

진동신호의 전력스펙트럼 밀도 해석을 통한 유도전동기 베어링 초기고장 검출

우혁재 · 장환철 · 한민관 · 송명현 · 박규남
순천대학교

Incipient Bearing Fault Detection of Induction Motor
via Power Spectrum Density of Vibration Signals

Hyeok-jae Woo · Hwan-cheol Jang · Min-kwan Han · Myung-hyun Song · Kyu-nam Park
Sunchon Nat'l Univ

Abstract - 본 연구는 진동 신호의 전력 스펙트럼 밀도 (PSD) 해석을 이용하여 베어링 초기 고장을 검출할 수 있는 기법을 제시하였다. 외륜, 내륜, 볼에 대하여 각각 폭 0.3 mm의 미소한 흠을 낸 베어링을 이용하여 고장 특성 주파수 패턴 및 부하변동에 따른 영향을 분석하고 고장검출이 용이한 고장 주파수 대역을 설정하였다. 실험결과로부터 제시된 검출기법이 유도전동기 베어링 초기 고장에 적용 가능함을 입증하였다.

1. 서 론

유도전동기 고장의 원인으로 베어링 고장 비율이 증가되고 있는 추세이다. 이는 고정자와 회전자의 구조가 부분적으로 개선되고 있으나 베어링은 상대적으로 취약한 연결과 더욱 열악해진 환경조건들이 베어링의 수명에 영향을 미치기 때문이다. 베어링에서 발생하는 진동은 고장 여부를 판단할 수 있는 중요한 정보를 포함하고 있으므로 진동에 대한 적절한 상태 감시는 전동기 고장시간을 최소화하여 경제적인 손실을 줄일 수 있다.

베어링 결함에 대한 이론적인 연구는 Braun과 Datner[1]에 의해 베어링에 발생한 국부적인 결함들에 의한 진동신호의 탐색기법이 제시되었고, McFadden[2]은 베어링 구성요소 중 내륜에 위치한 한 개의 점 결함에 관한 진동모델을 개발하였다. 또한 베어링 고장진단을 위한 진동신호 해석에 관한 연구로는 확률론적 분석 [3],[4], 주파수 해석[4-8], 시간 영역해석[3],[4], 그리고 유한 요소해석[9]등이 있다. 특히 푸리에 변환을 이용한 주파수 해석기법은 적절한 분해능에 따라 명확한 주파수 정보를 제공하기 때문에 대부분의 고장진단에 이용되고 있으며 진동신호의 주파수 해석기법을 이용한 베어링 고장진단이 소개 되었다[7],[8]. 그러나 지금까지 제시된 고장진단 결과들이 대부분 과도한 베어링 고장을 갖는 전동기로서 고장검출을 수행하였으며, 베어링 초기고장에 관련하여 실제 적용 가능한 고장진단 기법은 제시된 바가 없다. 그 이유는 베어링 고장에 의해 발생하는 특성 주파수는 진동스펙트럼 상에 매우 미약하고 간헐적으로 나타나며 전동기 회전과 관련된 여러 신호들에 압도되기 때문이다. 특히 베어링 초기 고장의 경우 검출은 더욱 어렵다.

따라서 본 연구에서는 베어링 초기 고장을 진단하기 위해 전동기 진동신호의 전력 스펙트럼 밀도 해석을 통해 베어링 특성주파수의 패턴을 분석하였으며 부하 변동에 따른 영향을 고려하여 검출이 용이한 주파수 대역을 설정함으로써 초기고장에서도 고장의 존재를 유효하게 입증할 수 방법을 제시한다.

2. 유도전동기 베어링 진동 주파수 특성

일반적으로 유도전동기의 경우 회전자 지지를 위해 대부분 구름요소 베어링을 사용하고 있다. 구름요소 베어링은 그림 1에서와 같이 구름요소들과 균일한 간격을 유지하고 서로 접촉하는 것을 막기 위한 케이지, 전달경로에서 구름요소의 회전사이에 내륜, 그리고 외륜이라 부르는 두 개의 링의 결합구조로 되어있다. 전형적인 베어링 고장은 양호한 동작조건에서도 피로, 마모, 소성변형에 의해 구성요소에서 국부적으로 발생하며 오염, 부식, 부적절한 윤활 및 설비, 그리고 브리넬링과 같은 외적인 요인에 의해 급격히 확산된다. 구성요소에서 발생한 손상은 구름요소가 전달경로를 따라 회전할 때마다 짧은 시간간격으로 주기적으로 충격진동을 발생한다. 이러한 충격진동은 회전기기의 고장과 관계없이 축 회전속도와 베어링의 기하학적 구조, 그리고 베어링 구성요소 각각의 손상과 연관되어 베어링 특성 주파수를 발생시킨다.

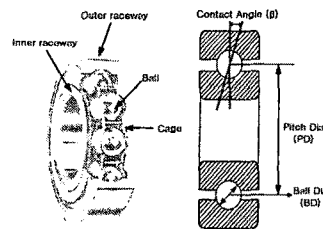


Fig.1. Ball bearing geometry.

베어링 구성요소에 대한 외륜 고장 특성 주파수(F_o), 내륜 고장 특성 주파수(F_i), 볼 고장 특성 주파수(F_b)는 다음과 같다.

$$F_o = \frac{f_r}{2} n (1 - \frac{BD}{PD} \cos \theta) \tag{1}$$

$$F_i = \frac{f_r}{2} n (1 + \frac{BD}{PD} \cos \theta) \tag{2}$$

$$F_b = f_r \frac{PD}{BD} (1 - (\frac{BD}{PD} \cos \theta)^2) \tag{3}$$

여기서 f_r 은 축 회전주파수, n 은 볼 수, $\cos \theta$ 는 접촉각이다[10].

3. 베어링 고장 특성 주파수 검출

그림 2는 유도전동기 진동 감시 시스템의 구성을 보여 주고 있다. 베어링 고장진단을 위해 0.75 KW 3상 4극 실험용 모터를 380 V 60Hz를 공급하여 인버터에 의해 구동하였다. 회전자의 축 회전 속도를 측정하기 위하여 SUGAWARA사의 Digital Stroboscope(S-126X)를 사용하였다. 또한 진동 데이터를 획득하기 위해 0KHz~30KHz의 측정 대역을 갖는 DI사의 압전형 가속도계(777B)와 LeCroy사의 9314A Oscilloscope를 사용하여 25K/50K(SAMP/LINE)로 진동신호를 획득하였다. 획득한 데이터는 RS232 인터페이스를 이용하여 PC로 전송한 후 MATLAB을 이용하여 PSD 변환하였으며 고장 특성 주파수 대역을 확대하여 전력 스펙트럼 밀도의 진폭 변화의 패턴을 분석 처리하였다.

본 연구에서 시험베어링으로 사용한 베어링의 주요 사양은 표 1과 같다.

Table. 1 Specification of Ball Bearing.

Bearing number	6204Z
Outside diameter	47 mm
inside diameter	20 mm
Ball Diameter(BD)	7.93 mm
Contact Angle(β)	0°
Ball number	8

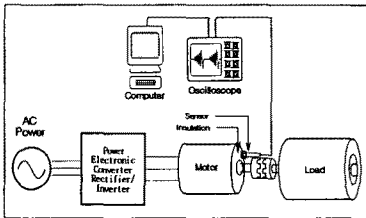


Fig.3. Experiment setup to collect healthy and faulty data of the motor under investigation.

4. 실험결과 및 토의

일반적인 베어링고장은 충격에 의한 펄스 신호가 주기적으로 나타나므로 이러한 고장신호가 주기적으로 발생될 수 있도록 축-중단 베어링에 실제 베어링 초기고장 형태에 가깝게 진동 펜으로 베어링 외륜, 내륜, 볼에 대하여 각각 폭 0.3 mm의 흠을 내어 초기고장 검출능력을 실험하였다.

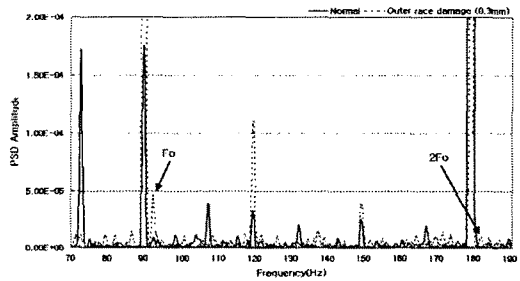
그림 3은 외륜 고장에 대한 베어링 특성주파수 및 부하변동에 따른 영향을 보여주고 있다. 외륜 고장의 경우 무 부하시 정격 축 회전 속도 1796 rpm ($f_r=29.93$ Hz)로 운전을 수행하고 있으며 외륜 고장 주파수는 식 (1)에 의해 $F_o=91$ Hz로 예견되어질 수 있다. 그림 3의 a)에서 보여주는 것 같이 외륜 고장 주파수 1배(F_o)에서 고장 특성이 뚜렷하게 나타나고 있다. 그러나 부하가 증가함에 따라 F_o 의 PSD 진폭이 감소되고 그림 3의 c)와 같이 정격 전 부하 상태에서 F_o 보다는 외륜 고장 주파수 2배($2F_o$)에서 고장의 구별이 더 잘되고 있음을 확인할 수 있다.

그림 4는 내륜 고장 진동신호에 대한 PSD 결과를 보

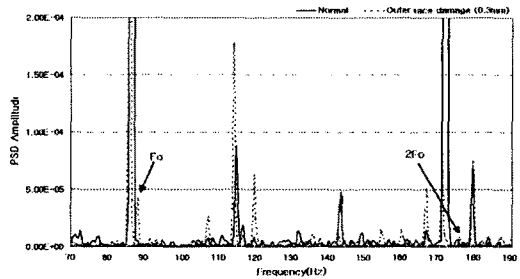
여주고 있다. 내륜 고장은 외륜의 경우에 비해 전동기 회전시 나타나는 다른 고유진동신호의 영향이 적은 주파수영역에서 특성주파수 성분이 존재하므로 고장 검출이 더욱 용이하다. 또한 그림 4의 b)처럼 부하의 증가에 따라 PSD 진폭도 증가하는 특성을 보이고 있으므로 정격 전 부하상의 내륜 고장 주파수 1배(F_o)에서 고장 검출이 가장 용이함을 알 수 있다. 내륜 고장 특성 주파수는 정격 전 부하시 축 회전속도 1669 rpm ($f_r=27.82$ Hz)으로 운전을 수행하였으며 식 (2)에 의해 $F_o=137.8$ Hz로 예견되어질 수 있다. 그림 4의 b)에서 예견된 주파수 성분과 실제 고장 주파수 성분이 잘 일치함을 확인할 수 있다.

그림 (5)는 볼 고장에 대한 진동신호의 PSD 결과를 보여주고 있다. 볼 고장 역시 정격 전 부하상의 볼 고장 특성 주파수의 1배(F_o)에서 고장 구별이 가장 용이함을 알 수 있다. 내륜 고장 특성 주파수는 정격 전 부하시 축 회전속도가 1666 rpm ($f_r=27.77$ Hz)으로 운전을 수행하였으며 식 (3)에 의해 $F_o=109.6$ Hz로 예견되어질 수 있다. 그림 5의 b)에서 예견된 주파수 성분과 실제 고장 주파수 성분이 잘 일치함을 확인할 수 있다.

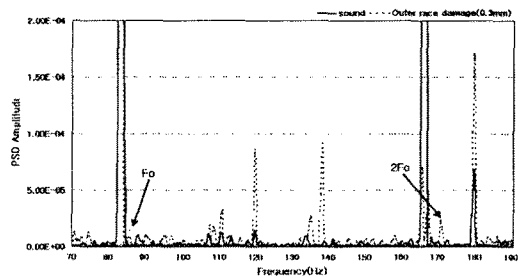
베어링 구성요소인 외륜, 내륜, 볼에 대한 각각의 고장 특성 주파수는 표 2와 같다. 각각의 고장 주파수들은 서로 상이한 대역에 존재하므로 적절한 주파수 대역을 설정한 후 PSD를 이용한 진동신호 분석으로 고장성분을 구별할 수 있다.



a) no load.



b) 50% load



c) 100% load

Fig.3. PSD of the outer race fault motor(70-190 Hz)

5. 결 론

본 연구에서는 진동신호의 전력 스펙트럼 밀도해석에 의한 베어링 초기고장 검출기법을 제시하였다.

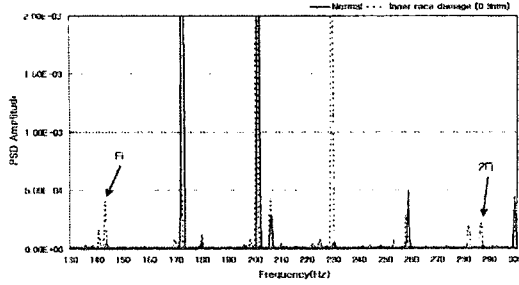
외륜 고장은 무 부하상태 고장 검출이 용이하고 고장 특성 주파수 1배(F_o)에서 가장 뚜렷한 특징들을 나타낸다. 또한 부하 인가시에는 정격 전 부하상태 고장 특성 주파수 2배($2F_o$)에서 고장검출이 효율적이다.

내륜과 볼 고장은 정격 전 부하에서 고장 검출이 용이하고 고장 특성주파수 1배(F_i , F_b)에서 가장 뚜렷한 특징들이 나타난다.

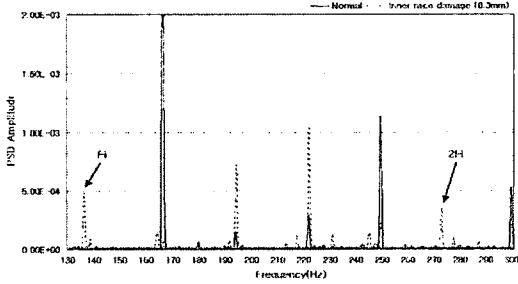
외륜, 내륜, 볼에 각각의 고장특성 주파수가 서로 다른 영역에 위치하므로 PSD를 이용한 고장진단 기법은 고장진단 주파수 대역을 설정하여 고장 성분을 명확히 구분할 수 있다.

[참 고 문 헌]

- [1] Braun, S. and Datner, B., "Analysis of Roller/Ball Bearing vibrations," J. of Mechanical Design, Jan. 1979, Vol 101, pp.118-125.
- [2] McFadden, P.D., and Smith, J.D., "Model for the Vibration produced by a single Point Defect in a Rolling Element Bearing," J. of Sound and Vibration, Vol. 96, No.1, pp.69-82.
- [3] K.Ragulskis and A. Yurkauskas, *Vibration of bearings*. Bristol, PA: Hemisphere, 1989.
- [4] G. Lipovszky, K. Solyomvari, and G. Varga, *Vibration Testing of machines and Their Maintenance*. Amsterdam, The Netherlands: Elsevier, 1990.
- [5] P. Eschmann, L. Hasbargen, and K. Weigand, *Ball and Toller Bearing Their Theory, Design, and Application*. London, U.K: Heyden, 1958.
- [6] J. C. Robinson, R. G. Canada, and K. R. Piety, "Peak Vue analysis New methodology for bearing fault detection," *Sound vib.*, Vol. 30, no. 11, pp.22-25, Nov. 1996.
- [7] R. A. Collacott, *Vibration Monitoring and Diagnosis*. New York: Halsted, 1979.
- [8] A. Dimarogonas, *Vibration for Engineers*. Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall, 1996.
- [9] M. Donley, W. Strokes, G. S. Jeong, K. K. Suh, and S. G. Jung, "Validation of finite element models for noise/vibration/harshness simulation." *Sound*, Vol. 30, no. 8, pp. 18-23, Aug. 1996.
- [10] K.G. Boving(Ed.), *NDE Handbook*, London: Butterworth, 1989.

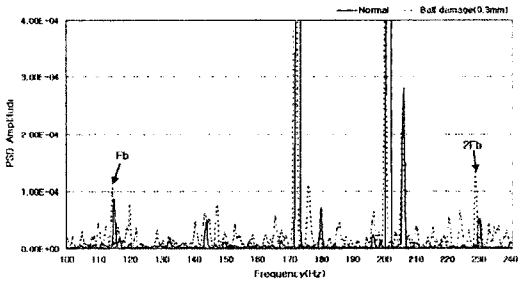


a) 50% load

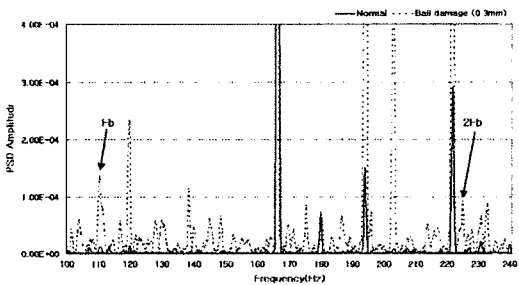


b) 100% load

Fig.4. PSD of the inner race fault motor(130-300 Hz).



a) 50% load



b) 100% load

Fig.5. PSD of the ball fault motor(100-240 Hz).

Table. 2 Bearing Fault Characteristic Frequency($f_{bf,f}$).

고장종류	부하 조건	속 회전 주파수	$1Xf_{bf,f}$	$2Xf_{bf,f}$
Outer race damage(Hz)	50%	28.6	87	175
	100%	27.75	84	169
Inner race damage(Hz)	50%	28.77	142	285
	100%	27.82	137	275
Ball damage(Hz)	50%	28.67	113	226
	100%	27.77	109	219