



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

석사학위논문

진동분석을 통한 풍력발전시스템의
효율적 결함진단 방법론 연구

제주대학교 대학원

풍력공학부 풍력기계시스템전공

손진혁

2017년 2월

振動分析을 통한 風力發展시스템의 效率的 缺陷診斷 方法論 研究

指導教授 高 旻 男

孫 眞 赫

이 論文을 風力工學部 碩士學位 論文으로 提出함

2016 年 12 月

孫眞赫의 風力工學部 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長 _____ (印)

委 員 _____ (印)

委 員 _____ (印)

濟州大學校 大學院

2016 年 12 月

A Study on fault diagnosis wind turbine through the vibration analysis

Jinhyuk Son
(Supervised by professor Kyung-Nam Ko)

A thesis submitted in partial fulfillment of the requirement for the
degree of Master of Engineering

2016. 12.

This thesis has been examined and approved.

.....
Thesis director, Kyung-Nam Ko, Prof. of Faculty of Wind Energy Engineering

.....
Thesis director, Jong-Chul Huh, Prof. of Civil Engineering

.....
Thesis director, Bum-suk Kim, Prof. of Mechanical Engineering

.....
Date

Major of Wind Power Mechanical System Engineering
Faculty of Wind Energy Engineering.

GRADUATE SCHOOL
JEJU NATIONAL UNIVERSITY

목 차

List of Figures	iii
List of tables	V
Nomenclature	VI
Abstract	VII
I. 서 론	1
1. 연구 배경	1
2. 연구 동향	2
3. 연구 목적	3
II. 이론적 배경 및 진동분석방법	4
1. 풍력발전시스템의 드라이브 트레인(Drive train)	4
1) 메인베어링(Main bearing)	4
2) 기어박스(Gearbox)	4
1) 제네레이터(Generator)	4
2. 기어 이론	5
1) 평 기어(Spur gear)	5
2) 기어 맞물림 주파수(Gear mesh frequency)	6
3. 베어링 이론	7
1) 볼 베어링(Ball element bearing)	7
2) 결함 주파수(Defect frequency)	7
4. 진동분석 절차	12
1) 시간영역 분석(Time domain analysis)	12
2) VDI 3834	13
3) 주파수영역 분석(Frequency domain analysis)	14
III. 정상신호 진동분석	15
1. 테스트 사이트 I (가시리 풍력발전단지)	15
2. 테스트 풍력발전시스템 사양	16

3. 상태감시시스템 사양	17
4. 시간 영역의 분석	18
1) 기초 진동 신호	18
2) 트렌드 분석	19
5. 주파수 영역의 분석	21
IV. 기어박스 고장결함진단 진동분석	23
1. 테스트 사이트 II(성산 풍력발전단지)	23
2. 테스트 풍력발전시스템 사양	24
3. 상태감시시스템 사양	25
4. 시간 영역의 분석	26
1) 트렌드 분석	26
2) 확률밀도함수 분석	27
3) 통계적 파라미터 분석	29
5. 주파수 영역의 분석	30
6. 고장 결함 진단	33
V. 제네레이터 고장결함진단 진동분석	34
1. 테스트 사이트 III(한경 풍력발전단지)	34
2. 테스트 풍력발전시스템 사양	35
3. 시간 영역의 분석	36
1) 트렌드 분석	36
2) 확률밀도함수 분석	37
3) 통계적 파라미터 분석	39
4. 주파수 영역의 분석	40
5. 고장 결함 진단	45
VI. 결론	46
참고문헌	48
감사의 글	50

List of Figures

- Figure 1-1 Installation of condition monitoring system
- Figure 2-1 The structure of drive train of a wind turbine
- Figure 2-2 The structure of a Spur gear
- Figure 2-3 The structure of a rolling element bearing
- Figure 2-4 Procedure of vibration analysis
- Figure 2-5 The permissible acceleration of vibration given in VDI 3834
- Figure 3-1 Layout of wind turbine and location of Gasiri wind farm
- Figure 3-2 View of wind turbine under test in Gasiri wind farm
- Figure 3-3 The sensor location of CMS in a th wind turbine under test
- Figure 3-4 The basic signals of main bearing in a th wind turbine
- Figure 3-5 The acceleration trend of all components in a th wind turbine
- Figure 3-6 FFT Spectrum analysis of all components in a th wind turbine
- Figure 4-1 Layout of wind turbine and location of Seongsan wind farm
- Figure 4-2 View of wind turbine under test in Seongsan wind farm
- Figure 4-3 The sensor location of CMS at β th wind turbine under test
- Figure 4-4 Trend signals of HSSF and LSSF in gearbox of β th wind turbine
- Figure 4-5 Probability density of acceleration deviation in LSSR of β th wind turbine
- Figure 4-6 Probability density of acceleration deviation in HSSF of β th wind turbine
- Figure 4-7 Typical 3 stages with 1 planetary and 2 parallel stages gearbox of wind turbine
- Figure 4-8 FFT Spectrum analysis of LSSR in gearbox of β th wind turbine
- Figure 4-9 FFT Spectrum analysis of HSSF in gearbox of β th wind turbine
- Figure 4-10 FFT Spectrum analysis after repair in gearbox of β th wind turbine
- Figure 4-11 Repair of offline pump suction hose
- Figure 5-1 Layout of wind turbine and location of Hankyeong wind farm
- Figure 5-2 View of wind turbine under test in Hankyeong wind farm
- Figure 5-3 Trend signals of DE and NDE on generator of γ th wind turbine
- Figure 5-4 Probability density of acceleration deviation at DE of γ th wind turbine

Figure 5-5 Probability density of acceleration deviation at NDE of γ th wind turbine
Figure 5-6 Typical asynchronous generator of wind turbine
Figure 5-7 FFT Spectrum analysis of DE on generator of γ th wind turbine
Figure 5-8 FFT Spectrum analysis of NDE on generator of γ th wind turbine
Figure 5-9 Damaged case : FFT spectrum analysis of DE generator in γ th wind turbine (Spectrum range : 0~600Hz)
Figure 5-10 Damaged case : FFT spectrum analysis of NDE generator in γ th wind turbine (Spectrum range : 0~600Hz)
Figure 5-11 After repaired case : FFT Spectrum analysis of DE generator in γ th wind turbine(Spectrum range : 0~600Hz)
Figure 5-12 After repaired case : FFT Spectrum analysis of NDE generator in γ th wind turbine(Spectrum range : 0~600Hz)
Figure 5-13 Power output at γ th wind turbine
Figure 5-14 Repair of DE and NDE of generator

List of tables

- Table 1 The Specification of wind turbine installed in Gasiri wind farm
- Table 2 The specification of condition monitoring system in α th wind turbine under test
- Table 3 The Specification of installed wind turbine in Seongsan wind farm
- Table 4 The Specification of installed CMS in Seongsan and Hankyeong wind farm
- Table 5 Time domain statistics of HSSF and LSSF at gearbox of β th wind turbine
- Table 6 The Specification of wind turbine installed in Hankyeong wind farm
- Table 7 Time domain statistics of DE and NDE at generator of γ th wind turbine
- Table 8 The specification of Generator bearing and defect frequency of γ th wind turbine

Nomenclature

기 호	설 명	단 위
α	접촉각 (Contact angle)	[$^{\circ}$]
Z	기어 이수	
N	볼 개수 (Number of balls)	
N_{gear}	회전 주파수	[Hz]
D_i	내륜 직경 (Inner race diameter)	[m]
D_o	외륜 직경 (Outer race diameter)	[m]
Pd	피치 직경 (Pitch diameter)	[m]
BD	볼 직경 (Ball diameter)	[m]
V_i	내륜 선속도	[m/s]
V_o	외륜 선속도	[m/s]
V_c	케이지 선속도	[m/s]
w_i	내륜 각속도	[rad/s]
w_o	외륜 각속도	[rad/s]
f_i	내륜 주파수	[Hz]
f_o	외륜 주파수	[Hz]
f_c	케이지 주파수	[Hz]
f_s	볼 자전 주파수	[Hz]
LSS	저속 축 (Low speed shaft)	
LSSR	저속 축 뒷단 (Low speed shaft rear)	
HSS	고속 축 (High speed shaft)	
HSSF	고속 축 앞단 (High speed shaft front)	
DE	제너레이터 앞단 (Drive end)	
NDE	제너레이터 뒷단 (Non drive end)	
RMS	실효값 (Root mean square)	[m/s ²]

Abstract

As large wind turbines have been developed, advanced maintenance technology has become more and more important to achieve higher availability of the turbines. In order to detect potential wind turbine failures earlier, Condition Monitoring System(CMS) has been applied to wind turbines. CMS is particularly useful to monitor the complex system which consists of various mechanical elements such as bearing, shaft and gear.

The objective of this study is to identify the methodology of how vibration analysis technique is applied for defect diagnosis of wind turbine components. For this study, CMS equipments were installed in wind turbines of the three wind farms, Gasiri, Seongsan, Hankyeong on Jeju Island, South Korea. The seven acceleration sensors and the one RPM sensor were attached on main components such as main bearing of main shaft, gearbox and generator to catch vibration signals. The time domain analysis and the frequency domain analysis were performed to find turbine faults. The vibration data were processed with band pass filter to clearly detect the wind turbine faults. Also, Fast Fourier Transform, FFT, was applied to the processed vibration data.

It was found that there was no component failure in a wind turbine of Gasiri wind farm for the studied period. Defect signals of the gearbox and the generator were detected in wind turbines of Seongsan and Hankyeong wind farms, respectively. In a turbine of Gasiri wind farm, when the wind turbine was operating without any faults, the acceleration values of vibration signals was lower than 7m/s^2 that means normal operation of a wind turbine, which is given in the German standard VDI 3834. This was not the case for extreme acceleration signals. In a turbine of Seongsan wind farm, the cavitation occurred in gear oil pump had an effect on the acceleration values of vibration signals on the gearbox. This vibration signals were observed from 6000Hz to 12000Hz. Then the suction hose of the gear oil pump was changed to new one before serious failure, which was possible owing to CMS. In a turbine of Hankyeong wind farm, generator bearings defect was found by vibration signal analysis. The power output of the wind turbine increased to 1.89 % for the wind speed range between 12 m/s and 21 m/s after the bearing was repaired. Therefore, vibration analysis technique using CMS was identified as one of useful defect diagnosis techniques for wind turbines.

I. 서 론

1. 연구 배경

에너지 수요를 위한 석유, 석탄 및 천연 가스의 대규모 사용은 지구 온난화의 원인이 되는 CO2 배출을 계속적으로 증가시켜왔다. 전 세계의 에너지 관련 CO2 배출은 2010년에 310억 미터톤에서 2020년에 360억 미터톤으로 2040년에는 450억 미터톤까지 상승할 것이 예상되어 앞으로 40년에 걸쳐 46%이상 증가 할 것이다[1].

최근 국제 사회는 기상이변의 속출로 환경규제를 강화하고 있으며, 화석 에너지 자원의 한계를 예측하여 대체에너지 개발의 중요성을 강조하고 있다[2]. 유럽위원회는 2020년까지 에너지 수요의 20%를 신재생 에너지로 대체할 목표를 세웠고, 각 회원국은 국가 신재생에너지 실행계획(NREAP: National Renewable Energy Action Plan)을 통해 실천하고 있다. 유럽 풍력 전기 발생량은 2000년 13GW로부터 2014년 129GW 까지 약 10배만큼 증가하였다. 그 중 독일(39GW)과 스페인(23GW)이 절반을 차지하고, 영국(12GW), 이태리(9GW), 프랑스(8GW)가 25%를 점하고 있다[3].

현재 국내에서 육상 풍력은 800MW이며, 해상 풍력은 개발이 아직 초기 단계에 있다. 특히 자원평가, 단지설계, 터빈 시스템 등 해상풍력과 관련한 국내 기술수준은 선진국 대비 80%로 높은 편이나, 국산화율은 20%로 매우 낮다. 하지만 해상 풍력의 경우 우리나라가 경쟁력을 갖고 있는 조선 중공업, 해양플랜트, 건설, 전기, IT등 연관 산업과 접목 시 조기에 세계 시장 선점이 가능한 분야라는 분석이다. 이에 우리 정부도 해상 풍력을 육성하기 위한 시동을 걸었다. 지난 2011년 정부는 2020년 세계 해상 풍력 3대 강국으로 부상한 후 2030년에 세계 시장 점유율 20%를 달성한다는 목표를 세운바 있다. 또한 제주의 경우, 'Carbon-Free Island' 정책을 발표하고 2019년 1GW, 2030년 1GW 등 총 2GW의 해상풍력을 건설하겠다고 밝혔고 추진 중에 있다[4].

한편 풍력발전기술은 풍력에너지 사업의 경제성 확보를 위하여 소형발전기에서 대형발전기, 해상풍력 개발 사업으로 성장하고 있다[5]. 터빈의 크기가 커짐에 따라 로터 직경, 허브 높이가 커지고 있고, 1990년대 육상풍력발전시스템 용량이 1MW이었는데 지금은 보통 3MW이고 향후 더 커질 전망이다[3].

그러나 풍력발전시스템의 대형화로 인한 타워 높이와 블레이드 길이의 증가는 풍력발전시스템의 구성 요소들이 견디어야 할 기계적, 전기적 허용 하중의 증가를 가져오기 때문에, 결과적으로 터빈 고장이 발생할 가능성을 더욱 높아지게 하고, 풍력발전시스템의 고장은 발전기의 가동중단 시간(Down time)을 발생시키며 그에 따라 발전량 손실을 일으켜 큰 손실을 가져오게 한다. 그리고 고장 진단 및 관리가 올바르게 수행되지 않을 경우 2차 고장 및 발전기 수명을 낮추는 결과를 초래 할 수 있다[5].

풍력발전시스템의 기어박스, 제네레이터의 주요 부품인 베어링의 조기 크랙 발생은 기대 수명의 5~10% 상태에서 또는 3년 이내 운전 중에 감지되고 있으며, 매년 145대의 터빈 중 1건 이상의 기어박스 결함이 발생하는 것으로 추정된다. 기어박스 결함의 50% 이상이 베어링에 기인하기 때문에 풍력발전시스템 베어링 상태 모니터링은 조기 결함을 방지하기 위한 우선순위에 속한다. 조기 결함을 방지하기 위해 풍력발전시스템 설계 개발 개선이 필요하며, 신뢰성 있고 비용효과가 높은 상태감시(CM: Condition Monitoring)기법이 적용되어야 한다. 이러한 요인을 근거로 추정하면, 상태감시시스템(CMS)은 판매자와 구매자 각각의 관점에 따라 2015년도에 25%에서 36.1% 증가한 것으로 조사되었다.

CMS는 모니터링 프로세스 또는 다운타임(Down time) 및 O&M 비용을 최소화하여 결과적으로 생산을 극대화할 목적으로 기계의 결함, 고장 및 마모를 조기 발견하는데 초점을 맞춘 중요한 도구이다. 또한 CMS는 기계의 건전 상태를 추정하고, 보수 작업에 대해 가장 적합한 결정을 할 수 있도록 기술, 전문 인력, 조건 지표, 그리고 품질 및 데이터 측정을 통합한 프로세서 도구로 정의할 수 있다. 또한, 풍력발전시스템에 관한 베어링 결함의 영향을 인식하는 것이 중요하다. 여러 CM에 관한 논문은 기어박스과 발전기 연구에 집중하고 있다. 왜냐하면 이들 장비는 풍력발전시스템 가동 중단 주요 원인이며 높은 생산 손실을 초래하고, 풍력발전 단지의 수명 기간 중에 높은 교체 비율을 차지하고 있기 때문이다. 따라서 풍력발전시스템의 유지 보수 시에 적용되는 상태감시시스템을 통하여 베어링 및 그 외 부품들에 대한 고장 결함 진단에 대한 연구의 필요성이 대두되고 있다[6][20][21]. Figure 1-1은 가시리 풍력발전단지 7호기에 상태감시시스템을 설치하는 작업 모습을 보여준다.



Figure 1-1 Installation of condition monitoring system

2. 연구 동향

최근의 국내 연구동향을 살펴보면, 강문중은 풍력발전기의 고장 방생 기록을 근거로 한 고장 원인 분석에 관한 연구를 하였다[7]. 김상렬은 풍력발전시스템 상태감시시스템에서 취득한 신호의 전형적인 신호 분석 방법에 대해 살펴보고, 특히 베어링, Gearbox, 발전기 등의 진동 신호 분석 시 고려해야 하는 점에 대해 고찰하였다[8]. 주맹강은 저주파수 대역의 감도가 우수한 가속도계를 사용하여 풍력발전시스템 모니터링 시스템을 개발하여 소형 풍력발전시스템의 질량 불평형 블레이드의 회전속도에 따라 발생된 진동 신호를 관측하여, 기계적 진동과 전기적인 출력 신호를 측정하였다 [9]. 안성일은 풍력발전시스템의 나셀에 부착된 가속도 센서로부터의 신호에 대한 FFT분석을 통해 풍력발전기에서 발생될 수 있는 블레이드의 질량 불평형 및 공력 비대칭의 검출을 가능케 하는 진단 기법을 제안하였고[10], 김정수는 풍력발전시스템의 진동 모델을 개발하여 풍하중, 불평형, 치합전달오차에 등에 의한 자려 가진원을 구하였고 운전 속도 범위 내에서 위험속도를 분석하였다. 김홍섭은 베어링 신호를 기어와 다른 노이즈로부터 분리하기 위해 SANC(Self Adaptive Noise Cancellation)을 사용하여 두 입력 신호를 원 신호와 시간 지연을 이용하고 Envelope를 통해 주파수를 분석하였다 [11]. 이재정은 풍력발전시스템 드라이브-트레인의 실험 장치를 구성하여 증속기의 결합 발생 전후의 상태감시 및 진단과 Gearbox 내부에 마모 입자를 투입하였을 때, 입자계수기를 통한 마모입자 수의 변화를 측정하는 실험을 통해 상태 감시 방안 및 실험 방법을 제시하였다[2]. 이경현은 효율적이고 정확한 Gearbox 및 발전기의 베어링 결합진단을 위하여 시간 영역과 주파수 영역을 통합한 풍력발전기 Gearbox 및 발전기 베어링의 결합 진단 분석을 제안하였고 실제 데이터를 활용하여 기법의 검증에 수행하였다[5][34].

현재 국내의 경우 CMS 및 진동분석에 대한 연구는 이루어졌으나 풍력 터빈의 진동 분석에 대한 연구는 미흡하며 실제사이트에서 취득한 데이터를 분석한 사례는 거의 없는 실정이다.

3. 연구 목적

본 연구의 목적은 현재 운영 중인 가시리 풍력발전단지 풍력발전시스템의 실제 진동 데이터를 활용하여 풍력발전시스템의 정상 신호의 진동 경향을 살펴보고, 진동 분석을 활용한 고장결합진단이 가능한지를 살펴보기 위하여 한경과 성산 풍력발전단지 풍력발전시스템의 고장사례를 시간 영역과 주파수 영역 분석 기법으로 분석하여 상태 감시시스템을 활용한 풍력발전시스템의 유지보수가 얼마나 효율적인지를 검증하였다.

II. 이론적 배경 및 진동분석 방법

1. 풍력발전시스템의 드라이브 트레인(Drive train)

1) 메인베어링 (Main bearing)

풍력발전시스템의 허브와 블레이드의 무게는 약 18톤에 달하며, 허브에 블레이드가 작용하는 힘에 의한 모멘트가 작용하여 허브와 연결된 나셀 내부의 회전축이 회전하게 된다. 회전축은 허브로부터 큰 모멘트를 견디기 위해 직경이 매우 크고 견고하며 이들 허브와 회전축은 나셀에 고정시키기 위해 메인 베어링을 통해 지탱된다[12].

2) 기어박스 (Gearbox)

회전축을 통해 전달된 기계적 에너지는 기어박스로 전달된다.[19] 기어박스에서는 회전축의 회전수가 약 54배(입력속도 : 20~50rpm 출력속도 : 1000~3000rpm)로 빨라지며, 이러한 회전축의 모멘트를 바탕으로 발전기가 구동된다. 유성기어 트레인 기어박스의 경우 구조는 매우 복잡하나 공간을 적게 필요로 하고 또한 큰 기어 비를 얻을 수 있기 때문에 결과적으로 전체 무게를 줄일 수 있으므로 풍력발전시스템에 많이 사용된다. 여러 개의 유성기어는 기어에 걸리는 부하를 각 유성기어에 균등하게 분산하므로 큰 토크를 안전하게 전달하는 장점이 있다. 하지만, 축에 연결된 캐리어를 통하여 각 유성기어가 축에 연결되므로 축에 진동이 발생할 수 있다. 또한 선 기어와 내접기어를 동시에 접하기 때문에 잼(Jam, 걸림현상)이 발생할 수 있고 유성기어와 캐리어 사이에 베어링이 사용되는 등 구조가 복잡하기 때문에 정밀하게 제작해야 하는 단점이 있다[30][31].

3) 제네레이터 (Generator)

제네레이터는 기어박스에서 증속된 기계적인 에너지를 전기적 에너지로 전환하는 역할을 한다. 동기식 발전기(Synchronous generator)의 경우, PMSG (Permanent magnet synchronous generator)식으로 회전자에 권선을 사용하지 않고 영구자석을 이용한 방식이다. 따라서 시동하기 위하여 외부로부터 전력 공급이 필요하지 않아서 발전기의 효율이 높다. 발전되는 전력의 주파수 및 전압은 회전축의 회전수와 밀접한

관계를 가진다. 또한 일단기어나 또는 전혀 기어 없이 사용되어, 발전기의 회전속도가 날개의 회전속도와 같은 저속이므로 큰 출력을 내기 위하여 큰 토크가 필요로 하기 때문에 발전기 자체의 부피는 매우 크나 전력손실이 없다. 일단기어나 또는 전혀 기어 없이 사용되기 때문에 나셀의 기계적인 구조가 간편하게 되어 유지 및 보수의 필요성이 적어 전체 시스템의 수명이 긴 장점이 있다[13][27]. Figure 2-1은 풍력발전 시스템의 드라이브 트레인의 주요 구성요소인 메인베어링과 기어박스, 제네레이터를 보여준다[36].

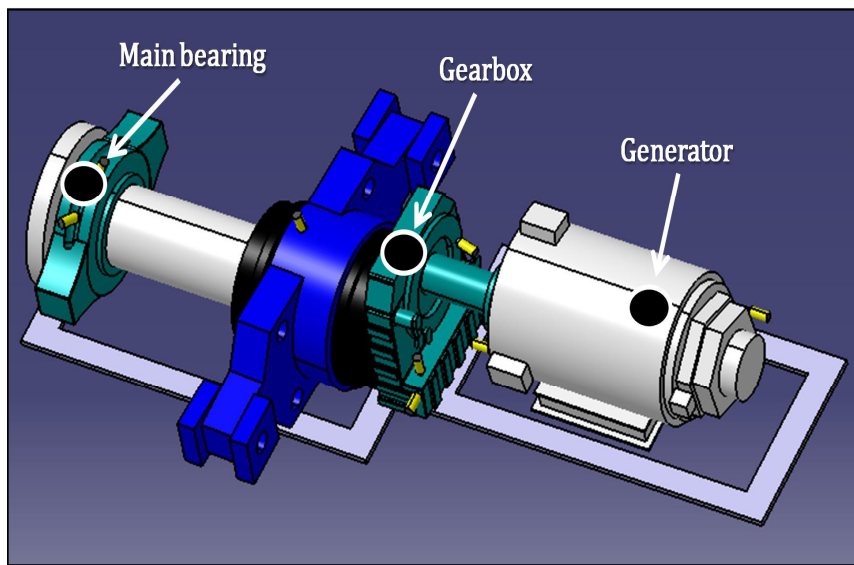


Figure 2-1 The structure of the drive train of a wind turbine

2. 기어 이론

1) 평 기어 (Spur gear)

기어는 두 축 간의 동력을 전달하는 것을 그 사용 목적으로 한다. 기어는 큰 회전력을 높은 효율로 전달 할 수 있으며, 두 축 간의 회전각 속도비가 일정하다. 동력을 전달하는 축을 원동축 또는 구동축이라 하고, 동력을 전달받는 축을 종동축 또는 피동축이라고 한다. 맞물리는 두 기어에서 상대기어를 회전시키는 기어를 구동기어 (Driving gear), 상대에 의하여 회전시켜지는 기어를 피동기어(Driven gear)라고 한다. 서로 맞물리는 한 쌍의 기어에서 큰 쪽을 기어(gear), 작은 쪽을 피니언(pinion)이라 부르며 때로는 큰 기어, 작은 기어라고 부르기도 한다. 2축이 평행한 기어 중 기어

이빨의 모양이 직선이며 축에 평행한 원통기어를 평기어(Spur gear)라고 하며 기어의
 빨과 축은 직선으로 접촉한다[12][26]. Figure 2-2는 풍력발전시스템의 기어박스에
 사용되는 평기어의 구조를 보여준다.



Figure 2-2 The structure of a spur gear

2) 기어 맞물림 주파수 (Gear mesh frequency)

기어 맞물림 주파수는 2개 이상의 기어가 맞물려 있을 때, 발생하는 주파수로서 기
 어의 회전 속도, 기어 이빨 수, 편심 및 공약수에 의존하여 발생한다. 기본 주파수
 (Fundamental frequency)는 기어 이빨 수와 축 회전 주파수의 곱으로 계산되고 구동
 기어의 맞물림 주파수와 피동기어의 맞물림 주파수는 동일하다. 조화성분(Harmonics)
 은 기어의 백래쉬(backlash) 과다로 발생하며 기어 이가 이중으로 맞물려 2차 조화성
 분이 발생한다[14][33].

Z : 기어 이수

N_{gear} : 회전 주파수 [Hz]

$$f = Z \times N \quad (1)$$

3. 베어링 이론

1) 볼 베어링 (Rolling element bearing)

베어링이란 하중과 동력을 받은 상태에서 자체 윤활성 내지 전동체(볼, 롤러)의 미끄럼성을 이용하여 회전, 왕복, 측압, 각도요동운전 등의 다양한 운동 형태로 힘을 전달 시키거나 움직여 주는 기계적 부품을 말한다. 일반적으로 베어링은 구름요소(Rolling elements), 두 개의 링(Ring), 케이지(Cage) 등으로 구성된다[5][32].

2) 결함 주파수 (Defect frequency)

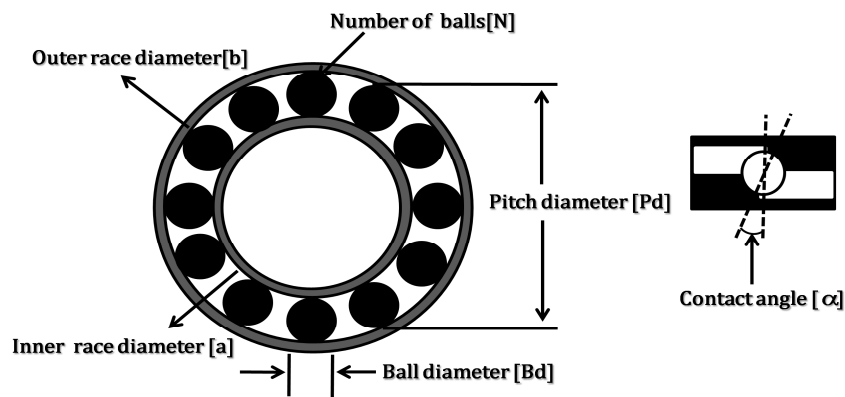


Figure 2-3 The structure of a rolling element bearing

Figure 2-3은 구름 요소 Ball bearing의 구조를 보여주고 있다. 내륜의 지름, 외륜의 지름, Pitch의 지름을 각각 D_i , D_o , D 볼의 지름을 d , Contact angle을 α 라 하면 피치의 지름은 다음의 식 1과 같다.

$$D = \frac{D_i + D_o}{2} \quad (2)$$

또한 내륜의 지름과 외륜은 지름은 식 2와 같다.

$$D_i = D - d \cos(\alpha) \quad (3)$$

$$D_o = D + d \cos(\alpha) \quad (4)$$

또한 내륜과 외륜이 회전운동을 한다고 할 때 주파수 각속도를 선속도를 표현하면

다음의 식 (4), (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$V_i = w_i \frac{D_i}{2} \quad (5)$$

$$V_o = w_o \frac{D_o}{2} \quad (6)$$

케이지의 회전운동에 대한 선속도는 슬립현상이 일어나지 않는다는 가정 하에 식 (6)과 같이 내륜과 외륜 속도의 평균으로서 나타낼 수 있다.

$$V_c = \frac{V_i + V_o}{2} \quad (7)$$

식 (2), (3), (4)와 (5)를 이용하여 식(6)을 표현하면 다음과 같다.

$$V_c = \frac{w_i(D - d\cos(\alpha))}{4} + \frac{w_o(D + d\cos(\alpha))}{4} \quad (8)$$

회전 선속도(m/s)를 회전 주파수(Hz)로 변환하기 위하여 양변을 πD 로 나누어 주면 케이지의 회전 주파수는 다음의 식(8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$f_c = \frac{f_i(1 - \frac{d}{D}\cos(\alpha))}{2} + \frac{f_o(1 + \frac{d}{D}\cos(\alpha))}{2} \quad (9)$$

일반적으로 베어링은 외륜 또는 내륜 중 한 곳은 고정되어 동작하게 된다. 따라서 외륜이 고정된 경우, 외륜 회전에 관련된 부분이 생략됨으로 식(8)은 다음의 식(9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$f_c = \frac{f_i(1 - \frac{d}{D}\cos(\alpha))}{2} \quad (10)$$

구름요소와 내륜의 접촉으로 인한 회전주파수 f_{ri} 는 다음 식(10)으로 정의할 수 있다.

$$f_{ri} = f_c - f_i \quad (11)$$

식 (8)를 식(10)에 대입하여 정리하면 식(11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$f_{ri} = \frac{f_o(1 + \frac{d}{D}\cos(\alpha))}{2} - \frac{f_i(1 + \frac{d}{D}\cos(\alpha))}{2} \quad (12)$$

베어링에 존재하는 구름 요소의 수를 적용하여 전체의 ball passing frequency of inner race f_{bpfi} 는 식 (12)로 나타낼 수 있다.

$$f_{bpfi} = \frac{z(f_o - f_i)(1 + \frac{d}{D}\cos(\alpha))}{2} \quad (13)$$

앞에서 말한 바와 같이 베어링의 경우, 대부분의 외륜은 고정되어 동작됨으로 외륜에 의한 성분을 제외하면 최종적으로 식(13)과 같이 정의할 수 있다.

$$f_{bpfi} = \frac{-Zf_i(1 + \frac{d}{D}\cos(\alpha))}{2} \quad (14)$$

f_i 는 내륜의 회전 주파수로 내륜은 축과 결합되어 회전함으로 축의 회전 주파수를 알 수 있으며 이는 축의 RPM을 60초로 나누어 주어 구할 수 있다. 식 (13)은 내륜에 결합이 발생 했을 시 구름요소와 내륜에 의해 발생하는 Defect frequency로 정의 된다. 따라서 베어링의 설계 값과 내륜과 결합되어 있는 축의 회전 속도를 알게 되면 내륜의 Defect frequency를 구할 수 있게 된다.

같은 방법으로 내륜이 고정된 경우, 구름 요소와 외륜의 접촉으로 발생하는 회전 주파수 f_{ro} 는 식(14)와 같이 정의 할 수 있고, 식 (8)을 이용하여 f_{bpfi} 를 유도했던 방식과 같은 방법으로 f_{bpfo} 를 유도하면 다음과 같다.

$$f_{ro} = f_o - f_c \quad (15)$$

$$f_{ro} = \frac{f_o(1 - \frac{d}{D}\cos(\alpha))}{2} - \frac{f_i(1 - \frac{d}{D}\cos(\alpha))}{2} \quad (16)$$

$$f_{bpf_o} = \frac{Z(f_o - f_i)(1 - \frac{d}{D}\cos(\alpha))}{2} \quad (17)$$

$$f_{bpf_o} = \frac{-Zf_i(1 - \frac{d}{D}\cos(\alpha))}{2} \quad (18)$$

구름 요소에 결함이 생겼을 경우 그 Defect frequency f_{bpf} 는 구름 요소의 자체 회전에 의한 주파수 성분에 의해 결정된다. 따라서 구름 요소의 슬립 현상이 일어나지 않는다는 가정 하에 f_{bpf} 를 정의하면 다음 식(18)과 같이 나타낼 수 있다.

$$f_{bsf} = f_{ri} \times \frac{D_i}{d} \quad (19)$$

앞에서 유도된 f_{ri} 를 대입하여 정리하면 식 (19)와 같이 최종적으로 나타낼 수 있다. [5]

$$f_{bsf} = \frac{f_o - f_i}{2} \frac{D}{d} (1 - \frac{d}{D}\cos(\alpha))^2 \quad (20)$$

베어링의 Defect frequency를 계산하기에 앞서 베어링 내륜의 회전 주파수를 계산하면,

$$f_r = \frac{rpm}{60} [Hz] \quad (21)$$

와 같다. f_r 은 베어링의 내륜 회전 주파수를 나타내며, 이를 참고하여 베어링의 Defect frequency를 계산하면 다음과 같다.

① 기본 열 주파수 (Fundamental train frequency, FTF) : 열(train) 또는 케이지

(cage) 주파수로 각각의 볼 중심의 각속도에 대응하는 주파수

$$FTF = f_c = \frac{f_r}{2} \left[1 - \frac{Bd}{Pd} \cos\Phi \right] [Hz] \quad (22)$$

② 볼 자전 주파수 (Ball spin frequency, BSF) : 볼 표면과 접촉하는 내륜 또는 외륜상의 한 점에 대한 각속도에 대응하는 주파수

$$BSF = f_s = \frac{Pd}{2Bd} f_r \left[1 - \left(\frac{Bd}{Pd} \right)^2 \cos^2\Phi \right] [Hz] \quad (23)$$

③ 외륜 통과 주파수(Ball pass frequency of Outer race, BPFO) : 외륜 상의 한 점을 통과하는 볼의 주파수

$$BPFO = f_o = N(FTF) = \frac{f_r}{2} N \left[1 - \frac{Bd}{Pd} \cos\Phi \right] [Hz] \quad (24)$$

④ 내륜 통과 주파수(Ball pass frequency of Inner race, BPFI) : 내륜 상의 한 점을 통과하는 볼의 주파수

$$BPFI = f_i = N(f_r - FTF) = \frac{f_r}{2} N \left[1 + \frac{Bd}{Pd} \cos\Phi \right] [Hz] \quad (25)$$

[2][22].

4. 진동분석 절차

Figure 2-4는 상태감시시스템을 활용한 풍력발전시스템 진동분석 및 고장결함진단의 절차를 보여준다. 상태감시시스템의 진동분석절차는 데이터 취득(Data acquisition), 시간 영역분석(Time domain analysis), 주파수 영역분석(Frequency domain analysis), 결함 진단(Detection of defect frequency), 유지보수(Diagnosis & Maintenance)의 순서대로 5단계로 구분한다. 다음은 각 절차에 대한 설명이다.[23]

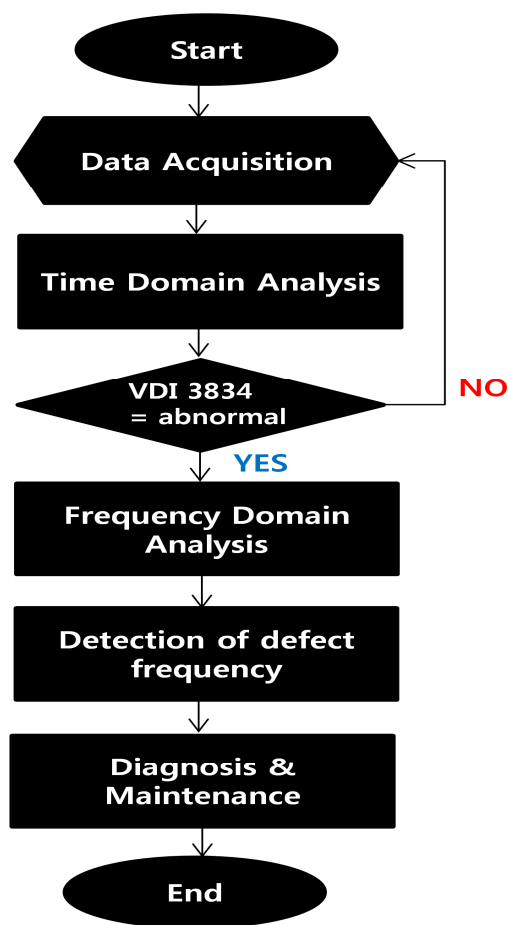


Figure 2-4 Procedure of vibration analysis

1) 시간 영역 분석 (Time domain analysis)

진동 기반의 감시 기술 중, 시간 영역 분석은 진폭이 실시간으로 변화하는 것을 관측하고 분석하는 방법으로 진동의 진폭을 시간영역으로 산출하여 분석하는 방법이다. 시간 영역의 데이터는 변위계나 가속도계 등의 센서 출력의 변화를 시간에 따라 나타

낸다. 또한 시간영역 분석은 평균값(Mean value), 최대값(Maximum value), 최소값(Minimum value), 피크값(Peak value), 실효치(RMS: Root mean square), 첨도(Kurtosis), 파고율(Crest factor)등의 단순한 산술적 계산으로 얻어지는 파라미터를 이용하여 직관적으로 기계의 상태를 분석할 수 있다는 이점이 있다. 하지만 다양한 주파수 성분을 갖는 파동이 중첩된 형태의 기계적 진동은 그 특성상 시간영역 분석만으로는 결합의 종류 및 위치를 정확히 알아낼 수 없다는 단점이 있다.

2) VDI 3834

풍력발전기의 가장 기본적인 상태감시 방법은 적절한 상태감시 변수가 기준레벨(알람레벨)을 초과하는지 여부를 모니터링 하는 것이다. 여기서 상태감시 기술의 핵심은 특정 부품 혹은 전체 시스템의 고장 모드를 진단하기 위해서 어떠한 상태감시 변수를 선정하고 해당 기준레벨을 얼마로 설정하는가이다. 풍력발전시스템의 경우 시시각각 변화하는 환경조건(하중조건) 하에서 변화하는 회전속도, 특히 저속 고하중 회전체의 고장 진단을 위한 기준 레벨 설정에 어려움이 있다 [15]. VDI 3834는 풍력발전시스템과 구성품의 기계적 진동 측정과 평가에 주로 이용된다. 진동 평가 시에 주파수 대역별로 구성품이 구분되고 해당 구성품의 진동 가속도 값이 경고 발생기준을 초과하는지 점검하여 고장여부를 판단한다[24]. Figure 2-5는 Pruftechnik에서 제공하는 진동 규격인 VDI 3834를 보여준다.

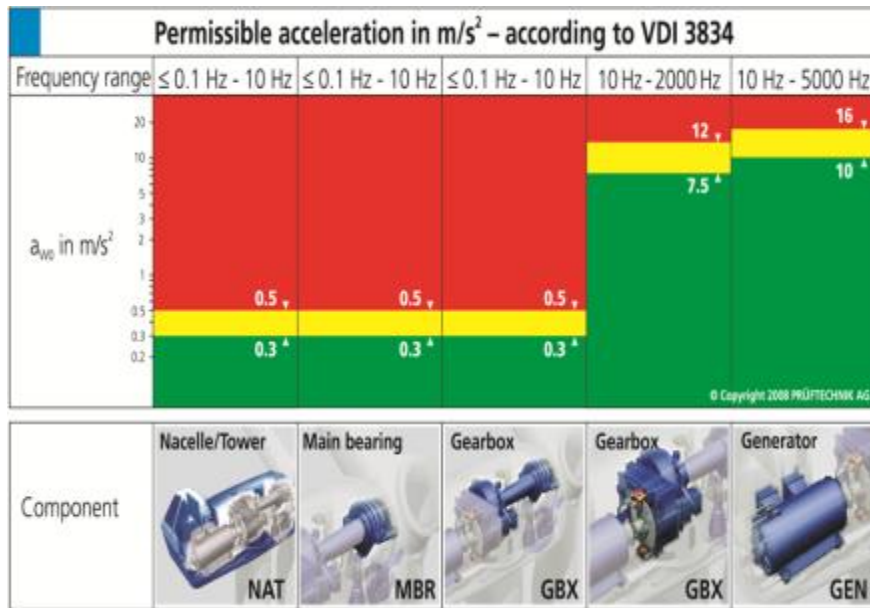


Figure 2-5 The permissible acceleration of vibration given in VDI 3834

3) 주파수 영역 분석 (Frequency domain analysis)

주파수 영역분석이란 시간 영역의 신호를 주파수 영역의 신호로 변화하여 각 주파수 마다의 주파수 대역별로 분해하여 표시하는 방법을 말한다. 주파수 영역분석은 신호를 주파수로 변환하여 분석하므로, 기계 진동에 대한 이상원인 파악을 위한 진단에는 보다 적합한 방법이라고 할 수 있다. 하지만 진동 신호의 경향을 파악하기 어렵고 신호 처리의 복잡성으로 인해 많은 양의 신호를 분석하는데 어려움이 있다[5].

시간적으로 연속하여 측정되는 신호파형을 FFT로 분석하기 위해서는 어느 유한 시간길이 T동안의 파형 데이터는 시간 폭 Δt 마다 이산적으로 샘플링되고, 그 시점마다의 값을 계산할 시에 DFT인 경우, 표본점들의 개수 N을 N^2 으로 변형을 해야 되고 표본점 사이의 간격이 일정할 시에 계산 시간을 줄이기 위해서 N을 $N\log N$ 으로 변형하여 FFT(Fast Fourier Transform)를 수행한다[16][17].

II. 정상신호 진동분석

1. 테스트 사이트 I (가시리 풍력발전단지)

제주에너지공사에서 운영하고 있는 가시리 풍력발전단지는 제주특별자치도 서귀포시 표선면 가시리에 위치하고 있다. 제주도 동쪽에 위치한 가시리 풍력발전단지는 내륙에 위치하여 있으며 평균 풍속 6.3m/s이며 주 풍향은 북서풍이다. 주변지형 특성으로는 대체적으로 평탄한 지형이며 단지의 서쪽에 대륙산이 있고 서쪽에 따개비 오름이 분포하고 있다. 가시리 풍력발전단지는 2012년 준공되었고 총 13개의 풍력발전시스템이 설치되어 운전 중이다.

Figure 3-1은 가시리 풍력발전단지의 위치 및 풍력발전시스템의 배치상태를 보여준다. 풍력발전시스템의 진동신호 경향을 연구하기 위하여 풍력발전단지 내에 다른 터빈들의 후류영향을 적게 받는 풍력발전시스템 a호기를 선정하여 상태감시시스템을 설치하였으며 2015년 5월에 설치되어 진동 신호 데이터를 취득 중에 있다. 취득된 데이터는 상태감시시스템의 데이터 취득 장치(DAQ)에 저장되며 원격 모니터링 소프트웨어를 통해 실시간 데이터 체크를 하며 해당 시기 진동데이터를 통해 풍력발전시스템의 구성품들의 상태를 확인 할 수 있다.



Figure 3-1 Layout of wind turbine and location of Gasiri wind farm

2. 테스트 풍력발전시스템 사양

가시리 풍력발전시스템 a호기는 풍력발전시스템의 정상상태에서의 진동신호경향을 분석하기 위하여 선택되었으며, Figure 3-2는 해당 터빈의 설치모습과 주변전경을 보여준다. Table 1은 해당 풍력발전시스템의 사양을 보여준다.



Figure 3-2 View of the wind turbine under test in Gasiri wind farm

Table 1 The specification of the wind turbine installed in Gasiri wind farm

Test site	Gasiri wind farm
Wind turbine	a th wind turbine
Model	HJWT77
Rated power output	1.5MW
Diameter of rotor[m]	70
Height of tower[m]	69.5
Speed of blade[RPM}	17.02
Gearbox type	Planetary gearbox
Gear ratio	109.291

3. 상태감시시스템 사양

상태감시시스템은 풍력발전시스템의 진동신호를 취득하여 정상 신호들에 대한 통계 처리를 통해 취득된 신호가 결함기준을 초과하는지를 검사하여 운영자에게 고장상태 정보를 제공한다. 또한 본 연구에 사용된 상태감시시스템은 전형적인 풍력발전시스템의 구성 부품인 로터, 메인베어링, 기어박스, 제네레이터에 가속도계와 RPM 센서를 설치하여 진동 신호를 취득하였다. Figure 3-3은 상태감시시스템의 센서 설치 위치를 보여준다. 설치된 가속도 센서는 압전소자 재료로 제작되었으며 기계적 운동에너지를 전기적 신호로 변환하여 데이터를 취득한다.

가시리 α 호기에는 총 8개의 가속도 센서와 1개의 RPM센서가 설치되어 있다. 풍력발전시스템의 메인베어링에는 1번 가속도 센서와 RPM센서가 설치되었고 기어박스에는 2번 가속도 센서(인풋베어링, Input bearing), 3번 가속도 센서(링기어, Ring gear), 4번 가속도 센서(엑시얼 저속축, Axial Low speed shaft), 5번 가속도 센서(라디얼 저속축, Radial Low speed shaft), 6번 가속도 센서(고속축, High speed shaft) 가속도 센서가 설치되어 있다. 제네레이터에는 7번 가속도 센서(앞단, Drive end), 8번 가속도 센서(뒷단, Non drive end) 가속도 센서가 설치되어 있다.

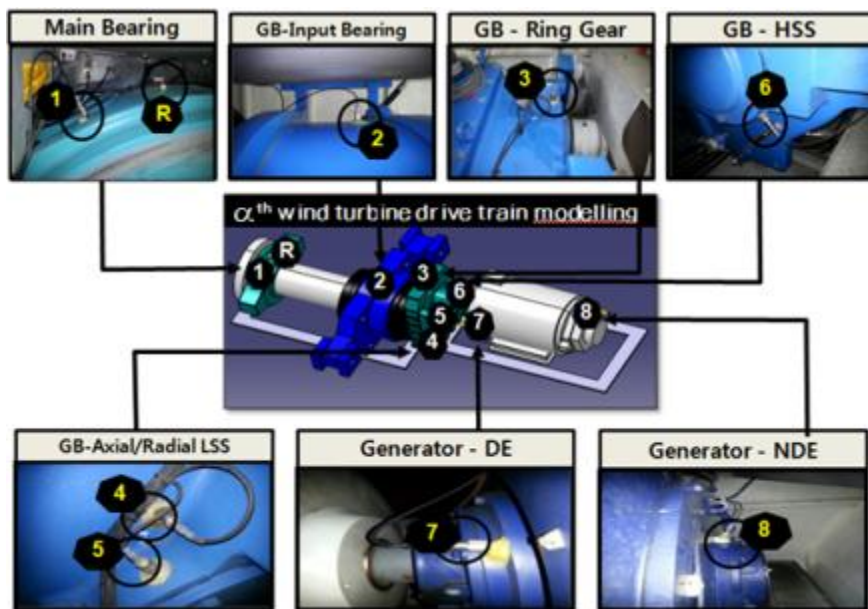


Figure 3-3 The sensor location of CMS in a α th wind turbine under test

Table 2는 α호기에 설치된 상태감시시스템의 사양을 보여준다.

Table 2 The specification of condition monitoring system in ath wind turbine under test

Model	M-system MK2	
Date Aquisition System	ACC sensor	8 [ch]
	RPM sensor	1 [ch]
	ESD Protection	20 V rms
	Operation Temp	-30 ~ +60℃
ACC sensor	Sensitivity of sensor	± 5%, 2℃, 100mV/g
	Frequency range	0.5 ~ 14 kHz
Analysis software	TCM ocular (Gram & Jurl)	

4. 시간 영역의 진동 분석

1) 기초 진동 신호

Figure 3-4는 가속도 센서를 통해 취득한 가시리 α호기 메인 베어링의 기초 진동 신호 이다. 1.56초 동안에 발생한 신호이며 0을 기준으로 양(+)과 음(-)을 오가며 진동 운동을 하고 있음을 관찰 할 수 있다.

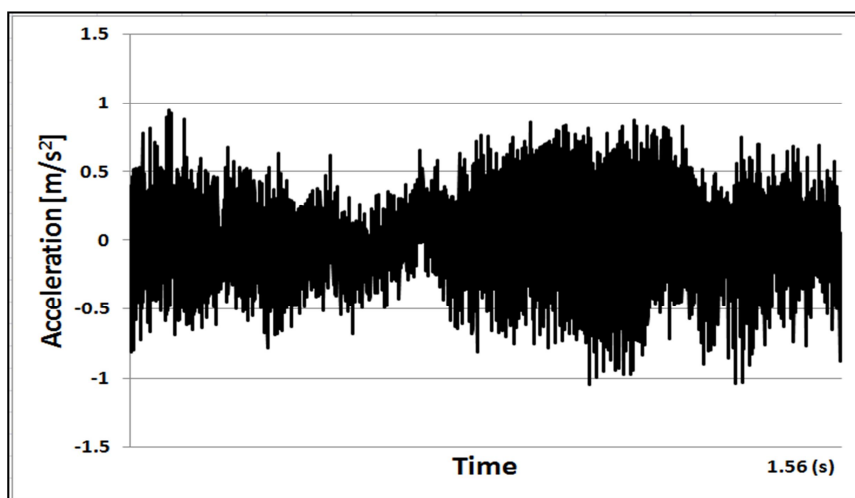


Figure 3-4 The basic signals of the main bearing

2) 트렌드 분석

Figure 3-5은 가시리 α호기의 각 구성품의 트렌드 분석을 보여준다. 해당 분석은 시간에 따른 RMS(Root Mean Square)값이며, 데이터 취득 일자는 2016년 2월 24일부터 2016년 4월 30일까지이다. 해당 데이터에 진동 레벨 규격인 VDI 3834를 적용하여 보았을 때에 구성품들의 진동 가속도 값을 규격에서 제시하는 정상 신호(Normal line) 레벨과 비교 시에 가시리 α호기의 대부분의 부품들이 정상적으로 작동되고 있음을 판단할 수 있다. 풍력발전시스템의 운전 상태에 따라 RMS값이 증가하고 감소하고 있으며 정도의 차이는 있으나 다른 구성품 임에도 진동 가속도 값의 경향은 비슷하게 관찰된다. 메인 베어링에서는 진동 가속도의 RMS 최대값이 평균적으로 1m/s^2 에서 분포하고 있다. 기어박스 인풋 베어링에서는 데이터 취득 상태가 불량으로 관찰되고 있다. 기어박스 링기어와 액시얼 저속축은 진동 가속도의 RMS 최대값이 대체적으로 $4\sim 5\text{m/s}^2$ 에서 분포하고 있다. 기어박스 라디얼 저속축은 대체적으로 $2\sim 3\text{m/s}^2$ 에서 분포하고 있으며 기어박스 고속축, 제네레이터 앞단과 뒷단에서는 대체적으로 $4\sim 5\text{m/s}^2$ 에서 분포하고 있다.

예외의 경우를 살펴보면, 2016년 2월 24일 경 제네레이터 앞단의 경우, 진동 가속도 값이 최대 35m/s^2 의 값이 관찰되고 있고 이는 일시적인 현상으로서 해당 시기에 기계적인 충격이 있었을 것으로 판단된다. [25]

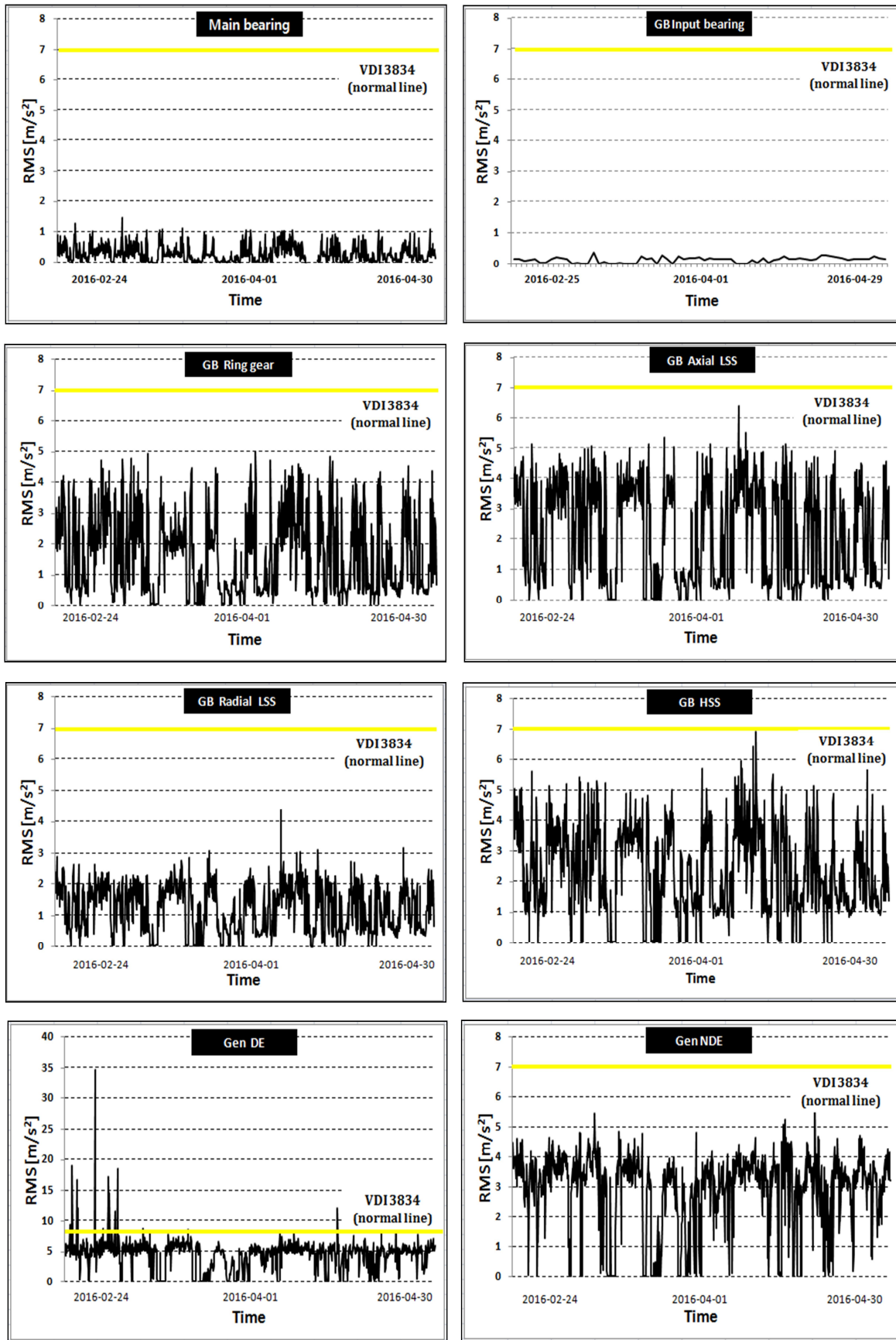


Figure 3-5 The acceleration trend of all components in a th wind turbine

5. 주파수 영역의 진동 분석

Figure 3-6은 가시리 a호기의 진동 신호를 FFT로 변환하여 나타낸 스펙트럼 분석을 보여준다. 스펙트럼 분석의 범위는 0~400Hz 주파수 대역대이며 진동 가속도 값은 대체적으로 $0.9\sim 3\text{m/s}^2$ 미만으로 관찰되고 있다. 메인 베어링의 경우, 저주파수 대역대에서 진동 값이 관찰되고 있으며 메인 베어링의 1배수 성분이 관찰되고 30.6[Hz] 구간에서 유성기어의 기어 맞물림 주파수 1배수 성분이 관찰된다. 기어박스 인풋 베어링의 경우, 30.6Hz 구간에서 유성기어의 기어 맞물림 주파수 1배수 성분이 관찰되고 약 30~50Hz간격으로 2배수, 3배수, 4배수성분이 관찰되고 있다. 기어박스 링기어의 경우, 30.6Hz 구간에서 유성기어의 기어 맞물림 주파수 1배수 성분이 관찰되고 있다. 기어박스 액시얼 저속축의 경우, LSS 1배수 성분과 메인베어링 1배수 성분이 관찰되고 30.6Hz구간에서 유성기어의 기어 맞물림 주파수 1배수와 30[Hz]간격에서 2배수 성분이 관찰되고 있다. 기어박스 라디얼 저속축의 경우도 기어박스 액시얼 저속축과 근접한 위치하여 있으므로 비슷한 경향의 성분이 관찰되고 있다. 기어박스 고속축의 경우, 중속축의 1배수 성분과 유성기어의 기어 맞물림 주파수 1배수 성분이 관찰되고 30.6Hz구간에서 고속축 1배수와 30~50Hz 간격으로 2배수, 3배수 성분이 관찰되고 있다. 제네레이터 앞단의 경우, 150Hz 구간에서 발전기 앞단 베어링의 내륜 성분이 관찰되고 있다. 제네레이터 뒷단의 경우, 100Hz구간에서 1배수 성분, 200Hz 구간에서 2배수 성분이 관찰되고 있다.

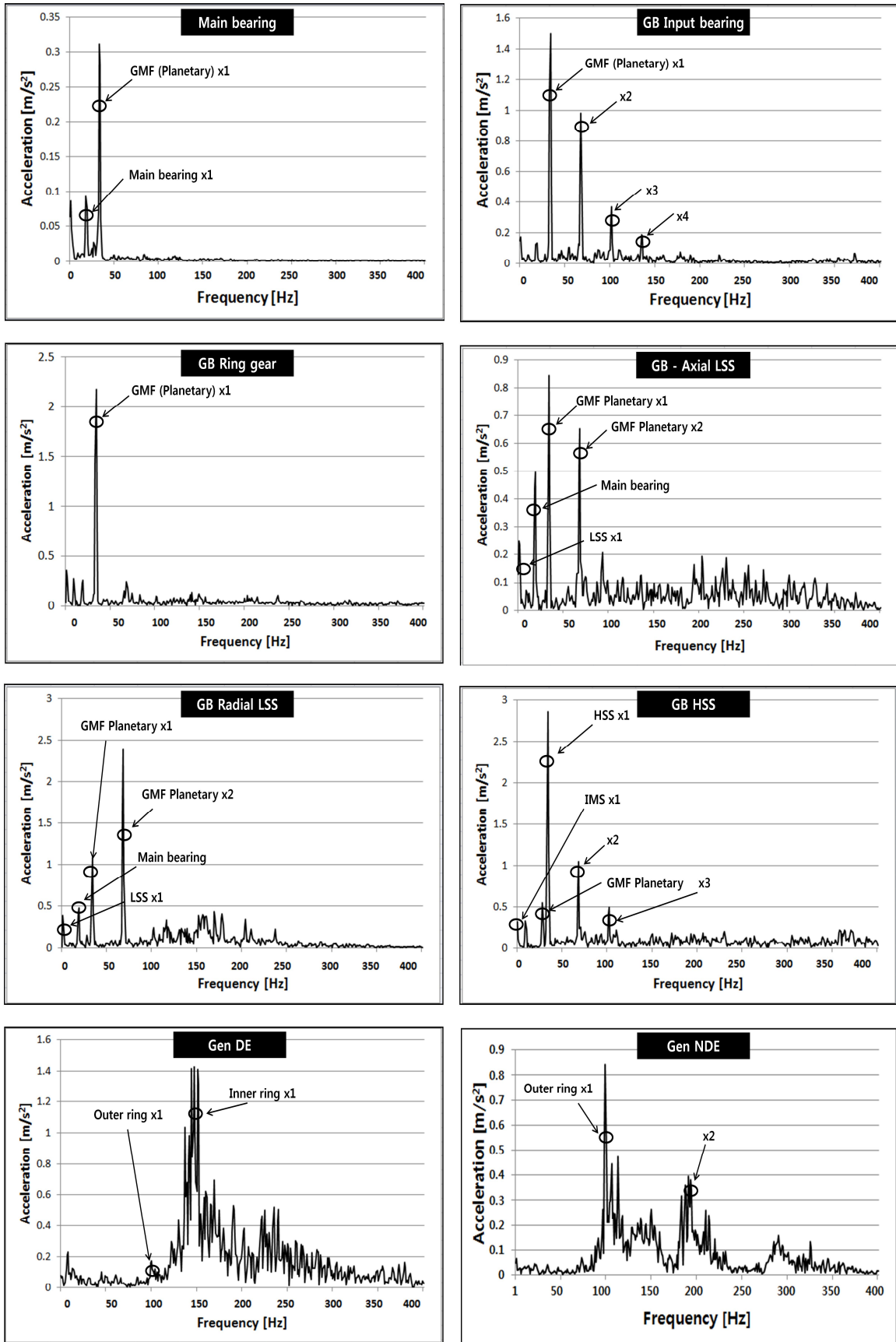


Figure 3-6 FFT Spectrum analysis of all components in a th wind turbine

Ⅲ. 기어박스 고장결함진단 진동분석

1. 테스트 사이트 II (성산 풍력발전단지)

한국남부발전에서 운영하고 있는 성산 풍력발전단지는 제주특별자치도 서귀포시 성산을 수산리에 위치하고 있다. 제주도 동쪽에 위치한 성산 풍력발전단지는 내륙에 위치하여 있으며 오름에 둘러싸여 있고 비교적 복잡지형이나 평균 풍속 7m/s의 풍부한 풍력자원을 가지고 있다. 성산 풍력발전단지는 성산풍력 I 단계와 II 단계로 나누어 풍력발전시스템이 설치되었으며, I 단계가 2009년, II 단계가 2010년에 상업운영이 시작되었고 Vestas V80-2MW 풍력발전시스템 10기가 운영되고 있다[28]. Figure 4-1은 성산 풍력발전단지의 위치 및 풍력발전시스템의 배치상태를 보여준다. 설치된 풍력발전시스템 전호기에 상태감시시스템이 설치되어 있으며 2015년 5월에 설치되어 진동 신호 데이터를 취득 중에 있다. 풍력발전시스템 기어박스의 고장결함 신호의 경향을 연구하기 위하여 β 호기를 선정하여 분석하였다.



Figure 4-1 Layout of wind turbines and location of Seongsan wind farm

2. 테스트 풍력발전시스템 사양

성산 풍력발전시스템 β호기는 풍력발전시스템의 진동 신호 경향을 분석하기 위하여 선택되었으며 Figure 4-2는 해당 터빈의 모습과 주변전경을 보여준다. Table 3은 해당 터빈의 사양을 보여준다.



Figure 4-2 View of wind turbines under test in Seongsan wind farm

Table 3 The specification of installed wind turbine in Seongsan wind farm

Test site	Seongsan
Wind turbine	β th wind turbine
Longitude / Latitude	126° 50'14.35"E / 33°26'27.09"N
Model	VESTAS V80
Rated power output	2 MW
Diameter of rotor[m]	80
Height of tower[m]	100
Speed of blade	16.7
Gearbox type	Spur (2) / Planetary (1)
Gear ratio	1 : 101

3. 상태감시시스템 사양

Figure 4-3은 상태감시시스템의 센서 설치 위치를 보여준다. 해당 상태감시시스템은 성산, 한경 풍력발전단지의 β 호기, γ 호기에 설치되었다. 풍력발전시스템에 총 7개의 가속도 센서와 1개의 RPM센서가 설치되어 있으며 메인베어링에는 1번 가속도센서가 설치되었고 기어박스에는 2번(저속축 앞단, LSSF), 3번(저속축 뒷단, LSSR), 4번(고속축 앞단, HSSF), 5번(고속축 뒷단, HSSR)가속도 센서가 설치되어 있다. 또한 제네레이터에는 6번(앞단, DE), 7번(뒷단, NDE)가속도 센서가 설치되어 있고 제네레이터 앞단에 RPM센서가 설치되어 있다. Table 4는 성산과 한경에 설치된 상태감시시스템의 사양을 보여준다.

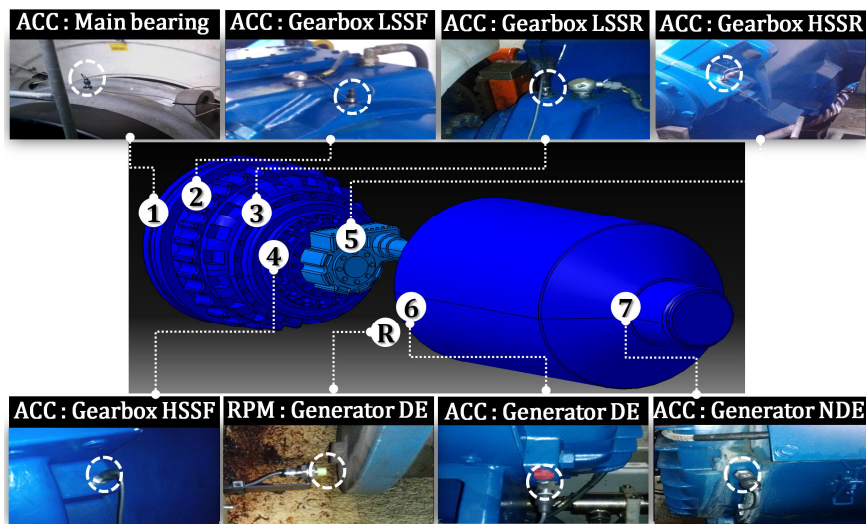


Figure 4-3 The sensor location of CMS in β th wind turbine under test

Table 4 The specification of CMS installed in Seongsan and Hankyeong wind farm

Equipment	Specification	
Data acquisition system	ACC input channel	8 [ch]
	Digital input channel	5 [ch]
	Input power	RPM, Temperature, etc
	Operation temperature	-20 ~ 55 °C
Acceleration sensor	Frequency band	0.1 ~ 10 [kHz]
	Maximum acceleration	110[m/s ²]
	Temperature	-20 ~ 110 °C

4. 시간 영역의 분석

1) 트렌드 분석

Figure 4-4는 성산 풍력발전단지 β호기에 기어박스 저속축 뒷단(LSSR)과 고속축 앞단(HSSF)에 설치된 가속도 센서를 통해 취득한 진동 신호 데이터를 트렌드 분석한 결과를 보여준다. 해당 분석은 시간에 따른 RMS(Root Mean Square)값이고, 데이터 취득 일자는 2014년 1월 17일부터 2015년 12월 17일까지이다. 3가지 케이스로 분류하여 고장 전, 고장 시, 수리 후로 나뉘며, 케이스 1은 2014년 8월 17일 부근 시점이며 풍력발전시스템 기어박스가 고장나기 전의 데이터이다. 케이스 2는 2015년 5월 17일 부근 시점이고 기어박스가 고장 난 때의 데이터이다. 케이스 3은 2015년 12월 17일 부근 시점이고 기어박스를 수리한 후의 데이터이다. 해당 기어박스의 저속축 뒷단(LSSR)과 고속축 앞단(HSSF)은 센서 위치가 근접하므로 두 데이터는 비슷한 경향성을 보이고 있다. 고장이 난 시기의 데이터의 경우, RMS값이 증가하였고 진동 규격인 VDI3834에서 제시하는 정상 신호 라인의 7m/s^2 를 넘고 있으며 해당 부근에 결함과 관련된 사항이 있을 것으로 판단된다. 고장이 나기 전의 데이터와 수리 후의 데이터의 경우 RMS값이 고장이 나기 전은 4m/s^2 에 분포하고 있으며, 수리 후에는 2m/s^2 에 분포하고 있다. 해당 두 시기에는 결함의 정도가 낮거나 해결 된 상태인 것으로 판단된다.

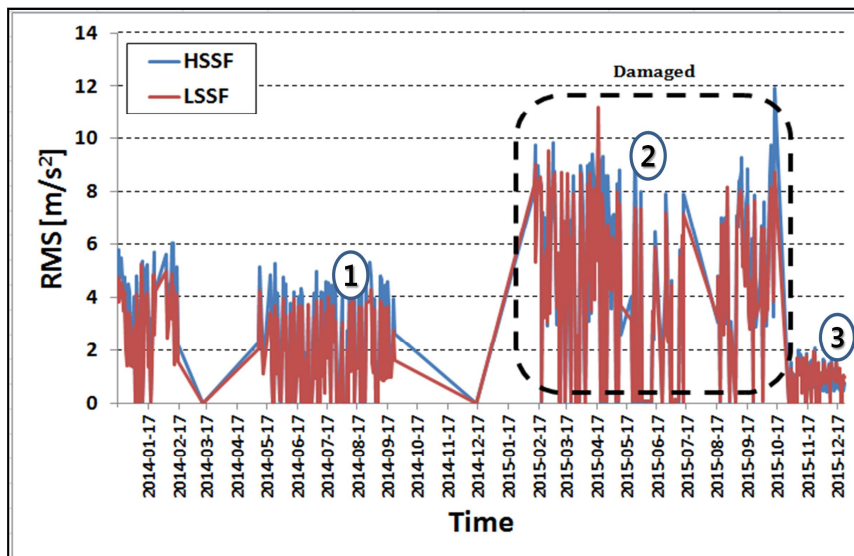


Figure 4-4 Trend signals of HSSF and LSSF in gearbox of βth wind turbine

2) 확률밀도 분석

Figure 4-5는 β 호기 기어박스 저속축 뒷단(LSSR)의 진동데이터를 3가지 케이스에 따라 확률밀도함수를 이용하여 재분류하였고, 이는 해당 부품의 상태에 따른 진동 신호의 분포를 보여준다. 정규분포 또는 가우스분포는 연속 확률 분포의 하나이며, 정규 분포는 수집된 자료의 분포를 근사하는데 자주 사용되며, 이는 중심 극한 정리에 의하여 독립적인 확률변수들의 평균은 정규분포에 가까워지는 성질이 있기 때문이다. 케이스 1은 해당 부품에 고장이 일어나기 전의 진동분포 이고 케이스 2는 고장이 일어난 시기의 진동분포이다. 고장이 일어난 시기의 진동분포의 경우 고장으로 인한 진동 편차 값이 넓게 분포하며 고장이 일어나기 전의 경우는 진동분포의 진동 편차 값이 0에 가까워 뾰족한 모양으로 관찰된다. 케이스 3인 수리 후의 경우는 0에 가까운 진동 편차 값이 더 많으므로 진동 분포가 더 뾰족한 모양으로 관찰된다.

Figure 4-6는 β 호기 기어박스 고속축 앞단(HSSF)의 진동데이터를 3가지 케이스에 따라 확률밀도함수를 이용하여 재분류 한 결과이며 경향은 저속축 뒷단과 비슷하다. 특이점으로 저속축 뒷단에서보다 고속축 앞단의 수리 후의 진동 분포의 진동 편차 값이 0에 가까운 값이 많아 더 뾰족한 모양으로 관찰된다. 케이스 1은 해당 부품에 고장이 일어나기 전의 진동분포 이고 케이스 2는 고장이 일어난 시기의 진동분포이다. 고장이 일어난 시기의 진동분포의 경우 고장으로 인한 진동 편차 값이 넓게 분포하며 고장이 일어나기 전의 경우는 진동분포의 진동 편차 값이 0에 가까워 뾰족한 모양으로 관찰된다. 케이스 3인 수리 후의 경우는 0에 가까운 진동 편차 값이 더 많으므로 진동 분포가 더 뾰족한 모양으로 관찰된다.

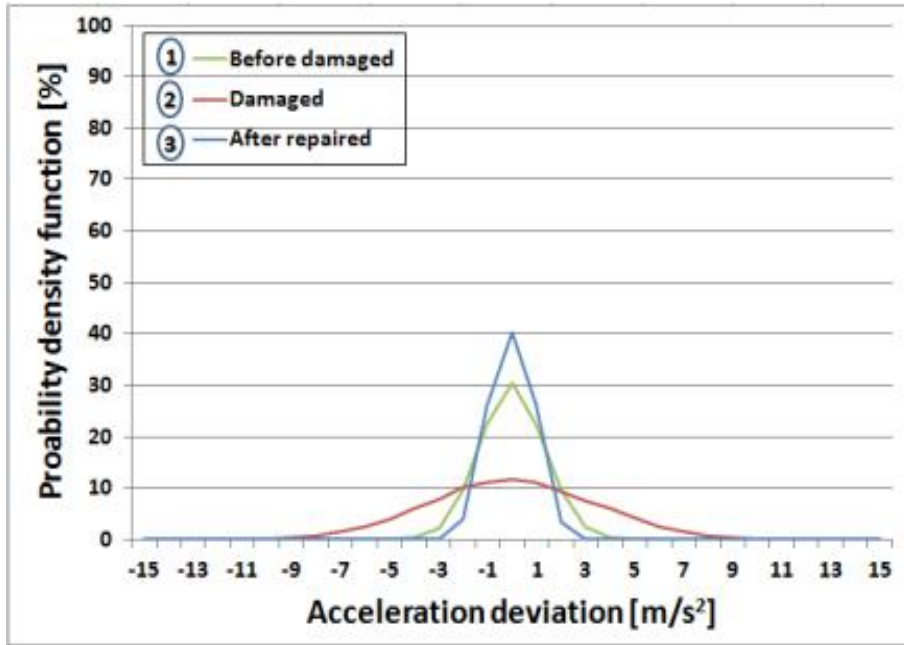


Figure 4-5 Probability density of acceleration deviation in LSSR of β th wind turbine

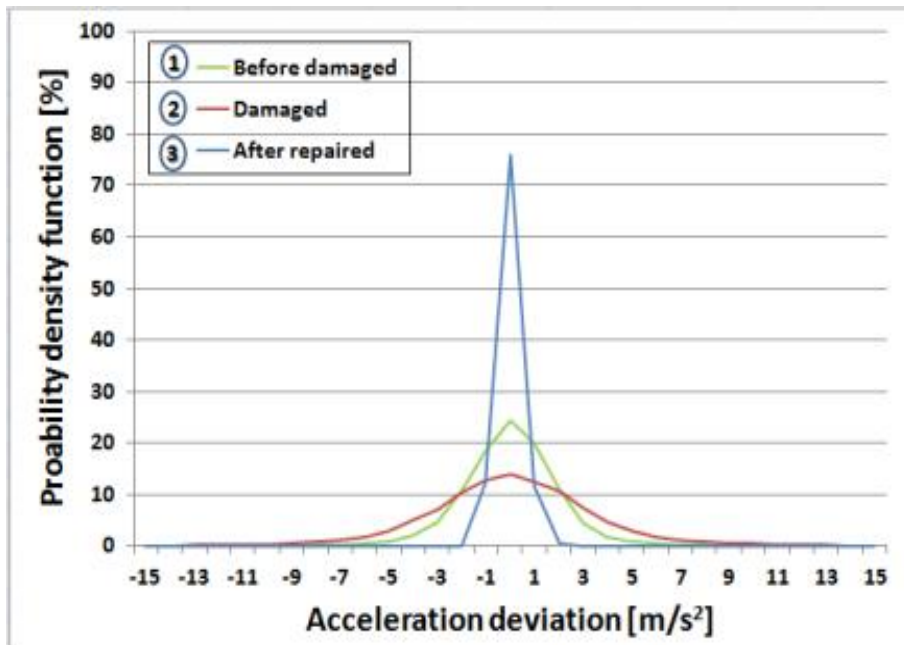


Figure 4-6 Probability density of acceleration deviation in HSSF of β th wind turbine

3) 통계적 파라미터 분석

통계적 변수 중 Peak값은 극한진동과 관련이 있으며, 베어링 초기 결함 진단 시 이용된다. RMS값은 피로 진동과 관련이 있으며 누적된 충격에 의한 결함을 진단 시 이용된다. 파고율(Crest Factor)은 Peak대 RMS값의 비로서 평균 내어 극한값이 얼마나 편차가 있는지 나타내는 변수이며, 각종 파형에서 날카로운 정도를 나타내고 극한 하중과 피로하중 중에 어떠한 하중에 의해 진동이 발생하는지를 판단해주는 기준으로 사용된다. Table 5는 3가지 케이스에 대한 통계적 변수들을 이용한 시간영역 분석을 한 결과를 보여준다. 케이스 1은 고장 전(Before damaged), 케이스 2는 고장 시(Damaged), 케이스 3은 수리 후(After repaired)이다. 기어박스 저속축 뒷단(LSSR)의 경우, 케이스 2에서 Peak값이 증가하였고 케이스 3에서 Peak값이 줄어들음을 확인하였다. RMS값은 1.72, 1.05, 0.97로 일정한 비율로 유지되었다. 이로 인해 케이스 2인 고장 시에 Peak값이 증가하였고 파고율도 증가하였음을 확인하였다. 기어박스 고속축 앞단(HSSF)의 경우, 케이스 2에서 Peak값이 증가하였고 케이스 3에서 Peak값이 줄어들음을 확인하였다. 이를 통해 고장 시에 Peak값이 증가함을 확인하였다. 또한 Crest Factor의 경우는 RMS값에 따라 변동하며 기어박스 저속축 뒷단(LSSR)의 경우에는 Peak값의 경향과 비슷하였으나 기어박스 앞단(HSSF)의 경우에는 경향이 다르게 관찰되었다. 이를 통해서 시간영역 분석에서 위 3가지 파라미터가 고장 진단을 판별하는데 유효함을 확인할 수 있었다.

Table 5 The time domain statistics of HSSF and LSSR in gearbox of β th wind turbine of Seongsan wind farm

Component	Parameter	Before damaged	Damaged	After repaired
LSSR	Peak	5.55	14.91	2.9
	RMS	1.72	1.05	0.97
	Crest Factor	3.23	14.14	2.98
HSSF	Peak	10.18	14.93	1.92
	RMS	2.86	3.56	0.18
	Crest Factor	3.56	4.9	10.52

5. 주파수 영역의 분석

Figure 4-7은 1개의 유성기어와 2개의 평기어로 구성된 전형적인 풍력발전시스템 기어박스의 구조를 보여준다. 앞서 진행한 시간영역의 분석을 통해 기어박스의 저속축 뒷단(LSSR)과 고속축 앞단(HSSF)에 고장결함이 의심이 되었고, 이에 대한 정확한 고장결함진단을 내리기 위하여 주파수 영역의 분석을 통해 스펙트럼 분석을 실시하였다.

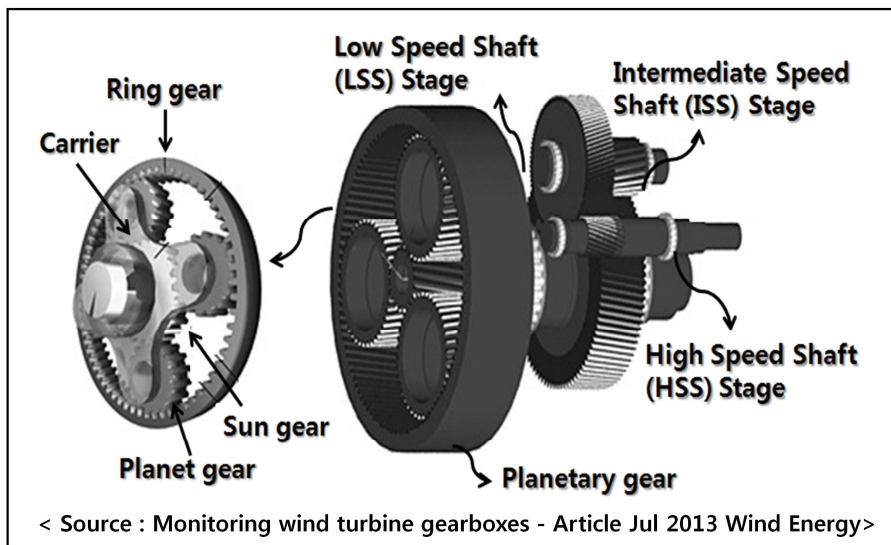


Figure 4-7 Typical 3 stages with 1 planetary and 2 parallel stages gearbox of a wind turbine

Figure 4-8은 가시리 β 호기 저속축 앞단(LSSR)의 해당 데이터를 스펙트럼 분석을 하여 기어박스의 주파수 대역에 따른 고장 결함 진단의 결과를 보여준다. 해당 케이스의 경우, 고장이 나기 전의 데이터에서는 129Hz에서 저속축의 기어 맞물림 주파수 1배수 성분이 관찰되었고, 1029Hz에서 8배수 성분이 관찰되었다. 고장이 난 시기의 데이터에서는 앞의 경우와 다르게 8000Hz부터 12000Hz까지의 진동신호가 관찰되었다. 이는 본래의 기어박스에서 발생하는 진동이 아닌 기어오일 펌프에서 발생한 캐비테이션에 의한 진동으로 판단된다. 캐비테이션(cavitation)이란 유체의 속도 변화에 의한 압력 변화로 인해 유체 내에 공동이 생기는 현상을 말하며 공동현상이라고도 한다. 이 현상은 관내 유로의 직경이 바뀌는 노즐에서 실험적으로 쉽게 확인할 수 있다. 그런데 유체의 속도가 빨라짐으로 인해 발생한 기포가 다시 유체의 압력이 포화수증

기압보다 높아질 경우 급격히 기체로 변하게 되는데, 그로 인해 높아진 압력에 의해 배의 프로펠러나 펌프의 임펠러 등에 충격을 주며 소음과 진동 및 마모 현상을 야기한다. 이러한 현상을 캐비테이션 부식(Cavitation Corrosion) 또는 캐비테이션 손상(Cavitation damage)이라고도 한다[18]. 이러한 캐비테이션 현상은 2015년 2월 1일 경부터 발생하여 기어박스에 설치된 가속도 센서에 진동 가속도 값이 측정 된 것으로 확인하였다. Figure 4-9은 기어박스 고속축(HSSF)의 데이터를 스펙트럼 분석한 결과를 보여준다. 해당 케이스의 경우 고장이 나기 전의 데이터에서는 722Hz에서 고속축 기어 맞물림 주파수 1배수 성분이 발생하였고, 배수 성분으로 2배수, 3배수, 4배수, 5 배수 성분이 관찰된다. 저속축의 경우와 동일하게 캐비테이션 현상이 나타나고 있다.

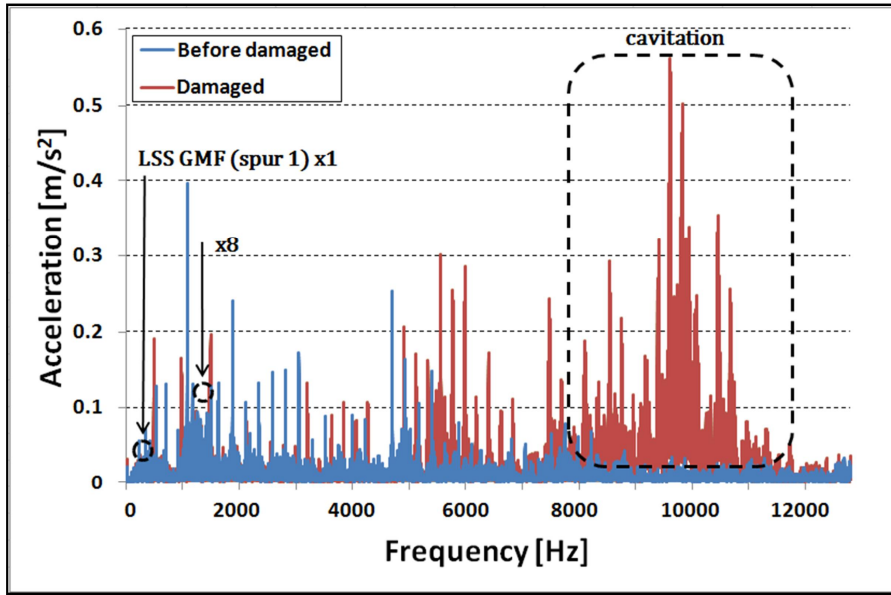


Figure 4-8 FFT Spectrum analysis of LSSR in gearbox of β rd wind turbine

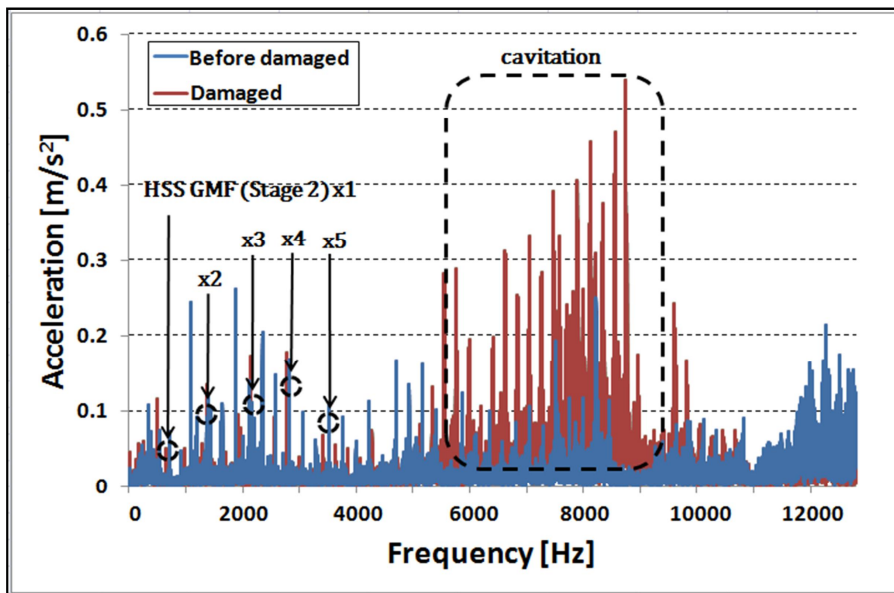


Figure 4-9 FFT Spectrum analysis of HSSF in gearbox of β rd wind turbine

Figure 4-10는 저속축 뒷단(LSSR)과 고속축 앞단(HSSF)에서 수리 후 측정된 진동 스펙트럼 분석의 결과를 보여준다. 기어박스의 기어오일을 공급해주는 offline pump suction의 고장으로 진동이 발생하였고, 이를 수리한 후에 진동 신호의 스펙트럼에서는 진동 가속도의 진폭 값이 현저히 저감한 것이 관찰되었다.

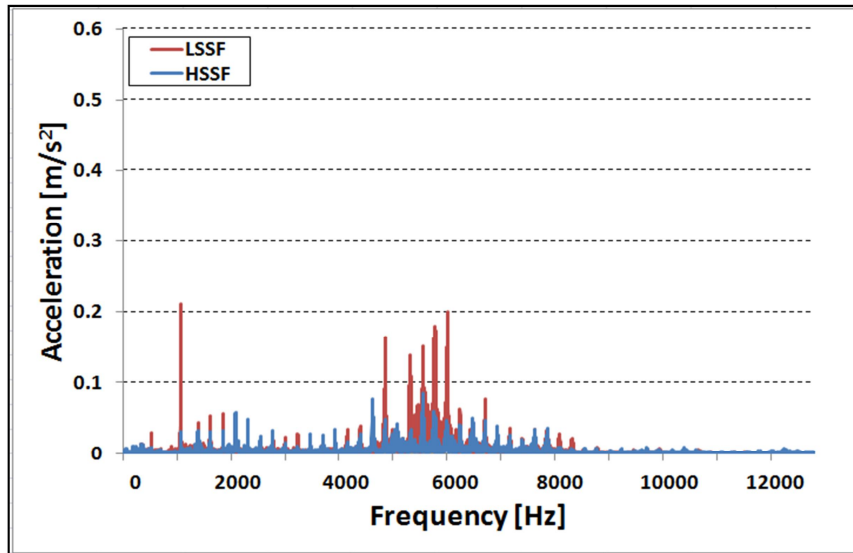


Figure 4-10 FFT spectrum analysis after the repair of the offline pump suction hose

6. 고장 결함 진단

Figure 4-11은 offline pump suction 수리 전 후의 유지보수 활동을 보여준다.

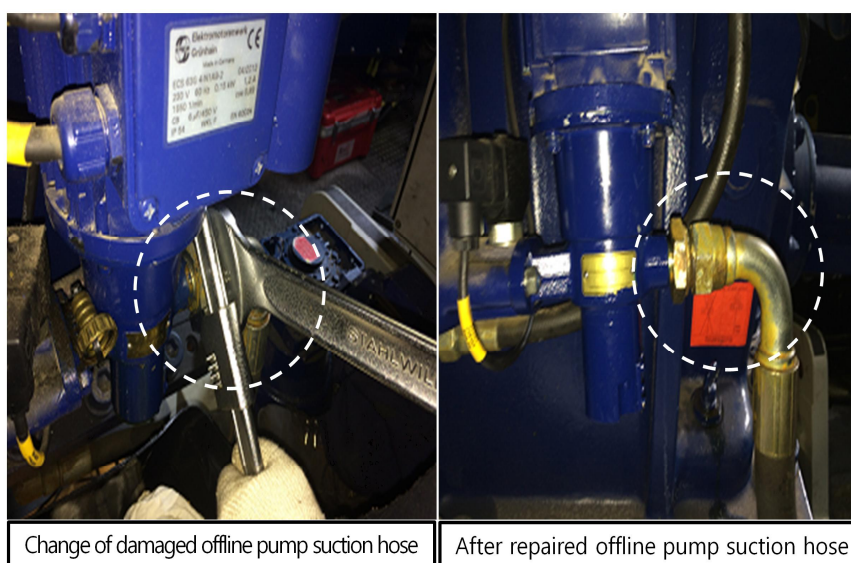


Figure 4-11 Repair of offline pump suction hose

IV. 제네레이터 고장결함진단 진동분석

1. 테스트 사이트 III (한경 풍력발전단지)

한국남부발전에서 운영하고 있는 한경 풍력발전단지는 제주특별자치도 제주시 한경면 신창리에 위치하고 있다. 제주도 서쪽에 위치한 한경 풍력발전단지는 해안가에 위치하여 있으며 평균 풍속 7.5m/s의 풍부한 풍력자원을 가지며, 지형은 매우 평탄하고 해안가에 위치하여 있다. 한경 풍력발전단지는 한경풍력 I 단계와 II 단계, 그리고 제주도청의 그린 빌리지 사업으로 총 11기의 풍력발전시스템이 운영 중이고 본 논문에서는 9호기까지의 터빈을 대상으로 하였다. Figure 5-1은 한경 풍력발전단지의 위치 및 풍력발전시스템의 배치상태를 보여준다. 설치된 풍력발전시스템 전호기에 상태감시시스템이 설치되어 있으며 2015년 5월에 설치되어 진동 신호 데이터를 취득 중에 있다. 풍력발전시스템 제네레이터의 고장결함 신호의 경향을 연구하기 위하여 8호기를 선정하여 분석하였다.

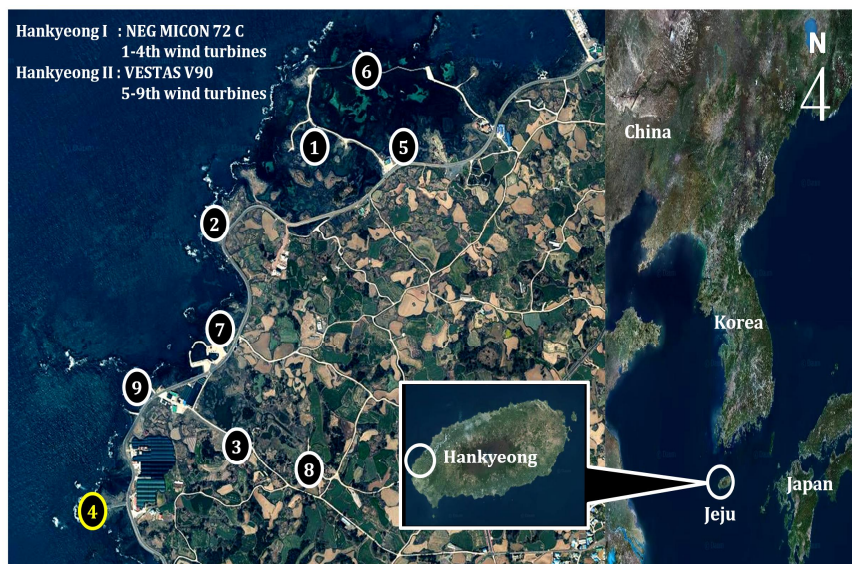


Figure 5-1 Layout of wind turbines and location of Hankyeong wind farm

2. 테스트 터빈 사양

한경 풍력발전시스템 γ 호기는 풍력발전시스템의 진동 신호 경향을 분석하기 위하여 선택되었으며 Figure 5-2는 해당 터빈의 모습과 주변전경을 보여준다. Table 6은 해당 터빈의 사양을 보여준다.



Figure 5-2 View of wind turbines under test in Hankyeong wind farm

Table 6 The specification of wind turbine installed in Hankyeong wind farm

Test site	Hankyeong
Wind turbine	γ th wind turbine
Longitude / Latitude	126° 9'43.31"E / 33°20'2.10"N
Model	NEG Micon 72C
Rated power output	1.5 MW
Diameter of rotor	72m
Height of tower	98m
Blade RPM	17.3 rpm
Gearbox type	Spur (2) / Planetary (1)
Gear ratio	1 : 100.5

3. 시간 영역의 분석

1) 트렌드 분석

Figure 5-3은 한경 풍력발전단지 y호기에 제네레이터 앞단(DE)과 뒷단(NDE)에 설치된 가속도 센서를 통해 취득한 진동 신호 데이터를 트렌드 분석한 결과를 보여준다. 해당 분석은 시간에 따른 RMS(Root Mean Square)값이고, 데이터 취득 일자 는 2014년 1월 1일부터 2014년 12월 16일까지이다. 3가지 케이스로 분류하여 고장 전, 고장 시, 수리 후로 나뉘며, 케이스 1은 2014년 2월 12일 부근 시점이며 풍력발전시스템 제네레이터가 고장나기 전의 데이터이다. 케이스 2는 2014년 9월 8일 부근 시점이고 제네레이터가 고장 난 시점의 데이터이다. 케이스 3은 2014년 11월 1일 부근 시점이고 제네레이터를 수리한 후의 데이터이다. 해당 제네레이터의 앞단(DE)과 뒷단(NDE)은 센서 위치가 떨어져 있으므로 두 데이터는 비교적 다른 양상을 보이고 있다. 고장이 난 시기의 데이터의 경우, RMS값이 급격하게 증가하였고 진동 규격인 VDI3834에서 제시하는 정상 신호 라인의 7m/s^2 를 넘고 있으며 최대 70m/s^2 까지 RMS값이 증가하여 해당 부근에 결함과 관련된 사항이 있을 것으로 판단된다. 고장이 나기 전의 데이터와 수리 후의 데이터의 경우 RMS값이 고장이 나기 전은 10m/s^2 에 분포하고 있으며, 수리 후에는 8m/s^2 에 분포하고 있다. 해당 두 시기에는 결함의 정도가 낮거나 해결 된 상태인 것으로 판단된다.

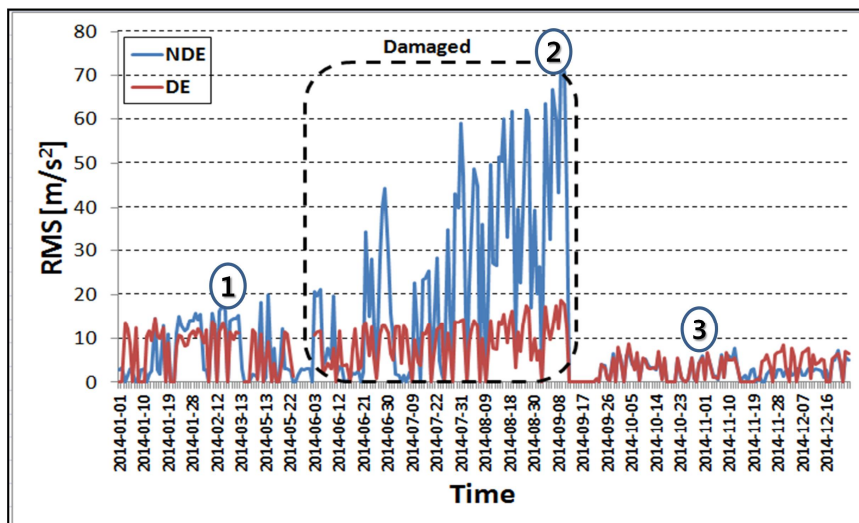


Figure 5-3 Trend signals of DE and NDE on generator of yth wind turbine

2) 확률밀도분포 분석

Figure 5-4은 γ 호기 제네레이터 앞단(DE)의 진동데이터를 3가지 케이스에 따라 확률밀도함수를 이용하여 재분류하였고, 이는 해당 부품의 상태에 따른 진동 신호의 분포를 보여준다. 케이스 1은 해당 부품에 고장이 나기 전의 진동분포 이고 케이스 2는 고장이 난 시기의 진동분포이다. 케이스 1과 2는 거의 비슷한 분포를 보이고 있으며 고장이 비교적 오랜 시기동안 유지 되었을 것으로 예상된다. 케이스 3은 수리 후의 진동 분포이며 진동이 0을 기준으로 집중되어 관찰된다. Figure 5-5는 γ 호기 제네레이터 뒷단(NDE)의 진동 폼 데이터를 3가지 케이스에 따라 확률밀도함수를 이용하여 재분류한 결과를 보여준다. 케이스 1은 해당 부품에 고장이 일어나기 전의 진동분포 이고 케이스 2는 고장이 일어난 시기의 진동분포이다. 고장이 일어난 시기의 진동분포의 경우 고장으로 인한 진동 편차 값이 넓게 분포하며 고장이 일어나기 전의 경우는 진동분포의 진동 편차 값이 0에 가까워 뾰족한 모양으로 관찰된다. 케이스 3인 수리 후의 경우는 0에 가까운 진동 편차 값이 더 많으므로 진동 분포가 더 뾰족한 모양으로 관찰된다. 특이점으로 앞단(DE)에서보다 뒷단(NDE)의 수리 후의 진동 분포의 진동 편차 값이 0에 가까운 값이 많아 더 뾰족한 모양으로 관찰된다. 케이스 2의 진동분포의 경우 고장으로 인한 진동 편차 값이 넓게 분포하며 케이스 1의 경우는 진동 분포의 진동 편차 값이 0에 가까워 뾰족한 모양으로 관찰된다.

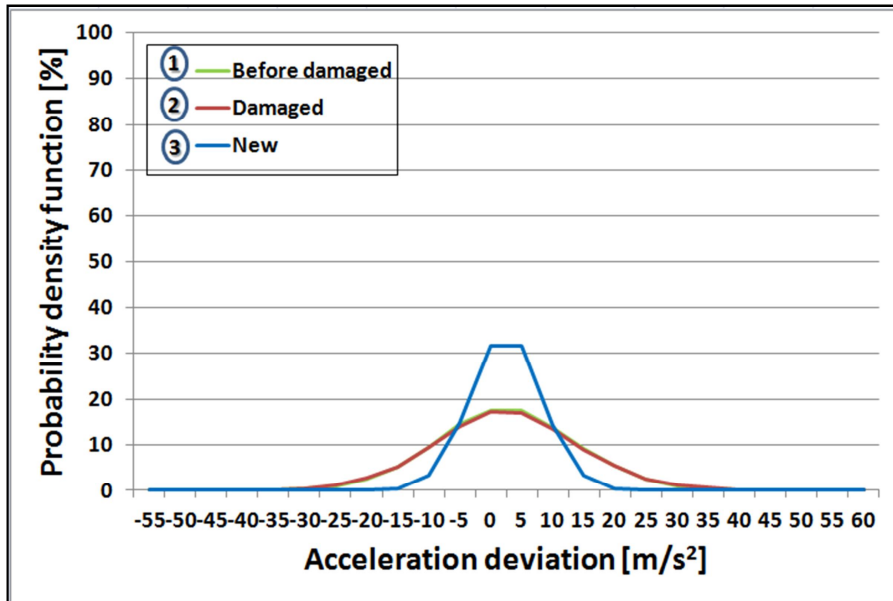


Figure 5-4 Probability density of acceleration deviation at DE of y th wind turbine

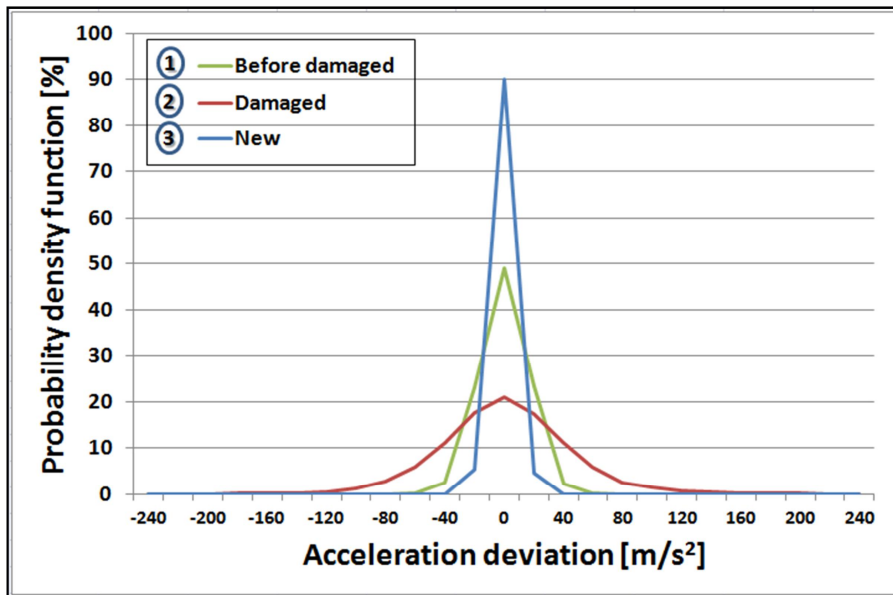


Figure 5-5 Probability density of acceleration deviation at NDE of y th wind turbine

3) 통계적 파라미터 분석

Table 7은 3가지 케이스에 대한 통계적 변수들을 이용한 시간영역 분석을 한 결과를 보여준다. 케이스 1은 고장 전(Before damaged), 케이스 2는 고장 시(Damaged), 케이스 3은 수리 후(After repaired)이다. 제네레이터 앞단(DE)의 경우, 케이스 2에서 Peak값이 증가하였고 케이스 3에서 Peak값이 줄어들었고, RMS값도 케이스 2에서 RMS값이 증가하였고 케이스 3에서 RMS값이 줄어듦을 확인하였다. 또한 Peak값과 RMS값이 동시에 증가하여 Crest Factor값은 일정한 비율로 유지됨을 확인하였다. 제네레이터 뒷단(NDE)의 경우, 케이스 2에서 Peak값이 매우 큰 폭으로 증가되었고 케이스 3에서 현저히 줄어들었다. RMS값도 케이스2에서 RMS값이 증가하였고 케이스 3에서 RMS값이 줄어듦을 확인하였다. 또한 Peak값과 RMS값이 동시에 증가하여 Crest Factor값은 일정한 비율로 유지됨을 확인하였다.

Table 7 The time domain statistics of DE and NDE at the generator of γ th wind turbine

Component	Parameter	Before damaged	Damaged	After repaired
DE	Peak	47.01	57.59	23.73
	RMS	11.24	12.08	5.58
	Crest Factor	4.18	4.77	4.26
NDE	Peak	63.48	248.77	24.12
	RMS	15.29	43.37	6.07
	Crest Factor	4.15	5.74	3.97

4. 주파수 영역의 분석

Figure 5-6은 전형적인 동기식 제네레이터의 구조를 보여준다. 앞서 진행한 시간영역의 분석을 통해 제네레이터의 앞단(DE)과 뒷단(NDE)에 고장결함이 의심이 되었고, 이에 대한 정확한 고장결함진단을 내리기 위하여 주파수 영역의 분석을 통해 스펙트럼 분석을 실시하였다.

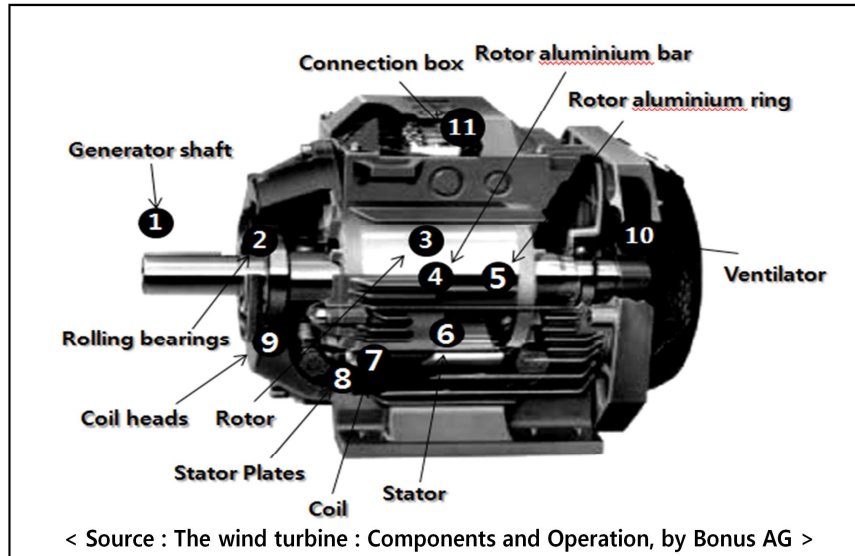


Figure 5-6 Typical asynchronous generator of a wind turbine

Figure 5-7은 한경 풍력발전단지 8호기 제네레이터 앞단(DE)의 해당 데이터를 스펙트럼 분석을 하여 DE의 주파수 대역에 따른 고장 결함 진단의 결과를 보여준다. 해당 케이스의 경우, 고장이 나기 전(Before Damaged)의 데이터에서는 주로 Random한 주파수가 관찰되었고, 이는 제네레이터의 전기적 성분의 운동에 의한 진동 신호 값으로 판단된다. 고장 시(Damaged)의 데이터에서는 0에서 1000Hz까지의 신호가 발생하고 있으며 이는 베어링 축의 결함이 있을 것으로 예상이 가능하다. Figure 5-8의 경우 제네레이터 뒷단(NDE)의 스펙트럼 분석을 한 결과를 보여준다. 해당 케이스에서는 DE와 비슷한 경향을 보이고 있으나 1000Hz이상에서도 높은 진폭 값이 관찰되고 이는 베어링의 고장 정도가 더 심한 상태를 판단할 수 있다.

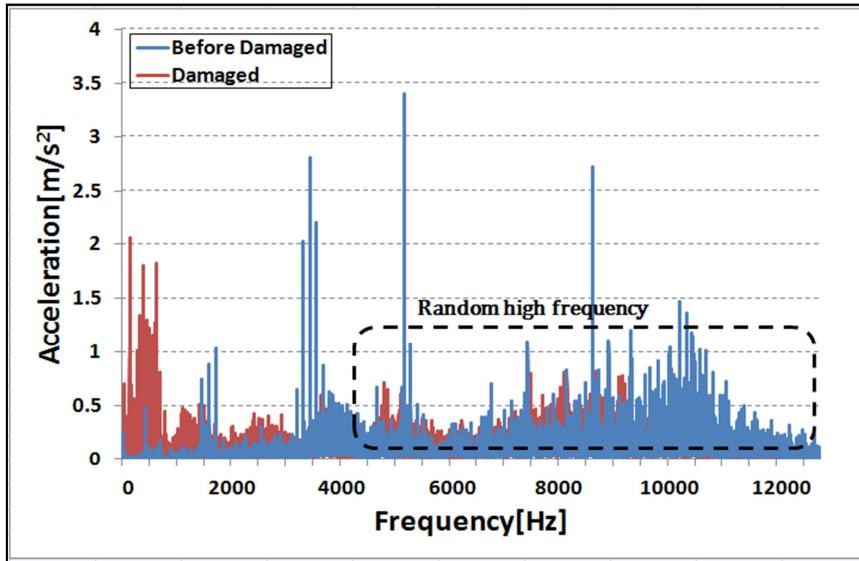


Figure 5-7 FFT Spectrum analysis of DE on generator of 4th wind turbine

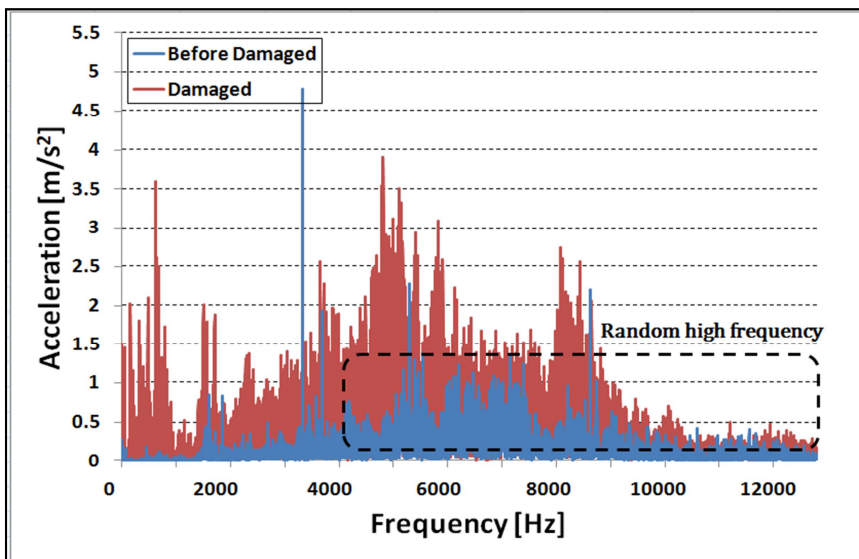


Figure 5-8 FFT Spectrum analysis of NDE on generator of 4th wind turbine

Table 8는 한경 8호기 제네레이터의 앞단(DE)과 뒷단(NDE)에 사용된 베어링의 스펙이며 해당 베어링의 제조사에서 제공하는 규격을 결함주파수(Defect frequency) 공식에 대입하여 계산한 결과를 보여준다.

Table 8 The specification of Generator bearing and defect frequency of 4th wind turbine

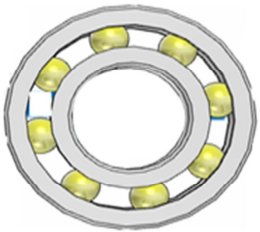
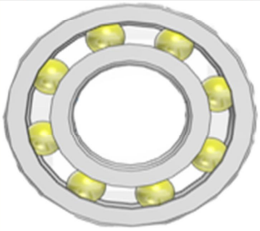
DE		Cylindrical Roller Bearing		6326/C3		Defect frequency	
		Number of balls	8	내륜	136		
		Shaft speed	30	외륜	104		
		Diameter of ball	27	롤러	114		
		Outer ring	280	케이지	13		
		Inner ring	130				
		Diameter of pitch	205				
		Contact angle	0				
NDE		Cylindrical Roller Bearing		6324/C3		Defect frequency	
		Number of balls	8	내륜	136		
		Shaft speed	30	외륜	104		
		Diameter of ball	25	롤러	113		
		Outer ring	260	케이지	13		
		Inner ring	120				
		Diameter of pitch	190				
		Contact angle	0				

Figure 5-9는 스펙트럼 분석에서 0에서 600[Hz]까지의 대역대를 확대하여 주파수 대역에 따른 진동 신호의 구성요소를 구체적으로 보여준다. 50.6Hz구간에서 Grid frequency가 관찰되고 이는 풍력발전시스템 제네레이터가 구동할 때 발생하는 주파수로 판단된다. 104Hz구간에서는 제네레이터 앞단(DE)의 외륜 성분이 관찰된다. 136Hz구간에서는 제네레이터 앞단(DE)의 내륜 1배수 성분이 관찰되며 주변에 측대역 성분(Side band)이 30Hz간격으로 관찰된다. 320Hz구간에서는 내륜의 2배수 성분이 관찰되고 측대역 성분이 동일하게 관찰된다. 400Hz이상 구간에서는 베어링의 고유 진동수(Natural frequency)성분이 관찰된다. Figure 5-10에서도 비슷한 경향이 관찰되며 베어링의 고장이 있는 것으로 판단된다.

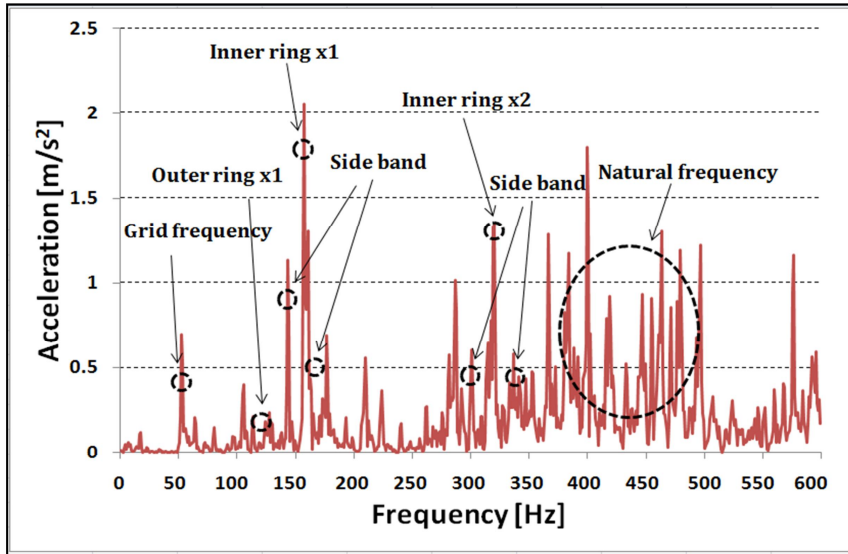


Figure 5-9 Damaged case : FFT spectrum analysis of DE generator in y th wind turbine (Spectrum range : 0~600Hz)

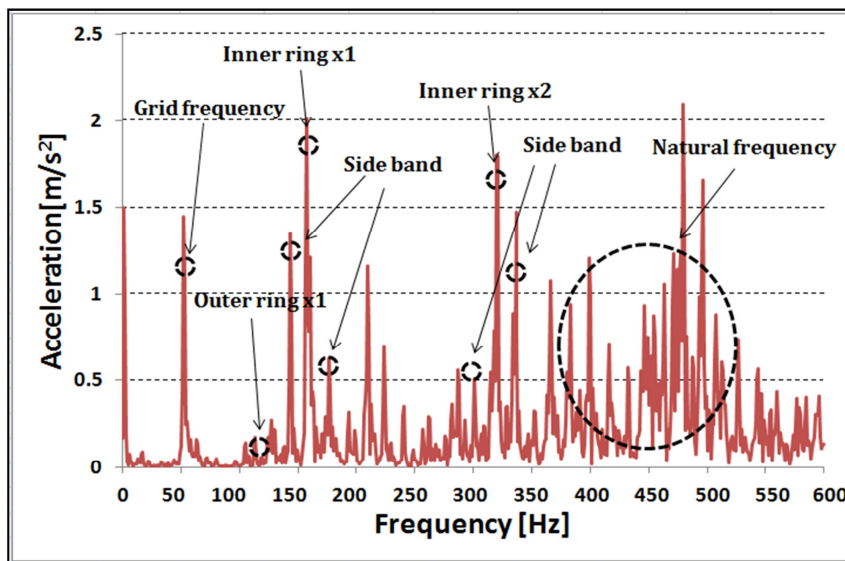


Figure 5-10 Damaged case : FFT spectrum analysis of NDE generator in y th wind turbine (Spectrum range : 0~600Hz)

Figure 5-11은 제네레이터 앞단(DE)과 뒷단(NDE)의 수리 후 스펙트럼 분석의 결과를 보여준다. 앞단(DE)과 뒷단(NDE)의 베어링에 고장이 발생하였고 이를 수리한 후에 진동 신호의 스펙트럼에서는 전 구간에서 진동 가속도의 진폭 값이 현저히 저감됨을 확인하였다.

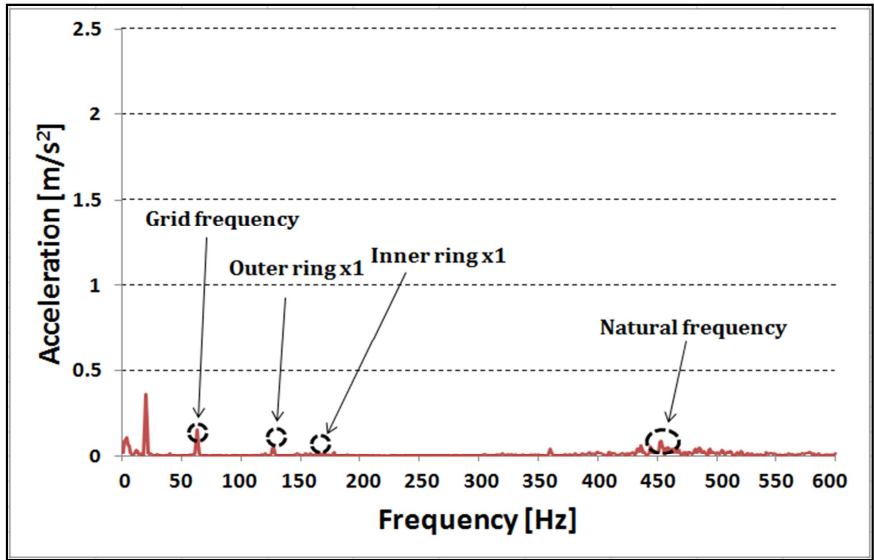


Figure 5-11 After repair : FFT Spectrum analysis of DE generator in yth wind turbine(Spectrum range : 0~600Hz)

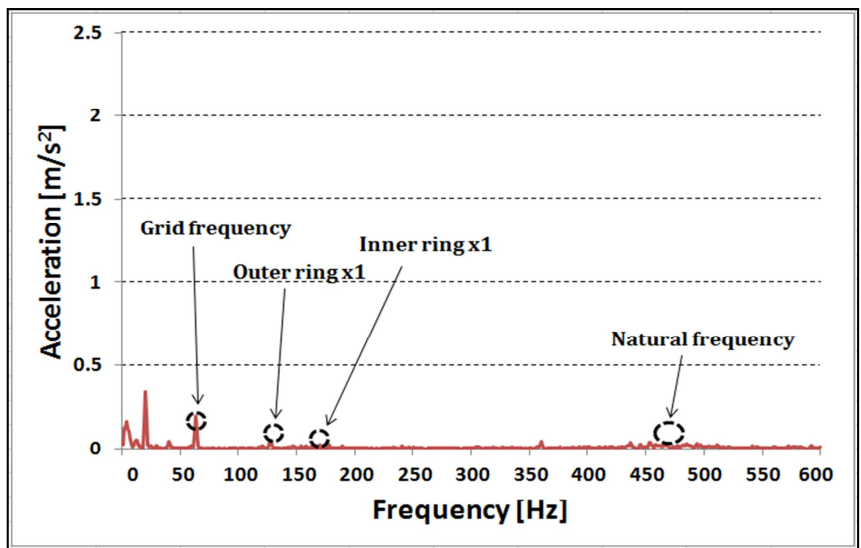


Figure 5-12 After repair : FFT Spectrum analysis of NDE generator in yth wind turbine (Spectrum range : 0~600Hz)

Figure 5-13은 SCADA 데이터를 활용하여 구한 한경 γ 호기의 출력곡선을 보여준다 [35]. 제조사에서 제공하는 출력곡선과 고장 시, 수리 후의 3개월 출력량을 비교하였다. 풍속이 12m/s 이상에서 21m/s 이하 구간 동안의 출력을 비교 시 고장시 출력이 현저히 떨어짐을 확인할 수 있었다. 제네레이터의 경우 출력량과 직결되는 부품이므로 베어링의 고장이 출력량에 영향을 주는 것으로 판단된다. 고장시의 경우 제조사 출력대비 2.9% 저감되고 수리 후에는 제조사 출력대비 1.01%로 저감되는 것으로 보아 제네레이터 고장 시 출력에 영향이 있음을 확인할 수 있었다.

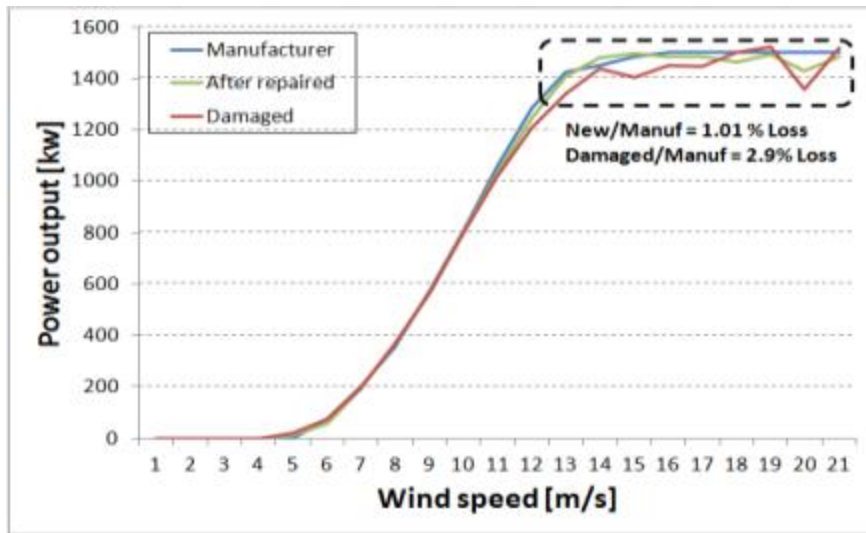


Figure 5-13 Power output at 4th wind turbine

6. 고장 결함 진단

Figure 5-14는 제네레이터의 베어링 수리 전 후의 유지보수 활동을 보여준다.

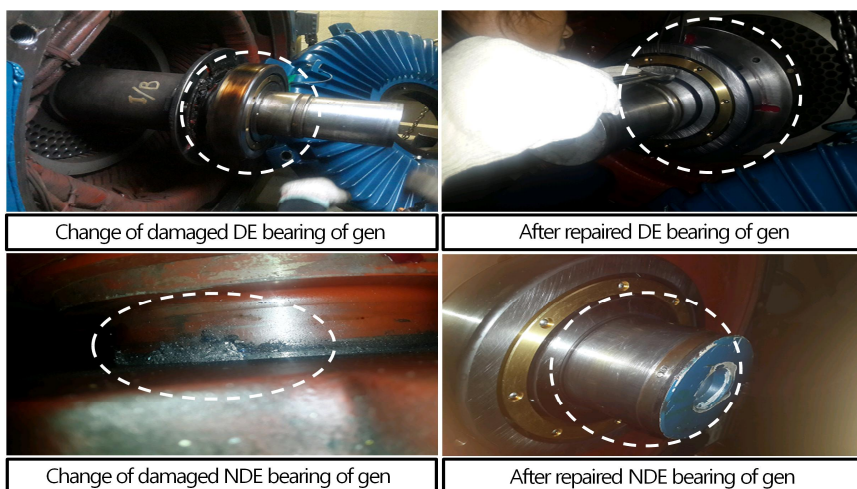


Figure 5-14 Repair of DE and NDE of generator

V. 결 론

본 연구는 상태감시시스템을 활용하여 진동분석이 풍력발전시스템의 결함진단에 어떻게 적용될 수 있는지 그 방법론에 대하여 연구하였다. 이 방법을 검증하기 위하여 가시리, 한경, 성산 풍력발전단지 세 가지 사이트를 선정하였고 정상신호와 기어박스, 제네레이터의 결함신호 각각의 케이스를 선정하여 진동분석절차에 따라 진동분석 및 고장결함 진단을 진행하였다. 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 가시리 풍력발전단지 α 호기의 상태감시시스템을 통해 취득한 풍력발전시스템의 진동 신호를 진동레벨 규격인 VDI 3834와 비교하였을 경우, 풍력발전시스템이 극한 하중에 영향을 받았을 때의 값을 제외한 정상 작동 시에는 Normal line ($=7m/s^2$) 미만의 RMS값이 발생함을 확인하였다.

2) 성산 풍력발전단지 β 호기 기어박스의 경우, 고장이 나기 전 기어박스의 저속축 뒷단(LSSR)과 고속축 앞단(HSSF)에서의 진동데이터를 분석한 결과, 기어 맞물림 주파수가 발생하였고 저속축은 129Hz에서 1배수 성분이, 고속축은 722Hz에서 1배수 성분이 관찰되었다. 고장이 난 시기에는 저속축은 8000Hz부터 12000Hz까지의 주파수대역대에서 진동이 발생하였고, 고속축은 6000Hz부터 9000Hz까지의 주파수대역대에서 진동이 발생하였다. 이러한 고주파수대역대에서의 진동 값은 기어오일을 공급해주는 기어오일 펌프의 부속품이 불량이었고 그로 인해 기어오일에 캐비테이션이 발생함에 따라 기어박스에 설치된 센서에 기어오일 펌프의 고장에 의한 진동이 발생하여 취득되었음을 확인하였다.

3) 한경 풍력발전단지 γ 호기 제네레이터의 경우, 제네레이터의 앞단(DE)과 뒷단(NDE)에서의 진동데이터를 분석한 결과, 고주파수대역대에서 공통적으로 전기자극에 의한 진동인 Random Frequency가 관찰되었다. 특히 0에서 600Hz의 저주파수대역을 정밀분석을 하였을 때 165Hz구간에서 베어링의 내륜 성분의 결함주파수 1배수 성분과 베어링의 헐거움으로 인한 측대역 성분(Side band)이 관찰 되었고 이는 베어링의 결함으로 인한 진동임을 확인하였다.

4) 한경 풍력발전단지 γ 호기 제네레이터의 경우, SCADA데이터의 출력량을 통해 제조사에서 제공하는 출력곡선과 고장 시와 수리 후의 출력량을 비교하였을 때 고장 시에 출력량이 2.9% 저감되었고, 수리 시에는 1.01% 저감되었음을 확인하였다. 이를 통해 고장이 난 베어링을 수리한 후에 풍력발전시스템의 출력량이 1.89% 상승하였고 베어링의 결함이 풍력발전시스템의 출력량에 영향을 주었음을 확인하였다.

5) 이상의 사례로 상태감시시스템 활용 시에 풍력발전시스템 유지보수 시에 사전에 고장결함진단이 가능함과 고장 결함의 원인을 알아내는 데에 유용함을 확인하였다.

참고문헌

- [1] '신효순', 2016, "풍력 에너지의 동향과 실현가능 기술," 한국과학기술정보연구원, Vol. 530, pp. 209-224.
- [2] 이재정, 2008, "풍력발전기용 드라이브-트레인의 상태감시를 위한 실험적 고찰," 한밭대학교
- [3] 나덕주, 2016년, "대형 풍력발전시스템의 핵심 과제와 대책," 한국과학기술정보원, Vol. 530, pp. 1212-1221.
- [4] Anonymous 2014년, "전력 질주 제주해상풍력," Journal of Electric World, pp. 86-91.
- [5] 이경현, 2012년, "시간영역과 주파수영역을 통합한 풍력발전기 베어링의 결함진단기법," 제주대학교
- [6] 백태현, 2016, "풍력발전시스템 베어링 상태 모니터링 최신기술 고찰 및 도전과제," 한국과학기술정보연구원, pp. 368-379.
- [7] 강문중, 2006, "풍력발전시스템의 운전특성 및 고장원인 분석," 제주대학교,
- [8] 김상렬, 2012, "풍력발전기 상태감시를 위한 진동 측정신호 분석방법에 대한 고찰," 한국소음진동공학회, pp. 261-262.
- [9] 주맹강, "의 진동해석을 통한 진단 시스템 개발," 배재대학교, .
- [10] 안성일, 2012, "가속도 신호의 주파수 분석에 기반한 풍력발전 고장진단 알고리즘 개발," Journal of Korean Institute of Intelligent Systems, Vol. 22, No. 6, pp. 675-680.
- [11] 김정수, 2011.9, "풍력발전시스템의 진동특성," 한국마린엔지니어링학회지, Vol. 35, No. 6, pp. 786-795.
- [12] 박노길, 2010, 풍력발전기의 이론과 실제, 홍릉과학출판사
- [13] 장종훈, 2010, 풍력발전시스템의 기초, GS인터버전,
- [14] Intelligent Mechanics Lab, "기어의 결함진단,"
- [15] 김상렬, 2012, "풍력발전기 상태감시 변수에 대한 통계적 분석기법 적용예," 한국소음진동공학회, pp. 502-503.
- [16] 양보석, "ISO 규격에 따른 기계설비의 상태감시와 진단," 일본진동기술연구회, pp. 89.
- [17] 최병성, "Fourier의 해석," Im 시리즈, pp. 37.
- [18] <https://ko.wikipedia.org/wiki/%EA%B3%B5%EB%8F%99%ED%98%84%EC%83%81>

- [19] 김병현, “풍력발전기 기어박스 고장 진단을 위한 유성 감속기 진동 특성 분석”, p302~303
- [20] 문대선, “풍력발전기에서 발생하는 고장에 대한 주파수 분석”, p155
- [21] Timothy, "풍력 터빈 상태 감시 시스템 현황“ p92~97
- [22] 김홍섭, “기어박스에서의 베어링 결함 진단”
- [23] Zijun Zang, "Wind turbine vibration study : a data driven methodology"
- [24] Diego Coronado, "Condition monitoring of wind turbines: state of the art, user experience and recommendations" p7
- [25] Georgios A. Skrimpas, "Detection of generator bearing inner race creep by means of vibration and temperature analysis"
- [26] San Luis Obispo, "Vibration based planetary gear analysis and damage detection", p8~20
- [27] Raed Khalaf Ibrahim and Simon Watson, "Advanced Algorithms for wind turbine condition monitoring and fault diagnosis"
- [28] 신동현, “나셀풍속을 이용한 풍력터빈의 성능저하 분석”, p9
- [29] Joel Igba, "Analysing RMS and peak values of vibration signals for condition monitoring of wind turbine gearboxes", Faculty of engineering, university of bristol, p90-106
- [30] 이근호, “풍력발전시스템용 증속기 신뢰성 확보기술”, 한국기계연구원 시스템 신뢰성연구실, p40~42
- [31] 윤병동, “풍력발전기 유성기어박스 고장 진단을 위한 신뢰성 기술“, 서울대학교 기계항공공학부, p54
- [32] Brian P. Graney, "Rolling element bearing analysis", Metechanical paper, p78-85
- [33] I. Antoniadou, "A time-frequency analysis approach for condition monitoring of a wind turbine gearbox under varying load conditions", Mechanical systems and signal processing, p64-65
- [34] Fausto Pedro Garcia Marquez, "Condition monitoring of wind turbines": Techniques and methods, p169-178
- [35] Wenxian yang, "Wind turbine condition monitoring by the approach of SCADA data" Contents list available at SciVerse ScienceDirect, p365-376
- [36] J. Giebhardt, "Wind turbine condition monitoring systems and techniques", Wind energy system, p329

감사의 글

2년이란 시간이 새삼 짧게 느껴집니다. 그동안 대학원 생활에 대해 초심을 지켰는지를 돌아봅니다. 힘든 시간도 많았고, 답답했던 시간도 있었습니다. 저희 대학원 식구들이 있었기에 끝까지 버텨냈고 드디어 석사학위 졸업논문을 제출합니다. 이 모든 감사함을 가족과 그동안 도움을 주신 모든 분들에게 돌립니다.

먼저 학생들을 위한 일이라면 언제나 열과 성을 다하여 매진하시고 아낌없이 베풀어 주시는 저의 연구지도 교수님이신 고경남 교수님, 진심으로 감사드립니다. 그동안 저의 연구와 관련된 교육에 전적으로 지원해주셨기에 무사히 졸업할 수 있었습니다. 풍력에 관심이 있고 열정이 있다면 누구나 연구를 할 수 있게끔 풍력공학부를 만들어주신 허종철 교수님께 감사의 말씀 드립니다. 저희 풍력공학부의 전문성을 높이기 위하여 노력하시고 학생들과 허울 없이 지내시는 김범석 교수님, 감사드립니다. 더불어 저희 풍력공학부의 양경부 선생님, 김봄솔 선생님, 윤명지 선생님, 강민호 선생님, 홍다연 선생님, 송정화 선생님 모두 감사드립니다. 단지설계 연구실의 동헌이형, 동범이형, 종기형님, 병택이 여러분들과 함께여서 행복했습니다. 또한 저희 연구실 선배님들 효정누나, 범철이형, 대영이형, 지영이 대학원 생활에 대해 아낌없는 조언들 정말 감사했습니다. 그리고 저희 대학원 식구이신 수영이형, 지훈이형, 다희, 종화형, 진석이형, 우범이, 재현이, 희전이 모두 감사드립니다. 남부발전의 대원 형님, 이충기 선생님, 제주에너지공사의 이태원씨, 로맥스의 신원팀장님, 이경현 선배님, 김영환씨, 렉터슨의 이상범 팀장님 그동안 여러분의 도움이 있었기 때문에 논문을 쓸 수 있었습니다. 진심으로 감사드립니다.

마지막으로 2년 동안 든든한 지원군이었던 저희 가족 아버지, 어머니, 큰누나 작은누나 진심으로 사랑하고 감사합니다. 그리고 저의 오고동창, 제주동창, 영락팜 친구 모두에게 2년 동안 챙기지 못해 미안하고 감사합니다.

2016년 11월 24일

손진혁 올림