

소형풍력터빈 블레이드 체결부의 응력해석

김덕수* · 정원영* · 정진태**

* 한양대학교 기계공학과

Stress Analysis of the Blade Joint for a Small Wind Turbine

Deok Su Kim*, Won Young Jung* and Jintai Jung**

* School of Mechanical Engineering, Hanyang Univ.

(Received August 16, 2011 ; Revised October 11, 2011 ; Accepted October 12, 2011)

Key Words : Wind Turbine(풍력발전기), Blade Joint(블레이드 체결부), Stress Analysis(응력해석)

초록: 본 논문에서는 유한요소법을 이용하여 블레이드에서 발생하는 동력을 발전기로 전달하는 체결부에 대한 연구를 수행하였다. 블레이드 체결부의 유한요소 모델을 수립하기 위하여 실험적 모드해석을 이용하여 각 부품의 고유진동수 및 고유모드를 추출하였으며, 사용프로그램인 ANSYS를 이용한 모드해석을 통하여 추출된 유한요소 모델의 고유진동수와 고유모드 비교를 통하여 모델을 검증하였다. 검증된 유한요소 모델을 이용하여 정격풍속 상태와 한계풍속 상태에서 응력해석을 수행하였으며, 해석 시 작동상태의 경계조건과 중력 및 바람에 의한 하중이 고려되었다.

Abstract: In this paper, an analysis of the joint that transmits power from the blades to the generator is performed using the FEM (finite element method). The mode shapes and natural frequencies were extracted using experimental modal analysis in order to establish the FEM model. Then, the model was verified by comparing the mode shapes and natural frequencies to those obtained from the ANSYS modal analysis. Dynamic stress analysis was performed at the rated and limited wind speeds considering the wind load and gravity.

1. 서론

화석연료를 사용함으로써 발생하는 온실가스 문제와 화석연료의 점진적 고갈에서 오는 대체에너지원 개발의 필요성, 원자력발전의 안전성 등과 결부되어 신재생에너지의 필요성은 강조 되었으며, 이에 따라 현재 전 세계적으로 신재생에너지원에 관한 연구 개발이 활발히 이루어지고 있다.

특히, 우리나라에서도 ‘저탄소 녹색성장(green growth)’을 국가발전전략으로 천명하고, 기후변화와 청정기술을 성장 동력으로 활용하고자 역량을 집중하고 있는 상황이다. 신생에너지에 대한 관심이 높아지면서, 사람들은 환경보존적인 측면에서

친환경 에너지의 대명사로 풍력발전을 떠올리게 되었으며, 최근의 환경적 변화는 청정에너지원으로써 풍력에너지에 대하여 일반인들의 관심을 끌게 되었다.

풍력터빈은 블레이드, 허브, 주축, 증속기, 발전기 및 제어장치, 피치 및 요 장치, 유압 및 제습, 냉각 유닛 등의 구성기기로 이루어져 있다. 이 구성기들은 유기적으로 상호작용을 수행하는 복합 시스템이며 이 구성기기의 설계 및 제조기술, 풍황 및 각종 자연조건, 신기술의 도입, 시장의 요구사항을 고려한 다양한 외부 환경에 따라 풍력터빈의 설계가 이루어지며, 설계 시 극한의 풍속에서도 견딜 수 있는 구조적으로 안전하고 사용기간 동안에 최소한의 유지와 보수를 할 수 있는 기계를 설계해야 한다. 따라서 설계단계에서 각 구성품들에 작용하는 하중과 구성품들 사이에 상호작용

† Corresponding Author, jchung@hanyang.ac.kr

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

용을 수치화하고, 이를 바탕으로 응력해석을 수행하여 설계에 반영함으로써 시스템의 신뢰성을 확보하는 과정이 필요하다.

박선호 등⁽¹⁾은 복합재 블레이드에 대하여 정하중해석 및 고유진동수해석을 수행하였다. 김홍관 등⁽²⁾은 구조해석, 모드해석, 좌굴해석 및 구조시험을 수행하였다. 이승표 등⁽³⁾은 초소형 블레이드에 대하여 공력설계, 구조설계 및 구조해석을 수행하였다. Mahmood M. Shokrieh 등⁽⁴⁾은 복합재 블레이드의 피로해석을 수행하였다.

이러한 기존 연구들에서는 블레이드가 바람에 의하여 회전하면서 발생하는 하중을 발전기까지 전달하는 요소인 체결부의 허브와 주축을 고려하지 않은 경우가 대부분이다. 허브와 주축은 특성상 작용하는 하중의 크기와 주기가 다양하며, 특히 허브에는 블레이드가 직접 연결되어 반복적인 하중이 작용하며, 정지 시 작용하는 관성에 의한 하중을 견딜 수 있도록 설계되어야 한다.

본 논문에서는 풍력터빈의 허브 역할을 하는 소형풍력터빈의 블레이드 및 체결부를 대상으로 유한요소모델을 수립하고, 정격풍속 상태 및 한계풍속 상태에서 구조적인 안정성 평가를 위해 상용 소프트웨어인 ANSYS를 이용하여 응력해석을 수행하고 구조적인 안정성을 확보하기 위하여 설계 변경 안을 제시하였다.

2. 소형풍력터빈 체결부 구조

해석에 사용된 풍력터빈은 1kW급 소형풍력터빈으로 Table 1은 그 제원을 나타낸다. 체결부의 구조는 블레이드홀더와 볼트 및 플레이트로 이루어져 있다. 블레이드홀더는 블레이드를 고정시킬 수 있는 3개의 지지대를 가지고 있으며, 이 지지대는 플레이트와 볼트 및 너트를 이용하여 블레이드를 고정하는 역할을 한다. 블레이드홀더의 재질은 스테인리스강(SUS304)으로 이루어져 있으며, 재료의 물성치는 밀도 7900kg/m^3 , 영률(Young's modulus) 193 GPa, 포아송비(Poisson's ratio) 0.29 이다. Fig. 1은 블레이드와 결합된 소형풍력터빈의 체결부 구조를 나타낸다.

Table 1 Wind turbine specification

Rated power	1kW
Rated wind speed	12.5 m/s
limited wind speed	50 m/s
Rated rotational speed	1000 rpm
Number of blade	3
Blade length	0.966 m

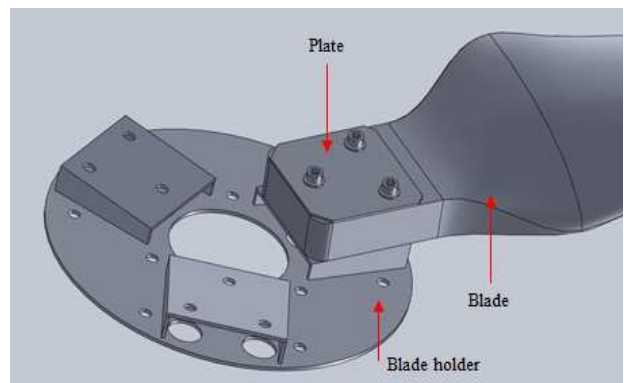


Fig. 1 The structure of the joint for a small wind turbine

3. 유한요소모델 수립

3.1 유한요소 모델

블레이드 체결부의 동적 응력해석을 위하여 블레이드, 블레이드홀더, 플레이트, 볼트 및 너트를 모델링 하였으며, 유한요소 모델링에는 ANSYS를 사용하였다. Fig. 2는 블레이드 체결부의 3차원 모델을 나타낸다. 블레이드와 블레이드홀더의 유한요소 모델은 각각 52162개, 31064개의 요소(element)와 200606개, 121120개의 절점(node)을 갖는다.

블레이드의 고정에 사용되는 볼트는 선형 해석을 위하여 나사선을 제거한 단순 모델링을 하였으며, 볼트에 사용되는 와셔를 모델링하여 볼트와 너트에 각각 부착하였다. 플레이트는 4963개의 요소와 1043개의 절점을 갖으며 볼트와 너트는 총 10241개의 요소와 39386개의 절점을 갖는다.



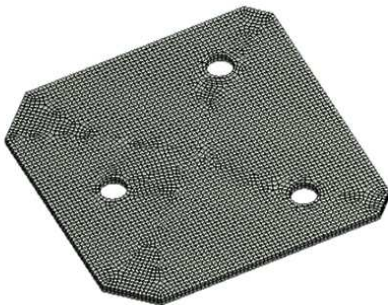
(a) Blade



(b) Blade holder



(c) Bolts



(d) Plate

Fig. 2 Meshed Model for wind turbine joint

3.2 유한요소 모델 검증

ANSYS에 의해서 만들어진 블레이드와 체결부의 유한요소 모델이 실제 블레이드와 체결부와 같은 동특성을 나타내는지 검증하기 위하여 블레이드와 체결부 부품의 실험적 모드해석 방법을 통하여 각 부품의 고유진동수와 고유모드를 추출하고 각 부품의 유한요소 모델을 이용한 모드해석을 통하여 구해진 고유진동수와 고유모드의 비교를 통하여 유한요소 모델을 검증하였다.

실험적 모드해석 방법은 시스템의 고유한 특성을 알아내는 기법으로 측정 가능한 힘으로 시스템을 가진하고 응답신호를 측정하여 진폭 및 위상 등의 정보를 이용하여 시스템의 동특성을 알아내는 방법이다. 이 연구에서는 각 부품의 고유진동수를 추출하고 각 고유진동수별 고유모드를 추출하기 위하여 실험적 모드해석 방법을 이용하였다.

각 부품은 자유단 상태에서 실험하였으며, 충격해머(impact hammer)를 이용하여 부품을 가진하고 가속도계(accelerometer)를 부착하여 가진에 대한 응답을 측정하였다. 실험에 대한 장치도는 Fig. 3와 같다. Table 2는 블레이드와 블레이드홀더의 실험결과이다.

Table 2 Natural frequencies of blade and blade holder

	Blade(Hz)	Blade holder(Hz)
1 st	68.5	249.5
2 nd	179.5	308
3 rd	325	695.5
4 th	353.5	807.5

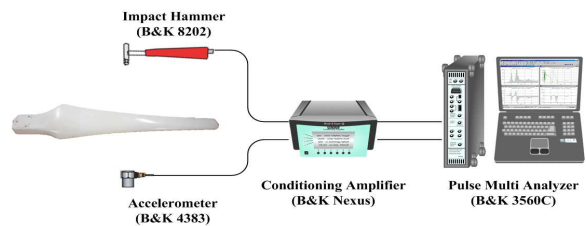


Fig. 3 Experiment setup for an impact test

유한요소 모델을 이용한 모드해석은 시스템이 가지는 동특성을 분석하기 위하여 유한요소법을 이용하여 수치적으로 고유진동수와 고유모드를 추출하는 방법이다. 이 연구에서는 시스템 분석법으로 추출되어진 블레이드 체결부 부품들의 고유진동수와 고유모드를 비교하기 위하여 ANSYS를 이용하여 모델링된 각 부품의 유한요소 모델을 이용하여 모드해석을 수행하였다. 경계조건은 시스템 분석과 동일한 조건을 부여하기 위하여 자유단 상태에서 수행 되었으며, Table 3는 추출된 블레이드와 블레이드홀더의 모드해석 결과를 나타낸다.

Table 4와 Table 5는 각각 블레이드와 블레이드홀더의 실험적 모드해석 방법과 유한요소 모델을 이용한 모드해석에 의해서 추출된 고유진동수의 차이를 나타낸다. 표에서 보이는 바와 같이 블레이드홀더의 경우 1차 고유진동수에서 4차 고유진동수까지 오차율이 5%이내를 나타내고 있으며, 블레이드 또한 4차 고유진동수까지 오차가 10%이내외를 나타내고 있다. 따라서 유한요소 모델은 실제 부품의 동특성을 나타내고 있다고 할 수 있다.

Table 3 The results of mode analysis for blade and blade holder

	Blade(Hz)	Blade holder(Hz)
1 st	68.505	249.51
2 nd	191.06	308.32
3 rd	343.98	721.96
4 th	397.24	823.43

Table 4 Comparison of the natural frequencies between experimental and analytical modal analysis for blade

	Experimental (Hz)	Analytical (Hz)	Error(%)
1 st	68.5	68.505	0.007
2 nd	179.5	191.06	6.440
3 rd	325	343.98	5.840
4 th	353.5	397.24	12.37

Fig. 4와 Fig. 5은 각각 블레이드와 블레이드홀더의 고유진동수별 실험적 방법과 유한요소 모델을 이용한 모드해석에서 추출된 모드형상을 나타낸다. 실험적 방법을 통하여 추출된 진동신호를 Matlab을 이용하여 각 고유진동수별 모드형상을 추출하였으며, 모델을 이용한 모드해석에 의하여 추출된 모드형상과 비교하여 나타내었다.

그림에서 보이는 바와 같이 각 차수별 고유진동수에서 추출된 모드형상은 같은 형태의 움직임을 나타내고 있다.

Table 5 Comparison of the natural frequencies between experimental and analytical modal analysis for blade holder

	Experimental (Hz)	Analytical (Hz)	Error(%)
1 st	249.5	249.51	0.004
2 nd	308	308.32	0.104
3 rd	695.5	721.96	3.804
4 th	807.5	823.43	1.972

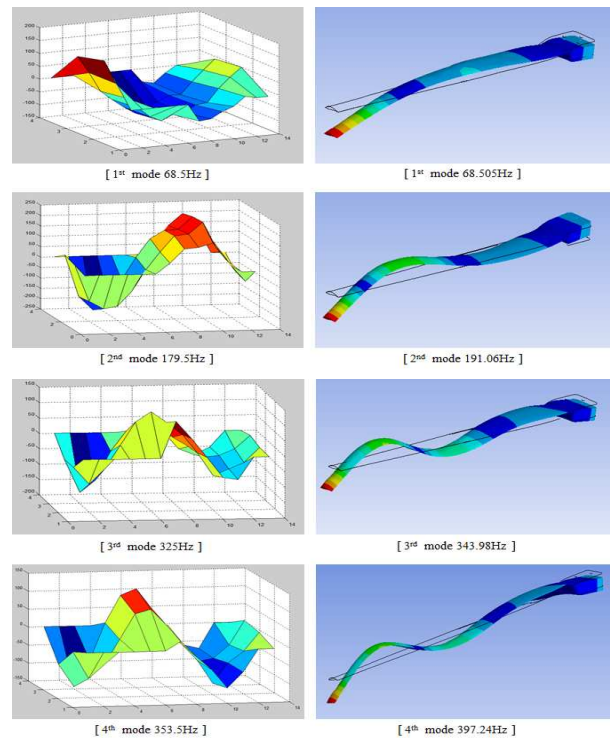


Fig. 4 Comparison of the mode shapes between experimental and analytical modal analysis for blade

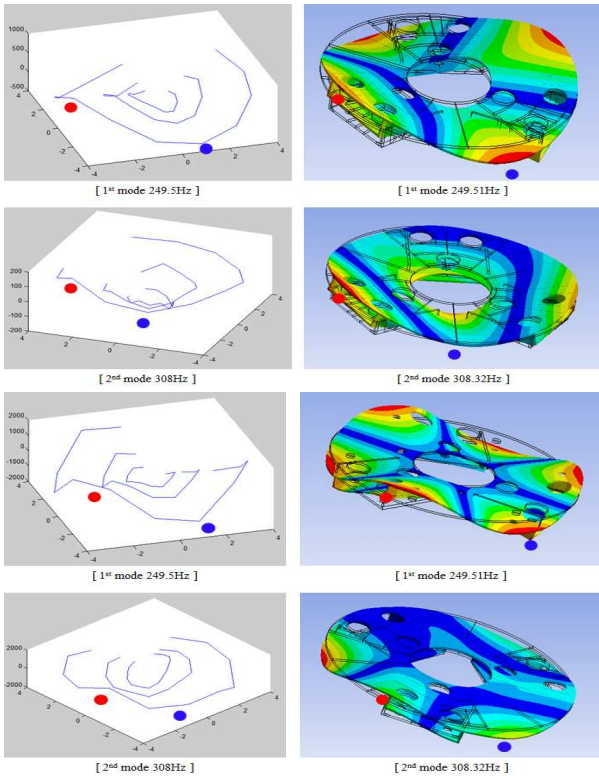


Fig. 5 Comparison of the mode shapes between experimental and analytical modal analysis for blade holder

블레이드의 체결부를 이루고 있는 블레이드와 블레이드홀더의 각 단품의 유한요소 모델을 검증하였으며, 응력해석을 하기 위해 앞서 각 부품들을 조립한 모델을 검증하기 위하여 각 단품을 조립한 모델에 대하여 모드실험과 모드해석을 수행하였다. 조립체 모델의 체결부는 블레이드와 볼트의 접촉면에 두 부품이 접촉을 유지하면서 움직이는 bonded조건을 이용하였으며, 볼트가 만나는 가로 방향 접촉면에는 no separation조건을 적용 하였다.

Table 6는 실험에 의해서 구해진 고유진동수와 해석에 의해서 구해진 고유진동수를 비교를 나타낸다.

실험에 의해서 추출한 고유진동수와 해석에 의해서 구해진 고유진동수를 비교한 결과 1차 고유진동수에서 4차 고유진동수까지 10% 이내의 오차를 보이고 있으며, 추출된 모드형상 또한 실험과 해석에 의한 형상이 같은 형태를 띠고 있다. 각 고유진동수별 모드형상을 Fig. 6에 나타내었다.

Table 6 Comparison of the natural frequencies between experimental and analytical modal analysis for combination of blade and blade holder

	Experimental (Hz)	Analytical (Hz)	Error(%)
1 st	48	47.478	1.099
2 nd	84	91.619	8.315
3 rd	155.5	160.64	3.199
4 th	262.5	269.49	2.593

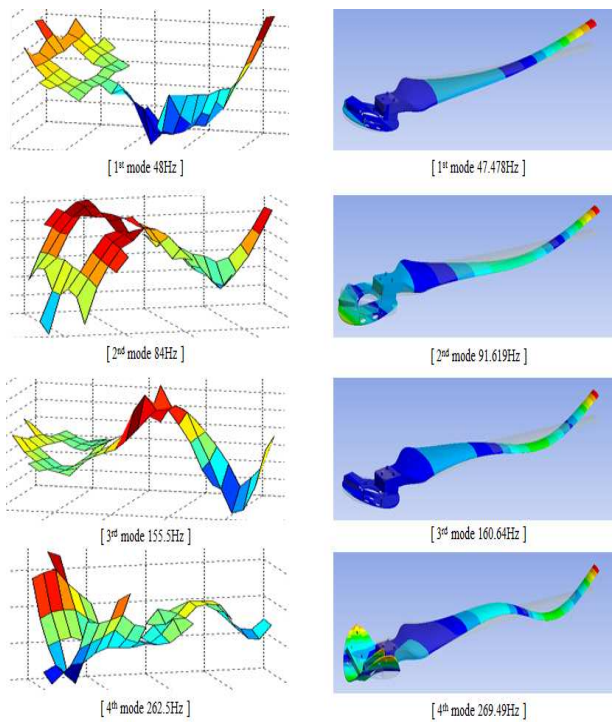


Fig. 6 Comparison of the mode shapes between experimental and analytical modal analysis for blade holder

4. 응력해석

응력해석은 상용 소프트웨어인 ANSYS를 이용하여 각각 정격풍속 상태와 한계풍속 상태에서 수행되었다. 응력해석에 사용된 유한요소 모델은 블레이드홀더에 단품 블레이드를 볼트와 너트를 이용하여 체결한 모델을 사용하였으며, Fig. 7는 응력해석에 사용된 체결부 모델을 나타낸다.

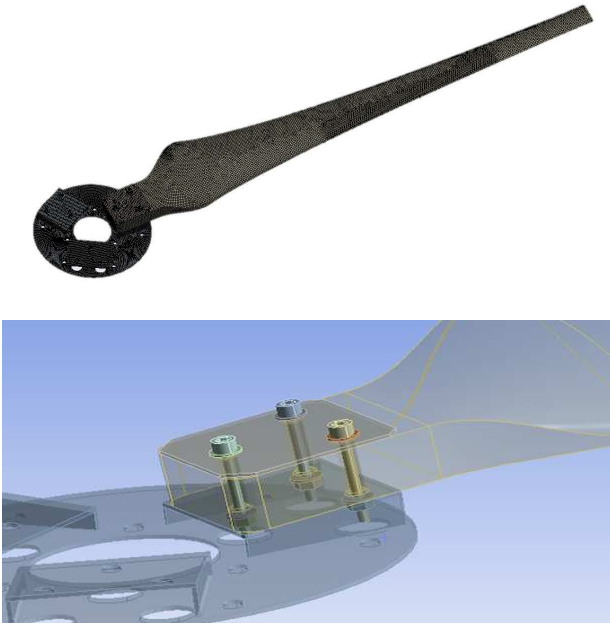


Fig. 7 Model of blade joint

4.1 경계조건

응력해석에 사용된 경계조건은 블레이드홀더의 가운데 구멍 부분에 회전을 제외한 변위를 구속시키는 Cylindrical조건을 사용하여 실제 작동상태에서 블레이드홀더의 움직임을 재연하였고, 위에 언급한 바와 같이 블레이드와 볼트의 접촉면에는 두 부품이 접촉을 유지하면서 움직이는 bonded조건을 이용하여 볼트의 나사선에 의하여 블레이드가 고정되는 것을 대신 하도록 하였다. 또한 선형해석을 위하여 블레이드와 블레이드홀더 그리고 볼트가 만나는 가로방향 접촉면에는 no separation조건을 이용하여 접촉면의 마찰계수를 무시하였다. 블레이드홀더는 풍속조건에 따른 회전속도를 가져 원심력이 작용하도록 하였다.

4.2 하중계산

응력해석에 사용된 블레이드에 작용하는 하중은 소형풍력터빈의 국제 규격인 IEC 61400-2⁽⁵⁾에서 명시되어 있는 약식 하중 계산 절차에 따라 계산되었다. 이 방법은 일반적으로 허브를 강체로 블레이드를 외팔보로 가정하여 계산되어지며, 다음과 같다.

$$\lambda_R = \frac{R \times n_R \times \pi}{V_R \times 30} \quad (1)$$

$$Q_R = \frac{P_R \times 30}{n_R \times \pi \times \eta} \quad (2)$$

λ_R 은 정상 운전상태일 때 주속비를 나타내며, R 은 회전자 반경, n_R 은 정격풍속에서 회전속도, V_R 은 정격풍속, Q_R 은 회전자 토크, P_R 은 정격출력, η 은 효율을 나타낸다.

식 (1)과 식 (2)에서 구해진 주속비와 회전자 토크를 다음 식에 대입하여 블레이드에 가해지는 하중을 구한다.

$$M_x = \frac{Q_R}{B} + m_B g R_{cgB} \quad (3)$$

$$M_y = \lambda_R \frac{Q_R}{B} \quad (4)$$

M_x 와 M_y 는 각 방향으로 블레이드에 미치는 굽힘 모멘트를 나타내고 g 는 중력가속도, R_{cgB} 는 블레이드 무게 중심에서 블레이드 루트(root)까지의 거리를 나타낸다.

4.3 해석결과

위에서 설명한 경계조건과 계산되어진 하중조건을 적용하여 응력해석을 수행하였으며, 그 결과는 Fig. 8~11과 같다. 정격풍속 상태에서 최대응력이 발생하는 부분은 블레이드홀더와 블레이드를 이어주는 볼트에서 발생하였으며, 그 크기는 80.59 MPa이다. 이때 안전계수는 3.1(재료의 항복강도 250 Mpa)이다. 따라서 정속 운전상태에서 블레이드 체결부에서 충분한 동적 안정성 확보가 가능하다. 한계풍속 상태에서 최대응력이 발생하는 부분은 정상 운전상태에서와는 달리 블레이드홀더 부분에서 나타났으며, 그 크기는 245.11 MPa이다.

이는 블레이드홀더의 항복강도인 205 MPa을 넘어서는 수치로 이때의 안전계수는 0.836이다. 따라서 한계풍속 상태에서 블레이드홀더 부분에 대한 충분한 안정성 확보가 어렵다.

5. 구조변경안

블레이드 체결부의 응력해석결과 한계풍속에서 블레이드홀더의 지지대 사이에서 발생하는 응

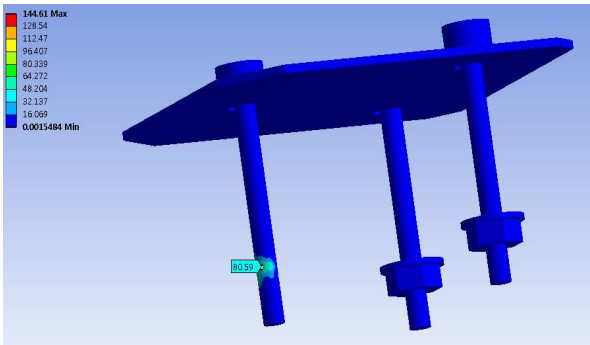


Fig. 8 Stress of bolt for rated wind speed

력이 블레이드의 허용응력인 205 MPa보다 높은 245.11 MPa의 응력이 발생하는 것으로 나타났다. 따라서 블레이드홀더의 구조변경이 필요하다고 판단된다.

블레이드홀더 지지대 사이의 응력발생을 줄이기 위하여 블레이드홀더의 밀판의 두께를 0.5mm 씩 증가 시키면서 응력해석을 수행하였으며, 응력 해석 시 사용된 경계조건과 하중조건은 기존의 해석조건과 동일하며, Fig. 12와 Fig. 13은 응력해석 결과를 나타낸다.

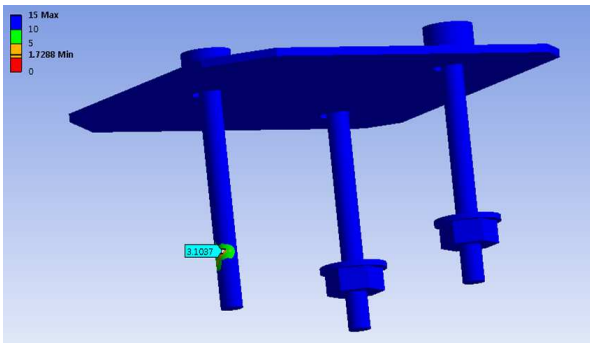


Fig. 9 Safety factor of bolt for rated wind speed

응력해석 결과 한계풍속 조건에서 밀판의 두께가 2.5mm인 모델에서는 150.89 MPa의 응력이 발생했고, 3.0mm인 모델에서는 117.01 MPa의 응력이 발생하였다. 블레이드홀더의 밀면의 초기두께에서 2.5mm로 증가할 경우 약 90 MPa 정도의 응력이 감소하는 것으로 나타났다.

구조변경 모델의 응력해석 결과와 산출된 안전계수를 Table 7에 나타내었다. 해석결과에서 알

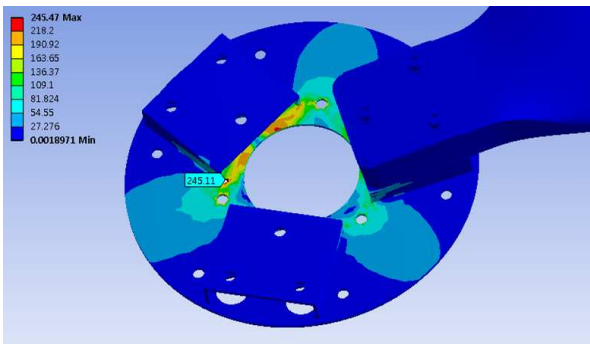


Fig. 10 Stress of blade holder for limited wind speed

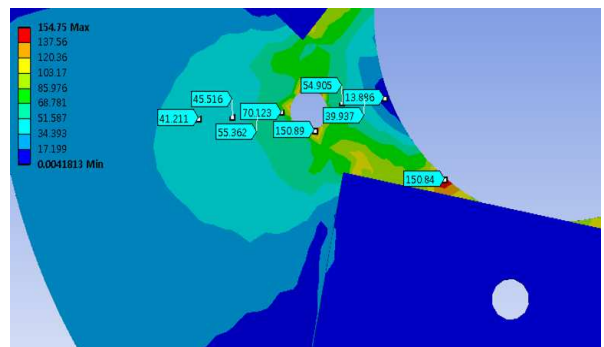


Fig. 12 Stress of 2.5mm thickness model

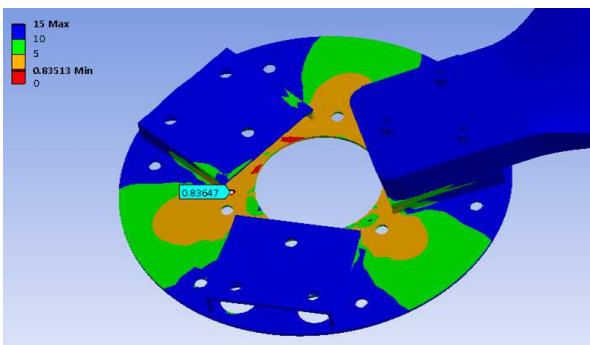


Fig. 11 Safety factor of blade holder for limited wind speed

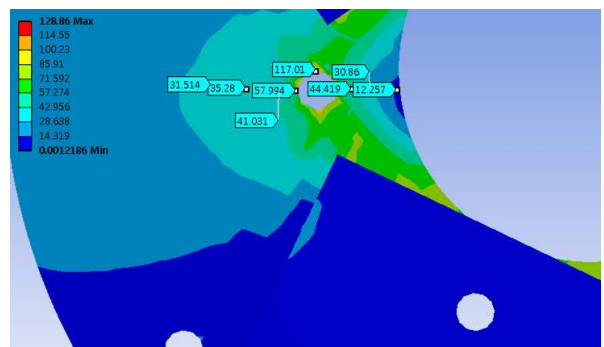


Fig. 13 Stress of 3.0mm thickness model

Table 7 The results of stress analysis

Thickness (mm)	Limited wind speed (MPa)	Safety factor
2.0	245.11	0.836
2.5	150.89	1.358
3.0	117.01	1.752

수 있듯이 블레이드홀더의 두께가 2.5mm 이상이 되어야 안전계수 1이상이 확보가 가능하며 3.0mm 이상일 경우 안전계수 1.7이상 확보가 가능하다.

6. 결론

본 연구에서는 소형풍력터빈 체결부에 대하여 유한요소 해석모델을 확립하고 이를 이용하여 체결부에 대한 응력해석을 수행하였다. 이에 얻어진 결론은 다음과 같다.

(1) 시스템 분석과 모드해석을 이용하여 각 부품과 유한요소 모델의 고유진동수와 고유모드를 추출하고 비교 분석을 통하여 실제 부품의 동특성을 가지는 유한요소 모델을 정립하였다.

(2) 정립된 유한요소 모델을 이용하여 동적 응력해석을 수행하였다. 응력해석 결과 정격풍속 상태에서 발생하는 최대응력은 블레이드와 블레이드홀더를 결합시키는 볼트에서 발생하였으며, 이는 안전계수가 3.1로 충분한 안정성 확보가 가능하다.

반면, 한계풍속 상태에서 발생하는 최대응력의 위치는 블레이드홀더의 지지대와 지지대 사이에서 발생하였으며, 이때 안전계수는 0.836로 충분한 안정성 확보에 어려움이 있는 것으로 판명된다.

(3) 응력해석결과를 바탕으로 취약부위로 판단되는 곳을 보강한 구조변경 모델을 만들었으며, 이 모델을 이용한 재해석을 통하여 한계풍속에서도 안정성 확보가 가능한 모델을 제시하였다.

후 기

본 연구는 2011년도 2단계 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었으며, 중소기업청 지원으로 수행하는 2010 중소기업 기술혁신개발사업의 일환으로 수행되었습니다. (No. 20100000001173)

참고문헌

- (1) Park, S. H. and Han, K. S., 2008, "Structural Analysis and Proof Test of Composite Rotor Blades for Wind Turbine," *Journal of The Korean Society for New and Renewable Energy*, Vol. 4, No. 3, pp. 45~50.
- (2) Kim, H. K., Lee, J. H., Jang, S. M. and Kang, K. W., 2010, "Structural Analysis and Testing of 1.5kW Class Wind Turbine Blade," *Journal of Fluid Machinery*, Vol. 13, No. 4, pp. 51~57.
- (3) Lee, S. P., Kang, K. W., Chang, S. M. and Lee, J. H., 2010, "Structural Design and Analysis for Small Wind Turbine Blade," *Journal of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 19, No. 2, pp. 288~294.
- (4) Shokieh, M. M. and Rafiee, R., "Simulation of Fatigue Failure in a Full Composite Wind Turbine Blade," *Composite Structures*, Vol. 74, pp. 332~342.
- (5) International Standard, IEC 61400-2, 2006, "Design Requirements for Small Wind Turbines," Second edition.
- (6) Lee, H. J., Koh, J. W. and Oh, S. D., 2003, "Fatigue Strength Evaluation of Wind Turbine Hub," *Proceedings of the KSME fall conference*, pp. 1033~1038.
- (7) Noda, M. and Flay, R.G.J., 1999, "A Simulation Model for Wind Turbine Blade," *Journal of Wind Engineering*, Vol. 83, pp. 527~540.
- (8) Kim, Y. H., Park, H. G., Kim, D. H., Kim, D. M., Hwang, B. S., Park, J. S. and Jung, S. H., 2008, "Structural and Vibration Analyses of 3MW Class Wind-Turbine Blade Using CAE Technique," *Journal of Fluid Machinery*, Vol. 11, No. 4, pp. 22~31.