

## 2MW급 풍력발전기 사이클로이드 피치감속기 설계에 대한 연구

민영실<sup>1</sup> · 이형우<sup>†</sup>

(Received October 15, 2015 ; Revised November 26, 2015 ; Accepted November 27, 2015)

### A study on the design of cycloidal pitch reducer for the 2MW-class wind turbine

Young-Sil Min<sup>1</sup> · Hyoung-Woo Lee<sup>†</sup>

**요약:** 본 연구에서는 사이클로이드기어시스템 1단, 한 쌍의 평기어시스템, 입력 축, 출력 축, 하우징으로 구성되어 있는 2MW급 풍력발전기용 사이클로이드 피치감속기에 대해 유한요소해석을 통한 안정성평가를 수행하였다. 또한 평기어에 대해서는 ISO 6336에 의한 기어강도해석을 통하여 안정성 여부를 평가하였다. 2MW급 풍력발전기용 사이클로이드 감속기의 고유진동 특성 해석을 수행하였고, 입력축 질량불평형, 출력축 질량불평형, 평기어 치합전달오차, 사이클로이드기어 치합전달오차 등에 발생하는 가진원에 대해 위험속도 분석을 하였다.

**주제어:** 풍력발전기, 사이클로이드 기어, 피치감속기, 위험속도, 유한요소해석, 치합전달오차

**Abstract:** In this paper, finite element analysis of a cycloidal pitch reducer for a 2 MW-class wind turbine is reviewed. The system is composed of one cycloid set, one spur gear set, an input shaft, an output shaft, and a housing. The system was also evaluated for stability by analyzing spur gear strength according to ISO 6336. An analysis of the natural vibration characteristics of the 2 MW-class wind turbine cycloid pitch reducer was performed with attention to critical speed with input mass unbalance, output mass unbalance, spur gear transmission error, cycloid gear transmission error, and excitation frequency.

**Keywords:** Wind turbine, Cycloid gear, Pitch reducer, Critical speed, Finite element analysis, Transmission error

#### Nomenclature

$Z_B$  : The pinion single pair tooth contact factor  
 $Z_D$  : The gear single pair tooth contact factor  
 $\sigma_{HP}$  : Permissible contact stress  
 $Z_H$  : Zone factor  
 $Z_E$  : Elasticity factor  
 $Z_\epsilon$  : Contact ratio factor  
 $Z_\beta$  : Helix angle factor  
 $F_t$  : Nominal tangential load  
 $b$  : Face width  
 $d_1$  : Reference diameter of pinion  
 $u$  : Gear ratio (  $Z_2/Z_1$  )  
 $K_A$  : Application factor  
 $K_V$  : Dynamic factor  
 $K_{H\beta}$  : Face load factor  
 $K_{H\alpha}$  : Transverse load factor  
 $\sigma_{FP}$  : Permissible bending stress

$K_A$  : Application factor  
 $K_V$  : Dynamic factor  
 $K_{F\beta}$  : Face load factor  
 $K_{F\alpha}$  : Transverse load factor

#### 1. 서론

풍력발전 시스템은 블레이드, 피치드라이브, 피치베어링, 로터샤프트, 증속기, 발전기, 고속축커플링, 요드라이브, 요베어링, 타워 및 각종 체어기 등으로 구성되어 있으며, 수명을 20년 이상 보장해야 하므로 신뢰성 있는 제품만이 시장진입이 가능한 폐쇄적인 특징을 가지고 있다[1].

풍력발전기는 회전자 블레이드로부터 저속, 고 토크 형태의 동력이 입력되면 이를 기어박스에서 증속되어 발전기에 고속 저 토크의 동력으로 변환되는 형태로 되어 있다. 풍력발전기를 구성하는 여러 요소들 중에서 피치감속기는 풍력발전기의 출력제어를 위해 피치시스템에서 블레이드를 회전시켜주는 역할을 한다[2]. 외국 선진업체의 피치감

† Corresponding Author (ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-7312-6910>): Department of Mechatronics Engineering, Jungwon University, 85, Munmu-ro, Goesan-eup, Goesan-gun, Chungbuk, 367-700, Korea, E-mail: leehwoo@jwu.ac.kr, Tel: 043-830-8940

1 Department of Medicinal Plant Science, College of Science Engineering, Jungwon University, E-mail: youngsil31@jwu.ac.kr, Tel: 043-830-8613

This is an Open Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>), which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

속기는 유성기어구조의 감속기를 사용하고 있다. 국내 H사는 피치감속기의 중량을 줄이기 위해 사이클로이드기어형태의 감속기를 채택하고 있다. 즉 2MW급 유성기어 피치감속기는 3단을 채택하고 있으나, 2MW급 사이클로이드 피치감속기는 2단으로 높은 감속비를 가지는 큰 장점을 가지고 있다. Kim과 그의 동료는 유전알고리즘을 이용하여 풍력발전기용 유성기어 형태의 피치감속기 최적설계를 수행하였다[3]. Kim 및 Michael은 블레이드, 기어박스, 발전기를 고려한 풍력발전시스템의 비틀림 해석을 통한 신뢰성을 검토하였다[4][5]. Kim 등은 정상풍속과 돌발풍속을 수학적으로 모델링하고 풍향에 따라 전달되는 주축에서 전달모멘트를 조사하여 풍력발전기 기어박스에 전달되는 풍하중의 특성을 파악하였다[6]. Park and Lee는 풍력발전시스템 기어트레인의 설계요구조건을 광범위하게 고려하여, 1M~8M 풍력발전기 기어트레인의 특성분석을 하였다[7]. 위의 대부분의 연구는 유성기어 형태의 풍력발전기 기어박스 연구이고, 풍력발전기용 사이클로이드 기어박스에 대한 연구는 미흡한 상태이다.

본 연구에서는 입력축의 최대토크 28.5kNm, 입력축 회전속도 2,000rpm, 감속비가 1/172.5인 2MW급 풍력발전기용 사이클로이드 피치감속기 부품에 대해서 구조해석을 통한 안정성평가를 수행하였다. 또한 평기어에 대해서는 ISO 6336에 의한 기어강도해석을 통하여 안정성 여부를 평가하였다. 2MW급 풍력발전기용 사이클로이드 피치감속기의 진동에 의한 공진여부를 파악하기 위하여, 입력축, 출력축의 질량 불평형 및 평기어, 사이클로이드 기어 치합전달오차를 고려한 가진원에 대해 위험속도 분석을 하였다.

## 2. 2MW급 풍력발전기용 사이클로이드 피치감속기 부품 구조해석

### 2.1 사이클로이드 피치감속기 특징 및 구조해석

2MW급 풍력발전기용 피치 감속기는 입력축의 최대토크 28.5kNm, 입력축 회전속도 2,000rpm, 출력축 회전속도 11.594rpm, 감속비가 1/172.5이다. 피치감속기는 입력축으로 입력된 동력은 multi-mesh 평기어 쌍으로 전달되어, 이 기어를 지지하는 핀을 회전시키게 된다. 이 핀은 사이클로이드기어(cycloid gear)의 감속비에 따라서 회전속도가 결정되며, 사이클로이드 커버(cycloid cover)가 다시 출력축과 스플라인으로 결합되어 동력이 출력된다. Figure 1은 피치감속기 구조 및 부품형상을 나타낸다. Figure 1 구조를 통해 알 수 있는 것처럼, 사이클로이드 피치감속기는 2단으로 높은 감속비를 가지는 큰 장점을 가지고 있다.

피치감속기 구조해석은 하우징 부분과 하우징을 제외한 파워트레인 부분으로 나누어 해석을 실시하였다. 하우징을 제외한 파워트레인 부분은 입력축에 부하를 주어 그에 따른 시스템 전체의 응력 분포를 살펴보고, 하우징은 베어링 반력 및 Pin 반력을 예측하여 이를 하우징에 하중으로 주어 구조해석을 수행 하였다. 최대 토크가 걸렸을 때의 정격해석을 수행하며, 평가는 유한요소 해석 또는 ISO규격을 통해서 실시하였다. 유한요소해석은 부품별 묶음 해석을 수행하여 이때 나오는 베어링반력을 다른 부품의 하중조건으로 주어 수행하였다. 해석을 수행한 부품 묶음 부품 리스트는 입력축과 평기어쌍, 사이클로이드 커브, 사이클로이드 기어, 출력축, 하우징이다. 유한요소해석을 위하여 메쉬 작업은 육면체 형상과(10node) 8면체 형상(12node)을 사용하였다. 메쉬의 사이즈는 5~20mm사이로 생성하였다.

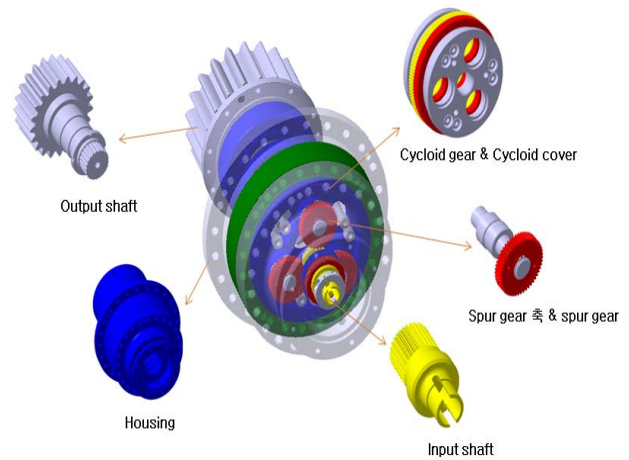
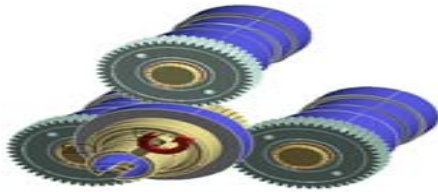


Figure 1: Pitch reducer components

### 2.2 입력축과 평기어쌍 구조해석

#### 2.2.1 유한요소를 통한 구조해석

입력축에 걸리는 최대토크 28.5kNm를 하중조건으로 주었으며 기타 베어링 지지부를 지면에 고정하여 구조해석을 수행하였다. Figure 2는 입력축, 평기어 쌍의 경계조건을 나타낸다. Figure 3은 입력축에 대한 구조해석 결과를 나타낸다. Figure 3에서, 입력축은 최대 0.32mm변형이 발생하였으며, Von-mises응력을 살펴보았을 때에는 최대 353MPa이었다. Figure 4는 평기어 축의 구조해석결과를 나타낸다. Figure 4에서, 평기어 지지축은 0.14mm의 변형과, 102MPa의 응력이 발생하였다. Figure 5는 평기어의 구조해석 결과를 나타낸다. Figure 5에서, 면압강도의 경우 접촉응력(contact pressure)을 통해서 치면의 안정성을 확인하고, 굽힘강도는 최대토크를 통하여 기어의 치 뿌리 부분의 안정성을 확인 하였다. 치 굽힘강도의 경우에는 압축을 받는 쪽보다는 인장을 받는 쪽에 손상이 주로 발생하기 때문에 인장영역을 주의깊게 살펴보았다. 기어의 접촉응력(contact pressure)을 살펴봤을 때에는 최대 295MPa이 발생하였으며, 굽힘응력은 170.55MPa이 발생하였음을 확인 하였다. Figure 2 ~ Figure 5에서 살펴본 것처럼, 입력축과 평기어 쌍 구조해석결과 모두 안정성을 확인할 수 있었다.

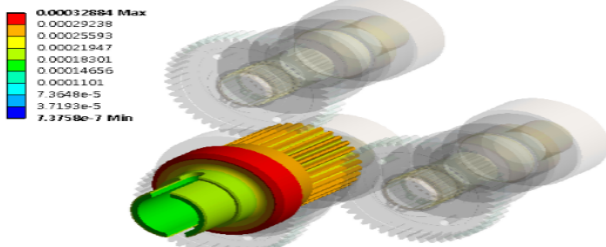


(a) Boundary condition

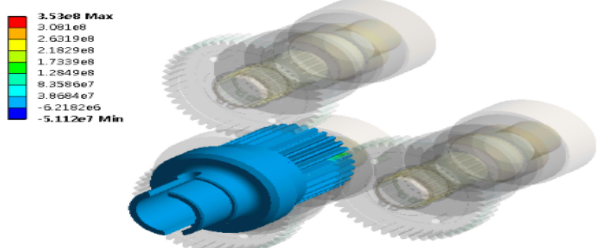


(b) Mesh condition (element number : 276275 / size : 3mm)

Figure 2: Input shaft & spur gear set analysis setting

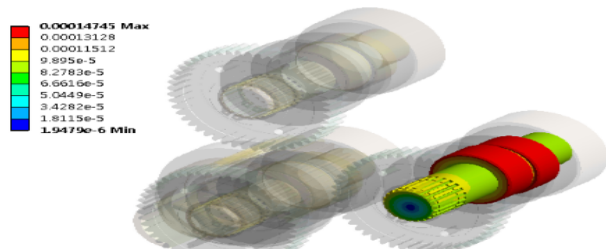


(a) Deformation (max : 0.32mm)

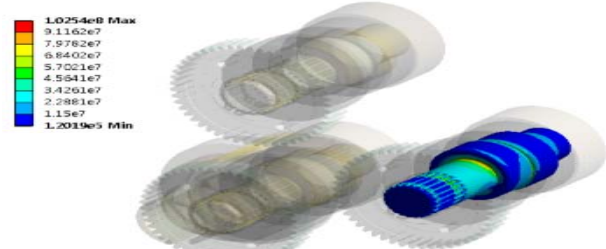


(b) Stress (max : 353MPa)

Figure 3: Input shaft analysis result

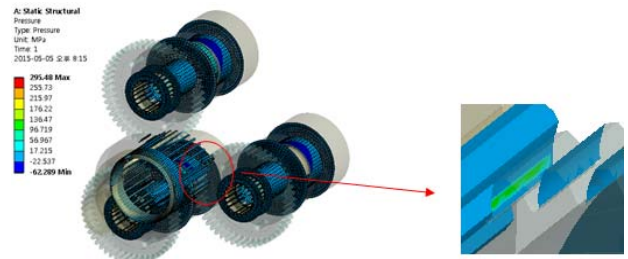


(a) Deformation (max : 0.14mm)

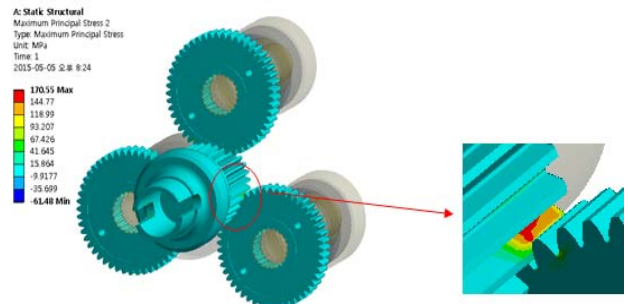


(b) Stress (max : 102MPa)

Figure 4: spur gear shaft analysis result



(a) Contact stress (max : 295.48MPa)



(b) Bending stress (max : 170.55MPa)

Figure 5: Spur gear analysis result

2.2.2 ISO 6336 규격에 의한 기어강도 해석

유한요소를 통한 신뢰성평가와 함께 규격 ISO 6336을 통하여 기어의 강도를 병행하여 평가하였다. 면압강도와 굽힘강도의 정적안전율과 피로안전율을 평가하였다. 아래의 식 (1)은 ISO 6336기준의 면압응력을 계산한 식을 나타낸다.

$$\sigma_H = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (1)$$

아래의 식 (2)는 굽힘응력을 계산한 식을 나타낸다.

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (2)$$

입력축에 연결된 구동기어와 3개의 중동기어로 동력을 나누어 전달을 한다. 따라서 입력동력은 3등분하여 하나의 물림에서의 기어강도를 평가하였다. ISO 6336에 의해 계산된 기어의 안전율은 아래의 Table 1과 같다. Table 1에서 굽힘강도, 면압강도에 대한 안전율이 모두 안전함을 알 수 있다.

Table 1: Spur gear safety factor

	Bending strength safety	Contact strength safety
Driving gear	4.24	1.38
Driven gear	4.56	1.37

2.2 사이클로이드 커브 구조해석

사이클로이드 커브는 출력축에 걸리는 토크를 역으로 사이클로이드 커브에 가하여 그 안정성을 확인 하였다. 베어링은 지면에 회전 조인트(revolute joint)로 고정을 하였으며, 기어의 지지 핀 부분을 고정으로 하였다. Figure 6은 사이클로이드 커브의 경계조건을 나타낸다. Figure 7은 사이클로



Figure 6: Cycloid cover analysis setting

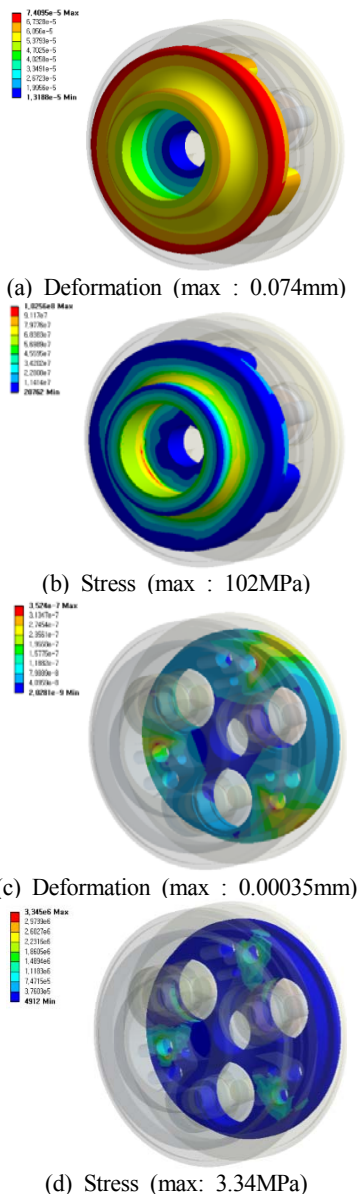


Figure 7: Cycloid cover analysis result

이드 커브의 구조해석결과를 나타낸다. Figure 7에서, 커브의 앞판과 뒷판은 각각 0.074mm, 0.00035mm의 최대 변위가 발생하였으며, 응력은 102MPa, 3.34MPa이 걸림을 확인 하였다. 응력은 커브와 스플라인(spline)으로 출력축에 연결되는 부위에 큰 토크가 걸리므로 가장 높게 발생하였으며, 이외에서 커브에 사이클로이드 기어를 지지하는 핀과의 연결 부위에 응력이 집중되어 있음을 확인 하였다. 커브에 걸린 응력 모두 허용치 이내의 값으로서 안정성을 확인 하였다.

#### 2.4 사이클로이드 기어 구조해석

사이클로이드 기어는 입력축과 평기어 쌍 구조해석에서 나온 결과를 바탕으로 해석을 수행하였다. 앞의 해석에서 나온 반력 값을 사이클로이드 기어에 하중으로 가하였으며, 기어의 치에 고정하였다. Figure 8은 사이클로이드기어의 경계 조건을 나타낸다. Figure 9는 사이클로이드기어의 구조해석결과를 나타낸다. Figure 9에서, 사이클로이드 기어는 0.56mm의 최대변위가 발생하였으며 743MPa의 최대응력이 발생하였다. 복열의 사이클로이드로 구성되어 있는 기어의 경우 두기어가 하중이 동시에 분배되기가 어려울 수 있기 때문에 하나의 기어에 하중이 집중이 될 수 있어 주의가 필요하다. 최대응력은 사이클로이드기어 몸체부분에 발생함을 확인 하였다.

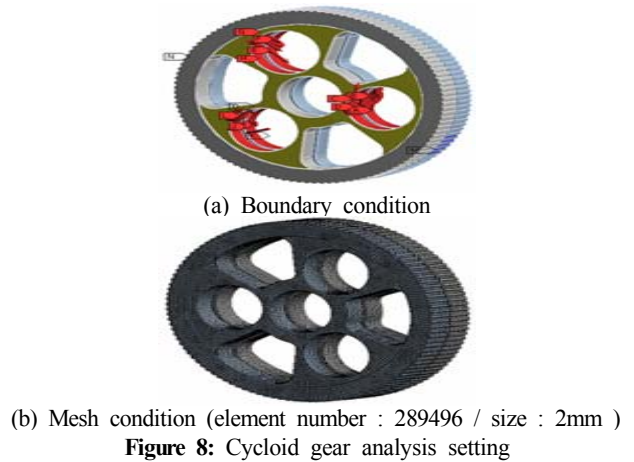


Figure 8: Cycloid gear analysis setting

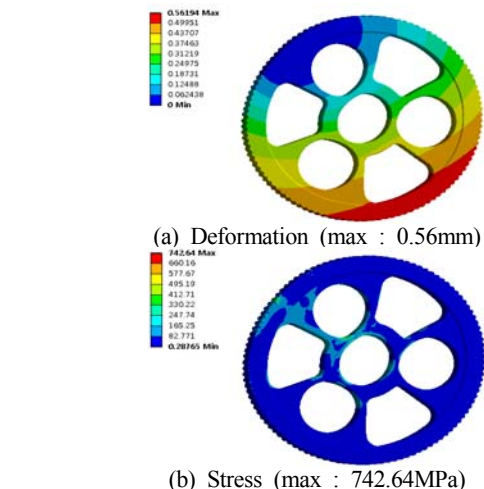
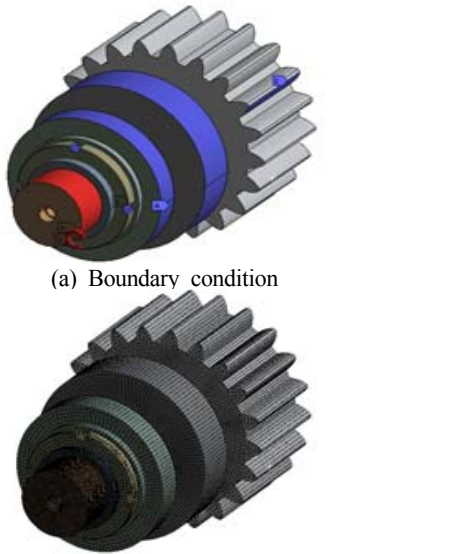


Figure 9: Cycloid gear analysis result

### 2.5 출력축 구조해석

출력축은 피니언과 결합되어 있는 부품으로서 피니언의 치면을 고정으로 하였으며, 베어링은 지면에 회전 조인트(revolute joint)설정을 하였으며, 스플라인 부분에 토크를 가하여 구조해석을 수행하였다. Figure 10은 출력축의 경계조건을 나타낸다. Figure 11은 출력축의 구조해석결과를 나타낸다. Figure 11에서, 0.2804mm의 최대 변형이 발생하였으며, 752MPa의 최대응력이 발생하였다. 응력은 스플라인 부분과 축의 단차가 있는 노치 부분에서 높게 나타나고 있음을 확인 하였다.



(b) Mesh condition (element number: 861019 / size : 3mm, 5mm)

Figure 10: Output shaft analysis setting

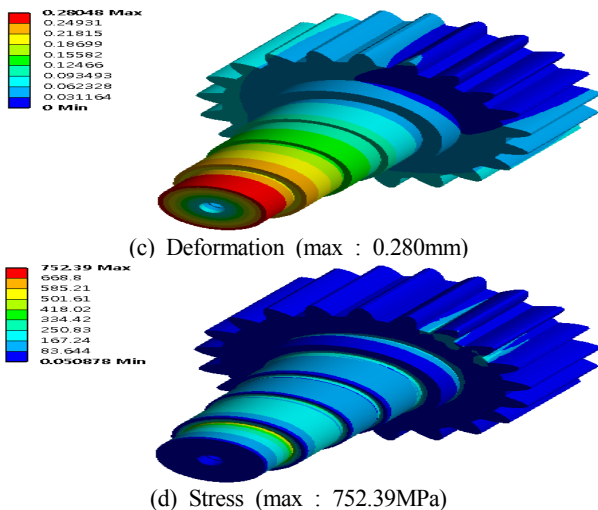
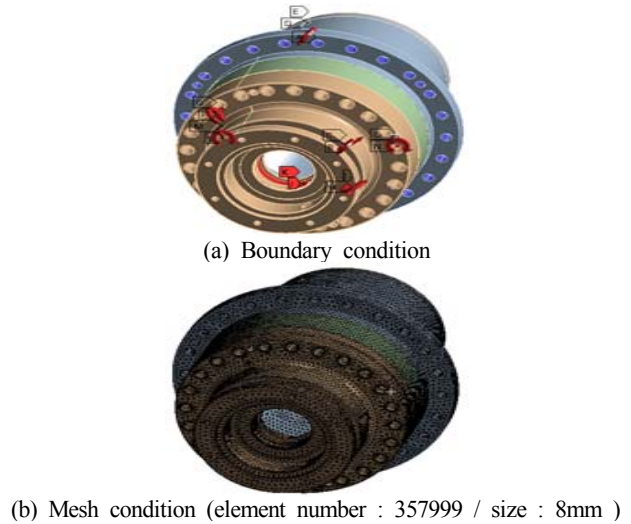


Figure 11: Output shaft analysis result

### 2.6 하우징 구조해석

하우징에 대한 구조해석은 구조물과 결합되는 볼팅(bolting)에 고정을 주었으며, 하중은 출력축 구조해석에서

의 베어링에 걸리는 반력과 사이클로이드 기어해석에서 기어의 치에 걸리는 반력, 사이클로이드 커브의 베어링 반력, 입력축의 베어링반력을 가하였다. Figure 12는 하우징의 경계조건을 나타낸다. Figure 13은 하우징의 구조해석 결과를 나타낸다. Figure 13에서, 지면에 볼팅(bolting)이 지지되는 부분에 159MPa응력이 발생하였다. 변위는 출력축부분에서 약 0.094mm의 최대 변위가 발생하였다. 하우징에 걸린 응력 모두 허용치 이내의 값으로서 안정성을 확인 하였다.



(b) Mesh condition (element number : 357999 / size : 8mm )

Figure 12: Housing analysis setting

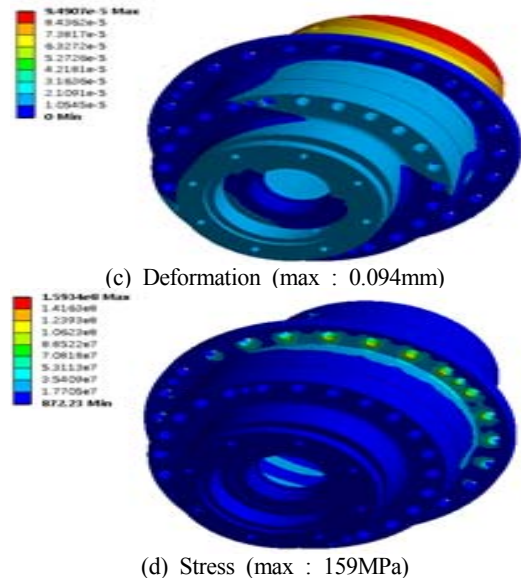


Figure 13: Housing analysis result

## 3. 2MW급 풍력발전기용 사이클로이드 피치감속기 진동특성 분석

### 3.1 사이클로이드 피치감속기 고유특성 해석

풍력발전기 피치감속기 진동시스템은 식 (3)과 같이 나타 낼 수 있다.

$$[M]\ddot{q} + [C]\dot{q} + [K]q = 0 \quad (3)$$

여기서  $[M]$ 은 시스템 질량 행렬,  $[C]$ 는 시스템 감쇠행렬,  $[K]$ 은 시스템 강성 행렬이다.  $q$ 는 시스템의 자유도이다. 피치 감속기의 진동해석은 유한요소를 기반으로 수행하였다. 진동해석은 감속기에 전 하중을 주어 각 부품이 정격의 하중상태로 물려 있을 때의 상태로 하여 수행하였다. 이는 정격상태로 회전하고 있을 때의 상태와 유사하게 만들어 주기 위한 것이다. 전 하중상태를 주기 위해서, 출력축 피니언과 그라운드 지지부를 고정하였고 입력축 토크를 부여하였다. 베어링의 경우 원통형으로 단순화 하여 해석을 수행하였다. 고유치 해석을 위해서, Figure 14와 같이 메시를 나누고 경계조건을 적용하였다.

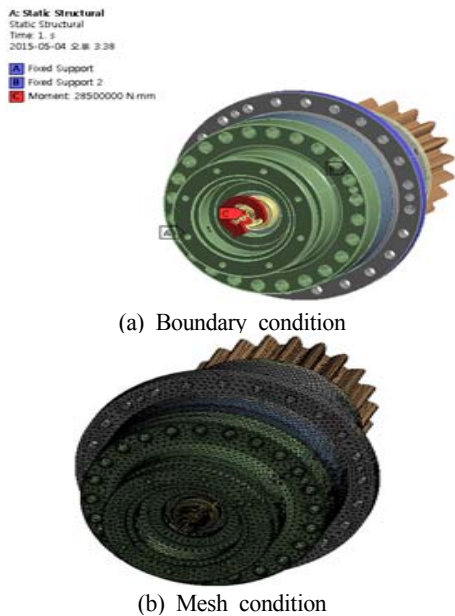


Figure 14: Vibration analysis setting

Table 2는 2MW 풍력발전기 피치감속기에 대한 고유치 해석 결과를 표로 나타내었다. 1차 고유진동수 1427.66Hz, 2~5차 고유진동수는 1436.93Hz, 1841.04Hz, 2226.87Hz, 2230.51Hz임을 알 수 있다.

Table 2: Natural frequency

Mode	Natural frequency (Hz)
1	1427.66
2	1436.93
3	1841.04
4	2226.87
5	2230.51

Table 2에서, 1차 고유진동수는 입력축의 변형이 크게 나타나는 진동모드를 나타낸다. 2차 고유진동수는 하우징의 변형이 크게 나타나고, 3차 고유진동수는 사이클로이드 기어와 사이클로이드 커브의 변형이 크게 나타나는 진동모드를 나타낸다. 4차, 5차 고유진동수는 출력축의 변형이 크게 나

타나는 진동모드를 나타낸다.

Figure 15~ 19는 1차 ~ 5차의 고유진동수에 대한 진동모드를 나타낸다.

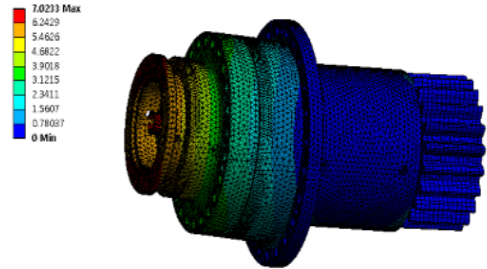


Figure 15: 1st mode shape (1427.66Hz)

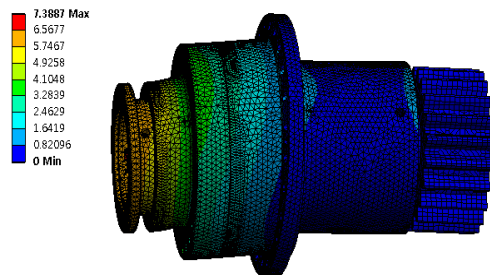


Figure 16: 2nd mode shape (1436.93Hz)

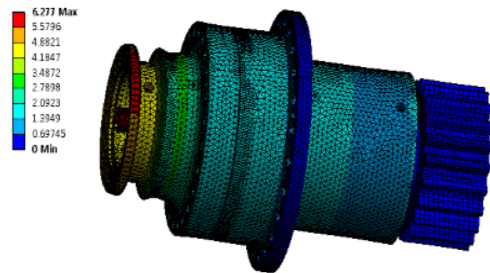


Figure 17: 3rd mode shape (1841.04Hz)

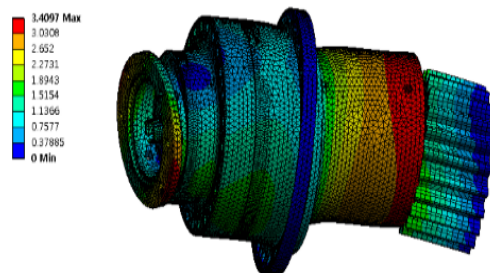


Figure 18: 4th mode shape (2226.87Hz)

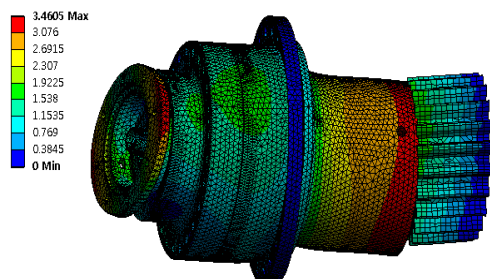


Figure 19: 5th mode shape (2230.51Hz)

### 3.2 사이클로이드 피치감속기 위험속도 분석

풍력발전시스템에 작용하는 가진은 크게 블레이드, 파워트레인, 발전기 부분으로 나눌 수 있다. 블레이드에서는 블레이드 개수에 비례하는 가진 주파수를 가지고 있다. 본 연구 대상은 피치감속기에 대한 위험속도 해석을 하므로, 피치감속기는 질량 불평형, 기어 치합전달오차 등에 의한 가진 진동원 등이 있다. 치합전달오차가 발생하는 원인에는 크게 기어치면의 가공오차와 부하에 의한 시스템변형에 의해서 발생한다. 기어시스템의 치통과주파수(GMF : Gear Mesh Frequency)는 기어바디의 회전속도와 기어의 잇수의 곱으로 나타난다. 질량불평형은 가공오차에 의해서 편심질량이 존재하는 것으로서 축의 회전속도와 동일하다.

풍력발전시스템 사이클로이드감속기 진동/소음은 풍력발전시스템 사이클로이드감속기 가진진동수와 고유진동수가 일치 할 때 발생한다. 가진 진동수를  $\gamma_i, i = 1, 2 \dots$ 라 하고 풍력발전시스템 사이클로이드감속기의 고유진동수를  $\lambda_i, i = 1, 2, \dots, N$ 이라 하면,

$$\gamma_i = \lambda_i \tag{4}$$

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

$$\omega_{cr} = \lambda_i / c_i \tag{5}$$

가 된다. 여기서  $c_i$ 는 가진 진동수의 계수이다.

본 연구에서는 입력축, 출력축의 질량 불평형 및 기어 치합전달오차를 고려하여 가진원을 정리하였다. 가진 주파수비는 Table 3과 같다.

Table 3: Excitation frequency ratio

Excitation source		Excitation frequency ratio
Mass unbalance	Input shaft	1X
	Output shaft	0.0057X
Gear mash frequency	Input gear	34X
	Cycloid gear	0.649X

본 연구의 풍력발전기용 사이클로이드 피치감속기의 정격 운전속도는 2000rpm이며, 구동되는 작동범위를 1800 ~ 2200rpm으로 설정하여 위험속도 해석을 수행하였다. Figure 20은 질량 불평형에 의한 가진, 기어 치합전달 오차에 의한 가진에 대해 위험속도 분석을 한 그래프를 나타낸다.

Figure 20에서, 위험속도 범위에서 위험속도가 존재하지 않음을 알 수 있다.

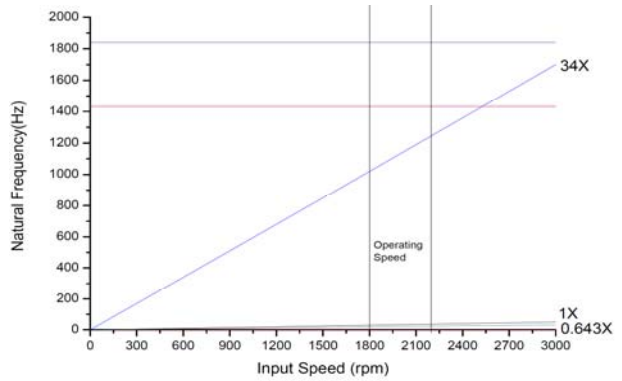


Figure 20: Campbell diagram

## 4. 결 론

입력축의 최대토크 28.5kNm, 입력축 회전속도 2,000rpm, 감속비가 1/172.5인 2MW급 풍력발전기용 사이클로이드 피치감속기 부품에 대해서 구조해석 및 진동해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 입력축과 평기어에 대해 구조해석을 수행하였고, 입력축 최대응력은 353MPa, 평기어 최대응력은 102MPa로 안정성을 확인할 수 있었다. 또한 평기어에 대해 ISO6336에 의한 안정성 평가를 수행하였고, 평기어 면압강도 최소안전율이 1.37, 굽힘강도에 대한 최소 안전율이 4.24로 모두 안정성을 확인할 수 있었다.
- (2) 사이클로이드 기어 부품과 출력축에 대해 구조해석을 수행하였고, 사이클로이드 커브 최대응력 102MPa, 사이클로이드 기어 최대 응력 743Me8Pa, 출력축 최대응력 752MPa, 하우징 최대응력 159MPa로 나타났다. 사이클로이드 기어의 바디부분에 응력이 높게 측정되었고, 출력축의 스플라인 및 노치부분의 응력이 높게 측정되었기 때문에 축직경 변경을 통한 응력 저감대책이 필요할 것으로 사료된다.
- (3) 2MW급 풍력발전기용 사이클로이드 피치감속기의 진동에 의한 공진여부를 파악하기 위하여, 입력축, 출력축의 질량 불평형 및 평기어, 사이클로이드기어 치합전달오차를 고려한 가진원에 대해 위험속도 분석 결과 운전속도 범위 내에서는 위험속도가 존재하지 않음을 알 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 “에너지기술평가원”의 “에너지기술개발사업”으로 수행된 연구결과입니다.

## References

[1] B. S. Hwang, Understanding of the Latest Wind Turbine, Korean Edition, Korea: A Jin, 2010.  
 [2] S. Heier and R. Waddington, Grid Integration of Wind Energy Conversion System, 2nd Edition, John

Wiley & Son, Ltd, pp.111-116, 2006.

- [3] J. G. Kim, Y. J. Park, G. H. Lee, Y. Y. Nam, and W. Y. Yang, "Optimum design of pitch reducer for wind turbine using genetic algorithm," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A, vol. 38, no. 2, pp. 185-192, 2014.
- [4] J. S. Kim, H. W. Lee, N. G. Park, Y. D. Kim, S. Y. Kim, and D. H. Lee, "Characteristic of vibration in wind turbine system," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 35, no. 6, pp. 786-795, 2011.
- [5] M. Todorv and G.Vukov, "Modal properties of drive train in horizontal-axis wind turbine," Proceedings of International Conference on Innovations, Recent Trends and Challenges in Mechatronics, vol. 3, pp. 160-168, 2011.
- [6] J. S. Kim, H. W. Lee, N. G. Park, and D. H. Lee, "A study on wind load variation characteristics of wind turbine gearbox," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 36 no. 2, pp. 267-275, 2012.
- [7] N. G. Park and H. W. Lee, "An investigation on the characteristics of gear trains of wind turbines," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 34 no. 6, pp. 806-815, 2010.