

論文

DOI: <http://dx.doi.org/10.5139/JKSAS.2012.40.7.564>

피로수명을 고려한 1 MW급 수평축 풍력터빈 복합재 블레이드 설계에 관한 연구

김민웅*, 공창덕**, 박현범***

A Study on Composite Blades of 1 MW Class HAWT Considering Fatigue Life

Minwoong Kim*, Changduk Kong** and Hyunbum Park***

ABSTRACT

In this work, 1 MW class horizontal axis wind turbine blade configuration is properly sized and analyzed using the newly proposed aerodynamic design procedure and the in-house code developed by authors, and its design results are verified through comparison with experimental results of previously developed wind turbine blade. The structural design of the wind turbine blade is carried out using a composite materials and the netting and rule of mixture design methods. The structural safety of the designed blade structure is investigated through the various load cases, stress, deformation, buckling and vibration analyses using the commercial FEM code, MSC.NASTRAN. Finally the required fatigue life is investigated using the modified Spera's experimental equation.

초 록

새롭게 제안된 공력 설계 절차와 In-house 프로그램을 이용하여 1 MW급 수평축풍력 터빈 블레이드의 형상을 결정하였고, 기존에 개발된 블레이드의 실험 결과와 본 연구에서 제안한 블레이드와의 비교를 통하여 공력 설계에 대한 타당성을 제시하였다. 블레이드의 구조 설계는 Netting Rule과 Rule of Mixture를 적용하여 설계를 진행하였다. 설계된 블레이드의 구조적 안전성은 상업적 유한요소프로그램인 MSC.NASTRAN을 사용하여 다양한 하중에 따라 선형 정적해석, 변형해석, 좌굴해석, 진동모드해석 등을 수행하였다. 최종적으로 Spera가 제시한 실험식을 적용하여 요구된 피로수명에 대해 타당성을 확인하였다.

Key Words : Wind Turbine Blade(풍력 터빈 블레이드), Composite(복합재료), Aero Dynamic and Structural Design(공력 및 구조 설계), Fatigue life(피로 수명)

I. 서 론

최근 국제 원유가격의 급등과 환경오염 문제가 대두되어 대체 에너지 연구가 활발히 진행되고 있다. 특히, 안전하고 풍부한 풍력에너지는 태양열, 수소, 연료전지등과 함께 각광받고 있는 신재생에너지 중의 하나이다. 풍력발전은 독일, 덴

† 2012년 3월 28일 접수 ~ 2012년 6월 26일 심사완료

* 정회원, 조선대학교 항공우주공학과 대학원

** 정회원, 조선대학교 항공우주공학과

*** 정회원, 호원대학교 국방기술학부

교신저자, E-mail : cdgong@chosun.ac.kr

광주광역시 동구 서석동 375 조선대학교

마크, 미국 등을 선두로 최근 10년간 빠르게 성장하고 있다. 이미 선진국에서는 풍력발전산업 육성과 보급 확대를 위하여 정부차원에서 지원을 하고 있으며, Vestas, Enercon, Repower, GE Wind 등을 중심으로 3~5 MW급 대형 풍력발전기가 개발되어 상용 또는 시제품이 생산되고 있으며, 6 MW급 이상도 개발 중에 있다[1].

국외의 블레이드 설계 연구 결과를 분석해 보면 M. Grujicic 등은 1 MW급 수평축 풍력 발전 블레이드에 대해 구조적 형상을 분석하여 해석결과와 비교하는 연구를 수행하였다[2]. Pengwen Sun 등은 1.2 MW급 수평축 풍력 발전 블레이드에 대하여 4가지의 적층 패턴별 구조 해석을 수행하였다[3].

선진국과 비교하여 국내 풍력 발전 시장의 규모는 매우 작지만 정부의 신재생에너지 지원 정책에 힘입어 지속적으로 성장하고 있다. 90년대 초부터 연구가 시작되어 풍력발전 블레이드의 경우 750 kW, 2 MW, 3 MW급이 각각 기술 개발이 완료되었으며, 상용화 및 실증 중에 있고, 현재 5 MW급 블레이드 개발이 추진 중이다[4].

기존의 블레이드 연구 결과를 분석해보면 김범석 등은 BEMT(Blade Element Momentum Theory)를 사용하여 1 MW급 풍력터빈 블레이드 형상 기본설계 및 성능해석을 수행하였고[5], CFD 해석을 통하여 2 MW급 풍력 터빈 블레이드의 출력성능해석과 단방향 유체-구조 연성해석을 통해 구조 건전성 평가를 수행하였다[6].

본 연구에서는 대형 풍력 발전용 블레이드의 피로 수명을 고려한 경량화 설계 기법을 정립하기 위하여, 1 MW급 블레이드를 대상으로 In-house 코드를 사용하여 공력 설계를 수행하였고, Netting Rule과 Rule of Mixture 설계 기법을 이용하여 구조 설계를 수행한 후 유한 요소법을 이용한 구조 해석을 통해 구조 안전성을 검토하였다. 최종적으로 설계된 블레이드에 대하여 Spera가 제안한 실험식을 일부 수정한 방법으로 피로하중을 계산하여 요구 피로 수명을 만족하는지 확인하였다.

II. 본 론

2.1 블레이드 공력 설계

풍력발전 시스템의 설계를 수행하기 위해서는 먼저 시스템 사양에 대한 정립이 필요하다. 시스템 사양은 목적 및 용도에 맞도록 정의되어지며, 이러한 시스템 규격이 정해지면 세부적인 설계

요구조건을 정립할 수 있게 된다. 풍력발전 시스템의 설계에 있어서 가장 중요한 요소는 풍력 에너지를 기계적 에너지로 변환하는 블레이드의 설계이다. 본 연구에서는 공력설계를 위해 초기 시스템 설계 요구조건을 Table 1과 같이 정의하였다[7].

깃 단면의 에어포일 형상은 풍력 발전기의 여러 가지 성능을 결정하는 중요한 요소이다. 일반적으로 에어포일을 선정하는 기준은 레이놀즈 수 변화에 따른 양력의 변화가 적을 것, 최대 양력계수 및 실속 받음각, 최대 양항비가 클 것, 구조적 강도 보장을 위한 두께가 비교적 두꺼울 것 등이 있다. 또한, 출력 제어방법에 따라서도 각각의 목적에 맞는 에어포일이 선정되는데 가변 피치 제어 방식으로 운용되는 경우 깃 각 변화에 따른 동력 계수의 변화가 큰 에어포일이 효과적이다.

본 연구에서는 Wind Turbine Airfoil Catalogue를 참고하여 여러 가지 에어포일을 비교 분석하였으며 최대 양력계수 및 최대 양항비, 구조적 강도 보장 두께를 가지는 NACA 63-421을 선정하였고, 그 형상 및 공력 자료는 Fig. 1과 같다[8].

Table 1. Aerodynamic design requirements

Type	Horizontal Axis Wind Turbine System (HAWTS)
Rated Power	1 MW (Electric Power)
Working Range	Cut-in Wind Speed : Less than 3 m/s Rated Wind Speed : 4~12 m/s Cut-out Wind Speed : 25 m/s Max. Survival Wind Speed : 55 m/s
Number of Blades	Three
Tip Speed Ratio	7

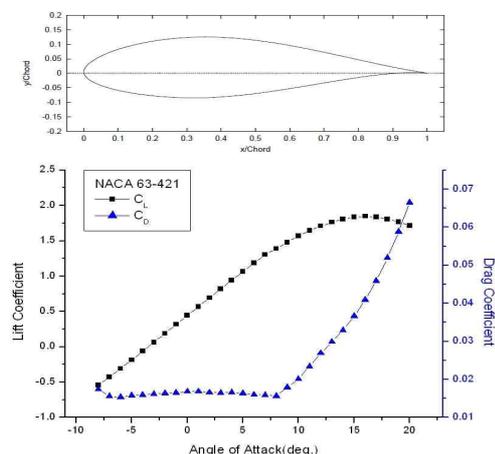


Fig. 1. Airfoil shape and aerodynamic performance characteristics

풍력 발전 블레이드를 설계하기 위해서는 초기에 블레이드의 직경을 결정한 후 세부적인 블레이드 형상 설계를 수행한다. 블레이드의 직경이 결정되면 설계 요구 조건으로부터 블레이드의 크기 및 에어포일의 형상, 비틀림 각, 깃 끝 속도 비 등의 공력설계를 수행하고, 공력 해석 및 공력 실험을 통하여 요구 성능 만족 여부를 검토한 후 설계를 개선하거나 확정하게 된다[9,10].

본 연구에서는 소형 급에 국한되어 있는 참고 문헌[10]의 설계 절차에서 대형급 설계에 적용하면 다소 효율이 떨어지는 문제점을 발견하였고, 이를 보완하기 위하여 대형급 공력 설계에 유리하도록 새롭게 제안된 공력 설계 기법을 바탕으로 설계를 수행하였다.

대상 블레이드는 정격 풍속 12 m/s에서 운용되며 정격 출력은 1 MW급으로 공력설계 시 최대 양력계수, 최대 양항비 및 구조적 강도를 위해 에어포일의 두께가 비교적 두꺼운 형상을 가지는 NACA 63-421을 선정하였다. 공력 설계 방안은 최대 양항비를 갖는 최적의 받음각으로 설계하였다. 성능해석 결과 설계요구조건에 비해 높은 출력을 낼 수 있도록 설계되었음을 확인하였고, 기존의 풍력터빈보다 동력계수가 높은 값을 가지는 것을 확인하였다. Fig. 2는 In-house 코드 'HAWTBAD'를 이용하여 반복 계산을 통해 최종 설계가 확정된 블레이드의 공력 설계 결과를 나타내었다. Fig. 3은 기존의 유사 1 MW급 풍력터빈인 E-44 ENECON과 본 연구대상 블레이드의 동력계수 비교 결과를 나타내었다. 성능 해석 비교 결과 제시된 정격 풍속에서 기존 풍력터빈보다 효율이 증가함을 확인하였다.

또한 본 연구에서 사용된 설계해석코드 HAWTBAD의 신뢰성을 확인하기 위하여 Appalachian State University에서 설계, 제작한 900 W급 Whisper H40 풍력터빈의 공력 실험값과 설계해석코드의 결과 값을 비교 하였다. 현재 설계된 블레이드의 정격 풍속은 12 m/s로서 Fig. 4의 실험 데이터의 12 m/s까지의 평균값과 비교하였다. 또한 실제 운용 블레이드는 정격 풍속 이상의 영역에서는 제어알고리즘을 통해 더 이상 출력이 초과하지 않도록 하기 때문에 실제 설계된 풍력터빈과 전산해석코드의 결과 값 비교를 통하여 유사성을 확인하였다. 비교한 결과는 Fig. 4와 같으며 제안된 프로그램 해석 결과가 실험값에 근접하여 제안된 코드의 타당성을 확인하였다.



Fig. 2. Aerodynamic configuration design result of 1 MW class wind turbine blade

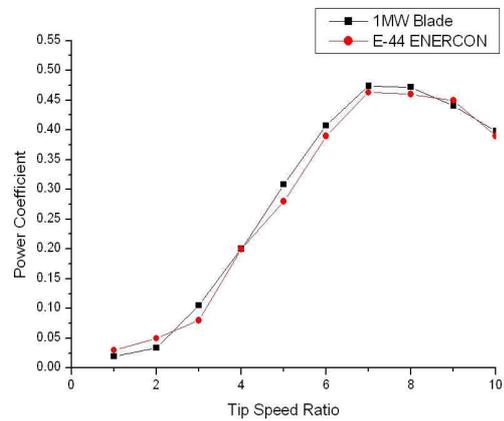


Fig. 3. Comparison between E-44 ENERCON and In-house code HAWTBAD of power coefficient vs tip speed ratio

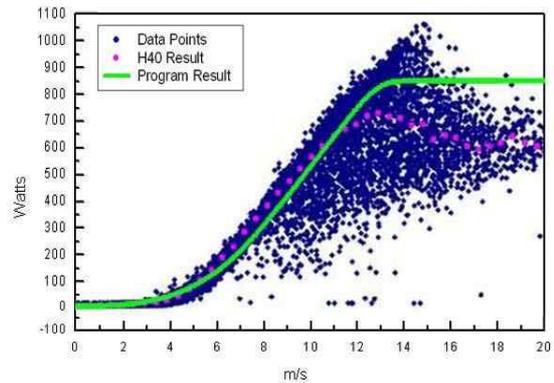


Fig. 4. Comparison between Wisper H40's test results and performance results calculated by In-house code HAWTBAD

Table 2. Type classes of wind turbine system

Class	I	II	III	IV	S
$\overline{V}_E[m/s]$	50	42.5	37.5	30	User define
$\overline{V}_M[m/s]$	10	8.5	7.5	6	

Table 3. Load cases for structural design

Load case	Case 1	Case 2	Case 3
Reference wind speed	Rated 12m/s	Cut-out 25m/s	Storm 55m/s
Gust condition ($\pm 20m/s, \pm 40^\circ$)	without gust	with gust	N.A.
Rotational speed	28.2rpm	46.9rpm	stop

2.2 블레이드 구조 설계

GL에서 규정하는 풍력 발전기의 등급은 Table 2와 같고 본 연구의 블레이드 설계 목표 등급은 III등급으로 10분 평균 풍속인 $\overline{V}_E = 37.5 m/s$ 이다. 따라서 $\overline{V}_j = 30 m/s$ 이므로 대기상태에서 1년에 한번 초과할 확률의 10분 평균풍속은 30 m/s 인 경우의 하중조건이다. 본 연구에서는 Table 2에서 정의된 하중조건들을 모사하기 위하여 Table 3과 같은 공력 하중조건을 고려하였다. 정격풍속조건(Case 1), 운용정지풍속조건(Case 2), 폭풍조건(Case 3) 등 3가지 하중 조건들로 분류하고 각 Station에 작용되어지는 공기력에 의한 하중해석 결과로부터 Case 2에 대한 공력 하중이 가장 큰 하중임을 확인하여 이를 구조 설계 기준으로 선정하였다[11]. Fig. 5는 Case 2의 하중조건에 대한 굽힘 모멘트를 나타내었다.

본 연구에서 사용된 블레이드의 재료는 구조적 강도 및 피로 수명이 뛰어나고 비교적 저렴한 Glass/epoxy를 적용하였다[12]. 블레이드의 스킨과 웹은 Glass/Epoxy Fabric Face Sheets-Foam 샌드위치 구조를 적용하였고, 주요 굽힘 하중을 받는 스파는 Glass/Epoxy UD laminate 구조 형식을 채택하였다.

본 연구에서 사용된 재료의 물성치는 한국화이바에서 시편 실험을 통하여 제공된 물성치로서 Table. 4에 나타내었고[11], Fig. 6은 블레이드의 구조 형상을 나타내었다.

초기 구조 설계는 단순 설계 기법(Netting rule)을 적용하여 하중방향으로 적층된 섬유만이 그 하중을 담당한다는 가정으로 설계를 하였다. 이후 혼합 설계 방법(Rule of mixture)을 통해 설계를 보완하였다.

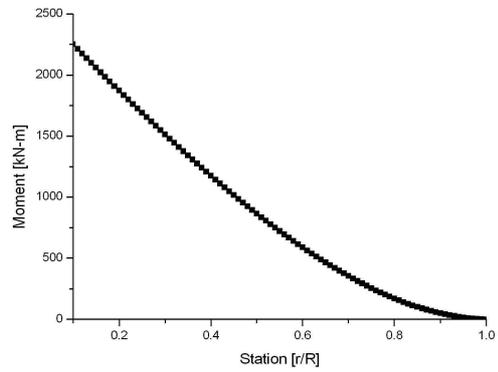


Fig. 5. Flapwise bending moment diagrams of load case 2

Table 4. Mechanical properties of materials

Material Property	UD Tape GFRP	Fabric GFRP	Foam
$E_1(N/mm^2)$	35700	22147	60.86
$E_2(N/mm^2)$	10600	2658	59.86
$G_{12}(N/mm^2)$	2810	1617	19.18
ν	0.324	0.3	0.2
$X_t(N/mm^2)$	711	367.3	2.63
$X_c(N/mm^2)$	1200	411	1.41
$Y_t(N/mm^2)$	38	40	2.49
$Y_c(N/mm^2)$	183	141	1.41
$S(N/mm^2)$	65.7	52.8	0.71
$\rho(g/cm^3)$	1.8	1.87	0.1197
Ply thickness (mm)	0.58	0.3	-

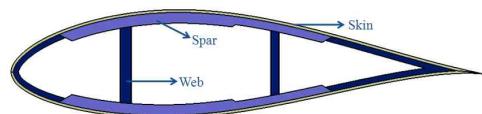


Fig. 6. Conceptual structure configuration of blade cross section

혼합 설계 방법은 단순 설계 기법으로 설계된 복합재료에서 층간 분리현상이 일어나지 않도록 하중 방향과 다른 방향으로 적층된 섬유 강도의 10%가 하중 방향에 기여한다는 이론으로서 단순 설계 기법보다 경량화 된 설계 방법이다. 초기 설계에서 결정된 0°방향의 섬유에 $\pm 45^\circ, 90^\circ$ 방향 섬유를 보완하여 최종 설계 결과를 도출하였다. 초기 구조 설계 결과를 확정된 후 유한요소법을 이용한 구조 해석을 통해 설계를 개선하는 방법을 적용하였다[13,14].

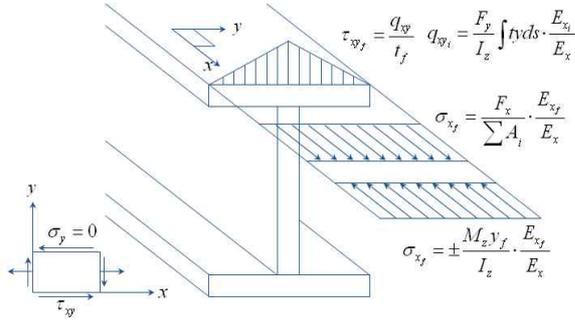


Fig. 7. Acting stresses on spar flange

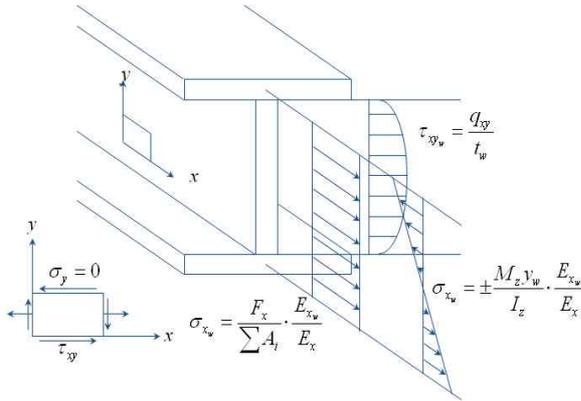


Fig. 8. Acting stresses on spar web

블레이드 단면의 기본 구조를 I-beam형상으로 단순화 하여 각 Station별로 스파 플렌지와 웹의 길이를 결정한 이후 Netting rule과 혼합 설계 방법을 적용하여 설계를 수행하였다. 스파 플렌지의 초기 설계에서 플렌지의 응력은 Fig. 7과 같이 분포되며 (1)식과 (2)식으로 수직응력과 전단응력을 나타낼 수 있는데 이 식들을 이용하여 플렌지 두께를 구할 수 있다.

$$\sigma_{x_f} = \frac{F_x}{\sum A_i} \frac{E_{x_f}}{E_x} + \frac{M_z(\pm y_f)}{\bar{I}_z} \frac{E_{x_f}}{E_x} \quad (1)$$

$$\tau_{xy_f} = \frac{F_y}{\bar{I}_z} \frac{b_w}{2} \frac{b_f}{2} \frac{E_{x_f}}{E_x} \quad (2)$$

여기서 σ_{x_f} 는 스파 플렌지 응력, F_x 는 축하중, E_{x_f} 는 스파 플렌지 탄성계수, M_z 는 굽힘 모멘트, $\sum A_i$ 는 스파 플렌지와 웹의 단면적, \bar{E}_x 는 등가 탄성계수, \bar{I}_z 는 스파 플렌지와 웹의 단면 2차 관성 모멘트, τ_{xy_f} 는 스파 플렌지의 전단응력, F_y 는 횡하중, b_w 는 웹의 길이, b_f 는 플렌지의 길이를 의미한다.

스파 웹의 초기설계에서 웹의 응력 상태는 Fig. 8과 같이 분포되며 (3)식과 (4)식을 수직응력과 전단응력을 나타낼 수 있는데 이 식들을 이용하여 웹 두께를 구할 수 있다.

$$\sigma_{x_w} = \frac{F_x}{\sum A_i} \frac{E_{x_w}}{E_x} + \frac{M_z(\pm y_w)}{\bar{I}_z} \frac{E_{x_w}}{E_x} \quad (3)$$

$$\tau_{xy_w} = 2 \frac{\sigma_{x_f} t_f}{t_w} + \frac{F_y}{\bar{I}_z} \frac{b_w^2}{8} \frac{E_{x_w}}{E_x} \quad (4)$$

여기서 σ_{x_w} 는 스파 웹 응력, E_{x_w} 는 스파 웹 탄성계수, τ_{xy_w} 는 스파 웹의 전단응력, t_f 는 스파 플렌지 두께, t_w 는 스파 웹의 두께를 의미한다.

블레이드 스킨과 웹은 경량화와 전단응력 및 좌굴 안정성을 개선하기 위하여 샌드위치 구조로 적층하고, 스파는 주로 굽힘 하중을 담당하므로 0°, 90°를 주로 적용하였고, 층간분리 현상이 나타나지 않도록 같은 적층 각을 3플라이 이상 연속해서 적층되지 않도록 ±45° 플라이를 삽입하였다. 또한 연계강성도 효과를 제거하기 위해 대칭으로 적층하였다. 구조 설계 결과는 Table 5와 6에 나타내었다.

2.2 블레이드 구조 해석

구조 설계 결과에 대한 안전성을 확인하기 위해 유한 요소 상용 코드인 MSC. PATRAN/NASTRAN을 이용하여 구조해석을 수행하였다. 회전애 따른 원심 하중을 고려하였으며, 공력하중은 공력중심(익현의 25% 지점)에 길이방향으로 분포시켜 보다 실제에 가깝게 하중을 모사하였으며 경계 조건은 블레이드 뿌리 부위에 고정 경계 조건을 적용하였다. 구조 해석은 응력, 변위, 좌굴 및 고유 진동수 등을 계산하여 구조 설계 결과의 안전성을 확인하였다[15,16].

본 연구에서는 대상 블레이드의 스킨과 웹에 적용된 샌드위치 구조에 대해서 각각 Urethane Foam과 Balsa 물성치를 적용하여 2가지 Case에 대해 비교, 분석을 수행하였다[17]. 그 결과 블레이드 무게에서 Urethane Foam을 적용한 블레이드는 자중이 4.32ton으로 확인되었고 Balsa를 적용한 블레이드는 자중이 4.94ton으로 확인되었다.

따라서 본 연구에서 블레이드 경량화 설계방안으로 샌드위치 구조의 코어 재질은 Urethane Foam으로 선정하였다.

Table 5. Structure design results of blade skin and spar

Station (r/R)	Spar	
	Front Spar	Rear Spar
Skin	20 plies [±45 ₅ ,Core,±45 ₅]	
Root~0.1	60 plies [[±45,0 ₃ ,90] ₅] _s	60 plies [[±45,0 ₃ ,90] ₅] _s
0.1~0.2	60 plies [[±45,0 ₃ ,90] ₅] _s	40 plies [[±45,0 ₃ ,90] ₃ ,±45] _s
0.2~0.3	66 plies [[±45,0 ₃ ,90] ₅ ,±45,0] _s	42 plies [[±45,0 ₃ ,90] ₃ ,±45,0] _s
0.3~0.4	74 plies [[±45,0 ₃ ,90] ₆ ,0] _s	50 plies [[±45,0 ₃ ,90] ₄ ,0] _s
0.4~0.5	84 plies [[±45,0 ₃ ,90] ₇] _s	56 plies [[±45,0 ₃ ,90] ₄ ,±45,0 ₂] _s
0.5~0.6	82 plies [[±45,0 ₃ ,90] ₆ ,±45,0 ₃] _s	56 plies [[±45,0 ₃ ,90] ₄ ,±45,0 ₂] _s
0.6~0.7	74 plies [[±45,0 ₃ ,90] ₆ ,0] _s	48 plies [[±45,0 ₃ ,90] ₄] _s
0.7~0.8	56 plies [[±45,0 ₃ ,90] ₄ ,±45,0 ₂] _s	38 plies [[±45,0 ₃ ,90] ₃ ,0] _s
0.8~0.9	36 plies [[±45,0 ₃ ,90] ₃] _s	26 plies [[±45,0 ₃ ,90] ₂ ,0] _s
0.9~1.0	20 plies [[±45,0 ₃ ,90],±45,0 ₂] _s	16 plies [[±45,0 ₃ ,90],±45] _s

Table 6. Structure design results of blade web

Station (r/R)	Web	
	Front Web	Rear Web
0.1~0.2	36 plies [±45 ₉ ,Core,±45] ₉	16 plies [±45 ₄ ,Core,±45] ₄
0.2~0.3	40 plies [±45 ₁₀ ,Core,±45] ₁₀	16 plies [±45 ₄ ,Core,±45] ₄
0.3~0.4	40 plies [±45 ₁₀ ,Core,±45] ₁₀	20 plies [±45 ₅ ,Core,±45] ₅
0.4~0.5	48 plies [±45 ₁₂ ,Core,±45] ₁₂	20 plies [±45 ₅ ,Core,±45] ₅
0.5~0.6	48 plies [±45 ₁₂ ,Core,±45] ₁₂	20 plies [±45 ₅ ,Core,±45] ₅
0.6~0.7	40 plies [±45 ₁₀ ,Core,±45] ₁₀	20 plies [±45 ₅ ,Core,±45] ₅
0.7~0.8	40 plies [±45 ₁₀ ,Core,±45] ₁₀	20 plies [±45 ₅ ,Core,±45] ₅
0.8~0.9	28 plies [±45 ₇ ,Core,±45] ₇	16 plies [±45 ₄ ,Core,±45] ₄
0.9~1.0	20 plies [±45 ₅ ,Core,±45] ₅	8 plies [±45 ₂ ,Core,±45] ₂

Urethane Foam을 적용한 블레이드의 경우 선형 정적 해석 결과 스킨의 1st 플라이에서 최대 스펀 방향 인장응력은 56.4MPa이며, 최대 압축 응력은 49.7MPa로 확인되었다. 스파 플랜지의 21th 플라이에서 최대 스펀 방향 인장응력은 54.3MPa, 압축응력은 81.5MPa로 확인되었고 자중은 4.32ton으로 확인되었다. 또한 변형 해석 결과로 부터 블레이드의 끝단 부위에서 처짐이 2.94m로 확인되었다. 이 경우 블레이드 끝단 변위에 의한 타워 벽면으로 부터의 IEC61400에서 규정한 간격이 유지되도록 타워 상부의 기아상자 위치를 설계해야 한다.

좌굴 해석 결과 1차 모드의 좌굴 하중 배수는 1.293이며 2차 모드는 4.098로 하중 배수가 1이상 이므로 좌굴에 대한 안정성을 확보한 것으로 확인되었다. 고유 진동수 모드 해석을 통해 구한 각 모드의 고유진동수와 회전수×배수 (또는 블레이드 개수 (3))으로 부터 Campbell 선도를 그릴 수 있는데 이로부터 공진 안정성이 확보됨을 확인 할 수 있었다.

또한 본 연구에서 설계된 블레이드와 동급 블레이드인 미국 ETCGreen사의 UGE 1000H 상용 블레이드와의 중량 비교 시 4.35ton에서 4.32ton으로 경량화된 것을 확인하였다.

Fig. 9와 Fig. 10은 스킨의 1st 플라이의 스펀 방향응력 분포와 스파 플랜지의 21th 플라이의 응력 분포를 보여주고 있다. Fig. 11은 1차 좌굴 모드를 보여주고 있으며, Fig. 12는 Flapwise 고유진동모드와 진동수를, Fig. 13은 Chordwise 고유진동모드와 진동수를 보여주고 있다. Fig. 14는 고유진동수들과 블레이드 회전수×배수로부터 공진가능성을 검토하기 위한 Campbell 선도를 보여주고 있다.

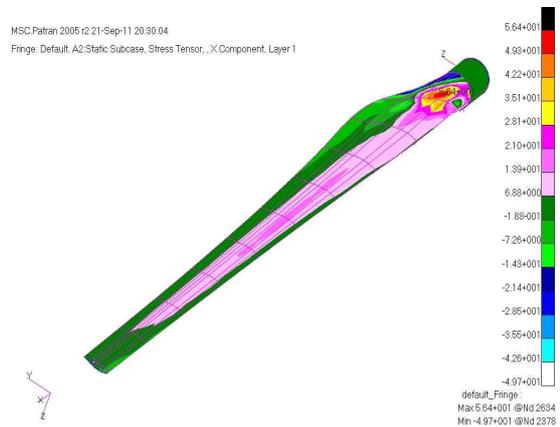


Fig. 9. Spanwise stress contour on skin (1st ply)



Fig. 10. Spanwise stress contour on spar (21th ply)

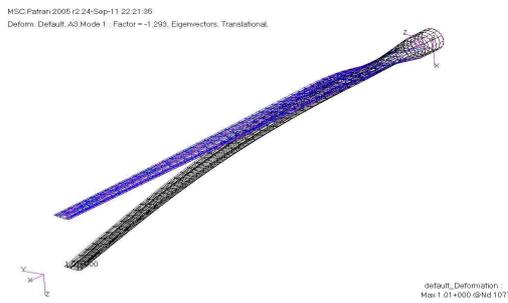


Fig. 11. First buckling mode shape and load factor

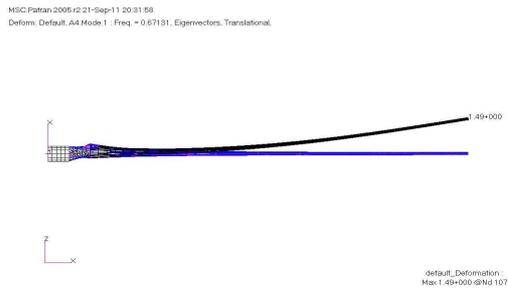


Fig. 12. Flapwise mode shape and natural frequency

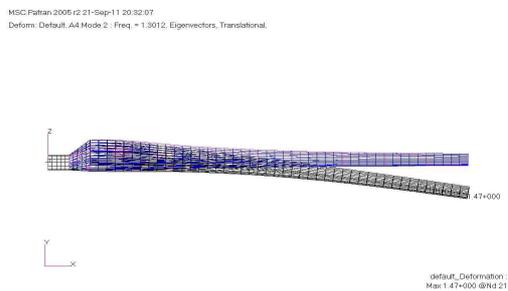


Fig. 13. Chordwise mode shape and natural frequency

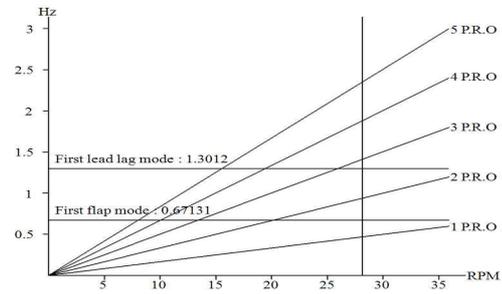


Fig. 14. Campbell diagram

2.3 블레이드 피로 수명 해석

2.3.1 피로 수명 해석

풍력발전용 회전날개의 구조 설계 요구조건은 크게 제한 강도 요구조건(Limit Strength Requirement), 강성도 요구조건(Stiffness Requirement), 피로수명 요구조건(Fatigue Life Requirement)의 세 가지를 들 수 있다. 제한 강도 요구조건을 만족하기 위해서는 운용기간 중에 발생할 수 있는 최대하중에 견딜 수 있어야 하며, 폭풍이나 돌풍의 상황에 대해서도 충분히 안전해야 한다. 강성도 요구조건에는 운용 중 공진을 피하기 위한 고유 진동수 확보, 타워와의 충돌을 피하기 위한 변위의 제한, 공력성능의 변화를 피하기 위한 비틀림 각의 제한 등을 들 수 있다. 피로 수명에 대한 요구조건을 만족하기 위해서는 요구 피로수명 동안에 예상되는 반복하중에 견딜 수 있어야만 한다. 본 연구에서는 보다 정확한 피로해석을 위해 유사한 풍력발전 시스템의 피로하중 스펙트럼과 사용 복합재료에 대한 Mandell의 S-N선도 및 Goodman선도 등을 이용하여 최대 요구 피로 강도를 계산한 후, 피로수명 예측 실험식으로 수정된 Spera의 실험식을 이용하여 보다 정확한 피로수명 해석을 수행하였다[18,19].

2.3.2 요구 피로 허용 강도

응력비가 0.1인 일방향(UD) Glass/Epoxy 재질에 대한 Mandell의 S-N 실험 근사식은 다음과 같다.

$$S/S_0 = N_f^{-0.074} \tag{5}$$

여기서 S/S_0 는 정규화응력비(Normalized stress), S_0 는 사용재질의 강도, N_f 는 피로하중반복수이다.

대형급 풍력터빈인 2.5 MW급 풍력터빈 블레이드(NASA/DOE Mod-2)의 실제 하중 스펙트럼

에서 측정된 평균 응력비(R_{avg})가 0.37임을 확인하였고, 이를 보정하기 위해 Goodman선도를 사용하여 다음 식에 의해 계산된 기울기를 적용하여 Goodman선도의 10^8 Cycle에 대한 S_{max} 와 S_{min} 을 구하였다[11].

$$S_{cyc}/S_{avg} = (1-R)/(1+R) \quad (6)$$

여기서, S_{cyc} 는 $(S_{max}-S_{min})/2$ 를, S_{avg} 는 $(S_{max}+S_{min})/2$ 를 의미한다.

이 값을 실제 피로 요구 수명에 대한 값으로 계산하기 위하여 다음과 같이 Mandell의 근사식을 사용하였다.

$$S'_{max} = S_{max} \times N_f^{-0.074} \times (1/10^8)^{-0.074} \quad (7)$$

9시간동안 측정된 스펙트럼을 20년으로 확장한 피로 사이클을 계산하여 요구 피로 허용 강도를 계산하였다.

S-N 선형 손상 방법에 의한 요구 피로 허용 강도를 구하는 식은 다음과 같다[19].

$$S_{max\ max} = S_I \left[\frac{\sum_{i=1}^n n_i R_i^{13.5}}{\sum_{i=1}^n n_i} \right]^{-0.074} \quad (8)$$

여기서 n 은 전 layer 수, n_i 는 각 layer의 사이클 수를 의미한다.

계산된 요구피로 허용강도는 실제의 회전날개에 적용하기 위해서는 1.0이하의 Knock Down Factor(KDF)를 적용해야 하며, 본 연구에서는 유사 풍력터빈 블레이드 경우를 참고하여 0.7을 적용하였다. Table 7은 요구 피로 허용 강도를 계산한 결과이다[19,20].

2.3.3 주기 하중

피로 하중의 주요 요인은 블레이드의 회전축이 풍향과 항상 같은 방향을 유지하지 못하거나 풍속이 일정하지 않고 항상 변하며, 블레이드 회전에 따른 자중 변화 등에 기인한다. 또한 회전

Table 7. Value of allowable fatigue stresses

N_f	S_{max}	S_I	$S_{max\ max}$	$S_{max\ max} \times KDF$
3.72×10^8	203 MPa	790 MPa	218.8 MPa	153.2 MPa

날개의 피로수명에 영향을 주는 주기하중은 크게 시위에 수직한 하중(Flapwise)과 시위방향의 하중(Chordwise)으로 구분할 수 있고, 두 가지 하중을 모두 고려하였다. 회전날개의 주기하중을 계산하기 위해서 아래와 같은 Spera가 제시한 실험식을 일부 수정하여 이용하였다[19,20].

$$\delta M_{y,n} = aM_g \sin\theta + 432(1+1.47a) \times cd(g+0.012b) \times U_n(1-s) \times \exp^{(0.134n)}(D/100)^4 \quad (9)$$

$$\delta M_{z,n} = eM_g + 46.8cd(g+0.01b) \times U_n(1-s)\exp^{(0.276n)}(D/100)^3 \quad (10)$$

여기서, δM_y 은 블레이드 주기 플랩방향 굽힘 모멘트, δM_z 은 블레이드 주기 익현방향 굽힘 모멘트 n 은 표준편차 수(Number of standard deviations), a 는 허브강성계수(Hub-rigidity factor), b 는 타워차단계수(Tower blockage factor), c 는 익단익현계수(Tip chord factor), d 는 공기밀도계수(Air-density factor), e 는 익현방향 동적진폭계수(Chordwise dynamic-amplification factor), f 는 플랩방향동적진폭계수(Flapwies dynamic-amplification factor)를 의미한다.

분석된 피로 수명 하중을 적용하여 구조 해석을 통해 피로 수명 안전성을 평가하였다. 하중은 Spera의 실험식에 의해 계산된 최대 피로하중을 공력해석에 의한 하중분포 곡선을 이용하여 회전날개의 길이방향으로 분포시켜 적용하였다.

피로 하중에 대한 응력 해석 결과 최대 압축 응력 73.1MPa, 최대 인장 응력 76.1MPa로서 허용 피로 강도 153.2MPa에 대해 충분한 안전율이 확보한 것을 확인하였다. Fig. 15는 피로하중에 대한 응력해석 결과를 나타내었다. 따라서 블레이드 설계 결과는 요구 피로 수명 20년을 확보한 구조물임을 확인하였다.

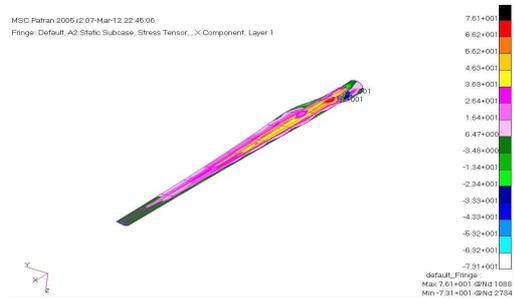


Fig. 15. Spanwise stress contour on spar (21th ply) due to fatigue loads

III. 결 론

본 연구에서는 대형 풍력 발전용 블레이드의 피로 수명을 고려한 경량화 설계 기법을 정립하기 위하여 1 MW급 블레이드를 대상으로 공력 설계 및 구조 설계를 수행하였다. 공력 설계는 적합한 에어포일의 선정하여 블레이드 공력 형상을 설계한 후 성능 해석을 통해 설계 요구조건을 만족하는지 확인하였다. 본 연구에서 제안한 In-house 코드의 적합성을 판단하기 위하여 기존 블레이드와의 비교 분석을 통하여 설계의 타당성을 제시하였다. 또한 구조 설계는 저가 경량의 Glass/Epoxy-Foam 샌드위치 복합재료를 적용하여 형상설계를 수행하였다. 최적 형상을 선정하기 위하여 폼 샌드위치 구조와 발사 샌드위치 구조를 비교 분석한 결과 유사한 응력 분포에서 보다 경량화 된 구조설계 결과를 제시할 수 있는 폼 샌드위치 구조를 선정하였다. 본 연구에서 설계된 블레이드의 구조 설계 결과에 대한 안전성을 검토하기 위하여 MSC.NASTRAN을 사용하여 유한요소 해석을 통해 구조 해석 결과를 검토한 결과 설계 요구 조건을 만족하는 구조 설계 결과임을 확인하였다. 최종적으로 설계된 블레이드에 대하여 S-N 선형 손상 이론, Goodman 선도, Spera가 제안한 실험식 등을 사용하여 피로하중을 계산 한 결과 20년 이상 운용 가능한 블레이드 구조 설계임을 확인하였다.

참고문헌

- 1) Dincer, F., "The analysis on wind energy electricity generation status, potential and policies in the world", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15, 2011, pp.5135~5142.
- 2) Grujicic, M., Arakere, G., Subramanian, E., Sellappan, V., Vallejo, A., and Ozen, M., "Structural-Response Analysis, Fatigue-Life Prediction, and Material Selection for 1 MW Horizontal-Axis Wind-Turbine Blades", *Journal of Materials Engineering and Performance*, Vol. 19, 2010, pp.790~801.
- 3) Sun, P., Liu, Z., Gao, Y., Wu, S., "Lay-up Design and Structural Analysis of 1.2MW Composite Wind Turbine Blade", *Computer-Aided Industrial Design & Conceptual Design*, 2009, pp.73~76.

- 4) 장문석, 방형준, "풍력발전기술의 현황과 전망", *한국환경과학회지*, 제18권, 제8호, 2009, pp.933~940.
- 5) 김범석, 김만웅, 이영호, "1 MW 풍력터빈 블레이드 형상기본설계 및 성능해석", *유체기계 저널*, 제11권, 제5호, 2008, pp.15~21.
- 6) 김범석, 이강수, 김만웅, "2 MW급 풍력터빈 블레이드 설계 및 단방향 유체-구조연성해석", *대한기계학회논문집 B권*, 제33권, 제12호, 2009, pp.1007~1013.
- 7) Gourieres, D. L., *Wind Power Plants*, Pergamon Press, 1982.
- 8) Frank, B. et al., *Wind Turbine Airfoil Catalogue*, Riso National Laboratory, 2001.
- 9) 공창덕, 방조혁, "1 kW급 소형 풍력 발전용 블레이드의 공력 설계 변수에 관한 연구", *한국항공우주학회 2003년도 춘계 학술대회 논문집*, 한국항공우주학회, 2003, pp.271~274.
- 10) 공창덕, 최수현, 박현범, "고효율 복합재 블레이드를 사용한 500W급 풍력터빈에 관한 연구", *한국항공우주학회 2009년도 추계학술발표대회 논문집*, 한국항공우주학회지, 2009, pp.201~208.
- 11) Kong, C., *A Study on Structural Design of Medium Scale Composite Wind Turbine Blade*, Doctoral Thesis at Osaka Prefecture University, 2001.
- 12) Dieter, G. E et al., *Assessment of Research Needs for Wind Turbine Rotor Materials Technology*, National Academy Press, 1991.
- 13) 공창덕, 박현범, 김주일, "경량화 복합재 위그선의 주익 및 수평 미익 구조 설계 및 해석에 관한 연구", *한국항공우주학회지*, 제35권, 제2호, 2007, pp.149~156.
- 14) Farrow I. R., *An Introduction to Composite Materials*, Bristol University, 1997.
- 15) 권진희, 구교남, 문창오, 박정선, 우경식, 정성남, NASTRAN으로 배우는 전산 구조 해석, 경문사, 2004.
- 16) MSC. Software, "MSC. Patran 2000(r2) Reference Manual", 2000.
- 17) <http://www.Matweb.com>, DIAB ProBalsa® HW Heavy Weight Balsa Wood
- 18) Spera, D. A., *Dynamic Loads in Horizontal Axis Wind Turbines Part II : Empirical Equations*, Windpower, 1993.
- 19) Kong, C., Kim, T., Han, D., and Sugiyama, Y., "Investigation of fatigue life for

a medium scale composite wind turbine blade”, International Journal of Fatigue, Vol. 28, 2006, pp.1382~1388.

20) Kong, C., Bang, J., and Sugiyama, Y.,

“Structural investigation of composite wind turbine blade considering various load cases and fatigue life”, Energy, Vol. 30, 2005, pp.2101~2114.