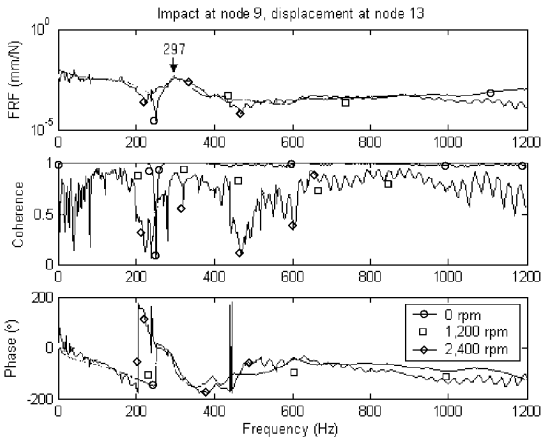


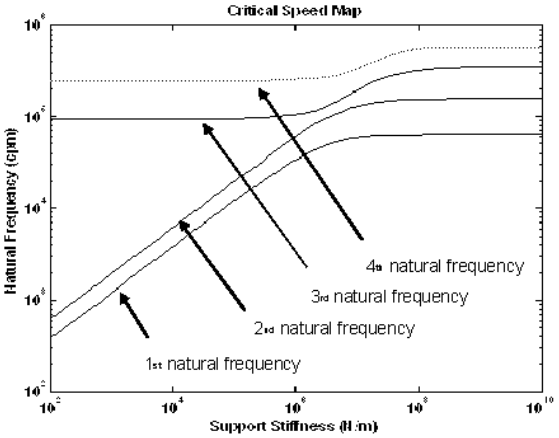
Fig. 10 FRF measurement results

베어링의 동특성 파악에 사용하기 위해, 정지(0 rpm), 1200 rpm 및 2400 rpm으로 회전할 때의 주파수 응답 함수를 Fig. 10에 나타내었다. 측정된

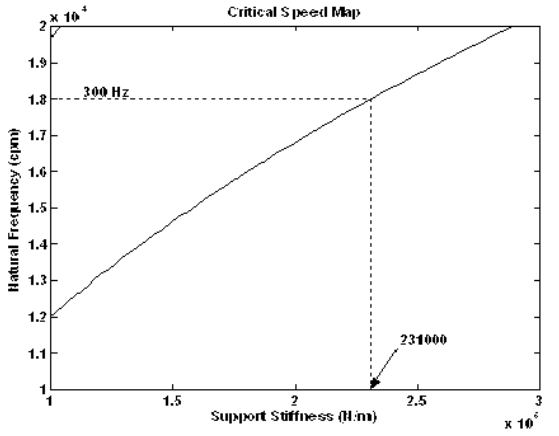
FRF의 진폭 및 위상을 검토할 때, 회전 속도의 증가에 따라 약간의 차이는 보이지만 1차 고유진동수가 300 Hz 부근에 존재하는 것을 확인할 수 있다.

3.2.2 베어링 강성 계수의 추정

진동 시험을 통해 구해진 1차 고유진동수 (300 Hz)를 이용하여 베어링 강성계수를 추정하였다. 본 연구에서는 대상 축에 사용된 2개의 bush 베어링의 동특성은 동일한 것으로 간주하였으며, 3.2절에서의 개선된 유한요소모델을 해석에 이용하였다.



(a) Critical speed map



(b) Zoomed critical speed map

Fig. 11 Identification of bearing stiffness using critical speed map

지지 강성의 변화에 따른 고유진동수의 변화를 나타내는 위험속도선도(critical speed map)를 Fig. 11(a)에, 그리고 이 선도를 일부 확대한 것을 그림 (b)에 나타내었다. 그림 (b)로부터 300 Hz의 1차 고유진동수에 대응하는 지지 강성이 231 kN/m인 것을 확인할 수 있다.

4. 전동기 축계의 진동 해석

4.1 유한요소 해석 모델

전동기의 축계 유한요소 해석을 위한 모델은 Fig. 2와 같으며 총 23개의 유한요소로 분할하였고, 개선된 모델 파라미터를 포함하여 모든 파라미터를 Table 5에 나타내었다.

4.2 비감쇠 위험속도 선도 해석

Fig. 12는 전동기 축계에 대한 비감쇠 위험속도 선도를 계산한 그래프이다. 베어링 실험을 통해서 추정된 베어링 강성에서 세로방향으로 고유진동수를 파악할 수 있다. 본 해석 모델의 경우는 1차 고유진동수가 운전속도 영역보다 위에 위치하는 강성 회전체(rigid rotor)의 설계에 해당된다. Fig. 13은 모드 선도를 3차원 형태로 표현한 것으로 수평 수직의 강성이 같기 때문에 축은 원형 궤도로서 운동함을 알 수 있다. 또한 1차와 2차 고유진동수는 축의 탄성변형이 거의 없는 강체 모드(rigid mode)이고, 실제 운전 속도 영역 내에서 축은 탄성변형이 거의 없는 모드로 운동을 할 것이다.

4.3 감쇠 고유진동수

Fig. 14는 운전속도의 변화에 따른 감쇠고유진동수를 나타낸 캠벨(Campbell) 선도로서, 통상의 회전기계는 운전속도에 종속적인 베어링 강성 및 감쇠계수를 가지는 경우가 많기 때문에 이 그래프는 아주 유용하다. 또한 베어링 특성이 운전속도에 종속되지 않더라도, 원판 요소의 자이로스코픽 효과에 의해서 회전 속도에 따라서 전향(forward) 및 후향(backward) 성분의 고유진동수로 분리된다. 이 축계의 경우는 원판 효과가 크지 않고, 베어링 동특성 계수가 회전속도의 변화에 관계없이 일정한 값으로 가정했기 때문에, 회전속도의 증가에 따른 고유진동수의 변화는 적다.

본 전동기에서 예상되는 주요 가진원으로는 질량 불평형에 의한 회전주파수(1X) 성분과 토크 변동에 의해 발생되는 8X 성분의 토크 리플 및 정류자 슬롯에서 발생하는 8X 성분이 대표적이다. Fig. 11에서 알 수 있듯이, 대상 전동기는 운전 속도 영역 내에서 1X 성분에 의한 공진 가능성은 없지만, 8X 성분에 의해 1,900 rpm 부근에서 1차 고유진동수와 또는 3,300 rpm 부근에서 2차 고유진동수와 공진의 발생 가능성이 있음을 알 수 있다.

Table 5 FE model data

Shaft element (unit: mm)			
No.	Length	Geometric diameter	Stiffness diameter
1	6.6	8.0	8.0
2	6.8	8.0	8.0
3	6.8	8.0	8.0
4	11.0	8.0	12.1
5	11.0	8.0	12.1
6	11.0	8.0	12.1
7	9.0	8.0	8.0
8	6.5	8.0	8.0
9	6.5	8.0	8.0
10	6.4	8.0	8.0
11	6.4	8.0	8.0
12	6.4	8.0	8.0
13	6.4	8.0	8.0
14	6.8	8.0	8.0
15	5.7	8.0	8.0
16	5.6	8.0	8.0
17	4.1	5.2	5.2
18	4.0	5.2	5.2
19	5.0	5.6	5.6
20	5.0	5.6	5.6
21	5.0	5.6	5.6
22	3.4	5.2	5.2
23	5.0	4.0	4.0

Disk element				
No	Node	m_a (g)	I_p (kg·mm^2)	I_d (kg·mm^2)
1	4	26.6	2.176	5.16
2	5	18.5	2.176	5.16
3	6	18.5	2.176	5.16
4	7	33.1	2.176	5.16
5	9	8.0	0.02	0.02
6	11	3.0	0.02	0.02

Material	
Young's modulus E (GN/m^2)	191
Mass density ρ (kg/m^3)	7865
Poisson ratio ν	0.3

Bearing element			
No	Node	Stiffness (N/m)	Damping(N·s/m)
1	2	231,000	23.1
2	15	231,000	23.1

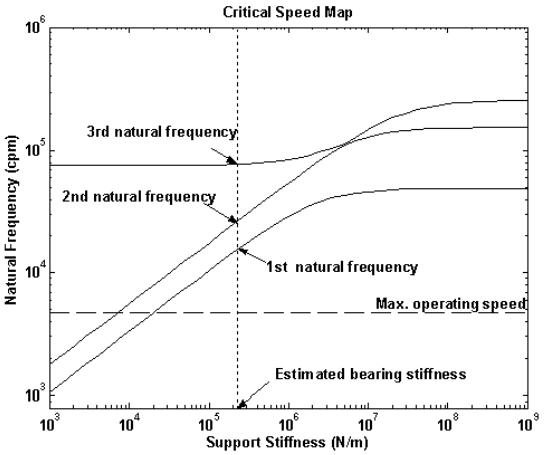
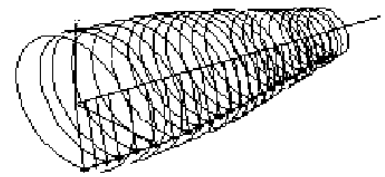
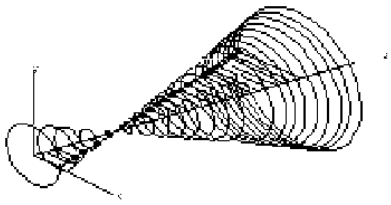


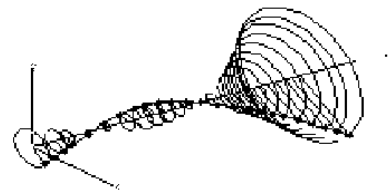
Fig. 12 Critical speed map



(a) 1st mode shape (ω_1 = 15,474rpm)



(b) 2nd mode shape (ω_2 = 26,432rpm)



(c) Third mode shape (ω_3 = 78,535rpm)

Fig. 13 3 dimensional mode shape

4.4 불평형 진동 해석

모든 회전체는 굽힘 진동을 일으키는 반경력(radial force)에 대해 가능한 민감하지 않도록 설계되어야 한다[5]. 통상 전동기의 경우, ISO 1940을 기준으로 평형잡기(balacing)가 수행되며, 이 규격은 허용잔류불평형(allowable residual unbalance) U를 다음 식으로 제시하고 있다.

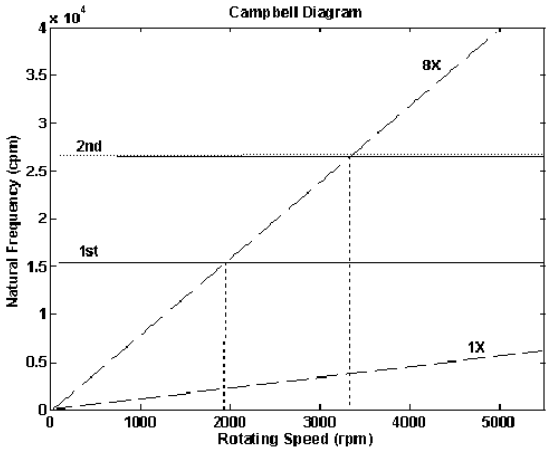
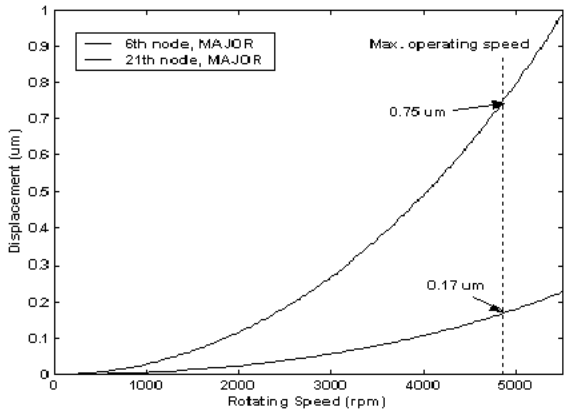


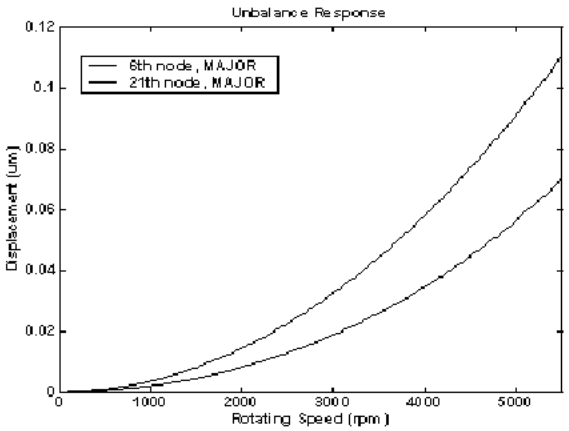
Fig. 14 Campbell diagram

$$U = 9550\frac{G \cdot m}{N} \quad (\text{g·mm}) \tag{2}$$

여기서, G는 기계의 등급을 나타내고, N은 정격 회전속도(rpm), m은 회전체의 질량(kg)이다. 본 해석에서는 G 2.5 등급을 이용하였으며, 구해진 불평형량은 0.995 g·mm로서 이를 회전자의 양단에 절반씩 동위상(in phase) 또는 역위상(out of phase)으로 부가하여 응답을 계산하였다. Fig. 15는 동위상으로 잔류불평형을 부가한 경우의 변위응답을 나타낸다. 전동기 철심 부위인 6번 절점에서 최대 진폭이 발생하며 운전속도 4,800 rpm에서 0.75 μm의 진폭을, 그리고 웜기어 부분에서는 0.17 μm로 매우 작은 진폭을 나타낸다. Fig. 16은 역위상으로 불평형을 부가했을 경우의 응답을 나타내며, 응답의 크기는 동위상으로 부가했을 경우보다 훨씬 작음을 알 수 있다.



(a) In-phase unbalance



(b) Out-of-phase unbalance

Fig. 16 Unbalance response

5. 결 론

전동기 축계의 진동해석을 위한 유한요소 모델링을 수행하고 고유진동수 및 불평형 응답 해석을 위한 해석기법을 정립하였다. 아울러 해석과 실험 결과의 오차를 일으키는 해석 모델 오차를 저감하기 위해 최적화 알고리듬 HGASA 기법을 적용하여 유한요소 모델개선을 수행하였다. 이를 위해 실험적 모드 시험을 실시하고, 측정된 주파수응답함수(FRF)를 이용하여 회전자 코일이 제거된 경우와 고려된 경우에 대해 모델 개선을 실시하고 양호한 결과가 얻어짐을 확인하였다. 또한 축계의 진동응답에 중요한 영향을 미치는 베어링 부분의 동특성 계수를 추정하였다.

후 기

이 연구는 대우정밀㈜의 연구비 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고 문헌

1. 김국원, 안태길, 2000, "소형 DC 모터의 저진동 기술에 관한 연구," 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 88~93.
2. B. S. Yang, S. P. Choi and Y. C. Kim, 2005, "Vibration Reduction Optimum Design of Steam Turbine Rotor-Bearing System Using Hybrid Genetic Algorithm," Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol. 30, No. 1, pp. 43~53.
3. F. Z. Feng, Y. H. Kim and B. S. Yang, 2006, "Application of Hybrid Optimization Techniques for Model Updating of Rotor Shafts," Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol. 32, No. 1, pp. 65~75.
4. Y. H. Kim, B. S. Yang and A. C. C. Tan, 2007, "Bearing Coefficient Identification by Clustering-based Evolutionary Algorithm," Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol. 33, No. 4 (in press)
5. 양보석, 2002, 회전기계의 진동, 인터비젼
6. Y. H. Kim, B. S. Yang and C. J. Kim, 2006, "Noise Source Identification of Small Fan-BLDC Motor System for Refrigerators," International Journal of Rotating Machinery, Vol. 2006, pp. 1~7.