

풍력발전시스템의 진동특성

김정수¹ · 이형우[†] · 박노길² · 김영덕³ · 김수엽³ · 이동환⁴

(원고접수일 : 2011년 7월 27일, 원고수정일 : 2011년 8월 10일, 심사완료일 : 2011년 9월 23일)

Characteristic of Vibration in Windturbine System

Jung Su Kim¹ · Hyoung-Woo Lee[†] · No-Gill Park² · Young-Duk Kim³ ·
Soo-Yum Kim³ · Dong-Hwan Lee⁴

요약 : 본 연구에서는 블레이드, 증속기, 발전기, 케이스를 포함한 풍력 발전시스템의 진동 모델을 개발하였다. 특히 유성기어열에서의 유성기어는 유연핀에 지지가 되어 있는데, 이는 비틀림만을 고려하지 않고 유성기어의 회전 방향의 접선방향으로의 병진 운동을 고려하였으며, 풍력발전시스템이 마운트에 지지되어 있는 특징을 고려하여 케이스에 의한 운동을 포함 하였다.

풍력발전 시스템의 진동특성을 파악하기 위하여, 풍하중, 불평형, 치합전달오차에 등에 의한 자료가진원을 구하였고, 운전속도 범위 내에서 위험속도 분석을 하였다. 위험속도해석결과, 2단 치통과 주파수에 의해서 81.2Hz, 104.7Hz 모드에서 공진이 발생하며, 3단 치통과 주파수에 의해서 264.5Hz, 377Hz, 424.6Hz 모드에서 공진이 발생하는 것을 알 수 있었다. 또한, 공진이 발생하는 진동모드를 분석하여 진동저감 대책을 수립하였다.

주제어 : 진동, 풍력발전 시스템, 유성기어, 증속기

Abstract: This paper described the characteristic of vibration in wind turbine system including gearbox housing, gear drive, blade, generator. Especially, in planetary gear set, planet gears are supported by flexible pin. So, in planet gear, to consider not only torsional movement but also lateral movement. And include housing movement, because wind turbine system is supported by mount.

To find out the characteristic of vibration, take the excitation source and study campbell diagram in operating range. Results of campbell diagram, resonances are occurred at 81.2HZ, 104.7Hz by 2nd tooth passing frequency. And resonance are also occurred at 264.5HZ, 377Hz, 424.6Hz by 3th tooth passing frequency. From the result, take vibration reduced measures.

Key words: Vibration, Wind turbine system, Planetary gear set, Gearbox

1. 서 론

최근 지구 온난화, 이상기후 현상, 유가급등 등의 문제로 화석연료를 대체할 친환경에너지에 대한 관심이 증가하고 있다. 그리고 이산화탄소 발생량을 제안한 교토의정서의 발표로 세계 각국들은

풍력에너지, 태양광, 해양에너지 등과 같은 신재생 에너지 기술개발에 더 많은 심혈을 기울이고 있다. 또한, 저탄소 녹색성장을 위한 유력 수단으로 신재생에너지 분야를 정부에서 강력하게 지원하고 나서고 있고, 이에 따라 풍력산업이 기존 조선 기계

[†] 교신저자(부산대학교 기계기반융합부품소재인재양성센터, E-mail:leehwoo@pusan.ac.kr, Tel: 051-510-2598)

1 부산대학교 기계시스템설계 대학원

2 부산대학교 기계공학부

3 S&T중공업

4 한국기계연구원

산업 등의 경쟁력에 더하여 신성장동력으로 주목을 받고 있다.

풍력발전 시스템은 블레이드, 타워, 증속기, 발전기 및 각종 제어기 등으로 구성되어 있으며, 수명을 20년 이상 보장해야하므로 신뢰성 있는 제품만이 시장진입이 가능한 폐쇄적인 특징을 가지고 있다. 특히, 풍력발전시스템의 대형화 추세에 따라 경량화 및 진동/소음을 고려한 고 신뢰성의 증속기 설계기술이 요구된다.

[1]에서는 굽힘과 비틀림이 연성된 3단 스피어기어-로터 시스템에 대하여 동역학 모델을 개발하여 질량불평형을 가진원으로하는 과도해와 정상상태 응답을 산출하였다. 또, [2]에서는 1단 평치차를 가지는 감속기의 기어-로터-베어링 부분은 전달행렬법으로, 케이스부분은 유한요소로 모델링하여 케이스로부터 방사되는 진동스펙트럼과 실험을 비교했다. [3]에서는 1단 평기어의 비틀림과 굽힘진동의 연성효과를 고려하여 위험속도를 구하였고 질량 불평형, 치합전달오차에 대한 응답을 구하기위해 유한요소법을 사용하였다. 또한 [4]에서는 맞물린 3개의 헬리컬기어를 가지는 감속기에 대해 정적 치합전달오차를 가진원으로 하는 응답을 구하였다. [6]에서는 헬리컬기어를 가지는 3단 공기 터보압축기에 대해, 로터의 질량 불평형력, 축어긋남, 임펠러의 가진진동수, 치합전달오차, 백래쉬 및 베어링유격, 치접촉계수의 주기적변화로 인한 가진원등에 대한 가진주파수를 섭동법을 사용하여 수학적으로 정식화 하였다. [7]에서는 굽힘, 비틀림, 축력이 연성되어 있는 헬리컬기어 쌍에 대한 일반적인 진동모델을 수립하였다. 또, 헬리컬 기어쌍에 대한 진동모델의 타당성을 보이기위해, 치합전달오차로 발생하는 위험속도결과를 실험과 비교하였다.

본 연구에서는 케이스 및 기어시스템이 포함된 증속기와 블레이드, 발전기 전체를 고려한 진동모델을 제안한다. 유성기어열에서 유성기어는 유연편에 지지가 되어 있는데, 유연편의 경우 유연편과 결합되어 있는 캐리어/지지판의 비틀림 운동에 의해서 유연편의 중심지점에 병진운동이 발생하게 된다. 비틀림 요소에 의해서 발생하는 병진운동의 영향 무시하지 않고, 유연편 중심점, 유성기어의

중심점을 지지베어링으로 연결하여 유성기어의 접선방향으로의 운동을 고려하여 진동모델을 수립하였다.

풍력발전시스템이 마운트에 지지되어 있는 특징을 고려하여 케이스의 비틀림에 의한 운동을 포함하였다. 여기서 또한 케이스의 비틀림운동에 의하여 발생하는 출력축의 병진운동을 고려하였다.

풍하중, 치합전달오차, 베어링, 불평형 등에 의한 진동 가진원을 구하고 운전속도 범위 내에서 위험속도 특성을 파악하고자한다.

2. 풍력발전 시스템의 진동 모델수립

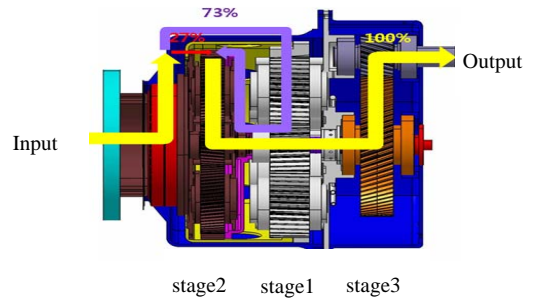


Figure 1: Wind turbine gearbox

Figure 1과 같이, 풍력발전시스템의 증속기는 총 3단으로 이루어져 있으면 1단과 2단은 유성기어열, 3단은 헬리컬 기어열이다.

블레이드로 15.3rpm의 속도로 2.8MW의 동력을 입력받으면 2단의 캐리어와 1단의 링기어로 동력이 분배되어지는 동력 분기형 시스템이다. 입력 속도를 15.3rpm, 출력속도는 1081rpm, 증속비는 1:70이다.

2.1 풍력발전 시스템의 수학적 모델

풍력발전 시스템의 복잡한 구성요소들을 집중질량계로 수학적 모델링을 하였다. 로터 블레이드와 각 스테이지의 기어 요소부, 커플링, 발전기, 케이스, 지지판 등의 요소에 질량을 집중시켜 각 요소들을 수학적인 모형으로 모델링을 하였다. 각각의

기어 사이의 치 접촉부와 유성기어와 이를 지지하는 베어링부에는 사이에는 유성기어가 회전하는 방향으로의 접선방향으로 병진운동을 설정하고, 블레이드, 캐리어, 지지판등 요소들 사이에는 비틀림 스프링을 설정 하였다. 기어박스는 마운트를 통하여 지지 되기 때문에 이에 따른 전체적인 시스템에 미치는 영향을 고려하여야 한다. 이를 위하여 케이스를 지지하는 마운트를 양쪽에 각각 하나씩 설정하여 수학적 모델링에 추가하였다. 수학적 모델링을 하기 위하여 설정한 운동에너지 및 탄성에너지 요소명은 Table 1, 2에 나타내었다. 시스템을 단순화 한 모델은 Figure.2와 같다.

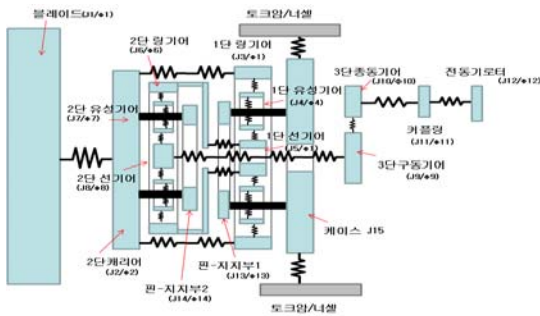


Figure 2: Mathematical model of wind turbine system.

Table 1: Kinematic energy storage element

Kinematic element	Moment of inertia/Mass label	excitation coordinate	element number
Blade	J_1	ϕ_1	1
Stage2 carrier	J_2	ϕ_2	2
Stage1 ring gear	J_3	ϕ_3	3
Stage1 planet gear	J_{4i}	ϕ_{4i}	4~8
	m_1	Y_{1i}	22~26
Stage1 sun gear	J_5	ϕ_5	9
Stage2 ring gear	J_6	ϕ_6	10
Stage2 planet gear	J_{7i}	ϕ_{7i}	11~13
	m_2	Y_{2i}	27~29
Stage2 sun gear	J_8	ϕ_8	14
Stage3 driving gear	J_9	ϕ_9	15
Stage3 driven gear	J_{10}	ϕ_{10}	16
Coupling	J_{11}	ϕ_{11}	17
Generator	J_{12}	ϕ_{12}	18
Stage1 plate	J_{13}	ϕ_{13}	19
Stage2 plate	J_{14}	ϕ_{14}	20
Case	J_{15}	ϕ_{15}	21

Table 2: Elastic energy storage element

Elastic element	Stiffness label	deformation	element number
Main shaft	k_{12}	$\phi_2 - \phi_1$	1
Stage1 ring gear connector	k_{23}	$\phi_3 - \phi_2$	2
Mesh stiffness-stage1 ring & planet	k_{34}	$a_3\phi_3 + a_4\phi_4 + a_a y_{1i}$	3~7
Mesh stiffness-stage1 sun & planet	k_{45}	$a'_4\phi_4 + a_5\phi_5 + a'_a y_{1i}$	8~12
Stage1 sun & Stage2 ring connector	k_{56}	$\phi_6 - \phi_5$	13
Mesh stiffness-stage2 ring & planet	k_{78}	$a_6\phi_6 + a_7\phi_7 + a_b y_{2i}$	14~16
Mesh stiffness-stage2 sun & planet	k_{89}	$a'_7\phi_7 + a_8\phi_8 + a'_b y_{2i}$	17~19
Stage2 sun & Stage3 driving connector	k_{910}	$\phi_9 - \phi_8$	20
Mesh stiffness-stage3 driving&driven	k_{1011}	$a_9\phi_9 + a_{10}\phi_{10} + a_c \phi_{11}$	21
Output shaft 1	k_{1110}	$\phi_{11} - \phi_{10}$	22
Output shaft 2	k_{1112}	$\phi_{12} - \phi_{11}$	23
Output shaft 1 (translation)	k_{1012}	$c/2 \phi_{15}$	24
Stage1 carrier pin	k_{cp1}	$\phi_{13} - \phi_{15}$	25
Stage2 carrier pin	k_{cp2}	$\phi_{14} - \phi_2$	26
Mount	k_{15}	ϕ_{15}	27
Stage1 planet support bearing	k_{bi1}	$y_{1i} - y_{10}$	28~32
Stage2 planet support bearing	k_{bi2}	$y_{2i} - y_{20}$	33~35

Figure 2에서 각 질점과 강체에 대하여 다음의 식과 같이 적용한다.

$$m_i \ddot{x}_i = \sum_j F_{ij} \tag{1}$$

$$J_i \ddot{\theta}_i = \sum_j M_{ij} \tag{2}$$

Figure 2에서, 스프링요소의 탄성에너지는 다음과 같은 식으로 알 수 있다.

$$k_i x_i = \sum_j F_{ij} \tag{3}$$

$$k_i^t \theta_i = \sum_j T_{ij} \tag{4}$$

식 (1)~(4)에 의해, 풍력발전기 비틀림진동을 지배하는 운동 방정식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$[M]\ddot{\underline{\phi}} + [K]\underline{\phi} = 0 \quad (5)$$

2.2 풍력발전 시스템 구성요소별 진동모델

2.2.1 블레이드 진동모델

블레이드는 거대한 질량 및 질량관성모멘트를 가지는 요소이다. 이 로터 블레이드가 회전하면서 생기는 진동으로 인하여 발생하는 운동에너지는 $\frac{1}{2}J_1\dot{\phi}_1$ 이다. 블레이드는 기어박스과 연결된 입력축으로 결합이 되어 있다. 거대한 덩어리인 블레이드와 기어박스가 서로 연결되어 있으므로 그 사이를 연결하는 축은 비틀림을 받게 된다. 비틀림 변형이 발생하면서 생기는 탄성에너지량은 $\frac{1}{2}k_{12}(\phi_2 - \phi_1)^2$ 이다.

2.2.2 증속기 진동모델

1) 링기어와 유성기어쌍의 진동모델

인볼류트 기어의 치 변형으로 인한 진동모델은 두 기어의 기초원과 그 원의 작용선 방향으로 연결되는 1차원 스프링으로 모델링을 하였다.

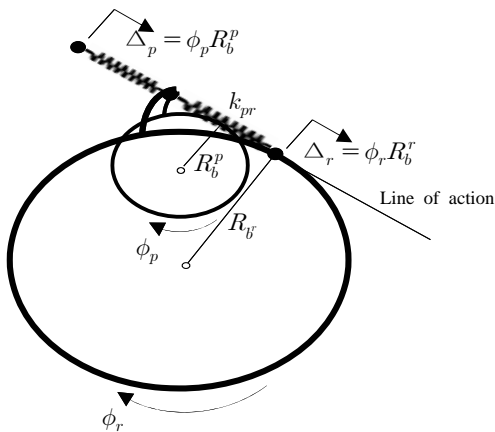


Figure 3: Ring & planet gear vibration model

Figure 3에서 작용선 방향의 치 압축변형량을 Δ 라 하면 기어 치접촉부에 저장되는 변형에너지는

$$V_{rp} = \frac{1}{2}k_{rp}\Delta^2 \quad (6)$$

이 되고, 여기서 k_{rp}, Δ 는 각각 치접촉부의 등가강성계수와 압축 변형량이다. 압축 변형량 Δ 는 아래와 같다.

$$\Delta = \Delta_p - \Delta_r + y \cos \alpha \quad (7)$$

$$\Delta_p = R_b^p \phi_p \quad (8)$$

$$\Delta_r = R_b^r \phi_r \quad (9)$$

2) 선기어와 유성기어쌍의 진동 모델

선기어와 유성기어쌍의 진동 모델은 두 기어의 기초원 사이에 공통법선(작용선)으로 연결되는데 이 방향으로 등가 스프링으로 모델링한다. 링기어-유성기어와 달리 선기어-유성기어의 경우는 작용선 방향의 압축 변형이 다르다.

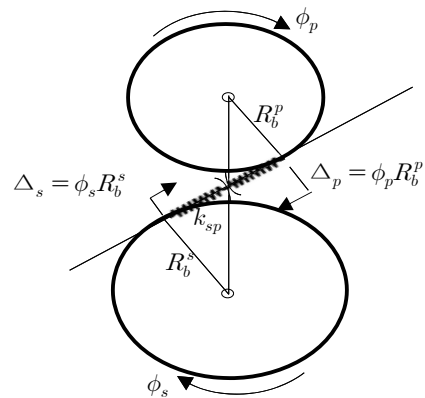


Figure 4: Sun & planet gear vibration model

Figure 4에서 작용선 방향의 치 압축변형량을 Δ 라 하면 기어 치접촉부에 저장되는 변형에너지는

$$V_{sp} = \frac{1}{2}k_{sp}\Delta^2 \quad (10)$$

이 되고, 여기서 k_{sp}, Δ 는 각각 치접촉부의 등가강성계수와 압축 변형량이다. 압축 변형량 Δ 는 아래와 같다.

$$\Delta = \Delta_s + \Delta_p - y \cos \alpha \quad (11)$$

$$\Delta_s = R_b^s \phi_s \quad (12)$$

3) 유성기어와 지지핀 사이의 진동 모델

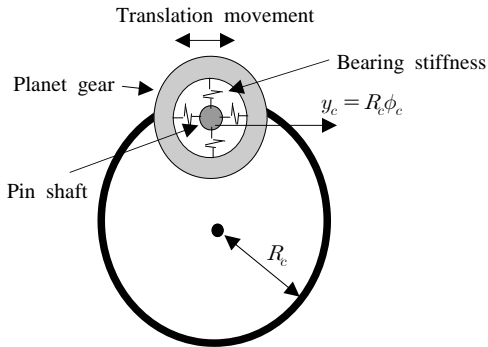


Figure 5: Planet gear & support pin vibration model

Figure 5에서, 유성기어유닛에서 유성기어는 순수 회전운동 뿐만 아니라 캐리어에 의해 병진 원운동을 하기 때문에 접선방향 병진운동을 고려한다. 유성기어의 질량이 m_p 이고 진동을 하는 좌표를 y 라 하면, 유성기어의 병진운동에 관한 운동에너지량은 $\frac{1}{2}m_p \dot{y}^2$ 이다.

유성기어는 베어링과 캐리어핀에 의해 캐리어와 결합되어 있다. 그리고 유성기어는 캐리어핀 중앙에 설치되어 있다. 캐리어핀은 끝단부에 캐리어 지지판에 의해 결합되어 있고 캐리어 지지판은 캐리어 회전축과 동일한 축을 기준으로 순수회전운동한다. 따라서 캐리어의 회전운동과 캐리어 지지판의 회전운동은 서로 독립적이다. 따라서 캐리어핀 중앙지점의 운동(y_0)은 다음과 같이 표현된다.

$$y_0 = R_c(\phi_{pl} - \phi_c)/2 \tag{13}$$

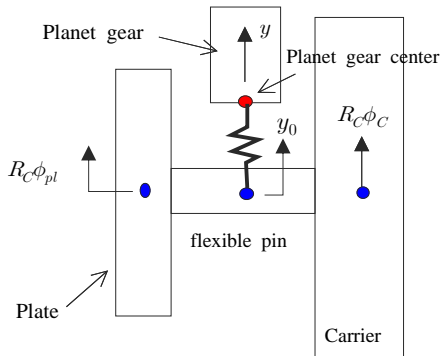


Figure 6 Stage 2 carrier pin vibration model

Figure 6에서, 유성기어를 지지하는 베어링 강성을 k_b 이라고 하면 핀이 캐리어와 뒤에 지지하는 지지판에 의해서 변형하는 변형량 y_0 과 이때 유성기어가 변형하는 변형량 y 차이에 의해서 발생하는 탄성에너지량은 $\frac{1}{2}k_b(y - y_0)^2$ 이다.

4)기어사이 연결축의 진동 모델

1단 선기어와 2단 링기어를 연결하는 축 또한 기어열의 진동에 의하여 비틀림을 받게 된다. 비틀림 운동으로 저장하는 탄성에너지량은 $\frac{1}{2}k_{56}(\phi_6 - \phi_5)^2$ 이다. 또한 마찬가지로 2단 선기어와 3단 구동기어를 연결하는 연결축의 탄성에너지량은 $\frac{1}{2}k_{89}(\phi_9 - \phi_8)^2$ 이다.

2.2.3 출력부의 진동모델

풍력발전 시스템에서 기어박스의 출력부에는 전달된 동력을 에너지로 생산하기 위한 발전기가 설치 되어 있다. 출력축은 커플링으로 연결이 되어 발전기와 연결되어 있는 것이 일반적이다.

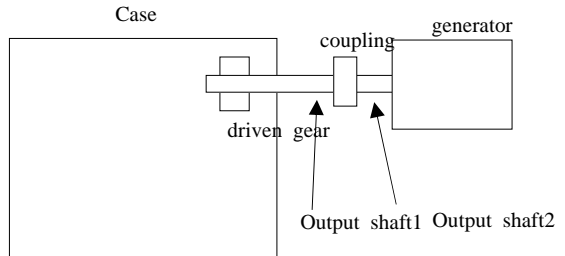


Figure 7: Driven gear & coupling & generator vibration model

중동기어-커플링-발전기 진동모델은 특별히 복잡하지 않다. 출력축1~2 사이에 커플링을 회전체로 보고 발전기 내부의 회전자도 회전체로 보고 집중 질량계로 모델링하였다.

2.2.4 케이스의 진동모델

케이스는 양쪽에 어깨지지부를 가지고 있으며 너셀에 고정된 양쪽 로크암에 스프링 마운트에 의해 지지되고 있다. 토크암의 위치는 기어박스의 메인축과 같은 수평 레벨에 맞춰 있어서 외부의 비틀림 모멘트에 의해 케이스는 메인축 중심으로 순

수 비틀림 유동만 할 수 있도록 설치되어 있다. 따라서 케이스도 비틀림진동요소로 포함시키는 것이 타당하다. 따라서 케이스는 메인축을 회전축으로 하여 비틀림진동을 하며 양쪽 로크암의 마운트가 스프링지지를 하고 있기 때문에 회전진동이 구현될 수 있다. 케이스의 질량관성모멘트는 다른 기어 요소에 비하여 비교적 크며 로크암의 마운트 스프링상수는 낮기 때문에 케이스 비틀림 진동모드는 저주파에서 주로 발생한다. 블레이드관성과 메인축 강성이 저주파 모드를 지배하는 것처럼 케이스관성-토크암마운트 진동 모드는 저주파 진동모드의 중요요소 중의 하나로 작용하게 된다. 따라서 배제시킬 수 없는 중요한 요소이다.

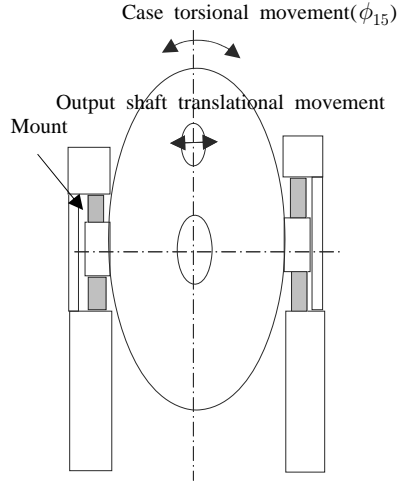


Figure 9: Case vibration model

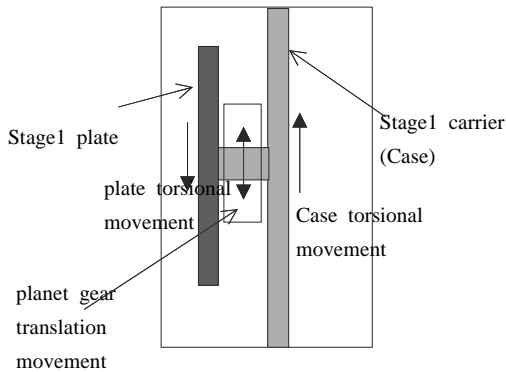


Figure 8: Case & plate vibration model

마운트의 강성은 k_{15} 이고 마운트까지의 거리 R_{15} , 케이스의 질량관성 모멘트 J_{15} , 케이스의 진동 좌표를 ϕ_{15} 라 설정하면, 이때 케이스에서 발생된 운동에너지량은 $\frac{1}{2}J_{15}\dot{\phi}_{15}^2$ 이고 마운트에 저장된 탄성에너지는 마운트 2개로 케이스가 지지되어 있으므로 $\frac{1}{2}2k_{15}(R_{15}\phi_{15})^2$ 이다.

여기에 케이스의 비틀림 진동은 stage1 유성기어 지지핀의 횡진동에 영향을 준다. 이로 인한 지지핀의 굽힘탄성에너지는 $\frac{1}{2}m_p\dot{\theta}_{15}^2$ 와 같다. 또한 케이스의 비틀림진동은 stage3의 출력축 횡방향 진동에도 영향을 준다.

3. 풍력발전 시스템의 진동특성 해석

3.1 풍력발전시스템의 가진원 분석

풍력발전시스템의 가진원은 회전 불평형에 의한 가진, 기어접촉부의 치형오차에 의한 가진, 치형 피치오차로 인한 가진, 블레이드에 풍하중이 가해져 발생하는 가진원 등이 있으며 그 밖에 치형강성계수의 시간적 변화로 인한 자려가진 등이 있다 [7].

회전불평형에 의한 가진진동수는 회전속도(ω)와 같다. 풍하중에 의한 가진원은 입력속도의 3,6,9배로 나타난다. 기어접촉부에서 치형가공오차, 피치오차와 구동시의 부하에 의한 치접촉부의 변형으로 인해 치합전달오차를 발생시킨다. 이것으로 인해 기어 소음을 발생시킨다. 이 때의 가진진동수는 축의 회전각속도에 기어 잇수를 곱한 소위 치통과 주파수(Ω)가 된다. 또, 치접촉부의 강성계수는 접촉위치에 따라 주기적으로 변하므로 이에 대한 자려가진력은 회전축 진동수와 치통과 주파수 및 그의 정수배의 side bands($k\Omega \pm \omega$, $k = 1, 2, 3$ etc)주파수가 된다[7].

풍력발전시스템의 진동/소음은 풍력발전시스템의 가진진동수와 고유진동수가 일치할 때 발생한다. 가진 진동수를 γ_i , $i = 1, 2, \dots$ 라 하고 풍력발전시스템의 고유진동수를 λ_i ,

$i = 1, 2, \dots, N$ 이라 하면,

$$\gamma_i = \lambda_i \tag{14}$$

일 때 공진 떨림이 발생하는데, $\gamma_i = c_i \omega_{cr}$ 로 놓으면 위험속도는

$$\omega_{cr} = \lambda_i / c_i \tag{15}$$

가 된다. 여기서 c_i 는 가진 진동수의 계수이다.

풍력발전시스템의 주요한 1차 가진진동수[8]를 표로 나타내면 Table 3과 같다.

Table 3: Forcing frequency (X : Input speed)

Section		frequency ratio	Note
Wind load		3X , 6X, 9X	
Mass unbalance	Stage1	1X , 3.44X	Ring shaft Sun shaft
	Stage2	3.44X , 12.99X , 18.49X	Ring shaft Planet shaft Sun shaft
	Stage3	18.49X , 72.01X	Driving shaft Driven shaft
Transmission error	Stage1	93X	
	Stage2	480.8X	
	Stage3	1368.4X	

3.2 풍력발전시스템의 진동특성 분석

풍력발전시스템의 운전속도 범위는 10rpm~ 20rpm으로 설정을 하였고. 가진원은 Table 3과 같이, 풍하중, 질량 불평형, 치통과 주파수를 고려하였다.

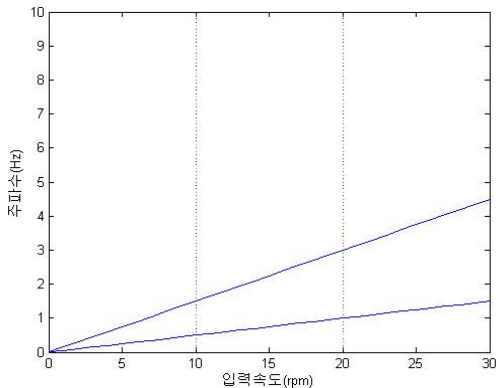


Figure 10: Campbell diagram 1 (Wind source)

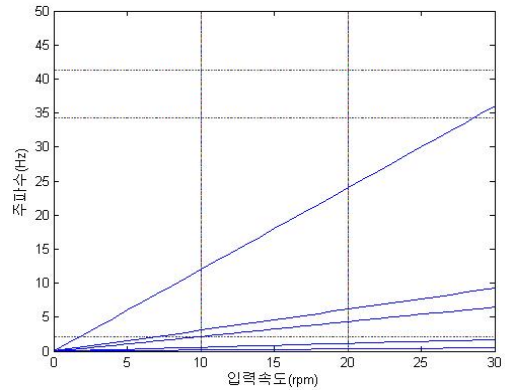


Figure 11: Campbell diagram 2 (Mass unbalance source)

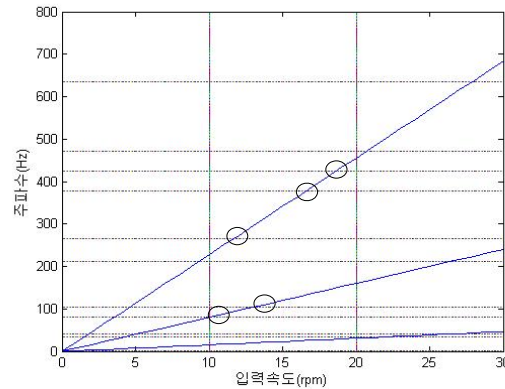


Figure 12: Campbell diagram 3 (GMF source)

Figure 10은 풍하중 가진원에 대한 위험속도 해석을 한 결과를 나타내고 있다. 위험속도 해석 결과, 운전속도 범위에서 공진점이 발생하지 않음을 알 수 있다.

Figure 11은 질량 불평형을 가진원에 대해서 위험속도 해석을 한 결과를 나타내고 있다. 운전속도 범위에서 공진점이 발생하지 않음을 알 수 있다. Figure 12는 기어의 치통과 주파수에 대해서 위험속도 해석을 한 결과를 나타내고 있다. 위험속도해석 결과, 2단 치통과 주파수에 의해서 81.2Hz, 104.7Hz 모드에서 공진이 발생하며, 3단 치통과 주파수에 의해서 264.5Hz, 377Hz, 424.6Hz 모드에서 공진이 발생하는 것을 알 수 있다.[Table 4]

Table 4: Natural frequency

Mode number	Natural frequency	Note
1st	0Hz	Rigid mode
2nd	34.3Hz	
3rd	41.2Hz	
4th	81.2Hz	Resonance
5th	104.7Hz	Resonance
6th	210.9Hz	
7th	264.5Hz	Resonance
8th	377Hz	Resonance
9th	424.6Hz	Resonance
10th	636.1Hz	
11th	1177Hz	
12th	1913Hz	
13th	2063Hz	
14th	2689Hz	
15th	2962Hz	

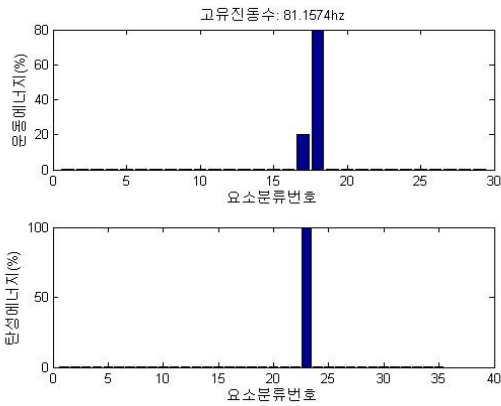


Figure 13: The 4th mode energy storage

Figure 13은 81.2Hz에 대한 진동모드를 나타낸다. 2단의 치합전달오차의 가진원에 의해서 발생하는 모드로서, 기어박스의 출력축과 발전기의 연결축에서 비틀림에 의한 운동이 발생하여 진동 및 소음이 유발 된다. 공진을 회피하기 위해서는 출력축에 연결되어 있는 커플링의 강성 선정에 주의를 기울이고 기어치의 치형수정을 통하여 소음을 줄여야 한다.

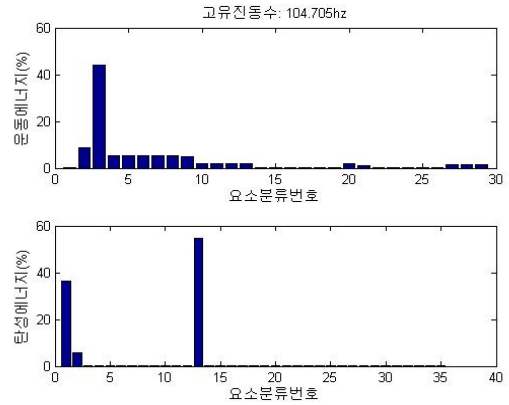


Figure 14: The 5th mode energy storage

Figure 14는 104.7Hz에 대한 진동모드를 나타낸다. 2단의 치합전달 오차의 가진원에 의해서 발생하는 공진모드로서, 1단 선기어와 2단 링기어를 연결하는 연결축에 비틀림에 의한 탄성에너지 저장률이 높게 나타나고 있다. 2단의 치합전달오차에 의한 가진으로 1단과 2단 연결축의 진동과 소음을 유발시킨다.

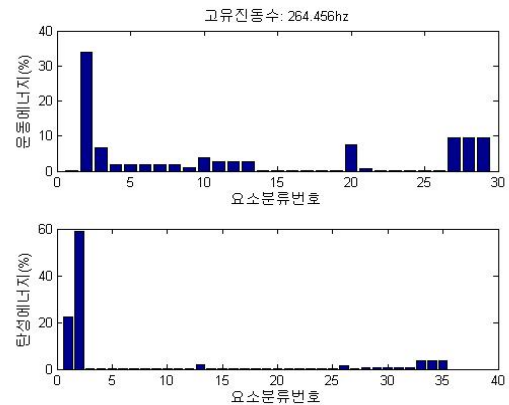


Figure 15: The 7th mode energy storage

Figure 15는 3단 기어의 치합전달 오차의 가진원에 의해서 발생하는 공진모드로서 264.45Hz에서 발생한다. 2단 케리어의 비틀림 운동이 주도적으로 일어나면서 이와 연결되어 있는 1단 및 2단의 유성기어열이 복합적인 운동을 일어난 모드이다. 탄성에너지는 2단 케리어와 연결 되어 있는 입력축

및 1단 연결축에 저장율이 높은 것을 볼 수 있다.

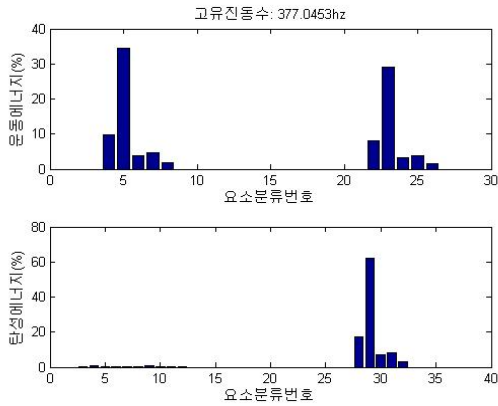


Figure 16: The 8th mode energy storage

Figure 16은 8차 모드로서 1단 유성기어의 병진 운동에 의해서 발생하는 모드이다. 유성기어의 비틀림 운동과 병진운동이 주도하는 모드로서 유성기어지지 베어링에 탄성에너지 저장율이 높게 나타나고 있다.

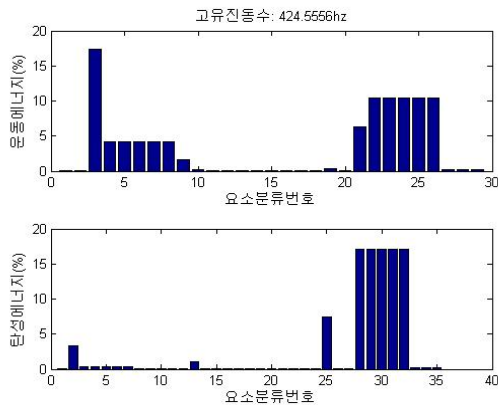


Figure 17: The 9th mode energy storage

Figure 17은 424.6Hz에 대한 진동모드를 나타낸다. 이 모드는 앞의 8차모드와 유사한 모드이나 그 보다는 다소 복합적 요소들이 운동을 주도하고 있다. 요소 번호 3번인 1단 링기어, 4~8인 1단 유성기어열과 요소번호 21번인 케이스의 비틀림 운동이 주도하는 모드로서 유성기어 지지베어링에 탄

성에너지 저장율이 높게 나타나고 있다. 시스템의 비틀림 운동만을 고려하더라도 유성기어열을 같은 경우 캐리어에 의한 비틀림 운동이 유성기어 지지부에 미치는 병진운동의 영향을 무시해서는 안 될 것이다. 소음 및 진동을 저감 하기 위하여 치형 수정을 해야 한다.

5. 결 론

본 연구에서는 블레이드, 증속기, 발전기, 케이스를 포함한 풍력 발전시스템의 진동 모델을 개발하고 진동 특성을 분석하였다.

(1) 풍력발전시스템의 구성 부품에 대한 수학적 진동모델을 개발하였다.

(2) 고유 모드를 해석한 결과 요소들을 연결하는 연결축과 유성기어를 지지하는 베어링 및 케이스 마운트에서 진동을 유발하는 탄성 요소임을 확인하였다. 8차, 9차 모드에서 케이스의 운동에 의한 유성기어 지지핀의 병진운동을 살펴 볼 수 있었다. 유성기어의 경우 캐리어의 수학적 모델링은 주의가 필요하다.

(3) 풍하중, 치통과 주파수, 질량 불평형등을 가진원인으로 위험속도 해석을 수행하였다. 그 결과 치통과 주파수에 의해서 81.2hz, 104.7hz, 210.9hz, 264.5hz, 377hz, 424.6hz 공진이 발생함을 알 수 있었다. 소음 및 진동을 저감하기 위하여 치형수정을 통하여 2단, 3단의 치합전달 오차를 줄여야 할 것으로 사료된다.

본 논문에서 제안한 풍력발전시스템 해석방법이 향후 풍력발전시스템 설계 및 연구에 크게 기여할 것으로 사료된다.

참고문헌

[1] F. K. Choy, Y. K. Tu, M. Savage and D. P. Townsend, "Vibration signature and modal analysis of multi-stage gear transmission", Journal of the Franklin Institute, vol. 328, no. 2/3, pp. 281~298, 1991.

[2] F. K. Choy and Y. F. Ruan, "Modal simulation of gear box vibration with experimental

correlation”, Journal of Propulsion and Power, vol. 9, no. 2, pp. 301~306, 1993.

- [3] A. Kahraman, H. N. Ozguven, D. R. Houser, and J. J. Zakrajsek, “Dynamic analysis of geared rotors by finite elements”, Journal of Mechanical Design, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, vol. 114, pp. 507~514, 1992.
- [4] A.Kahraman, “Dynamic analysis of a multi-mesh helical gear train”, journal of mechanical design, Transaction of the ASME, vol. 116, pp. 706~712, 1994.
- [5] 이형우, 이동환, 박노길, “터보압축기의 진동특성에 관한 해석적 연구”, 한국소음진동공학회지, 제 8권 제 6호, pp. 1069~1077, 1998.
- [6] W. S. Ko, H. W. Lee and N. G. Park, “Development of a vibration model of a helical gear pair for vehicle transmission,” International Journal of Automotive Technology, vol. 7, no. 4, pp. 477-483, 2006.
- [7] H. W. Lee, S. H. Park, M. W. Park and N. G. Park, “Vibrational characteristics of automotive transmission,” International Journal of Automotive Technology, vol. 10, no. 4, pp. 459-467, 2009.



이형우(李炯佑)

1966년생, 1991년 부산대학교생산기계공학과졸업, 1999년 부산대학교 대학원 생산기계공학과 졸업(공학박사), 2007년~현재 부산대학교 기계공학부 기계기반융합부품소재인재양성센터 교수



박노길(朴魯吉)

1955년 생, 1977년 서울대학교 기계설계학과 졸업, 1979년 한국과학기술원 대학원 기계공학과 졸업, 1988년 North Carolina State University 기계항공공학과 졸업(공학박사), 1980년 부산대학교 기계공학부 교수



김영덕(金榮德)

1953년생, 1977년 서울대학교 공대졸업, 1994년 서울대학교 대학원 기계설계학과 졸업(공학박사), 1981년~2009년 국방과학 연구소 책임연구원 역임, 2009년~현재 S&T중공업 CTO/부사장



김수엽(金秀燁)

1956년생, 1983년 영남대학교 기계설계공학과 졸업, 1983년~2003년 통일중공업 연구소, 2004년~2005년 통일중공업 특상공장장, 2006년 S&T중공업 차량사업본부장, 2006년~현재 S&T중공업 R&D 본부장



이동환(李東桓)

1958년생, 1980년 부산대학교 화학기계공학과 졸업, 1999년 부산대학교 대학원 기계공학부 졸업(공학박사), 1982년~현재 한국기계연구원 시스템엔지니어링연구본부

저 자 소 개



김정수(金政洙)

1987년생, 2006년 부산대학교 기계공학부 졸업, 현재 부산대학교 기계시스템설계 석사과정