<학술논문> DOI http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2014.38.4.289 ISSN 1226-4881(Print)
2288-5234(Online)

Multi-MW급 풍력발전용 블레이드 설계에 관한 연구 Part Ⅰ : 공력-구조 설계 및 통합하중해석

김 범 석*†
* (사)한국선급 신재생에너지연구팀

Multi-MW Class Wind Turbine Blade Design Part I : Aero-Structure Design and Integrated Load Analysis

Bum Suk Kim*†
* New & Renewable Energy Research Team, Korean Register of Shipping

(Received August 8, 2013 ; Revised February 10, 2014 ; Accepted March 4, 2014)

Key Words: Wind Turbine Blade(풍력발전용 블레이드), Wind Turbine System(풍력발전시스템), Blade Design(블레이드 설계), System Design(시스템설계), Integrated Load Calculation(통합하중해석)

초록: 풍력터빈 블레이드는 바람의 운동에너지를 기계적 에너지로 변환하는 장치로써 풍력발전시스템의 출력성능, 에너지변환효율, 하중 및 동적 안정성에 영향을 미칠 수 있기 때문에 주요부품으로 분류된다. 따라서 최적의 블레이드 설계결과를 얻기 위해서는 시스템 특성이 고려된 공력-구조 통합설계가 중요하다. 본 연구에서는 풍력터빈 시스템과의 상호작용이 고려된 블레이드 설계절차를 제안하였고, 2 MW 급 블레이드(KR40.1b)의 공력-구조 통합 설계결과를 제시하였다. 또한 전술한 바와 같이 로터 블레이드에 작용하는 극한하중 및 피로하중은 시스템 운전조건에 따라 가변적이므로 시스템통합하중해석을 위한 2 MW 풍력발전시스템 모델링을 수행하였으며, IEC 61400-1 및 (사)한국선급의 풍력발전기술기준에 따라 수행된 하중해석결과를 제시하였다.

Abstract: A rotor blade is an important device that converts kinetic energy of wind into mechanical energy. Rotor blades affect the power performance, energy conversion efficiency, and loading and dynamic stability of wind turbines. Therefore, considering the characteristics of a wind turbine system is important for achieving optimal blade design. This study examined the general blade design procedure for a wind turbine system and aero-structure design results for a 2-MW class wind turbine blade (KR40.1b). As suggested above, a rotor blade cannot be designed independently, because its ultimate and fatigue loads are highly dependent on system operating conditions. Thus, a reference 2-MW wind turbine system was also developed for the system integrated load calculations. All calculations were performed in accordance with IEC 61400-1 and the KR guidelines for wind turbines.

1. 서 론

풍력발전용 블레이드 설계 시에는 출력 및 효율, 블레이드 팁-타워 간격, 극한 및 피로한계상태, 좌굴안정성, 수송, 제작 및 에너지생산단가(COE, Cost of Energy) 등의 상호작용을 종합적으로 고려해야 하기 때문에 공력설계와 구조설계는 독립적으로 수행될 수 없으며, 전체 시스템 특성이 충분히 고려된 통합하중해석의 반복적 수행을 통해 최적의 블레이드 설계결과를 얻는 것이 중요하다. 일반적으로 공력설계 관점에서는 목표출력 및 효율, 연간 에너지 생산량(AEP, Annual Energy Production), 축 하중 및 소음 등이 중요한

† Corresponding Author, bskim@innovationkr.com
© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

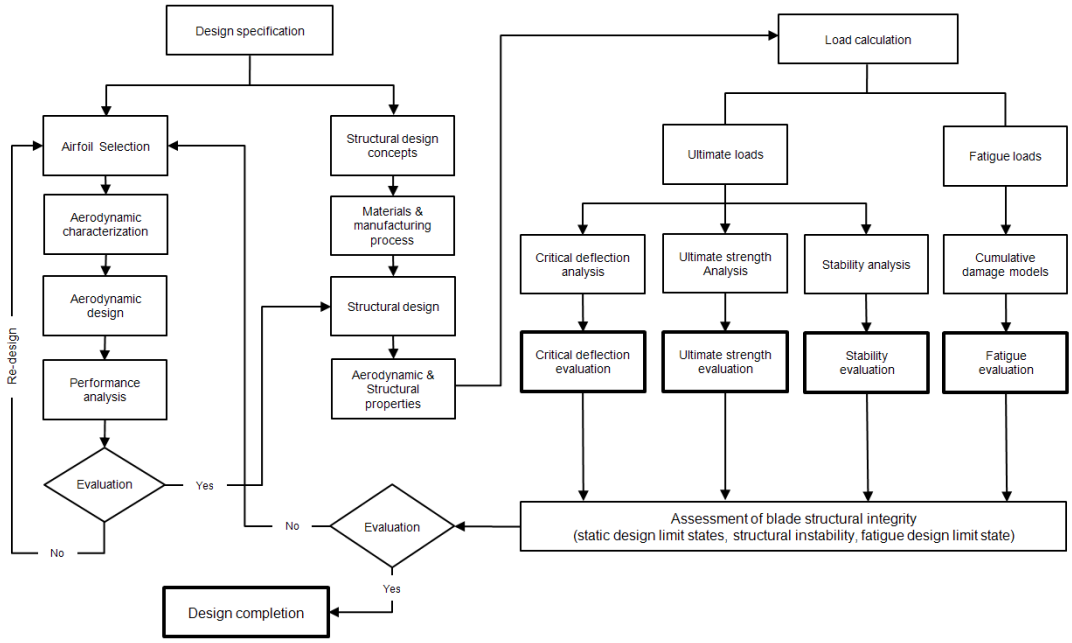

Fig. 1 General procedure for wind turbine blade design

설계 고려사항으로 간주되며, 현의 길이(Chord Length)가 길고 얇은 에어포일 시리즈를 적용 할수록 우수한 성능을 갖는 블레이드 설계가 가능하다. 그러나 출력성능만을 고려할 경우 하중, 제작비용, 총 질량, 이송 등의 문제점을 유발 할 수 있기 때문에 공력설계와 구조설계는 상충관계(Trade-Offs)에 놓이게 된다.

Fig. 1에 시스템이 고려된 블레이드의 설계 및 평가절차를 제시하였다. 최초 블레이드 설계사양이 결정되면, 공력설계파트는 에어포일 후보군을 선정하고 시험 또는 수치해석적 방법을 통해 신뢰성 있는 에어포일 성능데이터를 확보하여 기본 공력설계(Baseline Design) 및 성능해석을 수행한다. 기본 공력설계는 일반적으로 BEM(Blade Element Momentum Theory)법에 의해 수행되며, 출력, 하중, 효율 등의 평가결과에 따라 설계 최적화 과정을 거치게 된다. 최적설계를 통해 설계조건이 만족되는 경우 최종적인 블레이드 형상 설계정보가 구조설계 파트로 전달되며, 구조설계 파트에서는 재료 및 제조공정을 고려하여 설계컨셉을 결정한 후, 주 거더(Main Girder), 전단 웨브(Shear Web), 루트 체결부(Root Connection) 및 적층(Lay-Up) 설계를 수행한다. 이후 구조설계가 완료되면, 국제표준(IEC 61400 시리즈) 또는 산업체 가이드라인에 따른 구조건전성 평가를 통해 설계 유효성을 검증하는데, 이때 설계 수명기간 동안의 블레이드 루트 및 특정단면에 작용하는 극한 및 피로하중에 대한 이력이 요구된다. 블레이드에 작용하는 하중은 시스템 통합하중해석(System Load Calculation)을 통해 얻어질 수 있으며, 이를 위해 필수적으로 요구되는 블레이드 국부단면에서의 질량 및 강성분포는 유한요소해석 등의 방법을 통해 얻어질 수 있다. 시스템 통합하중해석 파트는 적용 기준을 참고하여 설계하중조건(DLC, Design Load Conditions)을 정의한 후, 공-탄성해석(Aero-Elastic Analysis)을 통해 블레이드에 작용하는 극한 및 피로하중 해석결과를 도출하며, 구조설계 파트는 도출된 설계하중을 적용한 유한요소해석을 통해 팁-타워 간섭평가(Critical Deflection Evaluation), 극한한계상태(Ultimate Limit State), 피로한계상태(Fatigue Limit State) 및 구조안정성(Stability) 평가를 수행한다. 이상과 같은 설계평가결과들이 판정기준을 모두 만족하는 경우에 한해 블레이드 설계가 종료되며 만족하지 않는 경우에는 재설계가 수행된다. 이상과 같이 블레이드 공력 및 구조설계는 구조건전성 평가절차와 연동되어 반복적으로 수행되므로, 시스템 설계와 블레이드 설계를 동시에 진행하는 것이 특정 풍력터빈시스템에 적합한 블레이드 개발을 위해 가장 효율적인 방법이라 할 수

있다.

본 논문에서는 시스템이 고려된 대형 블레이드의 설계절차를 제안하고, 2 MW급 블레이드 공력-구조 최적설계, 통합하중해석을 위한 2 MW 풍력시스템 설계, IEC 국제표준과 (사)한국선급의 기술기준에 따른 시스템 통합하중해석 및 블레이드 설계하중의 도출을 목적으로 한다.

2. 공력설계

2.1 로터직경 및 설계사양

로터직경은 목표출력, 정격풍속, AEP, 허용하중 등과 같은 설계조건 및 설계자의 의도(바람등급 변경 등)에 따라 가변적일 수 있다. 효과적인 블레이드 직경의 결정을 위해서는 목표 에너지 생산을 위한 운전조건과 블레이드 및 전체 풍력발전시스템 제작비용이 동시에 고려되어야 한다.

현재 풍력발전시스템 제작비용 예측을 통해 에너지생산단가를 계산하는 다수의 비용예측모델이 제시되고 있으나, 이들은 시스템 상세사양 및 제작비용이 알려져 있는 기준모델(Reference Model)에 대해 개발대상 블레이드의 직경과 무게를 상대적으로 평가하여 비용을 산출하는 방식이 대부분이다. 또한 동일한 크기와 용량을 갖는 블레이드도 제조방법 및 사용재료에 따라 제작비용이 크게 달라지므로, 이러한 방법은 기준 모델과 유사한 개념의 설계에만 적용 가능한 한계가 있다.

본 연구에서는 현재 상용화 된 풍력발전시스템의 단위 면적당 출력(Specific Power) 경향을 분석하여 개발 대상인 2 MW 용량에 적합한 블레이드 길이를 선정하였다. 표본으로 선택한 풍력발전시스템의 단위 면적당 출력의 평균값에 근거하여 결정된 블레이드 길이는 현재의 제조기술 및 경제성이 고려된 현실적인 값으로 간주 될 수 있다.

Fig. 2는 79 종의 상용화된 풍력발전시스템 로터회전면적에 대한 정격출력 변화 추세 선을 나타낸다. 정격출력, 설계풍속, 운전 및 제어조건, 블레이드 제조방법 등은 각각 다르지만 전체 산포는 원점을 지나며 우상향하는 직선으로 근사시킬 수 있다. 이때 로터의 단위면적당 출력평균값은 380 W/m^2로 확인된다.(1)

Table 1은 Fig. 2에 제시된 표본을 본 연구의 설계목표인 2 MW에 가까운 제품으로 제한하고 단위면적당 출력의 평균값을 재계산한 결과이다. 풍력발전시스템의 용량제한 범위는 1.5 MW ~ 3.0 MW로 하였고, 총 13종의 제품에 대한 단위면적당 출력의 평균값은 375 W/m^2으로 나타났으며 Fig. 1의 결과와 큰 차이는 없다. 기 상용화된 시스템의 단위 면적당 출력 값의 통계적 분석에 따르면 2 MW 용량에 가장 적합한 로터 직경은

Table 1 Calculation of rotor diameter

Items	Case 1	Case 2
Rated power [kW]	2,000	2,000
Specific power [W/m^2]	380	375
Rotor diameter [m]	81.86	82.41

Table 2 Calculation of allowable clearance

Item	Value
Nacelle	
overhang	4 m
tilt angle	5 °
cone angle	-3.5 °
hub vertical offset	1.5 m
rotor center - blade flange	0.9 m
Blade	
pre-bending	0 m
length(blade)	40.1 m
radius(rotor)	41 m
Tower	
length	78 m
length to blade tip position	38.66 m
diameter at TLC	3.503 m
blade-tower axis	10.052 m
Critical tip deflection	
allowable clearance	8.3 m

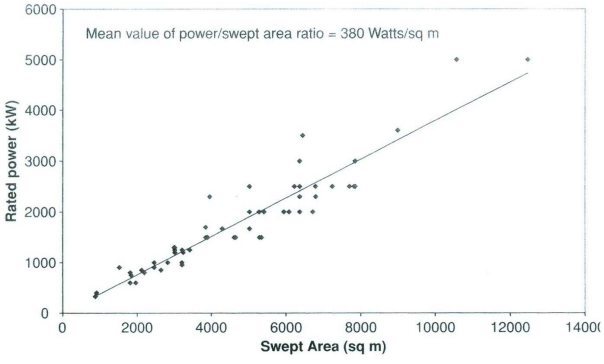

Fig. 2 Specific power trend curve of 79 commercial wind turbines

Table 3 Design specifications

Item	Value
rated power	2000 kW
rated wind speed	11.5 m/s
rotor diameter	82 m
hub diameter	1.8 m
number of blade	3
type class	IEC IIa
material	GFRP/epoxy
TSR	7.8
swept area	5278.3m2
rotor speed(rated)	17.47 rpm
rotor speed(max.)	20.65 rpm
rotor speed(min.)	11.13 rpm
inverter range	±30 %
max. tip speed	75 m/s
gear ratio	113.3
rated speed(gen.)	1980 rpm

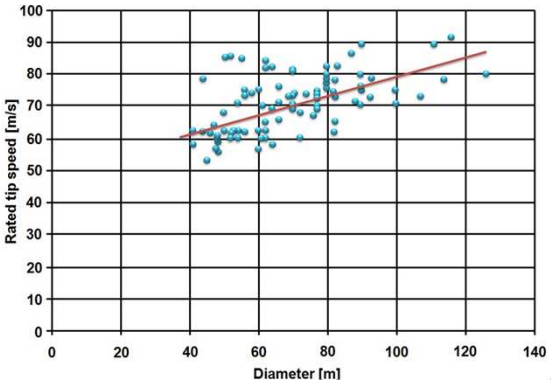

Fig. 3 Rated tip speed trends according to rotor diameter variation

Table 1과 같이 약 82 m 수준으로 계산되었다. 따라서 본 연구에서는 로터직경을 82 m로 결정하고 블레이드 설계를 진행하였으며, 이 때 블레이드를 장착하기 위한 로터허브 직경을 제외한 단일 블레이드의 길이는 40.1 m 이다.

앞서 기술한 바와 같이, 동일 용량과 직경을 갖는 블레이드임에도 불구하고 사용재료 및 제조공정에 따라 총 중량의 차이가 발생할 수 있다.[2] 본 연구에서는 블레이드의 적층설계를 위해 주로 유리섬유 복합재료와 에폭시 수지재료를 적용하고, Resin Infusion 제작공정 적용시의 경쟁력 확보를 위해 목표 설계 총 중량을 8 ton 이하로 제한하였다.

블레이드 설계가 종료되면 국제표준 또는 설계기준에 따라 임계 팁 변형, 극한강도, 피로강도 및 좌굴안정성 등의 항목에 대한 구조건전성 평가가 실시된다. 특히 임계 팁 변형의 한계 값은 타워와 블레이드의 간섭에 직결되는 중요한 검토항목이므로, 전체 시스템 설계정보에 근거하여 블레이드 설계단계부터 사전 결정될 필요가 있다. 본 연구에서는 블레이드 임계변형 한계 값의 계산 및 시스템 통합하중해석을 위해 Table 2와 같은 사양의 2 MW 가상 시스템을 구성하였으며, 최대 허용 팁 변형은 8.3 m로 제한하였다.

정상 운전되는 풍력발전시스템 로터의 정격회전속도는 방사소음의 주원인인 로터 팁 속도의 제한으로부터 결정될 수 있으며, 일반적으로 육상용 풍력발전시스템은 65 ~ 75 m/s, 해상용 풍력발전시스템은 75 ~ 90 m/s 수준으로 블레이드 팁 속도가 제한된다. 해상용 풍력발전시스템은 육상용보다 방사소음 문제로부터 비교적 자유롭기 때문에 정격 로터 팁 속도를 증가시킴으로써 기어비를 낮출 수 있는 등의 장점이 있으나, 시스템 안정성에 큰 영향을 미치는 블레이드 하중의 증가에 따른 구조 설계 적 측면을 고려하여 90 m/s를 넘지 않도록 하는 것이 일반적이다.

블레이드 정격회전속도의 결정과정에서 이러한 팁 속도 제한조건을 적용하면, 블레이드뿐만 아니라 기어 비 또는 발전기의 정격회전속도를 초기에 결정 할 수 있으므로 시스템 설계를 위한 주요부품 구매사양 선정 시 편리하다. 또한, 시스템 설계단계에서 기어박스 또는 발전기의 사양이 우선 결정되는 경우, 이에 적합한 블레이드 정격회전 속도를 역으로 계산하여 설계에 반영할 수 도 있다.

Fig. 3은 상용 풍력발전시스템의 로터직경 변화에 따른 최대 팁 속도 추세 선을 나타낸 결과이다.[3] 이를 근거로 본 연구의 설계 대상인 직경 82 m 로터의 정격 팁 속도는 75 m/s로 결정되었으며, 정격회전속도는 17.47 rpm으로 계산되었다.

최근 해상풍력발전의 확산에 힘입어 직접 구동형 발전기 적용사례가 늘고 있으나, 여전히 DFIG (이중여자유도발전기)를 채용한 풍력발전기가 세계시장의 80 % 가량을 점유하고 있다. DFIG 발전기를 채용한 기어구동형 풍력발전시스템은 전력변환장치의 적용을 통해 가변속도 운전이 가능하며 전력변환장치의 보상범위에 따라 블레이드 가변회전속도 범위가 결정된다. 본 연구에서는

블레이드 가변회전속도범위의 결정 및 시스템 통합하중해석을 위한 가상의 2 MW 풍력발전시스템 모델링을 위해 DFIG 발전기와 부분 스케일 전력변환장치를 적용하였다. 발전기의 동기속도는 1800 rpm, 정격회전속도는 1980 rpm 이며, 전력변환장치가 ±30 %의 보상범위를 갖는 다는 가정 하에 블레이드 회전속도범위는 11.13 rpm ~ 20.65 rpm으로 계산되었다. 기어비는 블레이드와 발전기의 정격회전속도비로 계산될 수 있으며 113.3:1로 계산되었다. Table 3에 2 MW 블레이드의 설계사양을 요약하였다.

2.2 공력최적설계 및 성능평가

공력설계를 통해 정격풍속에서의 목표출력과 효율을 만족할 수 있는 블레이드 길이, 국부단면에서의 에어포일시리즈 배치, 코드길이와 비틀림 각도가 결정된다. 공력설계는 기본공력설계로부터 시작하며, Table 3와 같이 결정된 설계변수 값들을 이용하여 루트부터 팁 까지 설계자에 의해 사전 정의된 2차원 국부단면에서의 코드길이 및 비틀림 각도를 계산한다. 코드길이와 비틀림 각도는 아래의 절차에 따라 식 (1)~(5)에 의해 계산된다.[4] 본 연구에서는 선행 연구를 통해 개발된 블레이드 공력최적설계 및 성능해석 전용 소프트웨어인 KR-SWB Ver.1.0[5]을 사용하여 공력최적설계 및 성능평가를 수행하였다.

1) 날개 끝 손실계수 $f_{\mu,tip}$의 계산
2) 축 흐름 유도계수 a_μ의 계산
3) $f_{\mu,tip}$, a_μ의 반복계산에 의한 수렴 값 도출
4) 회전흐름유도계수 a'_μ의 계산
5) 코드길이 c_μ의 계산
6) 비틀림 각도 θ_μ의 계산

$$f_{tip,\mu} = \frac{2}{\pi} cos^{-1}\left(e^{-\left(\left(\frac{N}{2}(1-\mu)/\mu\right)\sqrt{1+\frac{(\lambda_{design}\mu)^2}{(1-a)^2}}\right)}\right) \quad (1)$$

$$a_\mu = \frac{1}{3} + \frac{1}{3} f_\mu - \frac{1}{3}\sqrt{1 - f_\mu + f_\mu^2} \quad (2)$$

$$a'_\mu = \frac{a_\mu\left(1 - \frac{a_\mu}{f_{tip,\mu}}\right)}{\lambda_{design}^2 \mu^2} \quad (3)$$

Table 4 Aerodynamic characteristics

Types	AoA	Cl,max	Cl/Cd
NACA 64418	4.5	0.866	133.3
NACA 63418	5.5	0.929	125.5
NACA 64618	4.5	0.944	160.0

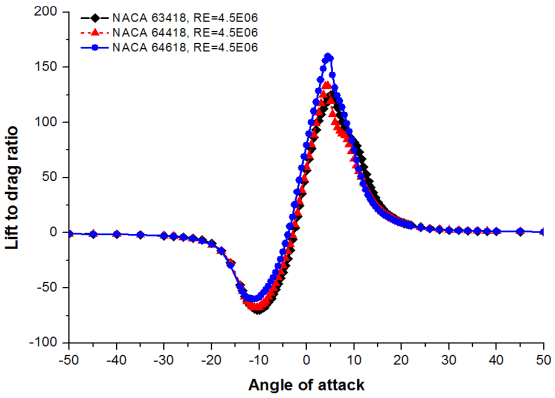

Fig. 4 Comparison of lift to drag ratios

$$c_\mu = A \times \frac{4\lambda_{design}^2 \mu^2 a'_\mu R}{\sqrt{(1-a_\mu)^2 + (\lambda_{design}\mu(1+a'_\mu))^2}} \quad (4)$$

여기서, $A = \frac{2\pi}{N\lambda_{design} C_{l,tip}}$

$$\theta_\mu = \phi_\mu - \alpha_{tipfoil} \quad (5)$$

기본형상 설계 과정에서 식 (4)를 통해 국부단면에서의 현의 길이를 계산하기 위해서는 블레이드 팁 에어포일의 사전결정이 요구된다. 대형 블레이드의 경우 다양한 종류의 에어포일이 반경방향 길이변화에 따라 배치되기 때문에, 블레이드 팁 에어포일 공력데이터를 모든 설계영역에 적용하는 가정은 최적 형상설계안 도출에 부적합 할 수 있으나 각각의 계산단면에서의 설계 초기 값 결정을 위해 유용한 방법이다. 성능해석단계에서는 국부 계산단면에 적용된 각각의 에어포일 공력데이터를 이용하므로 이상과 같은 가정에 의해 계산된 초기 공력설계 값의 적용 타당성은 성능해석 결과를 통해 최종 검증 될 수 있다. 이후 초기에 계산된 공력설계정보를 근거로 국부단면에 배치된 에어포일의 공력데이터를 이용한 형상최적

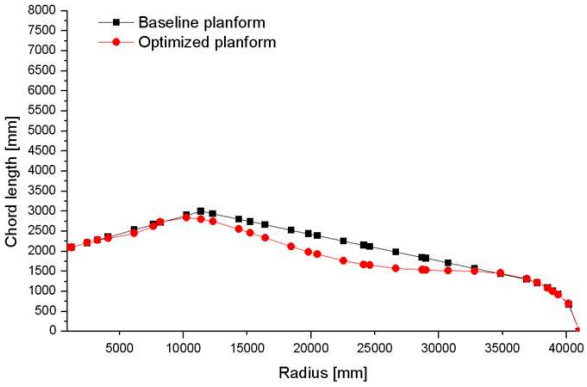

Fig. 5 Comparison of chord length distributions

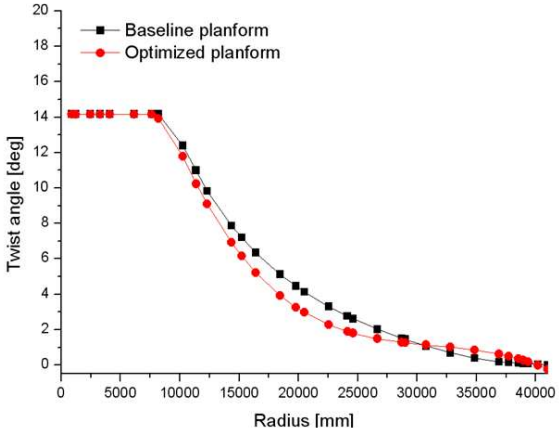

Fig. 6 Comparison of twist angle distributions

화 과정을 거치게 되면, 팁 에어포일 공력데이터가 블레이드 전체 국부단면의 코드길이 및 비틀림 각도에 미치는 영향은 완전히 해소될 수 있다. 본 연구에서는 블레이드 팁 에어포일로써 NACA 64418, NACA 63418, NACA 64618을 고려하였으며, ATG(Aerodynamic Table Generator, ECN) [6]를 이용하여 블레이드 팁 영역의 레이놀즈 수(Re=4,500,000)에서의 공력성능데이터를 확보하였다. ATG는 풍동실험을 통해 얻어진 에어포일 데이터베이스를 이용하며, 인접한 에어포일 시리즈의 두께분포 및 레이놀즈 수 변화, Snel 등[7]이 제안한 공력데이터 보정방법에 의해 회전하는 블레이드의 3차원 영향을 고려한 공력성능데이터의 재계산이 가능하다.

Fig. 4에 팁 에어포일 후보군의 ±180° 구간에서의 양항비(Lift to Drag Ratio) 비교결과를 나타내었으며, 대부분의 받음각 변화구간에서 NACA 64618의 양항비가 가장 높게 나타나고 있다. 일부(AoA=10°~20°) 영역에서는 NACA 63418의 양항비가 더 우수한 것으로 파악되나, 10° 이상의 블레이드 피치변화는 정격풍속 이후의 출력제어 시 주로 발생하므로, 성능에 미치는 영향은 거의 없다. 따라서 본 연구에서는 대부분의 구간에서 양항비가 우수한 NACA 64618을 팁 에어포일로 사용하였다.

블레이드는 외형적으로 공력설계 관점에서 중요한 설계영역인 Outboard 영역과 구조설계 관점에서 중요한 Inboard 영역으로 구분할 수 있다. 단지 우수한 출력성능만을 고려한 블레이드 설계는 2차원 계산단면의 유동조건에 가장 적합한 성능을 갖는 다양한 시리즈의 에어포일 조합을 통해 구현될 수 있다. 그러나 제작성을 고려한 매끄러운 3차원 블레이드 표면형상의 구현을 위해서는 가급적 단일 시리즈의 에어포일을 사용하여 구간별 변화를 최소화 하는 것이 좋다. 따라서 현재 많은 종류의 풍력발전용 에어포일들이 개발되었으나, MW급 풍력발전용 블레이드는 대부분 네덜란드의 DUT(Delft University of Technology)에서 개발된 DU 시리즈 에어포일과 NACA 시리즈 에어포일을 혼용하여 사용한다. 본 연구에서는 DU-00-W2-401(root), DU-97-W-350, DU-91-W2-300, DU-00-W-212, NACA 64-618(tip) 에어포일을 사용하였다.

공력성능 최적화 작업은 각각의 계산단면에 대해 독립적으로 최적의 코드 및 비틀림 각도를 찾은 후 종합하는 방식으로 진행되므로, 블레이드 전체적 관점에서 보면 코드 및 비틀림 각도가 부드럽게 연결되지 않는 구간이 존재한다. 특히, 적용된 에어포일 형식이 바뀌는 구간에서 표면형상 왜곡이 나타나므로, 계산단면 변화에 따른 코드길이 및 비틀림 각도가 급격히 변하지 않도록 인접한 계산단면들의 코드 및 비틀림 최대 변화율을 제한하였다. 최종적으로 5차 이상의 커브피팅을 통한 계산 단면별 설계변수의 보정을 통해 형상 최적화를 완료하였다. 형상설계 최적화는 KR-SWB를 이용하여 수행되었으며, 제한된 탐색구간 내에서의 직접 계산법을 적용하였다. 최적 설계변수의 탐색과정에서 수많은 후보군에 대한 성능해석은 계산속도가 매우 빠른 BEM 법에 의해 수행되므로 탐색 가속화를 위한 유전 알고리즘 등의 최적화 방법은 필요치 않다.[8] 형상 최적화는 기본 공력설계변수를 기준으로 최대 코드길이(3000 mm)와 최대 비틀림 각도를 제한하는(14 deg) 조건에서, 출력 및 효율의 극대화와 축 하중

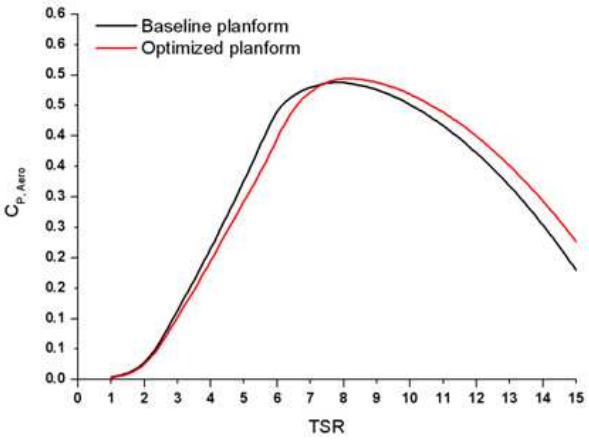

Fig. 7 Comparison of Cp-λ curves

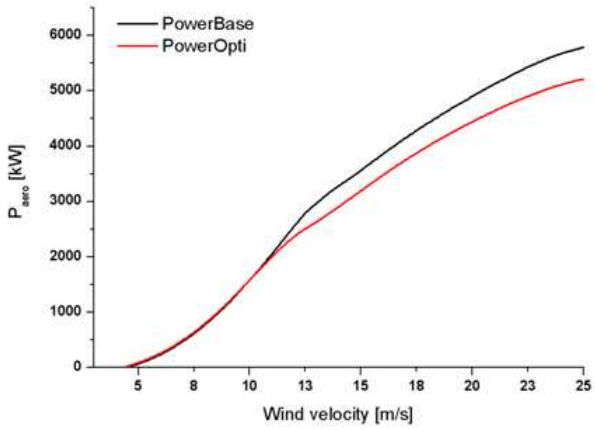

Fig. 8 Comparison of aerodynamic power curves

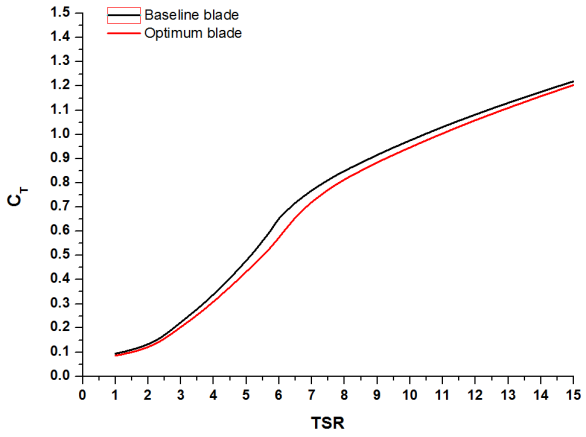

Fig. 9 Comparison of Cp-λ curves

의 감소를 동시에 만족하는 설계변수에 대한 탐색이 이루어졌다.

Fig. 5와 Fig. 6에 기본설계와 최적설계의 비교결과를 각각 나타냈으며, r/R = 0.25~0.8 구간에서 기본설계 보다 더 작은 값을 갖는 최적의 코드길이를 얻을 수 있었다. 이상과 같은 블레이드 공력최적설계의 유효성 검증을 위해 정격출력, 효율 및 축 하중 등의 검토가 필요하며, 다음과 같은 절차에 의해 토크, 출력, 효율, 축 추력에 대한 해석이 진행된다.

① a_μ, a'_μ의 초기 값 = 0
② 유입유동 각도의 계산
③ 받음각의 계산
④ 팁/허브 손실계수의 계산
⑤ 솔리디티의 계산
⑥ a_μ, a'_μ의 재계산
⑦ 초기 값과 재계산 결과의 수렴판정
⑧ 운동량 이론 붕괴 보정
⑨ 축 추력의 계산
⑩ 토크 값의 계산
⑪ 출력의 계산

단계 ⑦에서는 단계 ①의 초기 값 a_μ, a'_μ와 단계 ⑥의 계산결과와의 비교를 통해 수렴된 경우 단계 ⑧로, 수렴되지 않은 경우에는 단계 ①의 초기 값을 업데이트 한 후 반복계산을 수행한다. 성능해석은 블레이드 반경방향으로의 모든 계산단면에 대해 독립적으로 진행되며, 각 계산단면에서 정의된 에어포일 공력데이터를 참조하여 국부 토크를 계산 한 후 반경방향으로 적분하여 블레이드에 작용하는 전체 토크를 계산한다.

풍력터빈을 단순한 액츄에이터 디스크(actuator disk)로 가정하고 디스크 단면에서의 전-후 압력차에 의해 발생하는 힘과 디스크 단면의 운동량 변화에 의해 발생하는 힘이 같다는 가정에 의해 후류속도 U_{wake}는 $(1-2a)U_\infty$와 같이 유도 될 수 있다. 그러나 단계 ⑥에서 축 흐름 유도계수 값이 0.5 이상 예측되는 높은 하중작용조건(high loading condition)의 경우에는 U_{wake}가 0 또는 음의 값을 가지게 되므로 운동량 이론이 더 이상 유효하지 않은 문제가 발생한다. 따라서 이러한 조건에서는 a_μ 값에 대한 보정이 필요하며 단계 ⑧에 의해 수행된다.[9]

Fig. 7에 $C_P-\lambda$ 해석결과를 나타내었다. 기본형상의 최대효율 $C_{P,\max}$는 0.488(λ=7.8)로 나타났

Table 5 Summary of performance analysis result

Items	baseline	optimum	Ratio
V_{rated}	10.95 m/s	11.05 m/s	-
$C_{P,\max}$	0.488	0.495	1.23 %
$C_{T,\max}$	0.754	0.695	6.5 %
T	292.4 kN	250 kN	14.5 %

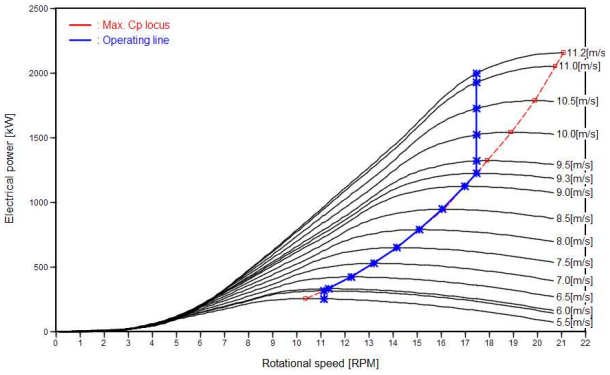

Fig. 10 Torque control strategy of the 2MW blade

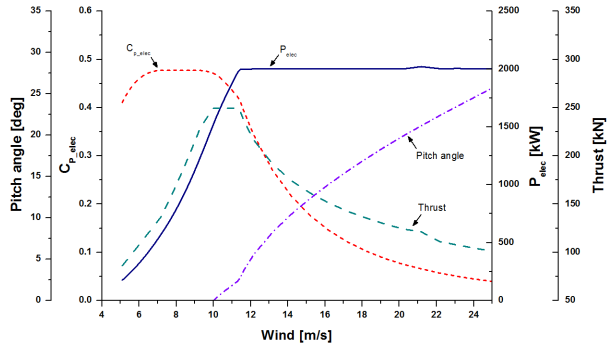

Fig. 11 Performance curves of the 2MW blade

고, 최적화된 블레이드의 최대효율은 0.495(λ= 8.1)로 나타났으며 최적화를 통해 1.23 %의 효율 상승 결과를 얻었다. 블레이드 기본설계 과정에서 적용하는 팁 에어포일 공력데이터만으로 전체 설계단면의 모든 코드길이 및 비틀림 각도의 조합을 계산하는 방법은 다양한 에어포일 형식을 적용하는 대형 블레이드 설계에 직접 적용되기에는 가정에 문제가 있을 수 있다. 그러나 국부 계산단면의 에어포일 형식, 두께분포 및 레이놀즈수 등을 고려한 공력데이터 보정 값을 활용하여 최적화된 블레이드 형상과의 성능차이가 약 1 % 수준에서 나타나고 있기 때문에 최적설계 초기 값으로 적용 가능한 기본 설계변수의 확보측면에서 적용 타당 한 것으로 판단된다.

Fig. 8은 최적화 유무에 따른 블레이드 출력성능 해석결과($P-V$)를 나타낸다. 일부구간에서 최적설계형상의 코드길이가 기본설계형상 보다 축소되었음에도 불구하고 정격풍속 이하의 영역에서 더 우수한 출력 성능을 얻을 수 있음을 확인하였다. 구동 장치계(Drive Train) 및 발전기 효율을 고려하면 블레이드에서 발생하는 출력은 2 MW 이상이어야 한다. 따라서 여유 마진(Margin)을 10 %로 가정했을 때 기본형상과 최적형상의 정격출력은 각각 10.95 m/s(2025 kW), 11.05 m/s (2019 kW)로 확인되었다. 출력성능해석 결과에는 피치-토크 제어로직이 반영되지 않았기 때문에 정격출력 이후의 데이터 고려는 불필요하다.

Fig. 9는 최적화 유무에 따른 블레이드 축 추력 변화 해석결과($C_T-\lambda$)이다. 기본 설계 대비 낮은 축 추력을 갖는 조건에 따라 최적화된 블레이드의 추력계수가 모든 λ 구간에서 항상 작은 값을 나타내고 있다. 기본형상의 경우 정격풍속(10.95 m/s)에서 0.754의 축 하중 계수(C_T)가 발생했고 이때 축 하중은 292.40 kN으로 나타났다. 최적형상은 정격풍속 11.05 m/s에서 C_T = 0.695이고 축 하중은 274.65 kN으로 나타났으며, 설계최적화를 통해 약 6.5 %의 축 하중 경감효과를 얻을 수 있었다.

블레이드 설계과정에서는 정격풍속이하의 풍속구간에서 출력을 극대화하고 정격풍속이상의 구간에서는 지속적인 출력을 유지하기 위한 토크 및 피치제어전략이 필요하다. 이러한 피치-토크제어 전략은 KR-SWB의 PTM 모듈을 통해 계산되었으며, 이러한 제어전략이 반영된 최종 성능곡선을 Fig. 10에 나타내었다.

Fig. 11에 제어전략이 모두 반영된 최종 성능해석결과를 나타내었다. 전기적 효율($C_{P_{elec}}$)의 경우 토크제어의 영향으로 정격풍속 이하의 구간에서 최대 지속구간이 크게 확장되어 저 풍속구간에 대한 전기적 출력발생이 극대화 되고 있다. 전기적 출력(P_{elec})의 경우 Fig. 11에 제시된 피치각도 변화에 따라 제어되어 정격풍속 이후의 구간에서 목표출력이 잘 제어되고 있는 것으로 나타났다.

설계자는 블레이드 구조건전성에 지배적인 영향을 미치는 축 추력 피크 값의 제한을 고려 할 필요가 있으며, 이는 일반적으로 블레이드 피치제어를 통해 좁은 풍속구간을 갖는 피크 값의 제

어를 통해 구현될 수 있다. 축 하중 감소는 블레이드 구조설계에 많은 영향을 미치며 특히 비용 효율적인 설계 및 시스템 설계수명의 극대화가 가능하기 때문에 중요한 고려사항이다.

기본설계가 비교적 잘 이루어진 블레이드의 설계최적화를 통해 기대할 수 있는 효율향상 효과는 경험적으로 약 1~3 % 수준에 불과하지만, 축 하중은 피치제어를 통해 약 5~10 % 정도 감소시킬 수 있다. 본 연구를 통해 설계된 블레이드는 기존 274.65 kN에서 약 10 % 감소된 250 kN 수준의 최대 축 하중을 유지 할 수 있는 것으로 확인되었다. 이상과 같은 성능 검토결과를 근거로 출력과 효율은 극대화하고 축 추력은 감소시키는 방향으로의 블레이드 최적설계가 성공적으로 완료되었다고 판단할 수 있다.

3. 구조설계

일반적인 GFRP 블레이드 단면은 Fig. 12와 같으며 지지하는 하중에 따라 스킨, 스파 캡(Spar Cap) 및 전단 웹(Shear Web) 구조로 구분된다. 스킨은 블레이드의 외형 유지 및 비틀림 하중에 대한 저항성이 요구되므로 2 축(Bi-Axial) 또는 3축(Tri-Axial) 유리섬유와 코어재료로 이루어진 샌드위치 구조(Sandwich Structure)를 갖는다. 코어재료는 휨 강성(Flexural Rigidity)을 높여주고 좌굴을 방지하기 위해 사용되며, 주로 PVC 폼 또는 발사우드(Balsa Wood) 등이 사용된다. 스파캡은 풍하중에 의해 발생하는 굽힘 모멘트의 대부분을 지지하기 때문에 두꺼운 단방향 섬유 또는 탄소섬유로 이루어지며, 전단 웹은 주로 전단하중을 지지하기 위해 2축 유리섬유와 코어로 이루어진 샌드위치구조를 갖는다.[10] 본 연구에서는 블레이드 구조설계를 위해 단방향, 2축 및 3축 유리섬유와 수지 친화력이 높은 PVC 폼을 적용하였으며, 대량생산에 적합하고 오랫동안 검증된 가장 일반적인 방식인 인퓨젼 제조법을 고려한 설계를 진행하였다.[11]

GFRP를 사용하는 인퓨젼 제조법에 적합한 2개의 전단 웹을 내부 보강 구조물로 적용하였으며, 블레이드의 플랩 방향(Flap Wise)과 에지 방향(Edge Wise)의 굽힘하중을 지지하기위해 스파캡과 후연에 각각 단방향 유리섬유를 적층하는 설계를 채택하였다.[12]

블레이드의 형상을 유지하고 좌굴에 대응하기 위해 스파캡과 후연을 제외한 대부분의 위치에 폼 코어를 적용하였고, 허브 체결부인 블레이드 루트에는 T-bolt 삽입을 위한 적층이 보강되었다.

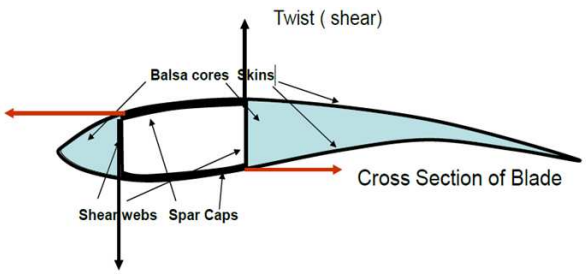

Fig. 12 Cross section of general blade

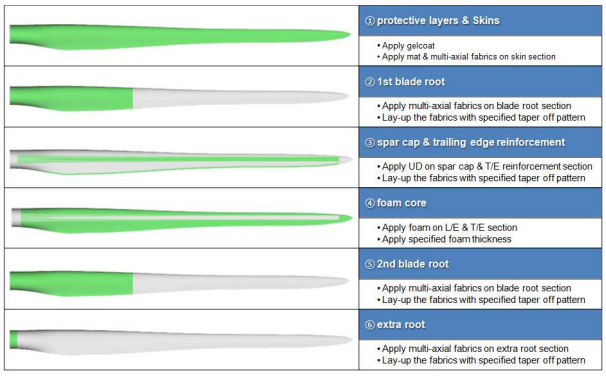

Fig. 13 Sequential lay-up drawing of the blade

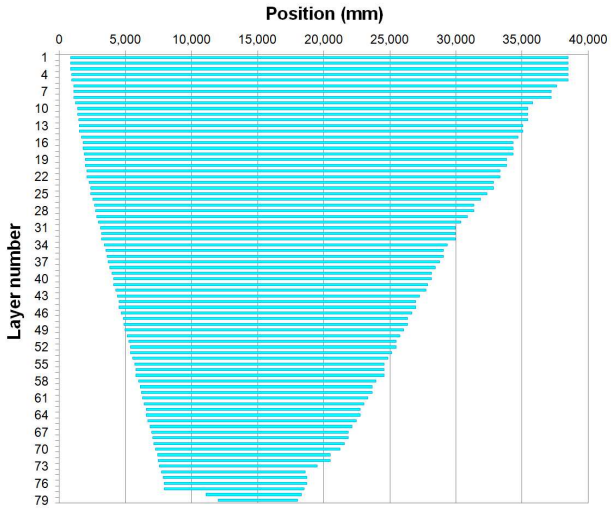

Fig. 14 Spar cap lay-up pattern

Fig. 13은 2 MW 블레이드 모델(KR40.1b)의 복합재료 적층형태를 나타낸다. 그림에서 스킨 부는 블레이드에 작용하는 비틀림 하중에 대해 저항하고 블레이드의 3차원 형상을 유지하는 역할

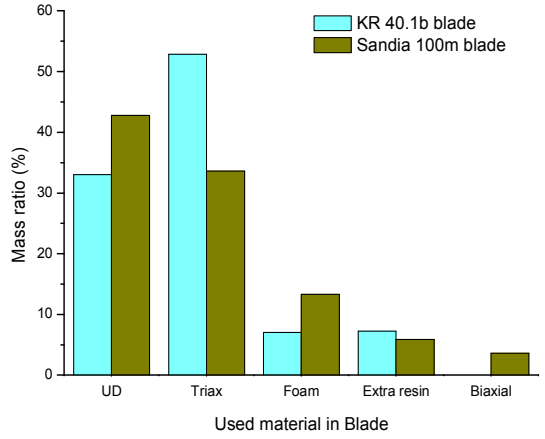

Fig. 15 Comparison of used material's mass ratio

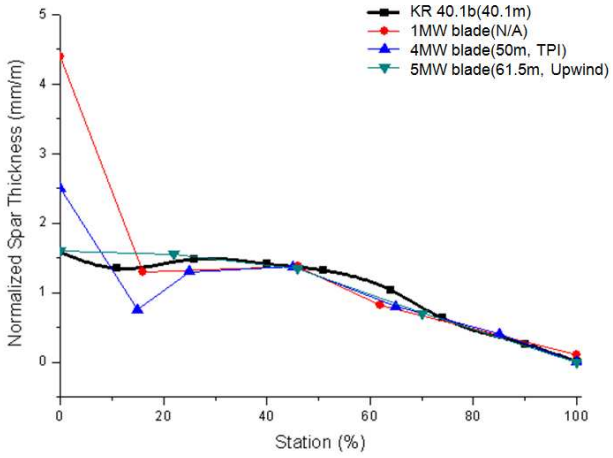

Fig. 16 Comparison of normalized spar cap thick

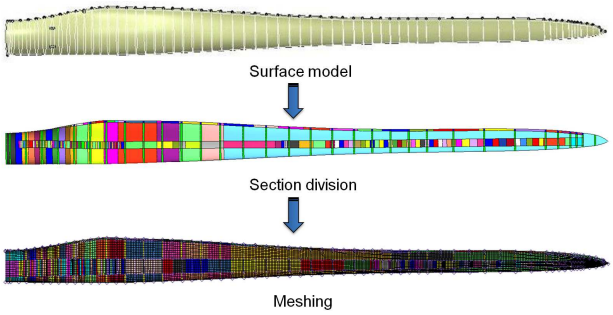

Fig. 17 Finite element modelling of KR40.1b

을 한다. 블레이드를 자외선 및 이물질 등의 외부환경조건으로부터 보호하는 역할을 하는 겔 코트(Gel Goat) 층이 블레이드 표면에 적용되었고, 그 다음 2 방향 또는 3 방향 섬유가 블레이드 스킨 부에 적층된다. 스파 캡은 단방향 섬유의 적층으로 구성되었으며 블레이드에 작용하는 주 하중인 굽힘 하중의 대부분을 지지한다. 따라서 스파캡은 블레이드 구성요소 중 가장 많은 무게를 차지하면서 많은 비용이 소요되므로 적층설계 최적화가 중요하다.

Fig. 14에 스파캡 부의 적층 형태를 나타냈으며, 모두 79 장의 단방향 섬유가 적층되었다. 스파캡을 중심으로 좌우의 전연 및 후연부에는 국부 좌굴과 균일한 에어포일 단면형상의 유지를 위해 폼 재료가 적용되었으며, 후연 부의 경우 단방향 섬유에 의한 적층보강이 이루어졌다.[13]

블레이드 루트 부는 상대적으로 높은 하중이 작용하는 구간이므로 섬유 및 수지파손 또는 국부 좌굴이 발생 할 가능성이 높다. 따라서 Fig. 13의 ②, ⑤와 같이 2 방향 섬유에 의한 적층 보강이 이루어졌다. Fig. 13의 ⑥과 같은 루트 체결 부는 허브와 연결되는 T 형 볼트의 횡 방향 볼트 길이를 고려하여 10 cm 내외의 두께를 유지 할 필요가 있으며, 3 방향 섬유를 사용하여 엑스트라 루트(Extra Root) 부의 적층을 보강하였다.

Fig. 15는 SANDIA에서 설계된 100 m 급 블레이드와의 재료 사용량 비교결과를 나타낸다. 두 블레이드 간 재료 사용비율은 2 방향 섬유를 제외하고 대체로 유사한 경향을 나타내고 있는데 이는 KR40.1b의 경우 전단 웹 적층 설계 시 2 방향 섬유를 사용하지 않았기 때문이다. 일반적으로 전단 웹은 2 방향 섬유와 폼 재료로 적층설계가 이루어지나, 다수의 이전 구조모델 설계평가 결과에서 팁 변형이 한계 값을 초과하는 문제로 인해 KR40.1b 모델의 전단 웹은 3 방향 섬유와 폼 재료로 설계되었다. 이 경우 과도한 3 방향 섬유사용으로 인해 블레이드의 재료비를 증가시키는 문제를 초래 할 수 있다. 따라서 향후 2 방향 섬유와 폼 재료의 사용량을 증가시키고, 3 방향 섬유의 사용을 최소화하는 등의 설계개선이 필요하다.

Fig. 16에 KR40.1b 모델과 타 기관에서 설계된 블레이드의 스파 캡 두께를 표준화(Normalization)하여 비교한 결과를 나타내었다. Fig. 15와 Fig. 16과 같은 블레이드 특성 값의 비교는 구조 설계 및 그 검토 단계에서 설계 타당성을 검증하기 위한 방법으로 다수의 블레이드 설계기관에서 적용하고 있으며,[14,15] 유사한 블레이드의 설계 데이터베이스를 축적하지 못한 경우에 유용한 방법이다. 비교를 위해 사용된 1MW, 4MW, 5MW 블레

Table 6 Material properties

Materials (process)	ρ (g/cm^3)	Modulus of elasticity			
		E_L (GPa)	E_T (GPa)	ν_{LT}	G_{LT} (GPa)
GFRP UD (Infusion)	1.94	43.1	13.2	0.24	3.62
GFRP Tri. (Infusion)	1.83	24.3	12.4	0.26	7.3
PVC Core	0.20	0.30	0.30	0.29	0.08

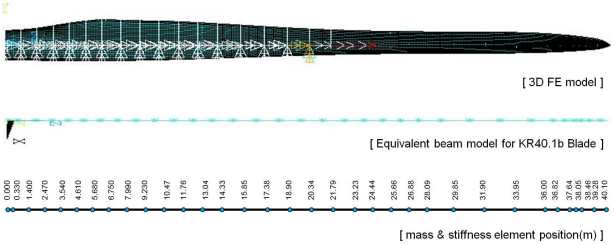

Fig. 18 Equivalent beam modelling of KR40.1b

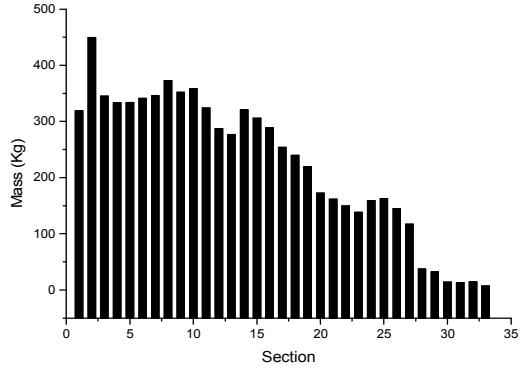

Fig. 19 Distribution of sectional mass

이드의 스파 캡 두께 데이터는 Upwind 프로젝트의 결과로 부터 참고하였다. 비교결과, KR40.1 b 블레이드 스파 캡 두께 비는 참고 모델들과 거의 유사한 경향을 나타내고 있음을 확인할 수 있다. 루트 부의 경우 두께 비의 차이가 존재하는데 이는 사용되는 볼트의 종류가 다르고, 시스템 설계 조건에 따라 가변적인 블레이드에 작용하는 하중 차이 때문이다.

고전 적층판 이론에 따르면, 복합재 적층 판의 강성은 A 행렬(Extensional Stiffness Matrix), B 행렬(Coupling Stiffness Matrix), D 행렬(Bending Stiffness Matrix)로 구성되어 있고, 이 강성 행렬은 라미나(Lamina)의 기계적 특성과 적층 각도 및 라미네이트(Laminate)의 두께정보를 통해 계산될 수 있다.[16] Fig. 16에서 비교된 모든 블레이드 모델은 GFRP와 단방향 섬유로 설계되었고, 표준화된 스파캡 두께가 유사하기 때문에 표준화된 강성 또한 유사할 것으로 판단된다. 따라서 KR40.1b 모델의 스파캡 구조설계 결과는 참고모의 수준의 구조적 특성을 갖도록 설계되었다 할 수 있다.

3.1 구조특성 값의 계산

Fig. 1에 제안된 블레이드 통합 설계방법을 통해 최종 설계안을 얻는 과정에서, 매 설계 단계에서의 공력 및 구조 설계기준의 만족여부에 대한 평가는 매우 중요하다. 설계검증은 공력성능 평가와 구조건전성 평가로 이루어지며, 구조건전성 평가는 주로 유한요소해석에 의해 수행된다. 유한요소해석을 위해서는 최적의 유한요소모델의

$$EI_x(edgewise) = \frac{M_x}{d\theta_x/dz} \tag{6}$$

$$EI_y(flapwise) = \frac{M_y}{d\theta_y/dz} \tag{7}$$

$$GJ(tortional) = \frac{M_z}{d\theta_z/dz} \tag{8}$$

생성이 필수적이나, 블레이드 구조물의 경우 복합재료의 적층형태로 구성되어 있고 다양한 종류의 재료의 사용으로 인해 정확한 유한요소 모델링 작업에 많은 시간과 노력이 필요하다.

본 연구에서는 복합재료 적층 모델링을 위해 ANSYS-ACP를 이용했고 유한요소해석은 ANSYS-Workbench로 수행하였다. 적층모델링은 Zone Base 방법이 아닌 적층도면을 비교적 정확하게 모사할 수 있는 Lay-up Base 방법으로 수행되었으며, Table 6에 사용된 재료의 물성치를 나타내었다. 블레이드 모델링에 사용된 요소는 Shell 181을 사용하였고, 하중 및 경계조건 등의 부여를 위해 MPC 184 요소를 사용하였다.

Fig. 17은 블레이드 유한요소 모델링 과정을 나타낸다. 효율적인 유한요소 및 적층 모델링을 위해서는 3차원 블레이드 형상 모델링이 완료된 후 도면에 근거한 표면 분할과정이 필요하다. KR40.1b 블레이드 표면은 적층도면에 따라 약 420개로 분할되었고, 최종적으로 생성된 표면격자

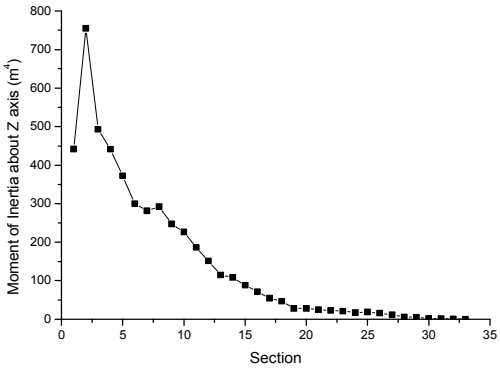

Fig. 20 Distribution of moment of inertia

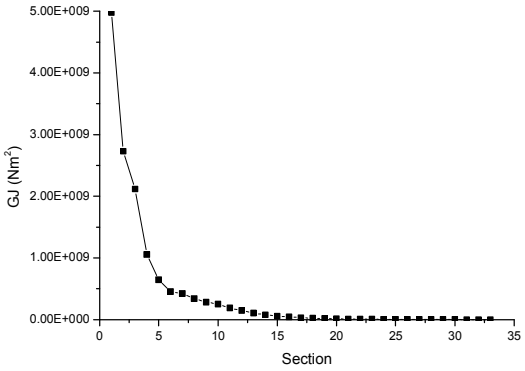

Fig. 22 Distribution of sectional stiffness(GJ)

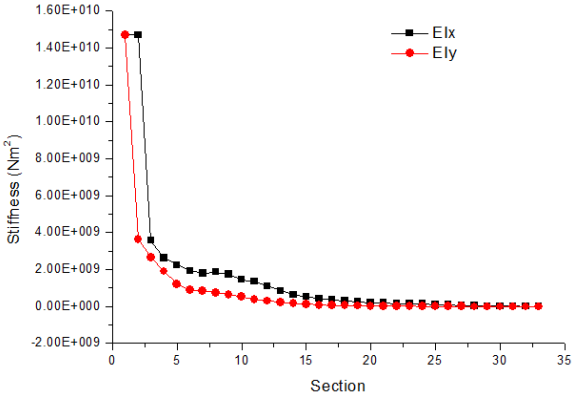

Fig. 21 Distribution of sectional stiffness (EI_x and EI_y)

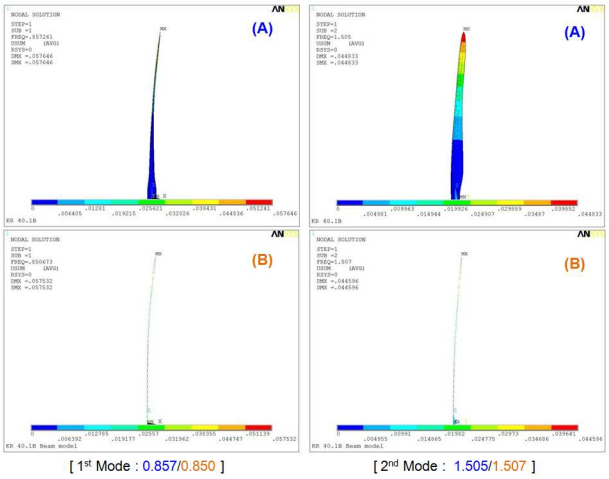

Fig. 23 Comparisons of mode shape and natural frequency

수는 25,041개이며, Shell 181 요소형태의 쿼드(Quad) 격자가 사용되었다.

블레이드 설계과정에서 시스템 통합 하중해석은 구조건전성 평가를 위한 극한하중 및 피로하중의 획득을 위해 매우 중요한 과정이다. 시스템 통합 하중해석은 전체 풍력발전 시스템의 공-탄성 모델링을 통해 수행되며, 블레이드의 공력 및 구조설계 정보뿐만 아니라 특정 풍력발전 시스템을 구성하는 대부분의 기계 및 전기부품, 제어전략 등과 같은 상세정보가 필요하다. 본 연구에서는 공-탄성 기반의 시스템 통합 하중해석을 위한 개별 블레이드 단면요소에서의 특성 값(질량 및 강성)의 확보를 위해 3차원 유한요소 모델을 이용하여 등가 빔(Beam) 모델을 생성하였다.

시스템 통합하중 해석에 필요한 블레이드 설계정보는 각 계산 단면요소에서의 무게(Kg/m), Z방향 관성 모멘트, 플랩 방향(Flap-Wise)과 에지 방향(Edge-Wise) 강성 및 비틀림 강성이다.

국부단면에서의 특성 값을 계산하기 위해 블레이드를 Fig. 18과 같이 33개의 단면으로 분할하였다. 먼저 분할 된 33개의 단면에 대해 단면별 무게 및 Z 방향 관성 모멘트가 계산되었고 Fig. 19와 Fig. 20에 결과를 각각 나타내었다. 다음으로 각 방향별 강성 값의 계산이 수행되었으며, 이를 위해 계산 단면의 좌우 중심 절점에 경계조건과 단위 하중을 부여하였다. 중심 절점은 작용하중과 경계조건의 균일한 분포를 위해 MPC 184 요소에 의해 연결되었다. 각 계산단면 별 루트방향 중심 절점에는 구속(Fixed) 경계조건이 부여되었고 반대방향에는 방향별(Flap Wise, Edge Wise, Tortion) 단위 하중이 부여되었다. 최종적으로 각각의 계산단면으로부터 방향별 변위결과를 계산하여 식 (6)~(8)에 의해 강성을 계산하였다.

Fig. 21~22에 방향별 강성계산 결과를 나타내었다. 마지막으로, 3 차원 유한요소모델로 부터 등가 빔모델이 정확히 구현되었는지 여부를 검증하기 위해 두 모델로부터 각각 수행된 구조특성 해석결과의 비교를 수행하였으며 전체무게, 모드형상 및 고유진동수 비교를 수행하였다.

Table 7 Calculation results of natural frequency

mode number	natural frequency	
	FE model	beam model
1	0.857	0.850
2	1.505	1.507
3	2.474	2.485
4	4.854	4.983
7	10.653	10.434

Table 8 Specifications of 2MW wind turbine

Items	Specifications
rated power	2,000 kW
type	3 bladed upwind
power regulation	variable speed/pitch regulated
rotor diameter	82.0 m
hub height	78.0 m
cut-in speed	4 m/s
cut-out speed	25 m/s
rated wind speed	11.5 m/s
tip speed(rated)	75 m/s
rotational speed	17.47 rpm (rated)
design speed	IEC wind class IIa (V_{ref}=42.5 m/s, I_{ref}=0.16)
Avg. wind speed	8.5 m/s (at hub height)
design life time	20 years

Table 9 Required blade characteristics for system integrated load calculation(ILC)

aerodynamic shape	chord length twist angle distribution pitch axis sectional shape(airfoil types)
mass & stiffness	mass center mass per unit length stiffness(in-plane) stiffness(out of plane) tortional stiffness polar moment of inertia per unit length
airfoils	lift coefficient drag coefficient pitching moment coefficient

블레이드 전체무게의 경우, 유한요소 모델은 7,397.6 kg으로 나타났고, 등가 빔 모델에 의해 계산된 값은 7,397.58 kg으로 거의 정확히 일치하였다. 고유 진동수 비교결과를 Fig. 23과 Table 7에 나타내었으며, 1~4차 고유 진동수와 모드형상이 2.6 %의 오차범위 내에서 서로 일치함을 확인하였다. 특히 비틀림 모드가 발생되는 7차 모드의 경우에도 두 모델의 고유 진동수와 모드 형상이 잘 일치하고 있어, 유한요소모델의 등가 빔 모델화는 적절히 수행된 것으로 판단된다.

4. 시스템 통합하중해석

4.1 2 MW 풍력발전시스템 모델링

블레이드에 작용하는 극한 및 피로하중은 외부 환경조건과 풍력발전시스템의 특성 및 운전조건에 의해 결정되므로, 블레이드는 특정 풍력발전시스템을 고려하여 설계되어야 한다. 본 연구에서는 블레이드 길이가 KR40.1b 모델과 유사하고 정격 출력이 2 MW인 Gamesa사의 G80과 Vestas사의 V80 풍력발전시스템을 기준 모델로 선정하고, 해당 모델에 대해 공개된 자료를 이용하여 통합 하중해석에 필요한 입력 정보를 결정하였다.[17,18] 시스템 모델링에 필요한 정보를 얻지 못한 경우에는 개념 설계를 통해 기계적 특성을 유추하였고, 블레이드 작용하중에 미치는 영향이 미미한 변수들은 GH-bladed[19]에 설정된 기본 값을 적용하였다. 통합 하중 해석을 위해 구성한 가상의 KR40.1b 풍력발전 시스템의 주요 정보는 Table 8과 같다.

4.2 시스템 구성요소의 정의

시스템 통합 하중해석에서는 블레이드를 길이 방향을 따라 여러 개의 요소로 분할하고 각각의 위치에서 독립적인 계산을 수행한다. 본 연구에서는 블레이드를 33개의 요소로 구분하고, 총 34개의 계산 단면 위치를 결정하였다.

로터 블레이드는 통합 하중 해석을 위한 전처리 과정에서 가장 상세한 정보를 요구하는 핵심 부품으로써, Table 9에 정리한 바와 같이 각각의 계산 위치에서 블레이드의 형상 정보, 질량 및 강성 분포, 사용된 에어포일의 공력 데이터가 필요하다. 블레이드의 형상 정보는 코드 길이 및 비틀림 분포, 피치 축 위치, 각 단면의 형상 정보 등 블레이드의 외형을 정의하는 변수들을 의미하

Table 10 Hub properties

hub mass	17,000 kg
hub mass center (H)	0 m
moment of inertia (rotating direction)	13,200 kgm^2
moment of inertia (vertical direction)	13,400 kgm^2
root extention (L)	0.9 m
diameter (D)	2.1 m
drag coefficient	0
spinner diameter (S)	1.8 m

Table 11 Tower properties

section number	height [m]	out dia. [m]	mass [kg/m]	flexural rigidity [Nm]
1	0.0	4.20	3496.28	2.09E+11
2	7.8	4.08	3273.07	1.80E+11
3	15.6	3.96	2985.10	1.55E+11
4	23.4	3.84	2708.69	1.32E+11
5	31.2	3.72	2443.84	1.12E+11
6	39.0	3.60	2190.57	9.42E+10
7	46.8	3.48	1948.85	7.84E+10
8	54.6	3.36	1718.71	6.45E+10
9	62.4	3.24	1500.13	5.24E+10
10	70.2	3.12	1293.12	4.19E+10
11	78.0	3.00	1145.08	3.29E+10

며, 공력설계로 부터 얻은 값을 적용한다. 시스템 통합 하중해석은 가능한 모든 방향에서 불어오는 바람에 의해 블레이드에서 생성되는 하중을 계산해야 하므로, -180° ~ +180° 범위의 받음각에 대한 에어포일의 공력 성능 정보가 필요하다.

에어포일의 풍동시험 데이터는 실속이 발생하는 받음각까지만 측정하는 것이 일반적이므로, 실험적 보간식을 이용하여 받음각을 넓은 범위로 외삽할 필요가 있다. 본 연구에서는 ATG에서 제공하는 풍동시험 기반의 에어포일 공력성능 데이터를 계산 단면요소에서의 레이놀즈수에 맞게 보정하여 적용하였다.

질량 및 강성 분포는 복합 재료 및 수지를 이용한 블레이드 구조 및 적층 설계 후에 얻을 수 있는 값으로, 본 연구에서는 적층이 완료된 유한 요소 모델과 물리적으로 동등한 등가 빔을 구성하여 계산하였다. 이러한 질량 및 강성 분포가 통합 하중해석을 통해 얻은 극한 및 피로 하중에 대해 충분한 안전성을 확보하지 못하는 것으로 판정될 경우, 블레이드의 구조 설계를 변경하고 새로운 질량 및 강성 분포를 적용하여 통합 하중 해석을 재 수행하는 반복적 과정을 통해 설계가 진행된다.

블레이드가 장착되는 허브는 큰 질량을 갖는 철 구조물로서 블레이드를 충분히 지지할 수 있는 강성을 가져야 한다. 블레이드가 3개인 2MW급 풍력 발전 시스템의 허브는 로터 전체 질량(블레이드 3매+허브)의 40～50%를 차지한다.[17,20]

본 연구에서는 허브를 17 ton의 쉘 형태로 설계하고, 통합 하중 해석에 필요한 물성 데이터를 추출하였다. 해석과정에서 허브의 형상에 따른 항력 효과는 무시하였고, 블레이드는 회전축으로부터 0.9 m 떨어진 위치(L)에 장착되며 로터의 회전 직경은 82 m이다.

타워는 설치 장소의 바람 및 지반 특성에 따라 높이가 결정되며, 타워 상부에 장착되는 로터-나셀 조립부(이하 RNA)의 지지를 위해 충분한 강성을 가져야 한다.

본 연구에서는 기준 모델과 동일하게 타워의 높이를 78 m로 결정하고, 중공형 타워를 가정하였다. 총 11개의 타워 계산 단면에서 타워의 재질(Steel)과 단면의 형상을 이용하여 질량 분포 및 굽힘 강성을 정의하였다. 통합하중해석을 위한 타워의 주요 입력정보는 Table 11과 같다.

RNA부는 타워의 상단에 장착되는 구조물로서 로터 블레이드, 메인샤프트, 기어박스, 발전기, 베드 플레이트 및 나셀 커버로 구성된다. 통합 하중해석에서 각각의 RNA 구성품은 단일 절점으로 취급되므로, 시스템을 정의하기 위해 필요한 정보는 회전 속도, 관성 및 강성 정보 등 회전기기의 운전 특성을 정의하는 변수로 국한된다. 로터의 정격 회전 속도는 허용 가능한 최대 팁 속도와 로터 직경의 관계에서 17.47 rpm으로 결정되었고, 발전기는 정격 속도 1,980 rpm의 DFIG 형식을 가정하였다. 로터 블레이드와 발전기의 속도 비를 통해 기어 비를 구할 수 있으며 113.3으로 계산되었다. 통합 하중해석을 위한 기어 및 발전기의 상세 입력 정보를 Table 12에 정리하였다.

복합 재료를 적용하여 제조한 로터 블레이드는 외부 하중에 따라 굽힘 변형이 발생하는데, 블레

Table 12 Drive-train properties

rated speed(generator)	1,980 rpm
gear ratio	113.3
electrical efficiency	94 %
moment of inertia about high speed axis(generator)	90 kgm^2
maximum torque(shaft brake)	15,000 Nm
stiffness(low speed axis)	1.6E+8 Nm/rad
damping(low speed axis)	2.5E+5 Nms/rad

Table 13 Nacelle properties

length	6.0 m
height	2.5 m
width	2.5 m
drag coefficient	1.2
mass	72,000 kg
position of center of mass to side of tower center	0 m
position of center of mass relative to tower top	1.3 m
position of center of mass in front of tower axis	-0.6 m
yaw inertia(about tower aixs)	215,000 kgm^2
nodding inertia (about tower axis)	300,000 kgm^2
rolling inertia(about tower axis)	130,000 kgm^2

이드와 타워가 충분히 이격되어 있지 않은 경우 극한 조건에서 블레이드와 타워의 간섭이 발생할 수 있다. 따라서 블레이드를 허브에 장착할 때 Cone Angle(C)을 부여하고, 로터의 회전축이 지면에 대해 Tilt Angle(T)을 갖도록 RNA를 설치하여 블레이드-타워 간격을 최대로 확보하는 것이 일반적이다. 대형 블레이드의 경우 필요에 따라 Pre-Bend가 적용된 블레이드 설계가 이루어지기도 한다. 본 연구에서는 블레이드 길이, 타워 높이 및 장착 조건의 기하학적 관계를 통해 최초 8.32 m가 블레이드-타워의 최대 허용한계 간격으로 계산되었으나, 최종적으로 30 %의 안전율이 반영된 5.824 m를 설계 및 평가 기준으로 적용하였다.

나셀에 직접 부딪히는 바람에 의해 발생하는 항력은 풍력 발전 시스템에 외력으로 작용한다. 항력의 크기는 나셀의 치수 및 항력 계수를 이용하여 정의할 수 있으며, 본 연구에서는 직육면체의 나셀 형상을 가정하였다. 나셀에 대한 주요 특성은 Table 13과 같다.

통합 하중을 위한 제어 시스템은 정격 풍속 이하에서 최적 운전을 위한 토크 컨트롤, 정격 풍속 이상에서 출력 제어를 위한 피치 컨트롤, 피치/요드라이브 운전 및 비상 정지에 대한 시스템 제어 정보를 포함해야 한다. 외부 환경 변수와 시스템의 운전 상태에 따라 효과적인 제어를 하려면 별도의 컨트롤 로직을 프로그램 하여 DLL 파일로 적용하는 것이 일반적이다. 본 연구에서는 GH-bladed 에 기본으로 내장된 PI 컨트롤러를 이용하여 토크 및 출력 제어를 하고, 비상 상태에 대한 간단한 안전 제어 로직을 적용하였다. 제어 특성은 시스템의 안정적인 작동 블레이드의 극한 하중과 피로 운전 조건에 영향을 미치므로, 실제 인증을 위한 하중 해석 시에는 전체 작동 조건을 포함하는 완전한 컨트롤러를 적용해야 한다. 토크 및 출력제어를 위한 주요 제어변수를 Table 14에 정리하였다.

4.3 극한 하중해석 결과 및 고찰

풍력 발전 시스템의 하중 해석은 IEC 국제 표준 또는 인증기관의 기술 기준에서 정의한 설계 하중 조건(DLC, Design Load Cases)에 따라 수행된다. DLC는 풍력 발전 시스템이 경험할 수 있는 모든 외부 환경 조건 및 시스템의 운전 상태를 정의하여 통계적으로 유효한 극한 및 피로 하중을 추출할 수 있도록 한다. 풍력 발전 시스템 인증 절차 중에서의 하중 해석은 모든 DLC에 대해 수행하는 것이 원칙이나, 인증기관과의 협의를 통해 해석 범위는 조정 될 수 있다.

본 연구에서는 IEC 61400-1:2005 'Wind turbines - Part1 : Design requirements'[21]와 한국선급의 '풍력발전 시스템의 기술기준'[22]에 따라 시스템 하중 해석을 수행하였다.

블레이드의 초기 설계 단계에서는 블레이드의 하중에 영향을 미치는 주요 DLC 만 선택하여 하중 해석을 수행하는 것이 일반적이다. 블레이드의 크기와 운전 조건에 따라 적용하는 DLC에는 차이가 있으나, 대부분의 블레이드 극한 하중은 ETM 또는 EWM 조건에서 발생하므로 극한 풍속

Table 14 Control properties

Torque-speed control properties	
optimal mode gain	0.1737 Nms/rad
minimum generator speed	1,260 rpm
optimal mode maximum speed	1,980 rpm
Power regulation control properties	
minimum pitch angle	0°
minimum pitch angle	90°
demanded generator torque	10,260 Nm
demanded generator speed	1,980 rpm
maximum generator speed	2,340 rpm

Table 15 DLC for ultimate load calculation

DLC	Wind cond.	IEC	SAN DIA	UP WIND	KR 40.1b	S.F
1.1	NTM	○				N
1.3	ETM	○	○	○	●	N
1.4	ECD	○	○	○	●	N
1.5	EWS	○	○		●	N
2.1	NTM	○				N
2.2	NTM	○				A
2.3	EOG	○				A
3.2	EOG	○	○		●	N
3.3	EDC	○	○		●	N
4.2	EOG	○				N
5.1	NTM	○				N
6.1	EWM	○		○	●	N
6.2	EWM	○	○	○	●	A
6.3	EWM	○	○		●	N

조건을 고려하는 DLC 1.3 과 DLC 6.2 는 반드시 포함되어야 한다. KR40.1b의 하중 해석을 위한 DLC는 SANDIA 및 UPWIND 프로젝트에서 적용한 DLC를 참고하여 결정하였다. 극한 하중 해석을 위해 IEC에서 제안한 14개의 DLC 중 SANDIA 와 UPWIND 프로젝트 중 어느 한 쪽에라도 포함된 DLC는 KR40.1b의 해석에 반영하였다. 최종적으로 선정된 DLC는 총 8개이며, Table 15에 SANDIA, UPWIND, KR40.1b의 극한 하중 해석에 적용한 DLC를 정리하였다.

블레이드의 길이 방향 위치에 따라 작용하는 힘의 크기가 다르기 때문에, 통합 하중 해석 결과는 블레이드 길이 방향에 대한 분포 하중으로 후처리되어야 한다. Fig. 24와 같은 블레이드 좌표계에서 작용 하중은 x, y, z 성분으로 분리할 수 있으며, 각 방향에 대한 힘과 모멘트를 계산

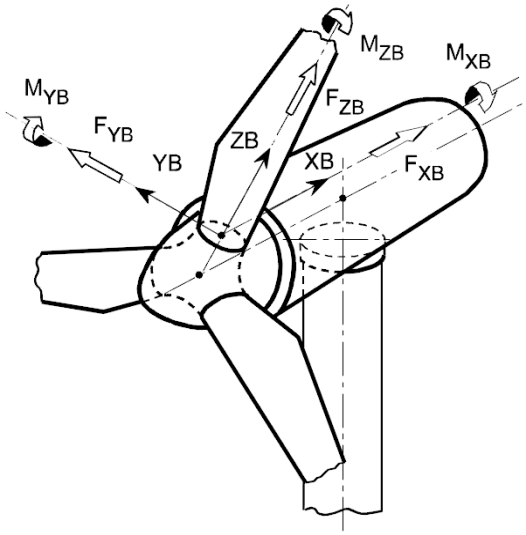

Fig. 24 Blade coordinate system

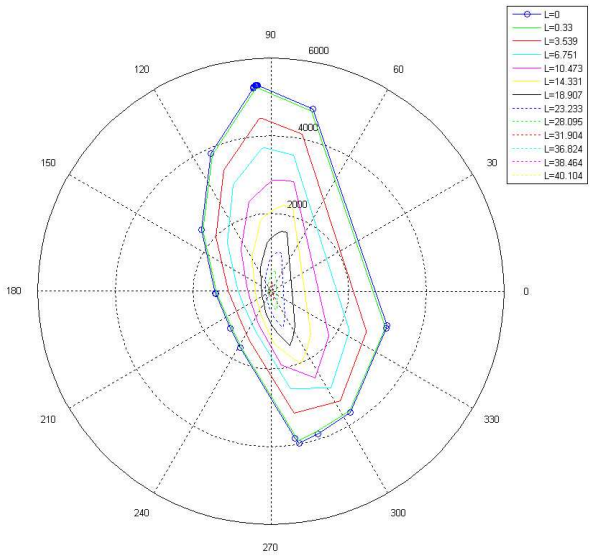

Fig. 25 Polar load envelop for KR40.1b blade

한다. 극한 상태에서 블레이드 안정성에 지배적인 영향을 미치는 Mx 및 My 성분에 대한 누적 모멘트 분포를 통합 하중 해석을 통해 얻고, 표준 또는 가이드라인에 정의된 안전 계수를 반영하여 블레이드 설계 평가 및 시험에 적용한다.

블레이드에 작용하는 하중 계산 및 데이터 처리는 블레이드의 길이 방향으로 구분된 각각의 계산 단면에서 이루어진다. 본 연구에서는 블레이드를 33개의 요소로 구분하고, 34개의 위치에서 하중 해석을 수행하였다. 하나의 단면 위치에서는 DLC와 해석시간 스텝에 따라 수많은 계산 데이터를 저장한다. 예를 들어, DLC 1.3의 단일 해석 케이스를 0.05초 간격으로 10분간 해석하면

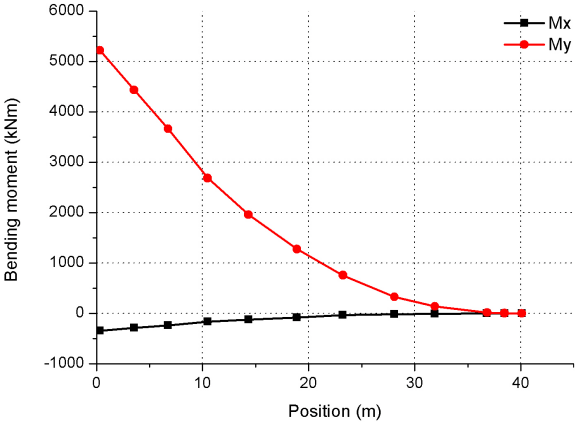

Fig. 26 Cumulative moment distribution, 93.8°

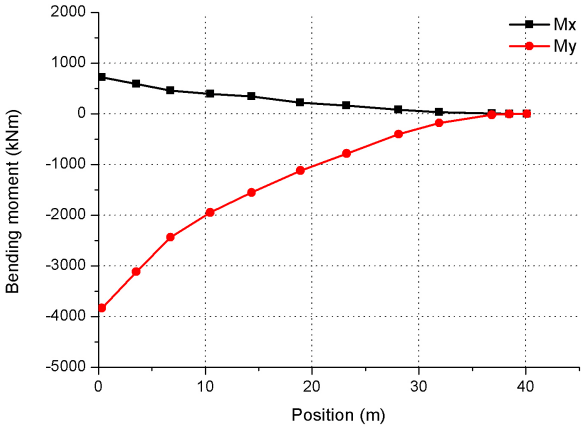

Fig. 28 Cumulative moment distribution, 280.7°

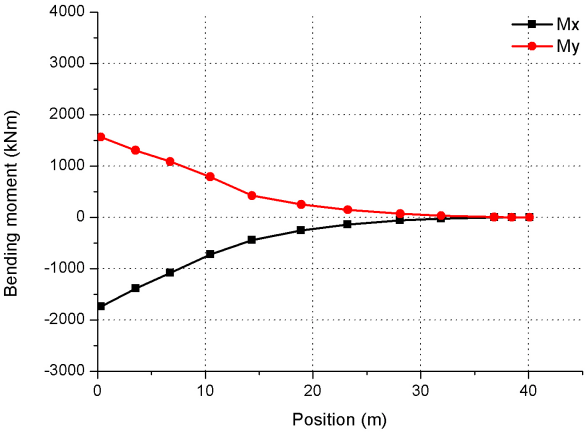

Fig. 27 Cumulative moment distribution, 138.1°

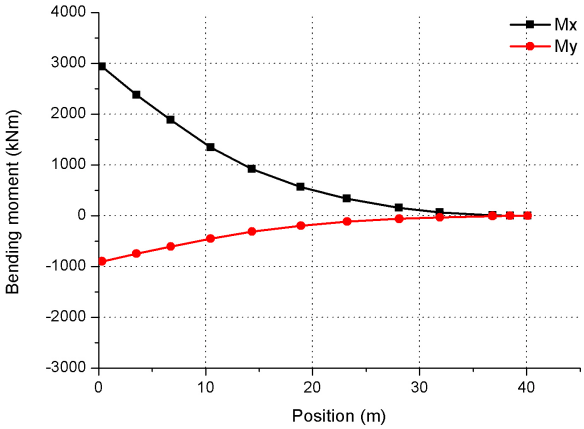

Fig. 29 Cumulative moment distribution, 342.9°

12,000 회의 계산이 이루어지는데, 각각의 계산을 '해석 시간 스텝(Simulation Time Step)'으로 정의한다. 동일한 DLC 에서도 평균 풍속(11 종류) 및 풍향(3 종류)에 따라 해석 케이스가 여러 개로 구분되므로, DLC 1.3 에 대한 해석 시간 스텝은 총 396,000 개가 된다. 극한 하중 해석을 위해 선택한 해석 케이스는 모두 290 케이스 이므로 최종 해석 시간 스텝은 수백만 개에 이르게 된다.

특정한 블레이드 길이 방향 계산 위치에서 해석 시간 스텝 각각의 M_x와 M_y 값을 극좌표로 변환하면 특정 해석시간스텝에서 블레이드에 작용하는 모멘트의 크기와 하중 각(θ)을 얻을 수 있다. 극한 하중 해석은 특정한 방향에 대해 가장 크기가 큰 하중 값을 추출하는 것이 목적이므로, 크기와 각도를 갖는 PLE(Polar Load Envelope) 분석이 널리 이용된다. 이러한 방법을 이용하면 M_x와 M_y 성분을 동시에 고려하여 실제 극한 하중의 방향성을 구현할 수 있는 장점이 있다.

블레이드에 작용하는 모멘트는 루트부에서 가장 크고 팁 쪽으로 갈수록 작아지므로, 하중 계산 위치가 블레이드 루트에서 멀어질수록 극한 모멘트 곡선은 그래프의 원점에 가까워진다.

KR40.1b 블레이드에 대해 실시한 통합 하중 평가 결과를 길이 방향 각각의 위치에 대해 정리하면 Fig. 25와 같이 폐곡선의 집합으로 이루어진 PLE를 얻는다. 극한 하중에는 적용 표준 또는 가이드라인에 정의된 하중에 대한 안전 계수가 반영되어 있다. 설계평가 및 시험을 위한 블레이드의 극한 하중은 PLE에서 과도한 값을 갖는 하중 각에 대해 인증기관과의 협의를 통해 선정되어야 한다.

본 연구의 경우 Fig. 25의 결과를 바탕으로 Mx, My 성분이 최대, 최소가 되는 네 가지의 경우를 극한 하중으로 선정하였고, 각각에 해당하는 하중 각은 93.8°(My_max), 138.1°(Mx_min), 280.7° (My_min), 342.9°(Mx_max) 이다. 블레이드 길이 방향 위치에 따라 이상과 같이 도출된 각각의 하중 각도에 해당하는 모멘트 성분을 x, y로 분리하여 길이 방향 분포로 나타내면 Fig. 26~29와 같다.

풍력 발전 시스템의 통합 하중 해석 결과는 PLE 형식 외에도 GL 등의 인증기관에서 적용하고 있는 극한하중 테이블의 형태로 표현될 수 있다. 이와 같은 극한 하중 행렬은 블레이드 길이 방향 계산 단면 별로 얻을 수 있고, 관심 있는 하중 요소의 극한 값을 블레이드 길이 방향 위치를 따라 종합하면 Fig. 26~29와 같은 누적 모멘트 분포를 얻을 수 있다. 본 연구에서는 각각의 방법으로 계산된 누적모멘트 분포의 차이를 알기 위해 Fig. 30에 극한 하중 테이블을 이용하여 추출한 극한 누적 모멘트 분포 M_y와 PLE를 이용하여 구한 결과와의 비교결과를 나타내었다.

극한 하중 행렬을 이용하여 누적 모멘트 분포를 얻는 방법은 각각의 계산 위치에서 최대 하중 값을 선택하기 때문에, 블레이드 루트 부의 기준 하중 각에 대해 누적 모멘트 분포를 얻는 PLE 방법보다 하중 값이 보수적으로 예측된다는 결론을 얻을 수 있다.

Table 16 DLC for ultimate load calculation

Section	r/R	Chord [m]	Twist [deg]	Airfoil
1	0.088	2523.0	14.173	Transition
2	0.161	2994.6	14.173	DU401
3	0.261	2803.0	10.228	DU350
4	0.357	2463.0	6.137	DU300
5	0.471	1986.0	3.251	DU250
6	0.579	1673.0	1.888	DU212
7	0.701	1536.0	1.262	NACA64618

Table 17 Definition of annual wind distribution

DLC	Lower limit (m/s)	Upper limit (m/s)	Mean (m/s)	hours/ year
DLC 6.4	0	4	3	1,399.4
DLC 1.2	4	5	4	686.5
DLC 1.2	5	7	6	1,533.9
DLC 1.2	7	9	8	1,511.8
DLC 1.2	9	11	10	1,281.4
DLC 1.2	11	13	12	956.4
DLC 1.2	13	15	14	636.6
DLC 1.2	15	17	16	380.7
DLC 1.2	17	19	18	205.6
DLC 1.2	19	21	20	100.6
DLC 1.2	21	23	22	44.6
DLC 1.2	23	25	24	18.0
DLC 6.4	25	∞	29.75	9.8
total time				8,765

4.4 피로 하중해석 결과 및 고찰

블레이드는 설계수명기간 동안의 외부 환경 및 운전조건 변화에 따른 하중이 반복적으로 작용하여 피로손상이 발생한다. 본 연구에서는 정상운전조건(DLC 1.2), 정상운전조건과 고장발생조건의 결합(DLC 2.4), 정상제동조건(DLC4.1), 정지조건(DLC 6.4)을 피로해석 DLC로 선정하고, Table 16에 나타낸 블레이드 길이 방향 주요 위치에 대한 피로하중해석을 수행하였다.

풍력발전시스템이 설치될 장소의 연간 풍속 분포를 Fig. 31과 같이 확률밀도함수로 구현하면 정지~시동풍속 (4 m/s) 구간과 종단풍속 이상 (25 m/s~) 구간은 DLC 6.4에 해당한다. 또한, 대부분의 운전영역에 해당하는 풍속 4 m/s~25 m/s 구간은 DLC 1.2를 이용하여 시뮬레이션 할 수 있다. 그 외에 불규칙하게 발생하는 작동조건은 연간 발생 횟수로 하중해석결과에 반영한다.

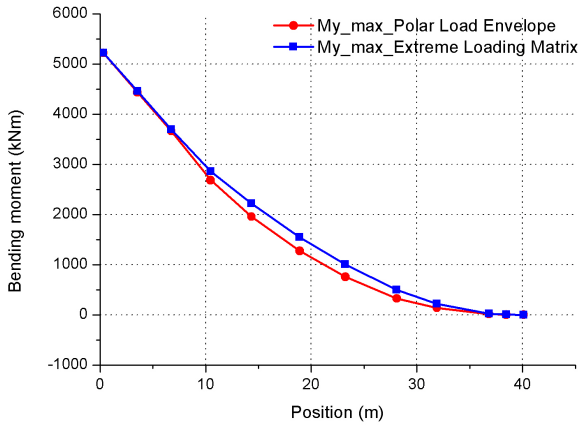

Fig. 30 Comparison of cumulative moment distributions

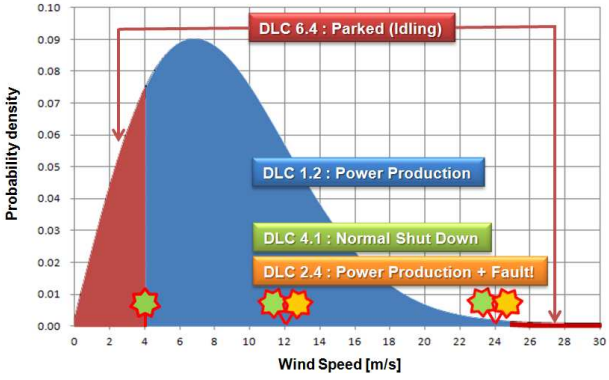

Fig. 31 Annual wind distribution(Weibull func.)

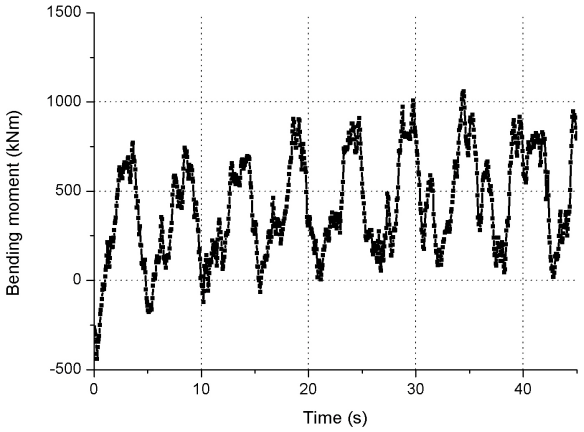

Fig. 32 Time series of M_y (DLC 1.2a)

↓Range (kNm)	→ Mean (kNm)													
	-1610	-1470	-1330	-1190	-1050	-910	-770	-630	-490	-350	-210	-70	70	…
70	1.0E+03	8.0E+02	2.6E+03	8.1E+02	4.1E+03	1.9E+04	6.8E+04	9.4E+04	6.9E+04	1.4E+05	5.0E+06	3.1E+07	8.6E+07	…
210	2.0E+02	4.0E+02	1.0E+03		2.1E+02	2.2E+03	1.3E+03	3.7E+03	4.6E+03	1.4E+04	2.7E+04	1.1E+05	2.9E+05	…
350			4.0E+02	2.0E+02	2.1E+02	7.5E+02	6.2E+02	1.5E+03	2.1E+03	7.0E+03	1.6E+04	1.3E+05	1.4E+05	…
490				4.0E+02		1.2E+01	2.8E+02	8.1E+02	1.1E+03	2.1E+03	2.1E+03	7.9E+04	1.1E+05	…
630				2.0E+02		3.6E+01	2.1E+02	3.4E+02	1.3E+03	5.9E+02	1.3E+03	1.3E+04	2.8E+04	…
770					2.0E+02	6.2E+00	2.1E+02	2.1E+02	9.1E+01	5.8E+02	1.3E+03	1.8E+03	2.5E+03	…
910		2.0E+02					6.2E+00	4.0E+02		1.8E+01	1.0E+03	4.5E+02	2.2E+03	…
1050								4.0E+02		6.2E+00	3.6E+02	1.1E+02	8.3E+02	…
1190						2.0E+02		2.0E+02			2.0E+04	1.3E+02	1.1E+03	…
1330							2.0E+02	4.0E+02			2.4E+02	3.4E+02	6.1E+03	…
1470											1.2E+01	5.2E+02	1.8E+03	…
1610										2.0E+02	2.7E+02	1.2E+03	5.6E+03	…
1750											8.5E+01	1.8E+02	2.6E+03	…
1890					2.0E+02	2.0E+02		2.0E+02	2.0E+02		3.6E+01	2.2E+04	5.4E+03	…
2030					2.0E+02						4.2E+01	1.7E+02	3.9E+03	…
2170								2.0E+02		4.2E+01	2.5E+01	3.5E+02	1.6E+03	…
2310						2.0E+02		2.0E+02	3.6E+01	6.2E+00	1.2E+01	7.8E+02	9.2E+02	…
2450											1.2E+01	6.7E+01	3.4E+02	…
2590										6.2E+00	6.2E+00	2.5E+01	1.4E+02	…
2730											2.2E+02	4.8E+01	1.1E+02	…
2870							2.0E+02			6.2E+00		1.9E+01	6.2E+00	…
3010								2.0E+02	2.0E+02		6.2E+00	4.8E+01	4.2E+01	…
3150										2.0E+02		1.2E+01		…
3290													3.6E+01	…
…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…	…

Fig. 33 Markov matrix for M_y at L=3.539 m

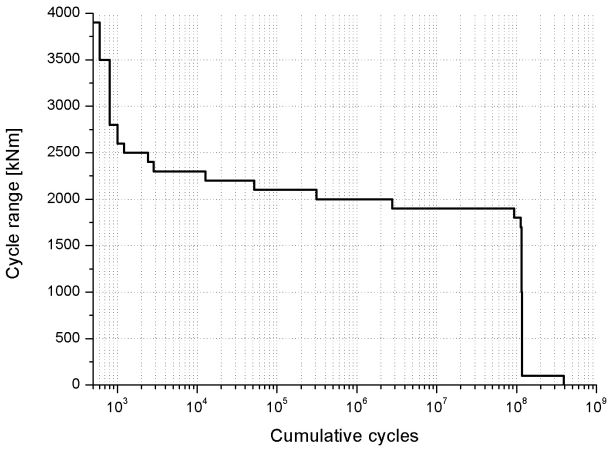

Fig. 34 Rainflow cycle counting for M_y at L=3.539 m

블레이드의 피로 평가는 Miner's rule에 근거한 누적 손상 법을 적용하는 것이 일반적이며, 일반적으로 루트에 가까울수록 피로파손에 취약하다. 통합하중해석은 각각의 DLC에서 10분 동안 계산을 수행하므로, 설계수명기간과 동등한 수준으로 계산결과의 확장이 필요하다. 연간풍속분포를 적당한 간격으로 구분하여 이산화하고, 해당구간을 대표하는 평균 풍속 값에 대한 계산결과를 Fig. 29와 같이 정의한 연간 풍속 분포의 확률 밀도 함수에 근거하여 확장한다. 예를 들어 풍속 9 m/s～11 m/s 구간의 확률 밀도 함수를 연간 시간으로 환산하면 1281.4 시간/년이고, 이 때 계산을 위한 대표 풍속 값은 10 m/s 이다. 풍속을 더 작은 간격으로 구분할수록 확률 밀도 함수에 근사하는 결과를 얻을 수 있으며, Table 17에 연속적인 풍속 분포를 이산화하여 연간 시간으로 환산한 결과를 나타내었다.

Fig. 32에 시간 연속적인 M_y 해석결과 중 일부를 나타내었다. 피로 평가를 위한 DLC 1.2와 6.4의 하중 해석 결과는 Fig. 31과 같이 시간에 따라 고 점과 저 점이 반복되는 형태로 나타난다. 이 때 피로 평가를 하는 각각의 위치에서 하중의 Mean 값과 Range를 카운트하여 Fig. 33과 같은 Markov 행렬의 형태로 정리할 수 있다. 가로축은 모멘트의 평균 값, 세로축은 모멘트의 Range를 의미하며, 내부 셀의 숫자는 설계 수명 기간으로써 해석 결과를 확장하였을 때 해당 Mean-Range 하중의 반복 횟수를 나타낸다. Markov 행렬은 블레이드 길이 방향 계산 위치와 하중의 성분에 따라 각각 얻을 수 있다.

본 연구에서는 7개의 계산 단면 모니터링 위치에서 M_x, M_y 하중 성분에 대해 총 14개의 Markov 행렬을 생성하였다. Markov 행렬에서 동일한 범위 값을 갖는 사이클 수를 합산하면 해당 범위에 대한 반복 횟수를 얻을 수 있다.

Fig. 34에 Range 크기순으로 누적 반복 횟수를 표시한 Rainflow Cycle Counting(이하 RCC) 해석 결과를 나타내었다. 이는 피로평가를 위한 계산 단면 1번 위치(L=3.539 m)에서의 M_y 성분에 대한 해석 결과이며, Mean에 관계없이 Range만을 고려한 값으로, 블레이드 피로시험하중 산정을 위한 설계등가하중(Design Equivalent Load)의 결정을 위해 사용된다.

4.5 캠벨 선도(Campbell diagram)

블레이드의 고유 진동수가 시스템의 고유 진동수의 배수와 일치하는 경우, 공진에 의한 심각한 파손이 발생하므로 주요 운전 범위에서 블레이드의 회전수에 따른 고유 진동수를 시스템과 함께 분석하여 운전제어 로직을 수립하고 설계 개선에

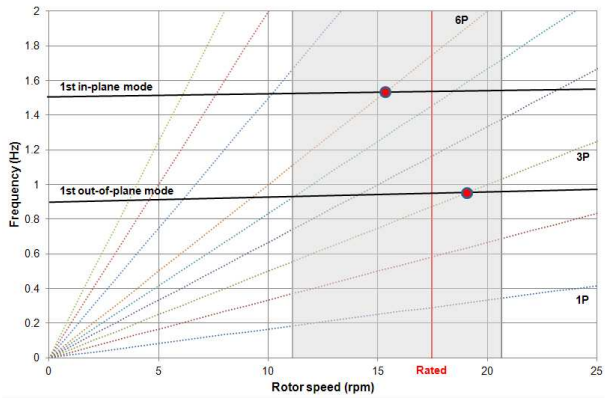

Fig. 35 Campbell diagram of 2MW wind turbine system (KR 40.1b)

반영한다. 본 연구에서 설계한 블레이드 및 시스템에 대한 캠벨 선도를 Fig. 35에 나타내었다. 블레이드 회전에 따른 원심력 및 공기의 감쇠 효과로 인해 블레이드의 고유 진동수는 회전수에 비례하여 증가하는 경향이 있다. 블레이드가 3개가 장착된 시스템의 경우 1P, 3P, 6P가 블레이드에 큰 영향을 미치는 것으로 알려져 있다. 따라서 블레이드의 고유 진동수가 시스템의 1P, 3P, 6P와 운전 영역 내에서 일치하는 경우, 해당 회전 속도에서 장시간 운전되지 않도록 제어해야 한다. 특히, 정격 회전 속도 부근에서 공진이 발생하면 시스템의 안정성 및 출력 성능에 심각한 영향을 미치게 되므로, 반드시 공진을 회피할 수 있는 블레이드 및 시스템 설계 변경이 요구된다.

Fig. 35의 결과를 통해, 정격운전속도 구간에서 KR 40.1b 블레이드와 시스템 사이의 공진발생 문제가 없는 것으로 확인되었다.

5. 결 론

본 연구에서는 Multi-MW 급 풍력발전용 블레이드 통합설계 프로세스를 제안하였고, 동일 용량을 갖는 풍력발전시스템을 고려한 2 MW 급 블레이드(IEC IIa)의 공력-구조 통합설계 및 시스템 통합하중해석 결과를 제시하였다.

공력설계의 경우 형상 최적화를 통해 하중감소 및 출력성능 극대화 설계가 가능하였고, GFRP를 사용한 블레이드 구조 및 적층설계를 완료하였다. 블레이드 구조건전성 평가를 위해 필수적으로 요구되는 극한 및 피로하중 데이터의 확보를 위해 가상의 2 MW 풍력터빈 시스템 모델링을 수행하였고, IEC 국제표준 및 (사)한국선급의 기술기준에 따른 시스템 통합하중해석을 수행하였다. 독립적 방향성을 갖는 극한하중테이블 결과와 M_x와 M_y 성분을 동시에 고려하여 실제 극한하중의 방향성이 고려될 수 있는 PLE 결과가 비교되었으며, 극한하중테이블의 결과가 하중을 보수적으로 예측하는 결론을 얻었다. 마지막으로, 캠벨선도의 도출을 통해 정격운전속도에서 블레이드와 시스템사이에 발생 가능한 공진문제는 없음을 확인하였다.

구조건전성 평가 결과는 Part II : 블레이드 구조건전성 평가 편에서 상세히 다루도록 한다.

참고문헌
(References)

(1) Tony, B., Nick, J., David, S. and Ervin, B., 2011, *Wind Energy Handbook*, Willey, pp. 335~336.

(2) Garrad Hassan, GL, 2012, "Evolution of Wind Technology," *SUPERGEN Wind Energy Technologies Consortium Phase 2.*

(3) EWEA, 2008, Wind Energy - The Facts, Earthscan, London, pp. 80.

(4) Kim, B. S., Kim, W. J., Bae, S. Y., Park, J. H. and Kim, M. E., 2011, "Aerodynamic Design and Performance Analysis of Multi-MW Class Wind Turbine Blade," *J. of Mech. Sci. and Tech*, Vol. 25, Issue 8, pp. 1995~2002.

(5) Kim, B. S., Kim, W. J., Lee, S. L., Bae, S. Y. and Lee, Y. H., 2013, "Development and Verification of a Performance based Optimal Design Software for Wind Turbine Blades," *Renewable Energy*, 54, pp. 166~172.

(6) ECN, 2007, Aerodynamic Table Generator v3.1 User Manual, ECN.

(7) Snel, H., Houwink, R. and Piers, W. J., 1992, "Sectional Prediction of 3D Effects for Separated Flow on Rotating Blade," *18th European Rotorcraft Forum.*

(8) Kim, B. S., Kim, W. J. and Kim, M. E., 2011, "Software Development for the Optimum Design and Performance Analysis of a Large Wind Turbine Blade," *Proc. of Korean Soc. Mech. Eng.*

(9) Tony, B., Nick, J., David, S. and Ervin, B., 2011, *Wind Energy Handbook*, Willey, pp. 64~66.

(10) Gurit, 2013, Wind Energy Handbook - 2.Wind

Turbine Blade Structural Engineering, pp. 15~16.
(11) Kent, S., 2002, "Blade Manufacturing Improvement Project: Final Report," SANDIA Report, SAND-2002-3101.
(12) Lin, H. C., 2011, "Lay up Analyzing of a Carbon/ Glass Hybrid Composite Wind Turbine Blade using Finite Element Analysis," *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 87, pp. 49~54.
(13) Kim, T. Y., Su, H. M. and Wang, B. W., 2011, "Development of Glass-fabric Composite Wind Turbine Blade," *Advanced Materials Research*, Vol. 308-310, pp. 2482~2485.
(14) Lekou, D. J., 2010, "Scaling Limits & Costs regarding WT Blades," Project Upwind Delivarable - 3.4.3.
(15) Griffith, D. T. and Thomas, D. A., 2011, "The Sandia 100-meter all Glass Baseline Wind Turbine Blade: SNL100-00," SANDIA Report, SAND2011 - 3779.
(16) Kooijman, H., 1996, "Bending-Torsion Coupling of a Wind Turbine Rotor Blade," ECN-I-96-060.
(17) German Wind Energy Association, 2010, "Wind Energy Market 2010/2011," BWE, pp. 30~45.
(18) Tong, W., 2010, Wind Power Generation and Wind turbine Design, WIT Press, pp. 73~87.
(19) GL-Garrard Hassan, 2011, GH-Bladed 4.10 User Manual.
(20) EWEA, 2008, Wind Energy - The Facts, Earthscan, London, pp. 84~85.
(21) International Electrotechnical Commission, 2010, IEC 61400-1/A1 Wind turbines - Part1 : Design requirements.
(22) Korean Register of Shipping, 2008, Technical Guidelines for Wind Turbines.