

# 1MW급 수평축 풍력터빈 로터 블레이드 설계 및 CFD에 의한 공력성능 평가

모장오\* · 이영호\*\*†

## Rotor Blade Design of a 1MW Class HAWT and Evaluation of Aerodynamic Performance Using CFD Method

Jang-Oh Mo\*, Young-Ho Lee\*\*†

*Key Words* : Horizontal Axis Wind Turbine(HAWT, 수평축 풍력터빈), Computational Fluid Dynamics(CFD, 전산유체역학), Evaluation of Aerodynamic Performance(공력성능 평가), Power Coefficient(출력계수), Streamline distributions(유선분포), Design wind speed(설계풍속), Rated wind speed(정격풍속), Tip Speed Ratio(TSR, 끝단속도비), Mechanical power(기계적 출력), Electrical power(전기적 출력)

### ABSTRACT

In this investigation, the aerodynamic performance evaluation of a 1MW class blade has been performed with the purpose of the verification of target output and its clear understanding of flow field using CFD commercial code, ANSYS FLUENT. Before making progress of CFD analysis the HERACLES V2.0 software based on blade element momentum theory was applied for confirmation of quick and approximate performance in the preliminary stage. The blade was designed to produce the target output of a 1MW class at a rated wind speed of 12m/s, which consists of five different airfoils such as FFA W-301, DU91-W250, DU93-W-210, NACA 63418 and NACA 63415 from hub to tip. The mechanical power by CFD is approximately 1.195MW, which is converted into the electrical power of 1.075MW if the system loss is considered to be 0.877.

### 1. 서 론

지구 온난화에 따른 기후 변화의 심각성으로 세계 각국은 신재생에너지 개발에 많은 관심을 가지고 있다. 특히 우수한 경제성과 친 환경에너지인 풍력발전시스템의 설치는 90년대 이후 급격한 증가를 보이고 있으며, 최근 5년간 연평균 28%의 증가율을 보이고 있다. 2020년까지 풍력발전은 120GW 용량으로 전 세계 발전량의 12%를 차지할 것으로 전망되며, 국내에서도 2012년까지 발전 설비용량의 약 3%에 해당하는 2,270MW의 풍력발전기의 도입이 예상되고 있다.<sup>(1)</sup> 이러한 국내 발전 시설의 상당한 부분을 차지할 것으로 예상되는 풍력발전시스템에 있어서 가장 핵심적인 기술개발 분야는 블레이드이다. 개발하고자 하는 풍력발전기의 용량 및 운전풍속 등 기본설계가 이루어지면 다음 단계로서 블레이드의 개

발이 이루어지게 되며 이후 증속기 및 발전기 등의 시스템 통합을 위한 제어시스템 개발이 이루어지게 된다.

이러한 이유로 세계 각국의 주요 풍력발전시스템 개발업체 및 연구기관은 고유의 블레이드 기술개발에 많은 노력을 기울이고 있으며, 이를 통해 풍력발전기의 대형화 및 고효율화가 이루어지고 있다. 그러나 우리나라는 독자적인 블레이드 개발 경험이 없으므로 풍력발전 산업의 활성화에 많은 장애 요인이 되고 있다.<sup>(2)</sup>

본 연구에서는 1MW급 수평축 풍력터빈 로터 블레이드 설계를 수행한 후, 목표출력의 검증 및 유동장의 명확한 이해의 목적으로 CFD 기법을 이용한 블레이드 공력성능 평가를 수행하였다. 1MW급 로터 블레이드 예비설계 단계에서 신속한 목표출력 성능평가를 위하여 BEM 이론을 근거로 개발된 HERACLES V2.0이 적용되었으며, 이에 대한 내용은 참고 문헌(3)을 참조바란다. 또한 풍력터빈 블레이드의 CFD 적용의 검증을 위해 실험데이터 확보가 용이한 NREL Phase VI 풍력터빈을 대상으로 사전검증을 수행하였으며, 이에 관한

\* The University of Adelaide, 방문연구원

\*\* 한국해양대학교 기계·에너지시스템공학부

† 교신저자, E-mail : lyh@hhu.ac.kr

내용은 참고문헌(10)을 참고하기 바란다.

## 2. 1MW급 로터 블레이드 설계

### 2.1 로터 블레이드 설계제원 및 형상구현

본 연구에서 설계된 풍력터빈은 정격풍속 12m/s에서 1MW급의 정격출력을 발생시키며, 피치제어형 방식이다. 블레이드 직경은 약 54.5m이며, 회전속도는 26.28rpm, 3개의 블레이드가 장착된다. 또한 설계풍속에서는 최대출력계수를, 정격풍속에서는 목표출력을 만족할 수 있도록 예비설계 단계에서 검증하였다. 자세한 풍력터빈 제원을 Table 1에 나타내었다. 1MW 블레이드 설계에 적용된 익형은 FFA-W3-301, DU91-W2-250, DU93-W2-210, NACA63(2)-418, NACA63(2)-415으로 블레이드 루트에서 끝단까지 순차적으로 배치되며, 이를 근거로 Fig. 1에 1MW급 로터블레이드 형상을 구성하였다. 설계풍속에서 블레이드 루트에서 팁까지 레이놀즈수의 범위는  $4.13 \times 10^6 \sim 5.46 \times 10^6$  정도이다. 익형별 공력계수는 패널법인 X-FOIL를 활용하여 데이터를 추출하였으며, 실속각 이상에서는 Viterna의 실속후 공력특성 예측모델을 적용하였다.<sup>(4)</sup> DU 계열은 받음각 5° 근처에서 최대양향비는 150 정도를, NACA 계열은 3.5° 근처에서 130 정도의 값을 보였다. 이들 값들을 근거로 비틀림각이 결정되며, 에어포일형상이 변하는 불연속면 지점에서는 보간법을 이용한 선형화가 이루어진다. Table 2는 로터 블레이드 설계데이터

Table 1 Specification of 1MW class rotor blade

Table 1 1MW wind turbine blade	
Number of blade	3
Rotor diameter	54.5m
Rotational speed	26.28rpm
Cut-in wind speed	3m/s
Design wind speed	10m/s
Rated wind speed	12m/s
Rated power	1MW
Power regulation	pitch control
Rotational direction	CCW

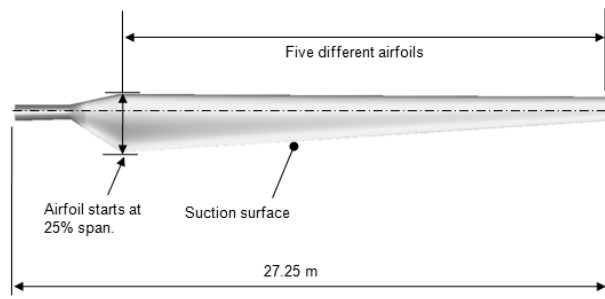


Fig. 1 Shape of rotor blade

를 정리하여 표로 나타내었다.

Fig. 2는 1MW급 풍력터빈 블레이드의 비틀림 각을 루트(root)에서 팁(tip)까지 나타내었다. 블레이드 루트에서 팁으로 갈수록 회전속도가 증가하기 때문에 각 스팬방향 위치에서는 정격풍속에 대하여 에어포일의 최적의 유효받음각이 설계가 되도록 팁으로 갈수록 비틀림 각은 감소하게 된다. 블레이드 영역은 블레이드 반경이 클수록, 회전수와 유입속도가 빠를수록 굽힘모멘트가 증가하는 등 구조적으로 취약한 특성을 보이므로, 이를 극복하기 위해 구조적으로 안전한 설계를 요구한다. 따라서  $r/R=0.25$  이하의 영역에서는 공기역학적 특성보다 구조적 특성과 제작상의 편의를 위해 비틀림각은 감소된다.

Table 2 Design data of 1MW class rotor blade

Mu	R[mm]	THETA	Chord[mm]	Airfoil type	Re
0.25	6810	14.99	2544.51	FFA-W3-301	$3.70 \times 10^6$
0.3	8180	12.35	2444.5	FFA-W3-301	$4.13 \times 10^6$
0.35	9540	10.32	2344.49	FFA-W3-301	$4.53 \times 10^6$
0.4	10900	8.74	2244.48	DU91-W2-250	$4.89 \times 10^6$
0.45	12260	7.47	2144.48	DU91-W2-250	$5.20 \times 10^6$
0.5	13630	6.43	2044.47	DU93-W2-210	$5.47 \times 10^6$
0.55	14990	5.56	1944.46	DU93-W2-210	$5.70 \times 10^6$
0.6	16350	4.84	1844.45	DU93-W2-210	$5.87 \times 10^6$
0.65	17710	4.21	1744.44	DU93-W2-210	$6.00 \times 10^6$
0.7	19080	3.67	1644.44	NACA63(2)-418	$6.07 \times 10^6$
0.75	20440	3.2	1544.43	NACA63(2)-418	$6.1 \times 10^6$
0.8	21800	2.77	1444.42	NACA63(2)-418	$6.07 \times 10^6$
0.85	23160	2.36	1344.41	NACA63(2)-418	$6.00 \times 10^6$
0.9	24530	1.94	1244.4	NACA63(2)-415	$5.87 \times 10^6$
0.95	25890	1.43	1144.39	NACA63(2)-415	$5.69 \times 10^6$
1	27250	0.54	1044.39	NACA63(2)-415	$5.46 \times 10^6$

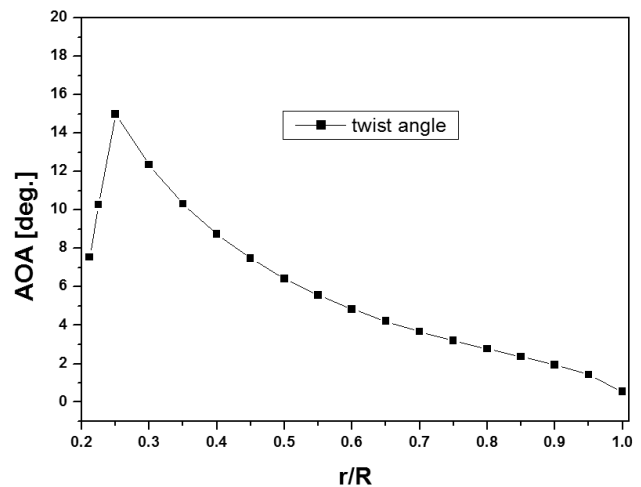


Fig. 2 Twist angle of rotor blade

2.2 CFD 해석격자 및 해석조건

본 연구에서 사용된 해석영역을 Fig. 3에 나타내었다. 블레이드 반경 R를 기준으로 풍력터빈 블레이드 입구까지는 3배, 후류방향으로 3배, 반경방향으로 3배의 공간해상도를 확보하였다. 전체격자수는 약 350만 셀이며, 완전한 Hexa 격자계로 구성하였다. 경계조건으로는 입구는 속도경계조건, 출구는 압력경계조건을 부여하였고, 로터블레이드 회전면에 대해서는 회전주기 조건을 부여하여 하나의 블레이드에 대해 조건 별 해석을 수행하였다. 또한 모든 해석조건은 정상상태이므로 블레이드의 회전은 고정시키고 상대적으로 유체가 동일회전으로 반대방향으로 유입된다는 가정하에 적용되는 MRF(Multiple Reference Frame)기법을 채택하였다. 입구유입 난류강도는 참고문헌(10)에 언급된 내용을 근거로 0.2%로 적용하였다. Fig. 4는 블레이드 표면 격자분포를 나타내고 있다. 모든 표면은 사각격자로 구성되었으며, 본 연구에서 적용된  $k-\omega$  난류모델의  $y^+$  층조조건을 만족하도록 첫 번째 격자길이를 조절하였다. Table 3은 본 연구에 적

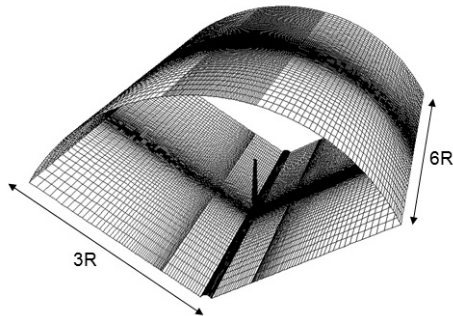


Fig. 3 Computational domain

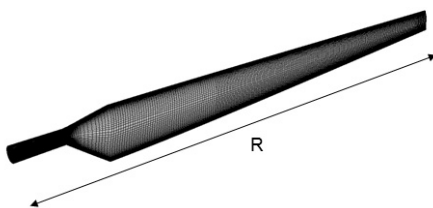


Fig. 4 Grid distribution on blade surface

Table 3 Analysis condition

	Velocity, m/s ( $V_a$ )	TSR ( $\lambda$ )	RPM
Case1	5	15	26.28
Case2	6	12.5	26.28
Case3	7	10.71	26.28
Case4	8	9.37	26.28
Case5	9	8.33	26.28
Case6	10	7.5	26.28
Case7	11	6.82	26.28
Case8	12	6.25	26.28

용된 해석조건을 나타내고 있다. 유입풍속 5m/s에서 정격풍속 12m/s까지 1m/s씩 간격으로 총 8가지 조건을 수행하였다. 끝단속도비의 정의는 식(1)과 같으며, 각 조건 별 유입속도( $V_a$ )와 각속도( $\omega$ )를 이용하면 이에 해당하는 끝단속도비가 계산된다.

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{V_a} \tag{1}$$

여기서, R은 블레이드 반경을 나타낸다. 회전식 변환장치인 로터는 축방향 기류를 회전운동으로 변환하여 로터 후류로 전달하게 되는데, 이때 출력계수는 회전운동으로부터의 에너지성분과 유입풍속의 에너지 비율, 즉 끝단속도비에 의존하게 된다.<sup>(5)</sup>

2.3 SST  $k-\omega$  난류모델

강한 역압력 구배에 의한 박리유동의 예측성 향상을 위해 난류전단응력의 전달효과를 고려하여 난류생성항이 소산항보다 과다한 값을 가지지 않도록 개선된 모델이 Menter의 SST(Shear Stress Transport)  $k-\omega$  모델<sup>(6)</sup>이다. 이 모델은 강한 역압력 구배에 대한 민감도가 결여되어 있다는  $k-\epsilon$  모델의 단점과 자유류 의존성이 있다는  $k-\omega$  모델의 단점을 서로 보완하기 위해 두 모델을 결합시킨 형태이다.<sup>(7)(8)</sup> 본 연구에서 정격풍속 기준으로 블레이드 표면  $y^+$ 는 30~50 정도의 값을 나타낸다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 5는 블레이드 루트와 팁영역에서의 유선분포를 나타내고 있다. 블레이드 루트면에 부착된 흐름이 일정지점 이후에 박리되어 공간상으로 이탈됨을 확인할 수 있다. 이 영역에서는 구조적 안전성을 확보하기 위해 상대적으로 두꺼운 두께를 가지게 되는데, 이로 인해 발생하는 문제점인 것으로 판단된다. 또한 블레이드 끝단에서 팁을 가로지르는 아주 복잡한 횡류흐름의 유선분포가 관찰이 된다. 이 횡류유동은 블레이드 끝단소음 및 공력성능에 저하에 영향을 미치는 것으로 알려져 있다.<sup>(9)</sup>

Fig. 6은 유입풍속 6m/s, 8m/s, 10m/s, 12m/s 조건에서 부압면의 유선분포를 나타내고 있다. 실제 풍력발전용 로터 블레이드에서 발생하는 3차원 유동현상은 상당히 복잡한 특성을 보인다. 블레이드 루트에서 발생하는 박리에 의해 분리된 유동흐름은 블레이드의 원심 가속력과 반경방향으로의 압력차에 의해 루트에서 팁부분으로 이동하게 된다. 유입풍속 6m/s 조건의 경우 블레이드 루트에서 팁까지의 모든 영역에서 부착류(attached flow)가 관찰되며, 풍속이 12m/s까지 증가함에 따라 루트영역에서부터 반경방향의 흐름이 발

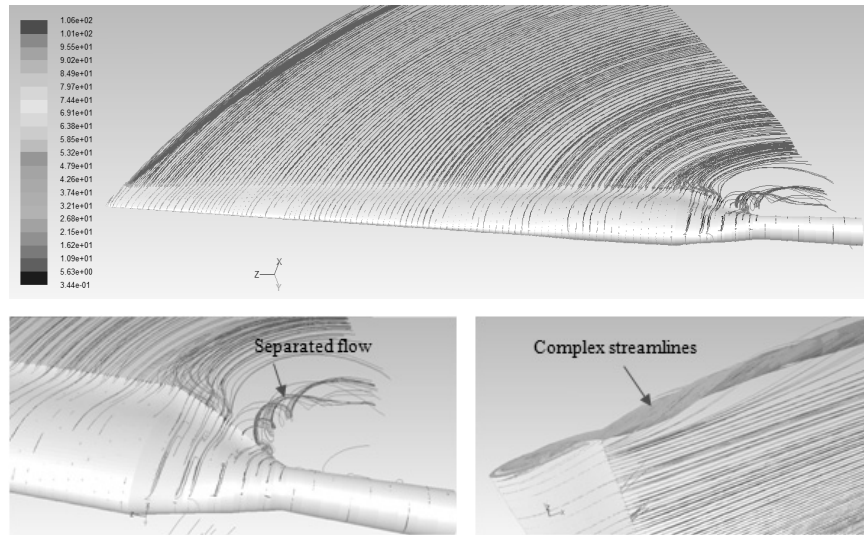


Fig. 5 Streamlines at blade tip and root

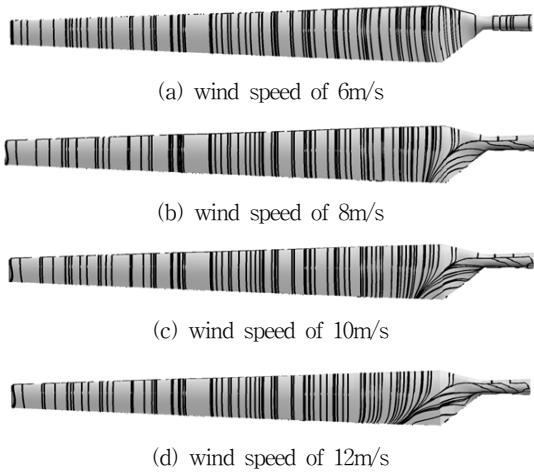


Fig. 6 Surface streamlines on suction side for wind speeds of 6m/s, 8m/s, 10m/s and 12m/s

생되어 점차 증가하고 있다. 하지만 루트영역의 0.3 스패น 지점의 국한된 지점까지만 반경류가 발생하고 그 이상의 영역에서는 반경류가 존재하지 않으므로 실속현상은 전혀 나타나지 않을 것으로 기대된다.<sup>(10)</sup> 이와 같은 결과를 통해, 본 연구에서 설계된 1MW급 로터블레이드는 정격풍속에서 목표 출력을 충분히 만족할 수 있도록 공기역학적 측면에서 비교적 잘 설계되었음을 확인하였다.

Fig. 7은 설계풍속 및 정격풍속에 대한 블레이드 루트에서 팁까지 단위스팬에 대한 단위토크를 나타내고 있다. 블레이드 전체길이를 20등분으로 구분하여, 각 섹션별 단위토크 값을 그래프로 표현하였다. 토크값은 설계풍속조건보다 정격풍속조건에서 상대적으로 크며, 무차원길이( $r/R$ )가 증가할수록 단위토크는 점차 증가하는 특성을 보이며,  $r/R=0.85$  지점에서 하강하는 특성을 보인다. 토크는 블레이드 요소면

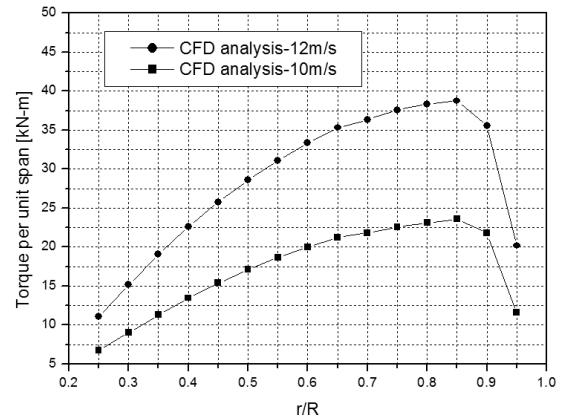


Fig. 7 Unit torque comparison for design and rated wind speeds

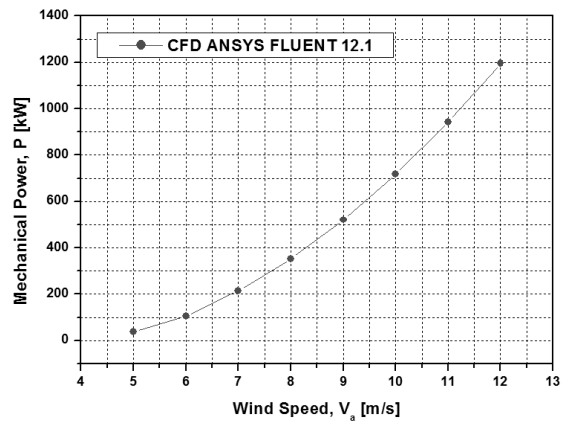


Fig. 8 Wind speed vs. mechanical power

에 작용하는 힘에 기준점에서 해당하는 면까지 거리의 곱으로 표현되므로, 이와 같은 특성을 보이는 것은 합리적인 결과라 판단이 된다. 다만, 블레이드 끝단 근처에서 하강하는 특성은 Fig. 5에서 설명한 바와 같이, 블레이드 끝단에서 발

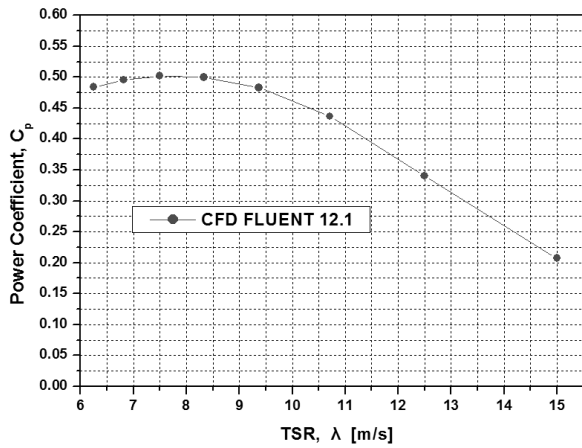


Fig. 9 TSR vs. Power coefficient

Table 4 Electrical power considering the system loss

wind speed[m/s]	Mechanical power[kW]	Electronical power[kW]
12	1,195.2	1,075.7

생하는 횡류유동에 의한 와류에 기인한 것으로 판단된다. 이 와류로 인해 압력 저하가 발생되며, 저하된 압력은 최적 받음각으로 들어오는 유동의 방향을 휘어지게 만들므로 원하는 토크값을 얻을 수 없게 된다. 따라서 블레이드 끝단에서 발생하는 손실을 만회하기 위해서는 블레이드 끝단의 최적 형상설계에 관한 연구가 요구된다.

Fig. 8은 풍속에 따른 기계적 출력을 나타낸 그래프이다. 기계적 출력은 동력 구동계 및 발전기를 거쳐 전기적 출력으로 변환되는데, 이때 시스템 손실을 고려하면 기계적 출력은 전기적 출력보다 항상 높은 값을 갖는다. 본 연구에서는 정격풍속 12m/s에서 전기적 출력을 기준으로 1MW 급을 발생시킬 수 있는 블레이드를 설계하였다. CFD에 의한 결과 정격풍속에서 기계적 출력은 1.195MW로써 1MW 출력을 초과하는 결과를 보였으며, 시스템 손실을 고려하더라도 충분히 목표출력을 만족할 것으로 판단된다.

Fig. 9는 풍속에 따른 기계적 출력을 출력계수로 환산하여 나타낸 그래프이다. 끝단속도비가 증가할수록 출력계수는 서서히 증가하다가 설계 TSR 7.5에서 최대출력계수 0.502를 기준으로 하강하는 특성을 보이고 있다. 또한 정격풍속에서 해당하는 TSR 6.25에서는 0.484의 출력계수를 보이고 있다. 따라서 예비설계단계에서 설계풍속에서는 최대출력계수를, 정격풍속에서 목표출력을 만족하도록 설계된 1MW급 로터 블레이드 설계는 CFD 해석을 통해 이들 조건이 만족함을 재차 확인하였다. Table 4에 시스템 손실을 포함한 전기적 출력을 표로 나타내었다. 구동계를 포함한 시스템 손실을 0.9라고 가정했을 때[11], 기계적출력에서 얻을 수 있는 전기적 출력값은 1,075.7 kW 이며, 이는 1MW급 목표출력을 만족하는 값이다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 1MW급 수평축 풍력터빈 로터 블레이드 설계를 수행한 후, 목표출력의 검증 및 유동장의 명확한 이해의 목적으로 CFD 기법을 이용한 블레이드 공력성능 평가를 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 기계적 출력에서 시스템손실을 고려한 전기적 출력은 1,075.7 kW이며, 이는 1MW급 목표출력을 만족하는 값이다.
- (2) 설계 TSR 7.5에서 최대출력계수 0.502, 정격 TSR 6.25에서는 0.484의 출력계수를 보였다. 이는 예비설계단계에서 설계풍속에서 최대출력계수를, 정격풍속에서 목표출력을 만족하도록 설계된 블레이드는 CFD 공력성능 평가를 통하여 이들 조건이 만족됨을 확인하였다.
- (3) 블레이드 끝단에서 팁을 가로지르는 아주 복잡한 횡류흐름의 유선분포와 블레이드 루트영역에서 공간상으로 이탈되는 박리류가 관찰됨을 확인하였다.
- (4) 무차원길이(r/R)가 증가할수록 단위토크는 증가되며, r/R=0.85 지점을 기점으로 하강하는 특성을 보였다. 블레이드 끝단에서 발생하는 손실을 만회하기 위해서는 끝단 최적형상설계에 관한 연구가 필요하다고 판단된다.

#### 감사의 글

본 연구는 국토해양부 “해양에너지전문인력양성사업”의 지원사업으로 수행된 연구결과물이며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참고문헌

- (1) 저풍속형 풍력발전기 핵심기술 개발(I), 공공기술연구회, 2007.
- (2) 중대형 풍력발전 시스템의 성능평가 기반 및 기술기준 확보, 산업자원부, 2007.
- (3) 모장오, 김범석, 김만웅, 최영도, 이영호, 2011, “날개요소 운동량 이론을 이용한 피치제어형 수평축 풍력터빈 블레이드 설계 및 성능평가 소프트웨어 개발,” 유체기계저널 제14권 제2호,
- (4) Viterna, L. A. and Corrigan, R. D., “Fixed Pitch Rotor Performance of Large Horizontal-Axis Wind Turbines,” DOE/NASA Workshop on Large Horizontal Axis Wind Turbines, Cleveland, Ohio, July 1981.
- (5) A. Betz, Windenergie und ihre ausnutzung durch windmühlen, vandenhoek und rupperecht (1926); Vieweg Göttingen (1946).
- (6) F. R. Menter. “Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence

- Models for Engineering Applications,” AIAA Journal, 32(8): 1598-1605, August 1994.
- (7) P. H. Cook, M. A. McDonald and M. C. P. Firmin, “Aerofoil RAE 2822 Pressure Distributions, and Boundary Layer and Wake Measurements,” AGARD AR 138, A6, May 1979.
- (8) H. Ok and D. S., Eberhardt “Calculation of Flowfield around an Airfoil with Spoiler,” AIAA Paper 93-0527, Jan. 1993.
- (9) J. O. Mo and Y. H. Lee,, 2011, “Numerical simulation for prediction of aerodynamic noise characteristics on a HAWT of NREL Phase VI,” Journal of Mechanical Science and Technology 25(5), 1341-1349.
- (10) 모장오, 이영호, 2009, “NREL Phase VI 수평축 풍력터빈의 공력특성에 관한 수치적 연구,” 한국마린엔지니어링학회지 제33권 제6호.
- (11) H. Erich, 2000, “Wind turbines,” Springer Verlag.