

고속 BLDC 전동기를 위한 시험설비의 구조적 동특성에 관한 연구

A case study in the dynamic characteristic of a test rig for a high-speed motor

박철준†·이성욱*·박영수**

Chuljun Park, Sungwuk Lee, Youngsu Park

Key Words : BLDC Motor, Modal Analysis, Test Rig, Structure Modification, Vibration Reduction

ABSTRACT

In this paper, vibration sources of the BLDC motor are identified and the motor vibrations are reduced by structural modification. For vibration characteristic identification, vibration signals measured by an accelerometer when the BLDC motor is moving. These signals are presented in a waterfall plot in order to find the dependency of frequency components on the motor speed. It is found that main vibration source is BLDC motor test rig. From finite element analyses and some experiments, it is also found that resonances occur because the natural frequencies of the test rig exist in usual driving speed rang. To shift the natural frequencies outside the driving rang, the test rig is modified increase stiffness. It is verified that considerable amount of vibration are reduced by the structural modification.

1. 서 론

기존의 교류 전동기에 비해 고효율, 고토크의 특성을 가지는 BLDC(Brushless Direct Current) 전동기의 실용화가 이루어짐으로써 주요 전동력의 응용기종으로 각광을 받게 되었다. 이 전동기는 넓은 속도 범위에 걸쳐 높은 효율을 유지하고 제어가 용이하므로, 정밀 기계의 구동용 회전 기계로 널리 이용되고 있다. 전동기는 가동률과 안정성 측면에서 높은 운전 신뢰성이 요구된다. 이를 위해서는 회전축계의 기계적 특성뿐만 아니라 시험설비를 설계단계에서 발생가능성이 있는 문제점을 고려하여 작업하고, 이를 최소화하는 기술을 확보하여야 한다. 고속으로 회전하는 경우 발생하는 진동문제는 운전에 치명적 일 수 있으며, 심각한 경우에는 경계적인 손실과 인명에서 피해를 줄 수 있는 아주 중요한 문제이다.

전동기 시험설비의 주요 진동 발생 원인은 시험설비를 이루고 있는 전동기 지그, 전동기의 회전축, 커플링, 다이 나모 회전축으로 이루어져 있는 요소품의 질량 불평형, 변동 가진력, 시험설비의 구조적 결함 등으로 매우 다양하다. 특히 전동기 회전축, 커플링, 다이 나모 회전축으로 구성되어 있는 시스템에서 편심 및 편각에 의한 축정렬 불량으로 인한 불평형 가진력이 발생할뿐만 아니라, 탄성축-베어링계의 과도한 휘돌림 운동으로 인해 회전자와 고정자의 사이에는 불평형 자기력이 발생한다. 또한, 전동기의 운전영역안에 시험설비 부품의 고유진동수가 존재할 때 공진이 발생할 수 있다.

기존연구로서는 BLDC 전동기의 동적 편심 및 전자기적 불평형력에 의한 편심 회전자의 과도 동적 해석을 위한 요소해석 기법을 통하여 수행하였으며, 고속으로 회전하는 유도전동기의 회전축의 진동해석을 위하여 캠벨선도 및 위험속도 분석기법을 이용하였다.

본 연구는 BLDC 전동기 및 시험설비의 안정성을 확보하기 위하여 진동특성 평가를 실시하였다. 이를 위하여 전동기 시험설비에 발생하는 진동을 여러 가지 실험적 방법을 통해 측정하고 측정된 시간영역 혹은 주파수 영역의 데이터로부터 전동기 지그, 회전축, 커플링, 다이 나모 회전축으로 이루어져 있는 전동기 시험설비의 진동원을 규명하였다. 이들 각 부품이 시스템의 전체 진동에 끼치는 영향을 차등화하여, 각 부품이 발생시키는 진동의 주파수 범위와 크기를 평가함과 동시에 전동기 속도에 따른 영향을 평가

† 교신저자: (주)효성 중공업연구소
E-mail : parkchuljun@hyosung.com
Tel : (055) 268-9293, Fax : (055) 268-9864

* (주)효성 중공업 연구소
** (주)효성 중공업 연구소

하였다. 또한, 진동의 발생 요인을 분류하고 진동을 줄일 수 있는 대책을 강구하였다. 특히, 전동기와 지그로 이루어져 있는 시스템에서 전동기 운전 영역 안에서 발생하는 공진이 전동기 진동에 미치는 영향을 연구하여 구조진동에 대한 공학적 모델을 정립하였다. 정립한 모델을 이용하여 진동 발생 메커니즘을 규명하고 이를 바탕으로 전동기 시험설비의 진동저감 대책을 강구하였다.

2. 시험설비의 진동신호 분석

BLDC 전동기 시험설비에서 발생하는 진동의 원인을 분석하기 위하여, 전동기가 운행하는 동안 전동기 및 시험설비의 진동신호를 채집하여 분석하였다. 시험설비의 진동신호를 채집하기 위한 실험 장치는 Fig.1과 같다. 가속도계를 전동기 및 전동기 지그에 부착하여 가속도계로부터 진동신

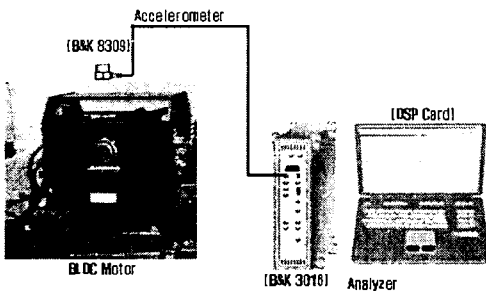


Fig.1 Experimental setup for signal analyses

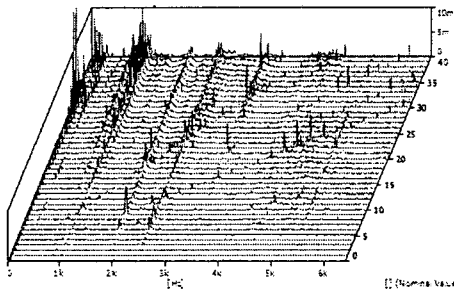


Fig.2 cascade plot for BLDC Motor

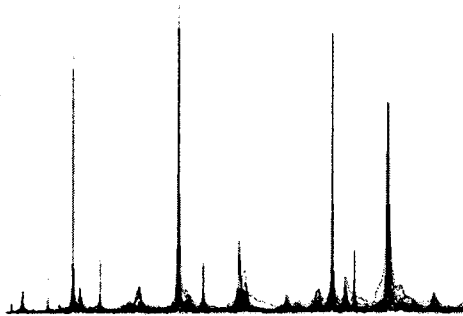


Fig.3 Frequency response function of the Test rig

를 채집하였다. 전동기의 주파수 분석기를 이용하여 진동신호를 분석하였다.

전동기가 정지하고 있는 상태에서 운전속도가 1300RPM까지 이르는 동안에 연속적으로 진동신호를 채집하여 속도에 대한 주파수 성분의 변화를 분석하였다. Fig. 2는 전동기 지그 상판에서의 진동신호에 대한 일련의 파워 스펙트럼(power spectrum)을 나타낸다. 이와 같이 일련의 파워 스펙트럼(power spectrum)을 중첩하여 나타내는 방식을 캐스케이드 플롯(cascade plot)이라 한다. Fig.2에서 가로방향의 좌표축은 Hz로 표시된 주파수를 나타내고, 깊이 방향의 좌표축은 전동기 즉 모터의 회전속도를 분당 회전수인 RPM을, 세로방향의 좌표축은 m/s^2 으로 표시된 진동신호의 크기를 나타낸다.

Fig.2에서 볼 수 있는 144 Hz, 1000 Hz와 2444 Hz 부근에서 진동이 구조물의 공진에 의해 발생할 가능성이 크기 때문에, 이를 확인하기 위하여 충격해머 테스트를 수행하였다. 구동되지 않는 정지상태의 전동기 지그에 해머로 충격을 가하고 전동기 지그 상부에 부착된 가속도계로 진동신호를 채집하였다. Fig.3은 가속도계로부터 채집된 진동신호를 주파수 영역에서 변환시킨 스펙트럼이다. Fig. 3에 볼 수 있듯이 약 140 Hz, 1089 Hz와 2449 Hz 부근에서 피크가 나타난다. 또한, 전동기 지그 상판의 고유모드를 ME scope를 이용하여 추출하였다. Fig.3에서 피크가 나타나는 주파수들은 Fig.2의 피크의 주파수 144 Hz, 1000 Hz와 2449 Hz와 차이는 Table1.과 같다. 이를 통하여 구동 시험을 통하여 발생한 공진주파수 영역이 전동기 시험설비 중의 하나인 전동기 지그임을 밝혀낼 수 있었다.

3. 기존모델 유한요소 해석

앞에서 살펴본바와 같이 전동기 시험설비의 주요 진동 원인이 전동기 지그에 의해서 발생함을 밝혀냈다. 솔리드 모델 프로그램인 Solid Edge를 이용하여 모델링 작업을 실시하였으며, 상용 유한요소 프로그램인 ANSYS를 이용하여 요소분할 및 해석을 수행하였다. ANSYS에서 수행한 주요 모델링기법으로는 Fig.4와 같이 총 8개의 모델을 구성하였고, 고정되는 전동기의 자중은 집중질량으로 작용되도록 하였다. 메쉬는 Hex dominant method를 이용하여 시행하였으며 추출 모드는 전체적인 경향 파악 및 향후 개선 모델과

Table1. comparison of the frequencies between the cascade plot and FRF
unit : Hz

	1st mode	2nd mode	3rd mode
Cascade	144	1000	2444
FRF	140	1089	2449
Difference (%)	2.7	8.9	0.2

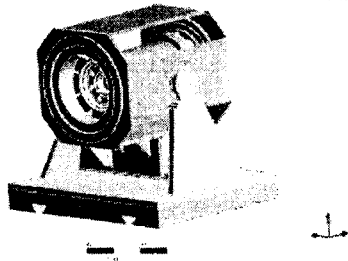
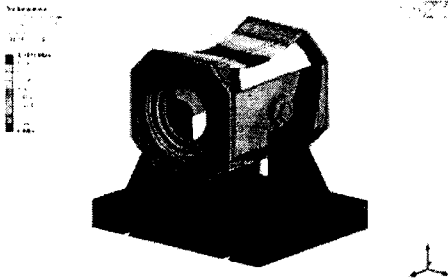
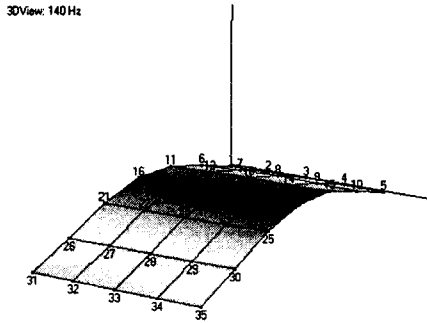


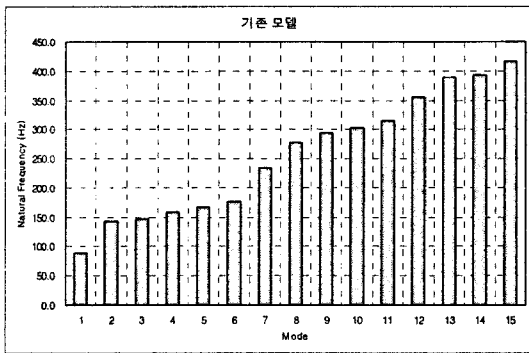
Fig. 4 Finite element model of the BLDC



(a)



(b)



(c)

Fig. 5 Mode Shape of the BLDC motor (a) Simulation result (b)(c) Experimental result

의 비교를 위하여 15개의 모드를 선택하였으며, 구속조건은 motor전동기 지그의 아랫면은 완전고정으로 해주었다.

유한요소해석을 통해 얻은 고유진동수는 Fig.5와 같은 결과 값을 얻을 수 있었다. 이를 통해서 앞 절에서 실시한 임팩트 시험을 통해서 Fig.5와 같이 고유 모드 및 주파수 대역의 결과 값과 비교했을 때 140 Hz대역에서 전동기 시험설비의 공진이 발생하여 문제가 발생하였다. 이것은 전동기의 운전영역 안에 존재하는 공진 주파수로서 Fig.5에서 보는 바와 같은 굽힘 모드가 발생하였을 때 전동기 회전축에 영향을 주어 시험설비 요소품인 다이내모 회전축 및 커플링에 영향을 주어 편심 및 편각을 초래하여 축정렬 불량 이 일어난다. 또한, 시험대상체인 BLDC 전동기의 최종 목표인 20,000RPM까지 올리기 위해서는 시험설비의 요소품 중에서 전동기 지그의 모델 수정이 필요하였다.

4. 개선모델 유한요소 해석

앞 절에서 살펴본 바와 같이 전동기의 주요 진동 원인으로 전동기 지그 상판의 고유진동수 중에서 140 Hz대역에서 발생하는 굽힘모드에 의한 고유 모드가 시험설비의 회전

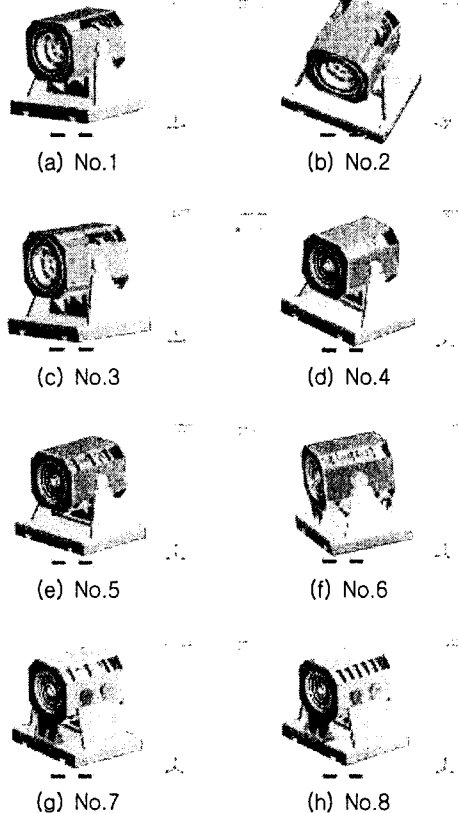


Fig. 6 Structure modification

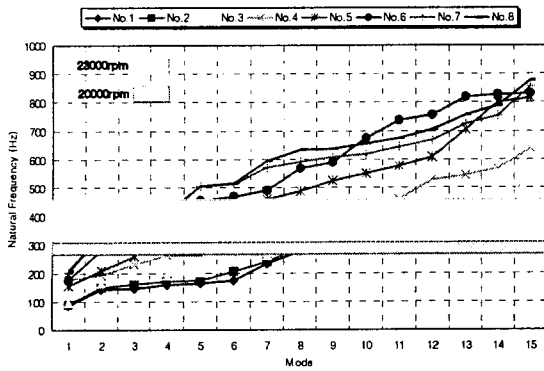


Fig. 7 Result of test rig modification

축과 연결되는 전동기의 회전축간에 축정렬 불량에 발생하여 과도한 휘몰이 운동에 의해 진동이 발생하였다. 전동기의 최종 목표까지 달성하기 위해서는 전동기 지그의 모델 개선이 필수적이라고 할 수 있다. 지그의 개선을 하는 방법으로 총 두 가지의 방법이 있는데 하나는 현재 전동기 지그를 개선하여 강성을 증가시키는 방법이 있고, 다른 하나는 새로운 형태의 전동기 지그를 제작하는 것이다.

우선 제작상 비용적인 면과 시간적인 문제에서 쉽게 접근할 수 있는 기존모델 개선을 선택하였다. 손쉽게 개선모델을 적용하기 위하여 앞 절에서 실시한 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS를 이용하였다. 모델 검증은 기존모델의 모달 해석을 수행하면서 신뢰성을 확보하였다. 기존 전동기 지그 모델 개선안은 Fig.6과 같이 총 7가지를 시행하였으며, 결과 값은 Fig.7에서 보는 것과 같다. 가진 주파수를 20,000 RPM과 23,000RPM로 기준으로 해석 공진 영역을 각 RPM의 20%로 정하였을 때 전동기 지그의 상판의 지지부를 보강하였을 때 가장 좋은 결과 값을 나타내었다.

두 번째 방안인 새로운 형태의 전동기 지그에 대한 해석을 수행하였다. 해석 모델은 Fig. 8과 같이 전동기 및 전동기 지그는 3차원으로 모델링하였으나, 전동기 내부 요소

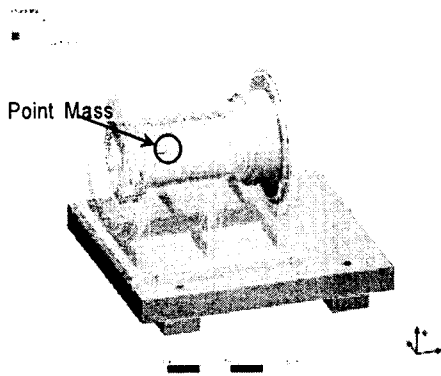


Fig. 8 New model of the BLDC motor test rig

품은 메시의 정확도 향상 및 해석 시간의 단축을 위하여 집중 질량으로 처리하였다. 유한요소 모델의 해석 모델 구축은 Fig.9와 같이 사용된 요소는 전동기 지그 및 베드부분은 절점당 3자유도를 갖는 20절점 육면체 요소를 사용하였으며, 전동기는 절점당 3자유도를 갖는 10절점 사면체 요소를 사용하였다. 이렇게 메시(mesh)를 실시한 결과 총 요소(element)는 125,782 EA, 절점(Node)은 255,386 EA를 결정하였다. 모델에 사용된 기계적 물성치는 Table 2와 같이 부여를 하였다. 고유진동수 및 고유모드 추출은 첫 번째 방법과 동일하게 15개를 추출하였고, 구속조건은 Fig.10과 같이 베드하부 요소들은 수직방향을 구속하였고, 베드 볼트는 모든 방향을 구속하였다. 또한, 전동기의 지그와 베드는 완전 접촉된(bonded) 조건으로 가정하였다.

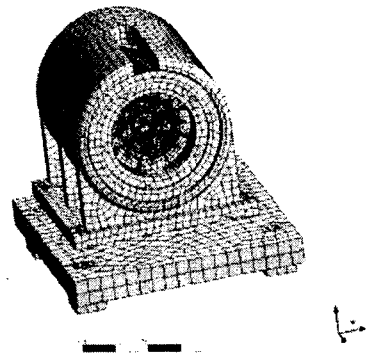


Fig.9 Finite element analysis of new motor rig

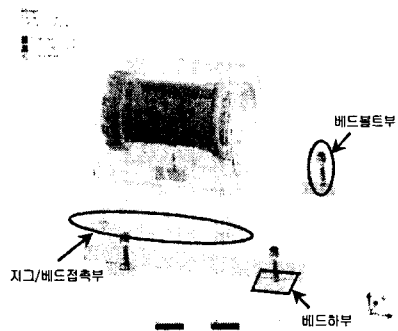


Fig.10 Boundary condition of new motor rig

Table2. Material properties

Material	Component	Elastic Modulus	Density
SS400	Bed, Flange	200 GPa	7850 kg/m ³
GC250	Jig	110 GPa	7200 kg/m ³
AL6061	Motor	71 GPa	2770 kg/m ³

이렇게 유한요소 모델을 해석한 결과 Fig.11과 같이 기존의 전동기 지그가 전동기의 운전영역 안에서 발생하는 공진 주파수가 6개가 존재하는데 비해서 새로운 형태의 모델은 1개의 공진 주파수가 존재하였다. 이것은 기존의 지그에서 발생하였던 상판의 로컬 모드가 새로운 전동기 지그에서는 두께가 75mm인 원통 일체형으로 모델링되면서 강성이 증가하여 로컬모드가 사라진 것으로 판명이 된다. 이를 통하여 첫 번째 수행하였던 기존 전동기 지그의 개선안보다 새로운 전동기 지그가 더욱 안정성이 확보된다고 결정하였다.

5. 개선모델 성능검증

앞절에서 수행한 해석을 기반으로 선택된 새로운 전동기 지그의 안정성을 검증하기 위하여 구동시험을 통하여 캐스케이드 플롯(cascade plot)를 추출하였다. 시험방법은 기존 전동기 지그와 동일하며, 결과 그래프는 Fig.12와 같이 기존 전동기 지그에서 존재하였던 144 Hz, 1000 Hz, 2444Hz의 공진 주파수가 존재하지 않음을 확인할 수 있다.

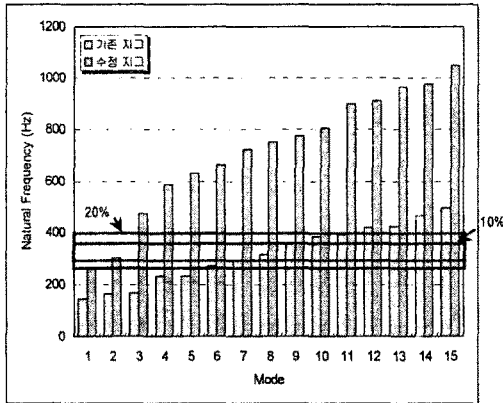


Fig.11 Result of new model

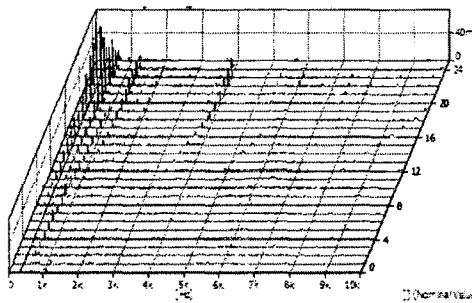


Fig.12 Cascade plot for vibration of the modified test rig

6. 결론

본 연구에서 전동기의 진동 원인을 규명하고 이를 감소시키는 방안에 대하여 강구하였다. 전동기의 진동 원인은 전동기의 운전영역안에 존재하는 전동기 지그의 고유진동수와 일치하여 발생하는 공진임을 확인하였다. 공진을 회피하기 위하여 판구조로 되어있는 기존 전동기 지그와는 다르게 두께가 75mm인 원통 일체형 지그로 변경하였다. 이와 같은 구조변경을 수행하여 전동기 운전영역에서의 공진 주파수 성분을 제거하였다.

참고 문헌

- (1) Kim T. J., Hwang S. M., Park N. G., 2000, "Transient Dynamic Analysis of a Dynamic Eccentric Rotor with Unbalanced Magnetic Force in BLDC Motors", Transaction of the Korea Sound and Vibration Engineering. Vol.10, No. 3, pp. 401-409
- (2) Hong D. K., Woo B. C., Kwon Y. S., Kang H. C., Ahn C. W., 2006, "Rotating Shaft Vibration Analysis of 200kW, 15,000rpm 3 Phase Induction Motor", Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference.
- (3) 박종포, 2000, "회전기계의 공진회피 및 방진설계", 한국소음진동공학회지, 제 10권, 제 1호, pp. 13-17.