2.5MW 풍력발전기 기어박스 동특성 연구

김정수* · 박노길* · 한기봉** · 이형우**

*부산대학교 기계공학부

**중원대학교 메카트로닉스학과

Study of Dynamic Characteristics of 2.5-MW Wind Turbine Gearbox

Jung-Su Kim*, No-Gill Park*, Ki-Bong Han** and Hyoung-Woo Lee**

*School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan, Korea

**Department of Mechatronics Engineering, Jungwon University, Goesan-gun, Korea

KEY WORDS: Wind turbine 풍력발전기, Gearbox 기어박스, Transmission Error 치합전달오차, Vibration 진동

ABSTRACT: In this study, a gearbox and blade were modeled in the MASTA program, and the housing and carrier components were modeled using a finite element method. Using substructure synthesis, all the components were combined and used to establish a vibration model of a 2.5-MW wind turbine gearbox. In addition, the safety displacement factor was evaluated using an AGMA data sheet about bearing's outer race for the input shaft and output shaft. As a result, the bearing's outer race for the input shaft, and the radial and axial responses were satisfied by the 1st and 2nd planetary gears and the 3rd helical gear transmission error(TE), respectively. However, the output shaft support bearing's outer race responses were not satisfied with the radial response by the 2nd TE and axial response by the 3rd TE. To reduce the vibration, tooth modification was needed. After profile tooth modification, at the outer race of the output shaft support bearing, the radial response was reduced by approximately 20 μ m, and the axial response was reduced by approximately 6 μ m.

1. 서 론

최신재생에너지의 수요증가로 인하여 풍력발전은 화력발전을 대체 할 수 있는 가장 보편화된 전력생산 방법으로 각광 받고 있다. 보다 큰 전력을 생산하기 위하여 풍력발전기는 대형화 추세이며, 소음/진동으로 인하여 민원이 발생이 많아서, 설치위치가 육상에서 해상으로 옮겨가고 있다. 풍력발전기는 회전자 블레이드로부터 저속, 고 토크 형태의 동력이 입력되면 이를 기어박스가 받아서 발전기에 고속 저 토크의 동력을 전달하는 형태로 되어 있어서, 특히 회전자블레이드의 정격 입력속도가 10~30rpm의 저속이지만, 발전기 출력속도가 1,200~1,800rpm의 고속을 요구하기 때문에 증속비가 50~150 정도의 비교적 큰 속도비를 요구하고 있다(Heier and Waddington, 2006). 특히 해상풍력발전기는 고 동력으로 인해 기어박스가 대형화 되고 있으며, 해상풍력발전기 입력축 정격 회전속도가 육상 풍력발전기보다 낮은 속도로 회전하므로, 더 높은 기어비를 구성해야 하기 때문에 기어박스 진동/소음을 고려한 설계 기술이 더욱 중요하다. 또한 해상풍력발전기의 안정성과 원가절감을 위해서,

기어박스의 무게를 경량화 시키기 위한 노력(Park and Lee., 2010)이 진행되고 있으며, 이로 인하여 진동/소음을 고려한 설계가 매우 중요해지고 있다. 이러한 기어박스 진동/소음을 고려한 설계기술 부족으로 인해, Fig. 1에서 보는 것처럼, 풍력발전기 파손이 기어박스가 19.4%로 가장 높고, Fig. 2에 의하면, 풍력발전기 기어박스 생산업체 점유율은 독일의 Winergy를 포함한 유럽의 4개 업체가 82%를 차지함을 알 수 있다.

풍력발전기의 기어박스에 대해 많은 연구가 수행되고 있다. 블레이드, 증속기를 포함한 풍력발전시스템의 비틀림 진동해석을 수행하였으며(Todorov and Vukov, 2011; Kim et al., 2012), 정상풍속과 돌발풍속을 수학적으로 모델링하고 풍향에 따라 전달되는 메인축에서의 전달모멘트를 조사하여 기어박스에 전달되는 풍하중 특성을 파악하였다(Kim et al., 2012). 풍력발전용 기어박스의 비틀림 진동 모델을 수립하여 비틀림 진동특성을 분석 연구하였다(Kim et al., 2011). 풍력발전시스템 기어트레인 설계요구조건을 광범위하게 고려하여, 1M~8M 풍력발전기 기어트레인의 특성분석을 하였다(Park and Lee., 2010). 풍력발전기 시스템용 기어박스를 부분구조합성법을 이용하여 풍력시

Received 15 March 2014, revised 15 July 2014, accepted 19 August 2014

Corresponding author Hyoung-Woo Lee: +82-043-830-8940, leehwoo@jwu.ac.kr

© 2014, The Korean Society of Ocean Engineers

Wind turbine downtime due to failures

Source: EWEC 2008 Tavner & Spinato investigation surveys failure types in much more detail (on SuperGen wind website)

Fig. 1 Gear box failure

Source: World market update 2008, March 2009, BTM Consult

Fig. 2 World market of wind turbine gear box

스텝의 특성분석을 하였다.(Peeters, 2006). 풍력발전기 시스템을 유한요소법으로 모델링을 하여 구조물 소음, 공기음에 대해서 연구하였다(Vanhollebeke et al., 2012). 이와 같은 연구사례를 살펴보면, 풍력발전용 기어박스 자체의 응답특성을 통한 안정성평가에 대한 연구는 미흡한 실정이다.

본 연구에서는 유성기어시스템, 헬리컬기어시스템, 블레이드 등을 SMT(Smart Manufacturing Technology)사에서 개발한 풍력발전기용 기어박스 전용소프트웨어인 MASTA(SMT, 2010) 프로그램으로 모델링하고, 기어박스 하우징, 토크암, 유성캐리어를 유한요소법으로 모델링하였다. 부분구조합성법으로 MASTA의 모델과 유한요소모델을 조합하여 2.5MW 풍력발전기용 기어박스에 대한 동특성 해석을 수행하였다. 또한 1단, 2단 유성기어시스템 및 3단 헬리컬기어 시스템의 기어 치합전달오차에 의한 가진원을 모델링하였다. 또한 치합전달오차 가진에 의한 입력축 베어링 외륜지점과 출력축 베어링 외륜지점에 변위를 AGMA 6000-B96(AGMA, 1996)의 데이터시트를 이용하여 진동의 안정성 평가를 수행하였다. 문제가 발생한 출력축 베어링 외륜지점에 대해서, 치형수정을 통한 진동저감대책을 제시하였다.

2. 풍력발전용 기어박스 진동 모델링

2.1 기어박스 모델

본 논문의 연구 대상은 2.5MW급의 풍력발전기용 동력분식식 기어박스이며, Fig. 3과 같이 2단의 유성기어단과 1단을 헬리컬 기어단으로 이루어져 있다. 메인축(입력축)을 통하여 1단 유성기어단의 캐리어와 2단 링기어로 입력이 되며, 2단 캐리어는 하우징에 고정 되어 있다. 2단 선기어는 1단의 링기어와 연결되어 있으며, 1단 선기어는 3단 헬리컬 기어단의 구동기어와 결합이 되어 있다. 또한 기어박스는 6° 기울어진 상태로 너셀에 결합되어 있다. 기어열의 제원은 Table 1에 나타내었다. 아래 그림의 첨자 'S', 'P', 'R', 'C'는 유성기어단의 선기어, 유성기어, 링기어, 캐리어를 나타낸다. 'I', 'O'는 헬리컬기어단의 구동기어와 종동기어를 나타내는 첨자이다. 첨자 뒤의 숫자는 1단~3단을 나타낸다.

2.2 시스템 모델링

본 연구에 사용된 풍력발전 시스템은 블레이드와 기어박스의 입력축은 플랜지 결합으로 이루어져 있으며 기어박스 출력축은 발전기와 커플링으로 결합되어 있는 구조이다. 하우징은 양쪽

Fig. 3 Gear train layout

Table 1 Gear information

	stage1			stage2			stage3	
	S	P	R	S	P	R	I	O
Module	13 mm			17.5 mm			11 mm	
Pressure angle				20 °				
Center distance	420 mm			525 mm			550 mm	
Helix angle	-			-			20 °	
Face width	210 mm			260 mm			200 mm	
Number of Teeth	26	37	103	27	32	93	74	19
Profile shift	0.2	0.5	0.1	0.3	0.1	0.2	-0.03	0.5
Addendum				1				
Deddendum				1.25				

토크암 마운트에 의해서 지지가 되어 있으며, 메인축은 메인 베어링에 의해서 지지되어 있다. 유성기어시스템, 헬리컬기어시스템, 축, 베어링요소와 같은 동력전달부분은 MASTA 프로그램을 통하여 모델링 하였으며, 기어박스 하우징, 토크암, 유성캐리어, 플랜지 부분 등은 유한요소법으로 모델링하여 부분구조합성법을 통하여 전체 시스템을 모델링 하였다. 유한요소모델을 그대로 사용하면 질량, 강성 행렬의 사이즈가 비대하게 크기 때문에 해석시간, 컴퓨터 메모리 사용에 단점이 있다. 이를 보완하기 위하여 부분구조합성법을 사용하였다. 부분 구조합성법을 사용하면 거대한 사이즈의 행렬이 설정한 노드 사이즈로 축소를 할 수 있다. 부분구조합성법인 Component mode synthesis(CMS)는 고유모드, 강체모드, 변형모드를 일반화된 자유도로 이용하였으며(Hurty, 1960), 강체운동 모드와 변형모드를 Craig-Bampton 방법으로 일반화 되어 사용되고 있다.(Craig and Bampton, 1968) 아래 수식은 이를 간략히 정리한 것이다.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]u = f(t) \quad (1)$$

위의 식은 다음과 같이 변환 시킬 수 있다. 아래첨자가 c 인 것은 구속된 좌표이고 f 인 것은 구속되지 않은 좌표이다.

$$u = \begin{Bmatrix} u_c \\ u_f \end{Bmatrix} = [\Phi_c \ \Phi_f] \begin{Bmatrix} q \\ u_f \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_c & \phi_f \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q \\ u_f \end{Bmatrix} \quad (2)$$

$$\phi_c^T M_{cc} \phi_c = I \quad (3)$$

$$\phi_f = -K_{cc}^{-1} K_{cf} \quad (4)$$

ϕ_c 는 모드벡터이고 ϕ_f 는 강체벡터이다. 위의 식을 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} I & M_{cf} \\ M_{fc} & M_{ff} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q} \\ \ddot{u}_f \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} A & 0 \\ 0 & K_{ff} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q \\ u_f \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ f_f \end{Bmatrix} \quad (5)$$

여기서, $K_{ff} = \Phi_f^T K \Phi_f$, $M_{ff} = \Phi_f^T M \Phi_f$, $M_{cf} = M_{fc} = \Phi_c^T K \Phi_f$ 이다. 식 (5)에서 자유도가 경계 및 내부노드로 축소된 것을 확인 할

수 있다. 이와 같이 부분구조 합성법을 통하여 유연체의 질량, 강성행렬의 사이즈를 축소하여 기어트레인과 결합할 수 있다.

풍력발전용 기어박스의 경우는 하우징이 너셀에 토크암 마운트로 지지되어 있는 특이한 조건이기 때문에 토크암 마운트를 고려한 설계를 하는 것이 중요하다. 토크암 마운트에 토크암 강성과 동일한 스프링을 연결하여 너셀에 지지 효과를 주었다. Fig. 4는 하우징, 캐리어의 유한요소 모델이다. 하우징, 캐리어 #1, 캐리어#2는 ANSYS에서 solid 186,187요소를 사용하여 요소화 하였으며, 각각은 297196개, 304321개, 189146개의 절점과 181173개, 188988개, 52286개의 요소를 사용하였다.

하우징은 Table 2는 토크암 마운트의 강성값을 나타낸 것이다.

풍력발전용 기어박스의 진동 특성을 파악하기 위해서는 기어박스 뿐만 아니라 기어박스와 연결되어 있는 입력축과 출력축 부분의 모델링이 포함되어야 한다. 입력축에는 블레이드에 해당하는 질량과 관성모멘트를 가지는 디스크, 출력축에는 발전기 회전자의 관성모멘트를 가지는 디스크를 모델링하여 관성모멘트에 대한 효과를 부여하였다. 또한 출력축은 고속커플링으로 회전자와 연결되어 있다. Table 3은 블레이드, 발전기 회전자 및 커플링의 정보이다. Fig. 5는 기어박스 시스템의 전체 형상을 나타 낸 것이다.

Table 2 Torque arm stiffness information

Torque arm	Radial stiffness	Axial stiffness
	150 kN/mm	2 kN/mm

Table 3 Blade and coupling information

Information		
Blade	Number of blade	3
	Weight	55,000 kg
	Polar moment	$8.5 \times 10^6 \text{ kgm}^2$
	Axial stiffness	1,000,000 N/m
Coupling	Tilt stiffness	80,000 Nm/rad
	Torsional stiffness	1,500 Nm/rad

Fig. 4 Finite element modeling

Fig. 5 2.5MW wind turbine gear train

2.3 가진 모델링

풍력발전기용 기어박스의 소음을 일으키는 주원인은 기어박스에 하중이 가해질 때, 치합전달오차에 의해 치충돌을 발생하여 소음을 발생하게 된다. 따라서 치합전달 오차에 의한 특성을 살펴보기 위하여, 치합전달 오차의 가진원에 대한 모델링을 수행하여야 한다. 치합전달오차의 발생원인 및 발생인자에 대해 Table 4에 나타내었다. 치합전달오차는 주로 축어긋남, 기어편심, 외불 등의 설치오차와 기어 가공오차, 부하에 의한 치변형에 의해 발생을 한다. 풍력발전기는 고동력이 작용하므로, 가공오차, 설치오차의 영향보다는 치합시 부하로 인한 치의 변형량에 의해 치합전달오차가 크게 발생하게된다(Lee and Kang, 2014).

본 연구에서는 가공, 설치오차에 의한 영향은 무시하고, 전달하중에 의한 치변형이 원인이된 치합전달오차를 구하였다. 기어가 물리고 있는 상태에서 작용선 방향으로의 두기어의 치변형량을 구하기 위해서는 치강성을 구하여야 한다. 치강성은 아래의 수식을 통해서 구할 수 있다(ISO, 2006).

$$\Delta k(t) = (0.75\epsilon + 0.25)\dot{c} \times B \times 10^6 \times l(t) \quad (6)$$

여기서 $\dot{c}$ 은 Single stiffness이고 B 는 치폭, $l(t)$ 는 물림선의 길이를 나타낸다. ϵ 는 물림율이다. Single stiffness $\dot{c}$ 는 ISO을 근거로 계산을 하여 평기어, 헬리컬기어 및 내접기어, 외접기어의 값을 구할 수 있다. 기어는 시간에 따라 강성값이 변동하는 시변특성을 가지고 있다. 전달하중에 치강성값을 나누어 계산

Table 4 Generation factor and causes of transmission error

Generation factor of transmission error	Causes of transmission error
Gear tooth deflection	Transmitted force
Shaft deflection	Elastic deformation
Gear tooth profile error	Manufacturing error
Gear pitch error	
Gear eccentricity	Installation error
Gear wobble	
Shaft misalignment

(a) Stage1 Transmission error

(b) Stage2 Transmission error

(c) Stage3 Transmission error

Fig. 6 Transmission error(TE)

하면 작용선 방향으로의 치변형량을 구할 수 있다. 아래 Fig. 6은 치변형에 의한 치합전달 오차를 나타낸 것이다. 치합전달오차를 푸리에 시리즈로 정리하여 평균항(e_0) 및 하모닉 성분(e_i)으로 표현 가능하다. 여기서 시정계시스템으로 생각하여 치강성의 평균 값만 고려하고 1차 하모닉성분을 고려하여 가진원으로 하였으며 Table 5은 그 크기를 나타낸 것이다.

Table 5 Transmission error harmonic component

stage	meshing	1st harmonic(μm)
1st stage	sun ~ planet	27.7
	planet ~ ring	21.95
2nd stage	sun ~ planet	41.46
	planet ~ ring	18.20
3rd stage	driving ~ driven	2.71

2.4 감쇠 모델링

강제진동의 경우 감쇠에 의해서 그 크기가 변화가 심하다. 그래서 적절한 감쇠를 주어야지만 신뢰할 만한 결과를 얻을 수 있다. 하지만 감쇠는 주파수,동적 조건에 따라서 감쇠계수가 변하기 때문에 정확한 감쇠 효과를 부여하는 것은 쉽지 않다. 복잡한 시스템의 경우 비례감쇠를 이용하여 시스템감쇠를 적용하는 것이 일반적이다. 비례감쇠행렬 $[C]$ 는 아래의 식과 같이 질량행렬 $[M]$, 강성행렬 $[K]$ 의 조합으로 구할 수 있다(Chowdhury and Dasgupta, 2003).

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (7)$$

여기서 계수 α , β 는 i 차, j 차의 고유진동수(ω_i , ω_j)와 고유진동 모드 감쇠비 ζ_i , ζ_j 를 통해서 구할 수 있다. 감쇠비는 3~5%를 사용하는 것이 일반적이다(Kasuba and Evans, 1980). 모드별 감쇠비 3%로 하여 비례감쇠를 적용하였다.

$$\zeta_i = \frac{\alpha}{2} \frac{1}{\omega_i} + \frac{\beta}{2} \omega_i \quad (8)$$

$$\zeta_j = \frac{\alpha}{2} \frac{1}{\omega_j} + \frac{\beta}{2} \omega_j \quad (9)$$

3. 응답 해석

MASTA를 이용하여 각단의 1차 치합전달오차 하모닉성분을 가진원으로 하여 시정계-선형 시스템에서 강제진동해석을 수행하였으며 기어박스의 응답특성에 대해서 살펴보았다. 응답은 입력축 및 축력축 베어링의 외륜을 측정 지점으로 하였다. 기어박스의 진동측정은 베어링 주위의 하우징에 센서를 설치하여 측정을 하므로 응답을 베어링 외륜으로 하는 것이 타당하다. Fig. 7은 가진원과 측정위치를 나타낸 것이다.

Fig. 8은 1단, 2단 유성기어시스템의 가진 위치에 따른 응답 위치를 나타낸다. Fig. 6(a)는 1단 유성기어를 나타내고, 캐리어가 회전함에 따라 유성기어의 가진 위치가 변화하게 된다. 가진 위치를 0° , 60° , 120° , 180° , 240° , 300° 로 변화를 주며 응답을 파악하였다. Fig. 6(b)는 2단 유성기어를 나타내고, 캐리어가 하우징에 고정되어 회전을 하지않는다. 유성기어의 가진 위치를 18° , 90° , 162° , 234° , 306° 일 때 응답을 파악하였다.

풍력발전기 기어박스 강제진동 해석을 통한 응답의 결과에 대한 평가를 하기위해, 실험평가에 사용되는 AGMA 6000-B96

Fig. 7 Measurement point & Excitation source **Fig. 8** Excitation position of the planetary gear **Fig. 9** Acceptable level - displacement

Fig. 10 Pitch Line Velocity

의 허용치를 기준으로 평가를 하였다(AGMA, 1996). Fig. 9는 변위의 허용치를 나타낸 그래프이다.

기어의 피치선속도(Pitch Line Velocity:PLV)는 기어의 회전 속도(n_p)와 물림피치경직(d)을 통해서 아래의 수식 10과 같이 구할 수 있다. PLV가 $25m/s$ 이상이면 Class A이고 이하이면 Class B이다. Fig. 10은 각 기어 물림 쌍에서의 PLV를 나타낸 것이다. 0~20rpm영역에서는 모든 기어 물림에서의 PLV가 $25m/s$ 이하로 Class A에 속한다.

$$PLV = \frac{\pi n_p d}{60,000} [m/s] \quad (10)$$

Table 6는 각 기어단의 회전속도와 15.3rpm기준으로의 가진 주파수를 분석한 것이다. 이 값을 기준으로 하여 변위허용치를 Fig. 9를 통하여 구하였다. Table 7은 Fig. 9를 통하여 구한 변위

Table 6 The speed and frequency of gear stage

		Teeth	Rotational speed [rpm]	Frequency [Hz]
1st stage	Sun	26	284.68	116.733
	Planet	37	-189.29	
	Ring	103	-52.7	
2nd stage	Sun	27	-52.7	23.715
	Planet	32	44.4656	
3rd stage	Ring	93	15.3	351.11
	Driving	74	-1108.77	
	Driven	19	284.6846	

Table 7 Acceptable levels of displacement at gear stage

	Pitch line speed [m/s]	Class	Reference speed (Hz)	Acceptable levels (μm)
1st stage	4.77	A	116.733	40
2nd stage	1.30	A	23.715	70
3rd stage	12.91	A	351.110	13

(a) Excitation source : Stage 1 Sun & planetary TE

(b) Excitation source : Stage 1 planetary & Ring TE

(c) Excitation source : Stage 2 Sun & planetary TE

(d) Excitation source : Stage 2 planetary & Ring TE

Fig. 11 The planetary gear system response for excitation location (Point A)

Fig. 12 Response of 3rd stage helical gear system (Point A)

허용치를 나타낸다. 1단의 치합전달오차로 가진을 주었을 때, 측정지점에서 변위가 $40\mu\text{m}$ 이하가 되어야하며, 2단 및 3단은 각각 $70\mu\text{m}$, $12\mu\text{m}$ 이하의 변위를 가져야한다.

Fig. 11은 1단, 2단 유성기어시스템의 가진위치에 따른 관측 지점 A의 병진응답 변화를 나타낸 것이다. Fig. 11(a)는 1단 선기어/유성기어의 치합전달오차 가진에 의한 0° , 60° , 120° , 180° , 240° , 300° 위치의 변위 응답을 나타낸다. 180° 위치에서 z방향의 변위가 $7\mu\text{m}$ 이하로 제일 크게 나타났다. 허용 변위 값 $40\mu\text{m}$ 보다 작으므로 안전함을 알 수 있다. Fig. 11(b)는 1단 유성기어/링기어의 치합전달오차 가진에 의한 변위 응답을 나타내고, 180° 위치에서 y방향의 변위가 $9\mu\text{m}$ 이하로 제일 크게 나타났다. 허용 변위 값 $40\mu\text{m}$ 보다 작으므로 안전함을 알 수 있다. Fig. 11(c)는 2단 선기어/유성기어의 치합전달오차 가진에 의한 18° , 90° , 162° , 234° , 306° 위치의 변위 응답을 나타내고, 162° 위치에서 z방향의 변위가 $13\mu\text{m}$ 이하로 제일 크게 나타났다. 허용 변위 값 $70\mu\text{m}$ 보다 작으므로 안전함을 알 수 있다. Fig. 11(d)는 2단 유성기어/링기어의 치합전달오차 가진에 의한 변위 응답을 나타내고, 162° 위치에서 z방향의 변위가 $13\mu\text{m}$ 이하로 제일 크게 나타났다. 허용 변위 값 $70\mu\text{m}$ 보다 작으므로 안전함을 알 수 있다. Fig. 12는 3단 헬리컬시스템의 변위 응답을 나타낸다. 최대 변위가 $3.5\mu\text{m}$ 보다 이하로, 허용 변위 값 $12\mu\text{m}$ 을 만족함을 알 수 있다.

Fig. 13은 1단, 2단의 선기어/유성기어/링기어의 물림에서 발생하는 가진 및 3단 헬리컬기어단의 가진을 모두 고려하였을 때, 관측지점 A점의 반경방향 및 축방향 변위 변화를 나타낸 것이다. Fig. 13(a)의 반경방향에서는 2단 유성기어단의 응답이 가장 크게 나타났으며, 최대치가 약 $15\mu\text{m}$ 정도 나타나고 있다. 허용 변위 값 $70\mu\text{m}$ 이하임으로 안전함을 알 수 있다. Fig. 13(b)의 축 방향에서도 2단 유성기어단의 응답이 가장 크게 나타났으며, 최대치가 약 $21\mu\text{m}$ 정도 나타나고 있다. 허용 변위 값 $70\mu\text{m}$ 이하임으로 안전함을 알 수 있다. A지점의 응답특성을 보면, 모두 허용치를 만족함을 알 수 있다.

Fig. 14는 1단, 2단 유성기어시스템의 가진위치에 따른 관측 지점 B점의 병진응답 변화를 나타낸 것이다. Fig. 14(a)는 1단 선기어/유성기어의 치합전달오차 가진에 의한 0° , 60° , 120° , 180° , 240° , 300° 위치의 변위 응답을 나타낸다. 60° 위치에서 x방향의 변위가 $35\mu\text{m}$ 이하로 제일 크게 나타났다. 허용 변위 값 $40\mu\text{m}$ 보다 작으나 요주의를 요한다. 해결책은 치형수정을 통하여 치합전달오차 가진에 의한 변위를 떨어뜨려야한다. Fig. 14(b)는 1단 유성기어/링기어의 치합전달오차 가진에 의한 변위 응답을 나타내고, x방향의 변위가 $20\mu\text{m}$ 이하로 제일 크게 나타났다. 허용 변위 값 $40\mu\text{m}$ 보다 작으므로 안전함을 알 수 있다. Fig. 14(c)는 2단 선기어/유성기어의 치합전달오차 가진에 의한 18° , 90° , 162° , 234° , 306° 위치의 변위 응답을 나타내고, 90° 위치에서 x방향의 변위가 약 $130\mu\text{m}$ 로 제일 크게 나타났다. 허용 변위 값 $70\mu\text{m}$ 보다 큼으로 문제가 있음을 알 수 있다. 치형수정을 통한 저감대책이 필요하다. Fig. 14(d)는 2단 유성기어/링기어의 치합전달오차 가진에 의한 변위 응답을 나타내고, 90° 위치에서 x방향의 변위가 $43\mu\text{m}$ 이하로 제일 크게 나타났다. 허용 변위 값 $70\mu\text{m}$ 보다 작으므로 안전함을 알 수 있다. Fig. 15는 3단 헬리컬시스템의 변위 응답을 나타낸다. 최대 변위가 약 $20\mu\text{m}$ 임으로, 허용 변위 값 $12\mu\text{m}$ 보다 큼으로 문제가 있음을 알 수 있다. 치형수정을 통한 저감대책이 필요하다.

Fig. 16은 1단, 2단의 선기어/유성기어/링기어의 물림에서 발생하는 가진 및 3단 헬리컬기어단의 가진을 모두 고려하였을 때, 관측지점 B점의 반경방향 및 축방향 변위 변화를 나타낸 것이다. Fig. 16(a)의 반경방향에서는 2단 유성기어단의 응답이 가

(a) Radial responses

(b) Axial responses(z direction)

Fig. 13 Response of Point A

(a) Excitation source : Stage1 Sun & planetary TE

(b) Excitation source : Stage1 planetary & Ring TE

(c) Excitation source : Stage2 Sun & planetary TE

(d) Excitation source : Stage2 planetary & Ring TE

Fig. 14 The planetary gear system response for excitation location (Point B)

Fig. 15 Response of 3rd stage helical gear system (Point B)

장 크게 나타났으며, 최대치가 약 89 μ m 정도 나타나고 있다. 허용 범위 값 70 μ m보다 크므로 저감대책이 필요함을 알 수 있다. Fig. 16(b)의 축 방향에서도 3단 유성기어단의 응답이 가장 크게 나타났으며, 최대치가 약 20 μ m 정도 나타나고 있다. 허용 범위 값 12 μ m보다 크므로 저감대책이 필요함을 알 수 있다.

B지점의 응답특성이 허용치를 만족하지 못함으로, 저감대책으로 치형수정이 필요하다. 치형수정은 치변형에 의하여 발생하는 변형량을 바탕으로 치형수정을 하였다(MAAG, 1990). 치 변형량은 기어의 이접촉 개수가 변하는 Highest point of single tooth contact(HPSTC) 헬리컬기어는 Highest point of double tooth contact(HPDTC)에서 산출하였다. 치형수정은 Tip relief로 하였으며 HPSTC/HPDTC에서 치형수정을 시작하였다.

(a) Radial responses

(b) Axial responses(z direction)

Fig. 16 Response of Point B

Table 8 Amount of tooth deflection

		deflection, δ [μm]	
1st stage	Sun~Planet mesh	78.09	-
	Sun~Planet mesh	-	68.60
2nd stage	Sun~Planet mesh	123.91	-
	Sun~Planet mesh	-	108.96
3rd stage	Driving	59.42	
	Driven		

Table 8은 1, 2, 3단 기어 쌍의 프로파일방향 치변형량을 나타낸 것이다.

Fig. 17은 치형수정 후의 치합전달오차를 나타낸다. 치형수정 후 관측지점 B에서 허용치를 초과한 2단 치합전달오차에 의한 반경방향 응답과 3단 치합전달오차에 의한 축 방향 응답을 재 해석 하였다. 이때의 치형수정 전과 후의 응답치를 Fig. 18에 나타냈다. 반경방향 응답을 살펴보면 최대 응답치가 약 $20\mu\text{m}$ 가 감소한 $65\mu\text{m}$ 로 떨어졌다. 치형수정을 통하여 허용치인 $70\mu\text{m}$ 보다 낮아진 것을 확인 하였다. 축 방향의 응답도 약 $6\mu\text{m}$ 가 감소하여 최대 응답치가 약 $13.6\mu\text{m}$ 이 되었다.

4. 결 론

본 논문에서는 유성기어시스템, 헬리컬기어시스템, 블레이드 등은 MASTA 상용프로그램으로 모델링하고, 기어박스 케이스, 토크암, 유성캐리어는 유한요소법으로 모델링하였으며, 부분구조합성법으로 조합하여 2.5MW 풍력발전기용 동력분기용 기어 박스에 대한 진동모델을 수립하였다. 또한 1단, 2단 유성기어시스템 및 3단 헬리컬기어 시스템의 기어 치합전달오차에 의한 가진원을 모델링하였다. 또한 입력축 베어링 외륜지점(Point A)과 출력축 베어링 외륜지점(Point B)에 변위에 대하여, AGMA의 데이터시트를 이용하여 진동의 안전성 평가를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 입력축 베어링 외륜지점에 대해서, 1단, 2단 유성기어시스템과 3단의 헬리컬기어시스템의 반경방향 및 축 방향 허용 변위 값을 모두 만족하여 안전함을 알 수 있었다.
- (2) 출력축 베어링 외륜지점에 대해서, 2단 유성기어단의 반경방향의 응답의 최대치가 $89.6\mu\text{m}$ 가 되어 허용치 $70\mu\text{m}$ 보다 큼을 알 수 있었다.
- (3) 출력축 베어링 외륜지점 3단 유성기어단의 축 방향 응답의 최대치가 약 $19.6\mu\text{m}$ 가 되어 허용치 $12\mu\text{m}$ 보다 큼을 알 수 있었다.

Fig. 17 Transmission error(TE) - after tooth modification

Fig. 18 Response of Point B - after tooth modification

(4) 1단, 2단, 3단 각각의 기어에 대해 프로파일 치형수정을 실시한 결과, 출력축 베어링 외륜지점에 대해서, 2단 유성기어단의 반경방향의 응답의 최대치가 $20\mu\text{m}$ 떨어져서 $66.4\mu\text{m}$ 이 되어 허용치를 만족하였다. 또한 3단 유성기어단의 축 방향 응답의 최대치가 약 $6\mu\text{m}$ 가 감소함을 알 수 있었다.

(5) 풍력발전기는 비틀림진동으로 인해, 다른 산업용 기어박스보다 축, 케이스의 변형이 크게 발생함으로, 기어 리드방향의 치형수정에 대한 연구가 필요하며, 리드방향의 치형수정을 하면 2단, 3단 기어시스템의 허용치를 많이 감소시킬 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음.

References

- AGMA, 1996. AGMA 6000-B96-Specification for Measurement of Linear Vibration on Gear Units.
- Chowdhury, I., Dasgupta, S.P., 2003. Computation of Rayleigh Damping Coefficients for Large Systems, *Electronic Journal of Geotechnical Engineering*, 8(Bundle 8C).
- Craig, R.R., Bampton, M.C.C., 1968. Coupling of Substructure for Dynamic Analysis, *American Institute of Aeronautics and Astronautics*, 6, 1313-1319.
- Heier, S., Waddington, R., 2006. *Grid Integration of Wind Energy Conversion System*, 2nd Edition, John Wiley & Son.
- Lee, H.W., and Kang, D.K., 2014. Gear Teeth Modification for a 2.5MW Wind Turbine Gearbox, *Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers*, 23(2), 109-117.
- Hurty, W.C., 1960. Vibrations of Structural Systems by Component Mode Synthesis, *Journal of the Engineering Mechanics Division*, 86.
- ISO, 2006. ISO 6336-1-Calculation of Load Capacity of Spurand Helical Gears-part1:Basic Principles, Introduction and General Influence Factors.
- Kasuba, R., Evans, J.W., 1980. An Extended Model for Determining Dynamic Loads in Spur Gearing, *American Society of Mechanical Engineers paper80-C2/DET-90*.
- Kim, J.S., Lee, H.W., Park, N.G., Lee, D.H., 2012. A Study on Wind Load Variation Characteristics of Wind Turbine Gearbox, *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, 36(2), 267-275.
- Kim, J.S., Lee, H.W., Park, N.G., Kim, Y.D., Kim, S.Y., Lee, D.H., 2011. Characteristic of Vibration in Wind turbine System, *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, 35(6), 786-795.
- MAAG, 1990. MAAG Gear Book, MAAG Gear-Wheel Company.
- Park, N.G., Lee, H.W., 2010. An Investigation on the Characteristics of Gear Trains of Wind turbines, *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, 34(6), 806-815.
- Peeters, J., 2006. Simulation of Dynamic Drive Train Load in a Wind Turbine. *Katholieke Universiteit Leuven*.
- SMT(Smart Manufacturing Technology), 2010. MASTA version 5.1 Advanced Training Manual, 1-45.
- Todorov, M., Vukov, G., 2011. Modal Properties of Drive Train in Horizontal-axis Wind Turbine. *Proceedings of International Conference on Innovations-Recent Trends and Challenges in Mechatronics*, 3, 160~168.
- Vanhollebeke, F., Helsen, J., Peeters, J., Vandepitte, D., W.Desmet., 2012. Combining Multibody and Acoustic Simulation Models for Wind Turbine Gearbox NVH Optimisation, *International Conference on Noise and Vibration Engineering*, 4453-4467.