

## 복합재를 이용한 수평축 풍력터빈 회전 날개의 공력 및 구조설계에 관한 연구

공창덕\* · 방조혁\* · 오동우\* · 김기범\* · 김학봉\*\* · 김종식\*\*\* · 유지윤\*\*\*

### Aerodynamic and Structural Design for Medium Size Horizontal Axis Wind Turbine Rotor Blade with Composite Material

C.D. Kong\*, J.H. Bang\*, D.W. Oh\*, K.B. Kim\*, H.B. Kim\*\*, J.S. Kim\*\*\* and J.Y. Ryu\*\*\*

#### ABSTRACT

Nowadays, non-pollution energy sources have been strongly needed because of the exhaustion of fossil fuels and serious environmental problems. Because wind energy can be enormously obtained from natural atmosphere, this type of energy has lots of advantages in a economic and pollution point of view. This study has established the aerodynamic and structural design procedure of the rotor blade with an appropriate aerodynamic performance and structural strength for the 500KW medium class wind turbine system. The aerodynamic configuration of the rotor blade was determined by considering the wind condition in the typical local operation region, and based on this configuration aerodynamic performance analysis was performed. The rotor blade has the shell-spar structure based on glass/epoxy composite material and is composed of shank including metal joint parts and blade. Structural design was done by the developed design program in this study and structural analysis, for instance stress analysis, mode analysis and fatigue life estimation, was performed by the finite element method. As a result, a medium scale wind turbine rotor blade with starting characteristics of 4m/s wind speed, rated power of 550 KW at 12m/s wind speed and over 20 years fatigue life has been designed.

#### 초 록

무공해 에너지원은 화석에너지의 고갈과 환경오염의 심각한 문제로 인하여 절실히 요구되고 있는 실정이다. 그중 풍력발전 시스템은 타 에너지원에 비해 여러 가지 측면에서 유리한 점을 가지고 있다. 본

\*조선대학교(Chosun University, Dept of Aerospace Engineering)

\*\*한국항공대학교(Han-Kuk Aviation Univ.)

\*\*\* (주)한국화이버(Hankuk Fiber Co. Ltd)

연구에서는 500Kw급 풍력발전 시스템을 개발함에 있어, 적합한 공력성능 및 구조성능을 가지는 회전날개 설계과정을 수행하였다. 공력설계는 운용지역의 풍황을 고려하여 회전날개의 외형을 결정하였고 이를 바탕으로 공력성능해석이 수행되었으며, 구조설계는 복합재료를 사용하여 셀-스파 구조를 갖도록 설계하여 굽힘 및 비틀림 그리고 피로수명에 대한 구조해석이 수행되었다. 그 결과 4m/s의 미풍에서도 운용가능하며, 12m/s에서는 정격출력 550Kw를 생산할 수 있는 형상이 설계되었고, 또한 20년 이상의 피로수명이 확보되었으며, 공진 등의 동적인 문제도 발생하지 않음을 확인하였다.

## 1. 서 론

풍력발전시스템은 크게 수평축풍력터빈과 수직축풍력터빈으로 구분할 수 있으며, 보통 500Kw급 이상의 중·대형 풍력터빈에는 성능 및 구조적 효율성 때문에 수평축 형태가 사용된다.<sup>1)</sup> 풍력 발전기의 구성품중 회전날개는 풍력을 기계적 힘으로 변환시키는 핵심부품이며 동적 균형 및 구조적 피로효과를 최소화하기 위해 보통 3개를 사용하는 것이 일반적이다.<sup>1)</sup> 또한 대형화되면서 종래의 목재나 금속재는 구조적 강도, 강성 및 피로수명, 경제성 등을 만족시키지 못하게 되었고, 이를 위해 복합재료의 사용이 불가피하게 되었다.<sup>2)</sup> 풍력터빈 회전날개용 복합재료로는 E-glass/Epoxy, Carbon/Epoxy, Wood/Epoxy 등 여러 가지가 있으나 이중 경제적이면서 성능 또한 우수한 E-glass/Epoxy 가 일반적으로 많이 사용되고 있다.<sup>2)</sup>

중형 풍력발전 시스템용 회전날개의 공력형상은 종래의 NACA계열이나 이를 개선한 SERI계열 등 사용목적에 따라 특수한 익형이 사용되며, 외형은 테이퍼져있는 것이 일반적이다.<sup>1)</sup>

회전날개의 설계에 있어 중요한 개념은 'Stiff' 하게 하느냐 또는 'Soft' 하게 하느냐 인데 'Stiff' 한 개념은 비정상하중이 바로 피로파괴에 유도될 수 있어 비교적 설계가 용이하지만, 무겁게 설계되는 단점이 있어, 현재의 발전 추이는 경량화에 효과적인 'Soft' 한 추세로 나가고 있다. 하지만 'Soft' 한 설계개념은 비정상하중이 피로파괴에 직접 유도되지 않고 대변형으로 인한 비선형 설계되므로 상당히 어렵게 된다.<sup>4),9),11)</sup> 복합재 풍력터빈 회전날개의 제조방법으로는 Contact Molding, Prepreg Molding, Tape 또는 Filament Winding 과 Resin Transfer Molding 등이 있다.<sup>2),3),10)</sup>

본 연구에서의 500Kw급 중형 풍력터빈용 복합

재 회전익은 국내에선 최초 개발이기 때문에 경험이 부족하므로 개발위험을 최소화하면서도 가능한 한 최신기술을 수용하는 방향으로 설계하였다.<sup>17)</sup>

공력설계는 설치될 장소의 풍황분석을 통하여 정격풍속을 결정하였고, 레이놀즈수, 최대양력계수, 실속반음각, 최대양항비, 최대두께 등의 특성이 비교적 양호한 FX S 03-182 에어포일을 이용하여, 각 단면의 시위길이를 선형적으로 변화시켜 제작이 용이하도록 하였다. 한편 Betz 'Theory 및 Glauert' Vortex Theory<sup>6)</sup> 등의 이론을 이용한 자체 설계 프로그램을 개발하여 공력설계 및 성능해석을 수행하였으며, 시동풍속 및 정격풍속에서 요구출력 만족여부를 검토하였다.

구조설계는 'Stiff' 와 'Soft' 를 절충한 개념을 적용하였고, 구조적 형상은 Shell-Spar 구조를 갖되 깃 끝부분으로 갈수록 두께가 얇아지도록 하여 경량화에 주력하였다. 허브와의 연결부위는 기존 풍력시스템의 활용측면에서 프렌지 방식이 채택되었다. 사용재질은 국내업체에서 제조하여 그 물성이 입증된 E-glass/Epoxy를 사용했으며, 제조방법으로는 Prepreg lay-up molding 방법을 고려하였다.<sup>2),3),10)</sup> 구조해석은 유한요소법을 이용하여 적절한 변형량과 비틀림 각을 해석하여 설계요구조건 적합여부를 확인했으며, 모달해석을 통해 회전날개 및 타워의 고유진동수와 진동모우드를 구해 공진 여부를 검토하였으며,<sup>5),9),13)</sup> 단순화한 S-N 방법을 이용하여 요구 피로수명 20년을 만족하는지 여부가 검토되었다.

## 2. 공력설계

### 2.1 풍황 분석 및 정격풍속

풍력발전 시스템은 풍력을 이용하여 전력을 얻

는 것이므로 출력에 미치는 풍력의 영향은 절대적이며 풍황분석은 풍차의 크기 및 정격풍속을 결정하는데 중요한 요소이다. 풍속 분포를 예측하기 위하여 비교적 잘 맞는 것으로 알려진 다음의 Weibull 확률분포식을 이용한다.<sup>6),15)</sup>

$$f(V) = (k/c)(V/c)^{k-1} \exp(-(V/c)^k) \quad (1)$$

본 연구의 풍차가 설치될 전남 무안 근처인 목포에 대하여 (1)식의 각계수의 값은  $c=4.27$ ,  $k=1.47$ ,  $\bar{V}=3.8$  m/s로 측정되어 알려져 있다. 풍속은 고도 및 지면상태에 따라 달라지므로 고도 10m에 대하여 측정된 식(1)에 고도 및 지면상태에 대한 수정을 가하여 Fig. 1의 풍속 확률분포도를 얻을 수 있다. 풍속에 따른 풍력발전기의 연간 출력은 다음의 정격출력의 근사식에 의해 구할 수 있으며, 여기에 풍속분포를 곱하여 Fig. 2와 같은 풍차의 연간출력 밀도를 구할 수 있다.<sup>15)</sup>

$$Pr \approx 0.2 D^2 V_r^3 \quad (2)$$

여기서,  $Pr$  = 풍차의 정격출력,  
 $D$  = 풍차깃의 직경,  
 $V_r$  = 정격풍속.

Fig. 1과 Fig. 2는 목포지방의 풍속확률분포를 이용하여 작성한 결과이다. Fig. 2를 살펴보면 연간출력 밀도가 가장 큰 정격풍속은 12m/s임을 알 수 있다.

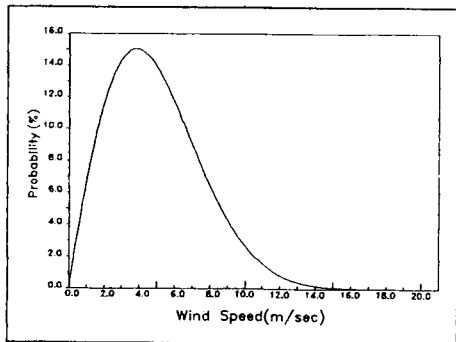


Fig. 1 Wind speed distribution by weibull model

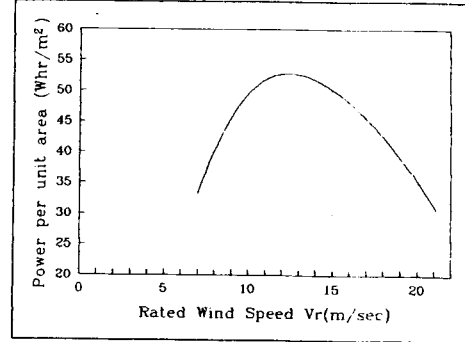


Fig. 2 Annual power density with variation of rated wind speed

### 2.2 고출력 풍차의 개념설계

본 연구의 대상인 풍차의 정격출력은 500Kw급이므로 발전기 효율, 동력전달 계통의 기계적 마찰 등을 고려하여 공력설계를 위한 출력을 650Kw로 하였다. 회전날개의 직경은 (2)식을 이용하여 42m로 하였고, 회전속도는 발전기와 풍차의 회전속도비를 40:1로 하여 6극발전기를 사용하였을 때 30rpm으로 결정하였다. 설계 깃 끝 속도비  $\lambda_0$ 는 6.0에서 0.5간격으로 증가시키면서, 설계된 형상에 대한 공력해석을 통하여 가장 합리적인 값을 선정하였다. 본 연구의 대상인 풍차 깃의 레이놀즈수는  $Re = \frac{\rho V D}{\mu} = 0.5 \sim 4.5 \times 10^6$ 이다.

여기서,  $\mu$  = 공기의 점성계수,  $\rho$  = 공기의 밀도,  $V$  = 풍속,  $D$  = 풍차깃의 직경.

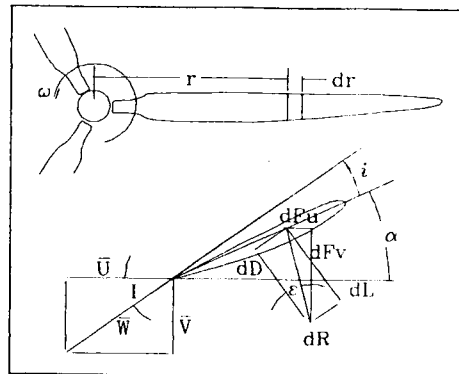


Fig. 3. Force vector relation of rotor blade element

여러 가지 에어포일의 양항특성을 고려한 결과 레이놀즈수의 변화에 대한 양력의 변화가 적고, 최대양력계수가 크며, 실속받음각이 비교적 크고, 양항비가 비교적 크면서 에어포일의 두께가 두꺼운 저속에어포일인 FX S 03-182를 깃 단면의 에어포일로 선정하였다.

에어포일이 선정되면, 식(3)에 의해 깃 하중을 구한다.

$$C_l b l = \frac{16\pi}{9} \frac{r}{\lambda \sqrt{\lambda^2 + 4/9}} = \frac{16\pi}{9} \frac{R}{\lambda_0 \sqrt{\frac{r^2}{R^2} \lambda_0^2 + \frac{4}{9}}}$$

여기서,  $\lambda = \lambda_0 \frac{r}{R}$ ,  $\lambda_0 = \frac{U}{V}$ , b=회전날개의 수

l=시위길이, R=회전날개의 반경, r=회전중심에서 임의 단면까지의 거리,  $\lambda_0$ =설계 깃 끝 속도비,  $\lambda$ =회전중심에서 거리 r 일때의 깃 끝 속도비 (3)

깃 하중이 계산되면, 깃 각(Setting angle)은 다음과 같이 구해진다.

$$\cot I = \frac{3}{2} \lambda = \frac{3}{2} \lambda_0 \frac{r}{R}, \quad i = I - \alpha \text{ 이고}$$

$$C_l = f(i) \text{ 및 } \tan \varepsilon = \frac{C_l}{C_d} = g(i) \text{의 관계는}$$

에어포일 실험자료에서 구할 수 있으므로 깃 각은 (3)식으로부터 다음과 같이 구해진다.

$$\alpha = f(i_{opt}, l, \lambda_0, \frac{r}{R}, b) \quad (4)$$

또는  $H = 2\pi r \tan(\alpha + i)$ , 즉  $r \tan \alpha = const.$

( $H = const.$ )와 같이 깃 각(Setting Angle)이 알려진 경우 깃 시위길이는 다음과 같이 구해진다.

$$l = f(i_{opt}, H, \lambda_0, \frac{r}{R}, b) \quad (5)$$

여기서,  $i_{opt}$  는 양항비 ( $C_l / C_d$ )가 최대가 되는 받음각(Optimal angle of incidence) 이다.

Fig. 4는 깃 끝 속도비에 따른 회전날개의 형

상이며, Table. 1은 Fig. 4에 대한 형상자료 및 성능설계결과 이고, Table. 2는 깃 끝 속도비 7.5로 설계된 회전날개에 대한 공력하중이다.

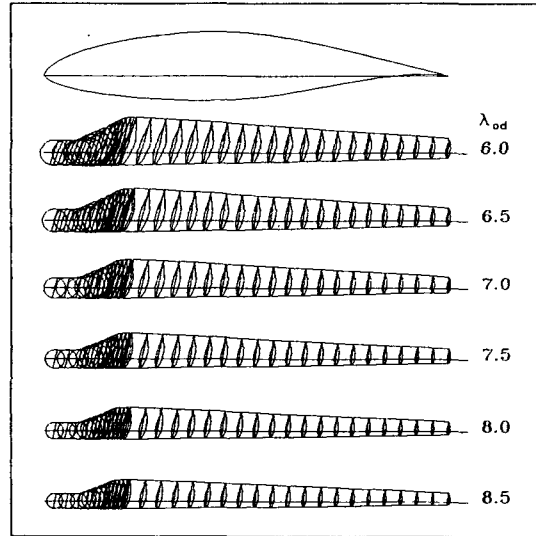


Fig. 4 Blade airfoil configuration vs. tip speed ratio

Table. 1 Blade airfoil configuration and aerodynamic performance design result

Design Tip Speed Ratio ( $\lambda_{0a}$ )	Root Chord Length ( $C_R$ , mm)	Tip Chord Length ( $C_T$ , mm)	Rated Power (Kw)	Twist Angle (deg.)
6.0	2814.0	1125.6	696.0	14.6
6.5	2520.0	1008.0	692.0	13.1
7.0	2247.0	898.8	675.2	11.7
7.5	2037.0	814.8	647.2	10.5
8.0	1827.0	730.8	613.5	9.40
8.5	1659.0	663.6	577.8	8.43

Table. 2 Aerodynamic force(Share force)

Station	Aerodynamic Force (Share Force) [Unit : KN]			
	Normal Running	20 m/s Gust	30 m/s Gust	65 m/s Storm
0.2	1.19	3.92	5.76	21.31
0.3	2.68	4.83	7.56	19.48
0.4	3.02	5.53	8.88	18.00
0.5	3.57	6.27	9.95	16.34
0.6	4.14	7.00	10.72	14.69
0.7	4.65	7.40	10.86	13.03
0.8	5.04	7.73	10.89	11.37
0.9	5.26	7.86	10.79	9.72
1.0	0.54	0.78	1.06	0.88

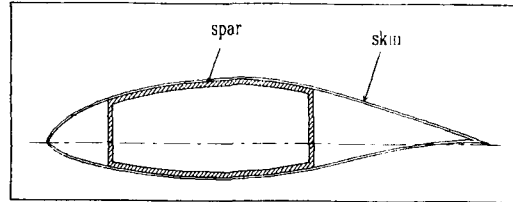


Fig. 5 Structural design of rotor blade

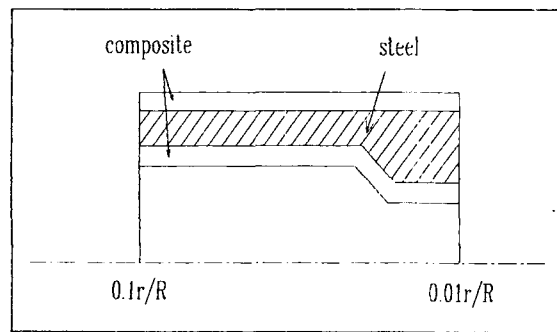


Fig. 6 Structural design of hub (from root to 0.1R)

### 3. 구조설계

설계요구조건에 적합한 공기역학적 형상설계가 완료되면, 이 형상을 구조적으로 안정된 설계를 위해 유사구조형상, 재질, 제작방법등을 고려하여 구조적 개념설계를 수행한 후, 공력해석에서 얻어진 하중을 바탕으로 잘 알려진 상업적 유한요소코드인 NISAII를 이용하여 정적응력해석, 모달해석을 통해 구조적 안전도를 확보하고, 20년 이상의 피로수명을 확보하기 위해 피로수명을 계산한 후 구조설계를 확정한다.<sup>14),17)</sup>

#### 3.1 구조 개념 설계

회전날개는 허브와 깃으로 구분할 수 있으며, 0.2  $\frac{r}{R}$  까지를 허브로 고려하였다. 깃의 구조설계는 유사 구조형상 자료나 간단한 구조설계 관련식을 이용하여 Fig. 5와 같이 Skin-Spar형태에 비교적 적은 변위를 허용하는 'Stiff'한 구조를 갖도록 충분한 두께로 일차설계하였다. 다음으로, 일차 설계된 구조를 가지고 구조해석을 수행하였으며, 그 결과를 검토하여 어느정도 변위를 허용하

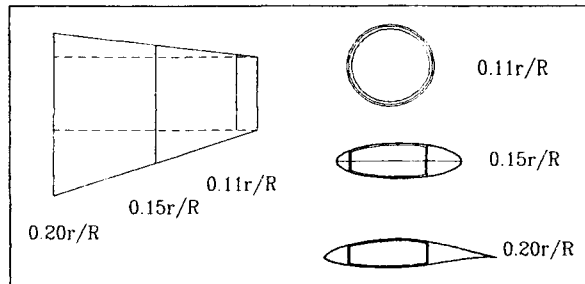


Fig. 7 Structural design of hub (from 0.1R to 0.2R)

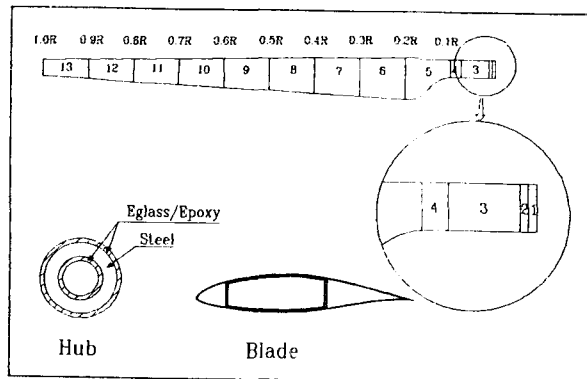


Fig. 8 Structural Design for Wind Turbine Rotor Blade

는 'Soft'한 개념으로 두께를 조절하는 순으로 진행되었다.

허브의 구조는 원형단면을 가지는  $0.1 \frac{r}{R}$ 까지는 Fig. 6과 같이 복합재료에 금속재를 삽입시켜 충분한 구조적 강도와 허브축과의 연결성을 갖도록 했고,  $0.1 \frac{r}{R} \sim 0.2 \frac{r}{R}$  부분은 복합재료만을 사용하여 Fig. 7과 같이 스파의 모양을 원형단면에서 사각형 단면으로 선형적으로 변화 시켰다.

최종 설계된 회전날개의 구조형상은 Fig. 8과 같고, 각 Station에 대한 두께 변화는 Table. 3과 같다. 여기서, 사용재질은 E-glass/Epoxy 적층섬유를 고려하였고, 제조방법으로는 적층법을 고려하였다.

Table. 3 Structural thickness configuration of rotor blade

Station	Thickness(mm)	Material	Part
1	20t/85t/20t	GRP/Steel /GRP	Hub
2	20t/32t/20t		
3	20t/20t/20t		
4	40t/20t	Spar GRP/Skin GRP	Blade
5	20t/13t		
6	20t/7t		
7	17t/7t		
8	14t/7t		
9	10t/7t		
10	6t/7t		
11	2t/7t		
12	2t/7t		
13	2t/7t		

3.2 유한요소해석 이론

구조해석에 사용된 유한요소 코드는 상업용 코드로서 잘 알려진 NISAI<sup>14)</sup>이고, 이중 사용된 요

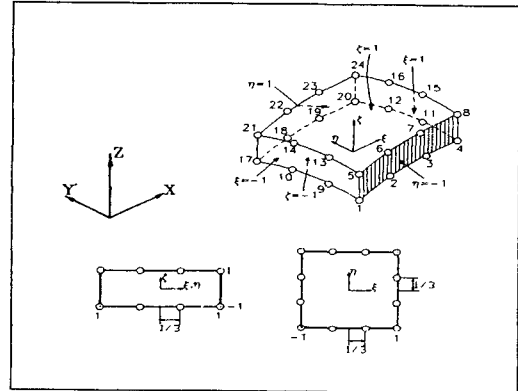


Fig. 9 Three-dimensional isoparametric lamina element

소는 Fig. 9와 같이 24개 절점을 가지는 3-D Lamina 요소가 사용되었다. 복합재료 적층판의 파손이론은 Tsai-Wu 파손이론과<sup>18)</sup> Tsai-Hill 파손이론<sup>18)</sup> 및 최대응력 파손이론이<sup>18)</sup> 사용되었으며, Tasi-Wu 파손이론은 식(6)과 같다. 또한 고유치 문제 해석에는 Accelerated Subspace Iteration 방법이 사용되었다.

$$1 = F_1 \cdot \sigma_x + F_2 \cdot \sigma_y + F_{11} \cdot \sigma_x^2 + F_{22} \cdot \sigma_y^2 + F_{33} \cdot \tau_{xy}^2 + F_{12} \cdot \sigma_x \cdot \sigma_y \tag{6}$$

여기서,

$$F_1 = 1/FXT - 1/FXC, F_2 = 1/FYT - 1/FYC, F_{11} = 1/(FXT \cdot FXC), F_{22} = 1/(FYT \cdot FYC), F_{33} = 1/FS_2$$

$\sigma_x$ : 섬유방향 응력

$\sigma_y$ : 섬유직각방향 응력

FXT, FXC: 섬유방향인장, 압축과피응력

FYT, FYC: 섬유직각방향인장, 압축과피 응력

3.3 피로수명 계산

피로수명은 식(7)에 의해 피로 사이클(N)을 계산한다. Fig. 10에서 사용 재질에 대한 강도를 예측하였고, Tsai-Wu 및 Tsai-Hill 파괴이론을 적용하여 요구 피로수명 20년을 만족하기 위한, 안전계수(Safety Factor)를 결정하였다.

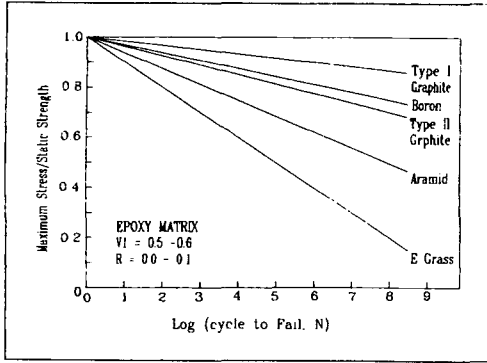


Fig. 10 S-N curve for composite material

$$N = 60.0 \times K \times \omega \times Hop \times t \quad (7)^2$$

여기서,  $K$ : 1 cycle event / revolution  
 $\omega$ : rotor speed ( 30.0 rpm )  
 $Hop$ : 4000 hours / year  
 $t$ : life time ( 20.0 years )

계산된 사이클은 20년을 기준으로 했을 때  $1.4 \times 10^8$ 이며, 20년 후의 E grass에 대한 강도는 약 0.2임을 알 수 있다. 즉 20년 이상의 수명을 갖기 위한 안전계수는 적어도 5 이상이 되어야 한다.<sup>1),2),7),8),12)</sup>

#### 4. 성능해석 및 결과 검토

##### 4.1 공력해석결과<sup>6)</sup>

풍차의 동력은 다음식에 의해 계산된다.

$$P = \frac{1}{2} \rho C_p (\pi R^2) V_1^3 \quad (8)$$

전체동력계수는 local power coefficient를 다음과 같이 적분하여 구할 수 있다.

$$C_p = \frac{2b}{V_1 \lambda_0^2} \int_{r_0}^R C_p \lambda dr \quad (9)$$

여기서, local power coefficient는 (10)식과 같이 선회속도비( $h$ ) 및 축방향속도비( $k$ )의 함수로 주어진다.

$$C_p = \lambda^2 (1+k)(h-1) \quad (10)$$

여기서,  $\omega$  = 날개의 회전속도,  $\Omega$  = 회전날개 후류의 회전속도 증가,  $V_1$ =회전날개를 통과하기 이전의 풍속,  $V_2$ =회전날개를 통과한 이후의 풍속,

$$\omega + \Omega = h\omega, \quad h > 1.0$$

$$V_2 = kV_1, \quad k < 1.0,$$

Fig. 11은 깃 끝 속도비 7.5로 공력설계된 회전날개에 대하여 깃 각 및 풍속변화에 따른 출력곡선을 나타낸다. 여기서, 4m/s에 출력 약 30Kw 정도로 시동 가능함을 확인할 수 있고, 정격풍속 12m/s에서는 약 650Kw의 정격출력을 얻을 수 있으며, 정지풍속 20m/s까지는 회전날개의 깃 각을 제어하여 정격출력을 유지할 수 있다.

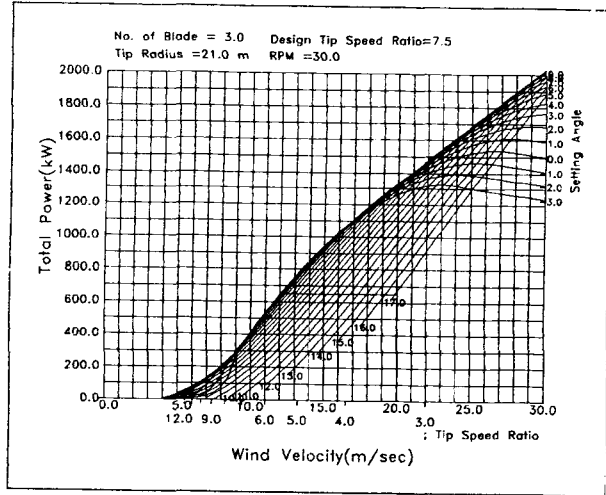


Fig. 11 Performance analysis results of wind turbine rotor blade with variation of setting angle

##### 4.2 구조해석의 결과

Table. 4는 각 하중상태에 따른 유한요소 정적 해석결과이며, Table. 5는 최대응력 파피이론에 의한 파피 기준이다. Table. 5에서, 1일 경우 파피가 일어나며, 돌풍을 고려한 최대 cut-out speed인 20m/s풍속에서 0.216 즉 안전율 4.6정도가 되며, 30m/s풍속에서 0.316(S.F. 3.2), 정지시 태풍인

65m/s 풍속에도 0.324(S.F 2.6)가 되어 구조강도의 안전성이 확보된 구조를 가지며, 정상 속도인 12m/s~20m/s에서도 0.2이하(S.F 5이상)이므로 요구수명 20년 이상을 확보 할 수 있을 것으로 판단된다. 비틀림각 또한 1.3°로서 적절한 값을 갖는 것을 알 수 있다.

Fig. 12, 13은 유한요소 해석을 위한 타워와 블레이드의 Mesh를 나타내며 블레이드는 924개의 요소와 840개의 절점, 타워는 640개의 요소와 681개의 절점으로 모델링 되었다. Fig.14, 15는 30m/s 돌풍을 고려한 유한요소 응력 및 변위해석 결과를 보여주고 있다. Fig. 16은 유한요소법에 의해 해석된 회전날개 및 타워의 고유진동수와 진동 모드에 대한 Campbell선도를 나타내며 1, 2, 3차의 Flap mode와 lead lag mode 모두 공진이 일어나지 않음을 확인하였다.<sup>5),13)</sup>

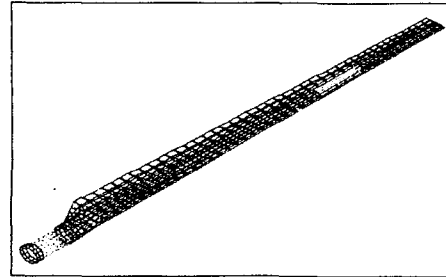


Fig. 12 Mesh generation of blade

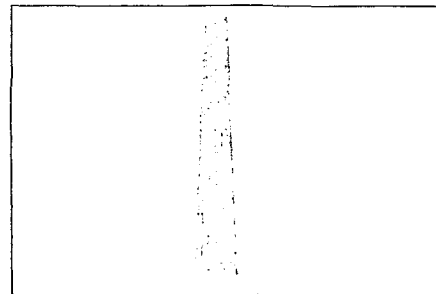


Fig. 13 Mesh generation of tower

Table. 4 Result of structural analysis

Case of Analysis	Analysis Result		Max. Disp. (m)	Max. Dist. (deg)
	Max. Stress (Mpa)			
	Ten.	Com.		
12 m/s	39.0	40.3	1.5	1.2
20 m/s	61.1	66.8	2.33	1.94
30 m/s	85.3	97.8	3.25	2.6
65 m/s	103.7	118.8	3.44	-

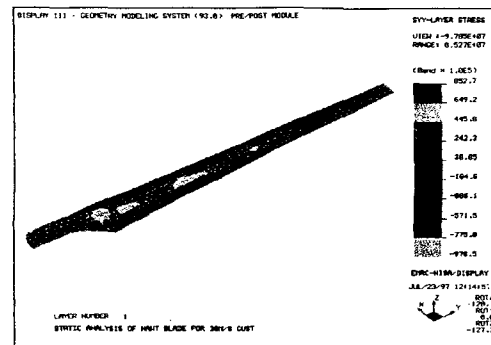


Fig. 14 Stress analysis result

Table. 5 Failure criterion

Case of Analysis	Failure Criterion	Maximum Stress	Tsai -	Tsai -
		Syy/allow	Wu	Hill
12m/s		0.13 (S.F. 7.7)	0.03	0.12
20m/s		0.216 (S.F. 4.6)	0.08	0.19
30m/s		0.316 (S.F. 3.2)	0.17	0.27
65m/s		0.384 (S.F. 2.6)	0.27	0.33

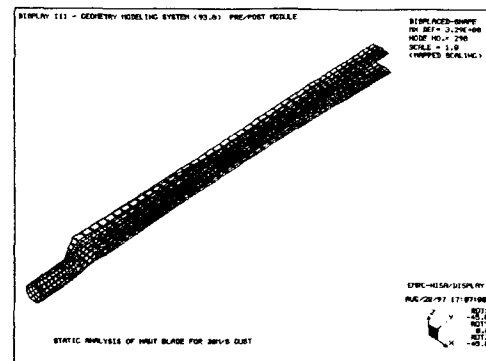


Fig. 15 Displacement analysis result



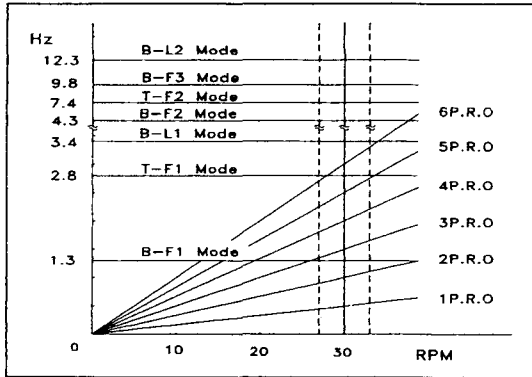


Fig. 16 Campbell diagram of blade and tower

날개 중량계산 결과는 2,800Kg으로 기존의 서구에서 개발된 복합재 날개와 유사함을 확인하였다.

## 5. 결 론

본 연구를 통해 550Kw급 중형 수평축 풍력발전용 복합재 회전날개의 공력 및 구조설계 절차가 확립되었고, 공력성능해석 결과를 살펴보면 시동 풍속 4m/s에서 약 30Kw, 정격풍속인 12m/s에서 약 650Kw의 출력을 얻을 수 있었다. 한편 구조해석 결과는 정상작동시에 안전계수 약 6정도로 20년 이상의 피로수명을 충분히 확보할 수 있었으며 20%돌풍에 대해서도 안전계수 약 4.5정도로 안전한 설계로 판단된다. 30%돌풍과 65%폭풍은 실제로 거의 발생하기 힘든 상황이므로 피로수명에는 큰 영향을 주지 못하지만 극단적인 상황에서의 안전을 확보하기 위해 해석을 수행한 결과 안전계수는 각각 30%돌풍에서 3, 65%폭풍에서 2정도로 안전함이 확인되었다.

유한요소 모달해석 결과를 살펴보면 회전날개의 진동모우드는 1차 1.3Hz, 2차 3.4Hz, 3차 4.3Hz, 이고 사용될 타워의 고유진동수는 2.8Hz이므로 운용범위인 0.5Hz에서는 회전날개 및 타워와의 공진이 발생하지 않을 것으로 생각된다.

추후 회전날개 허브 연결부위의 상세한 조인트 해석, 대변형으로 인한 비선형해석, 허브의 금속재 삽입부위 전단편에 의한 핀 구멍 주위의 응력해석, 운용시 소음감소를 위한 회전날개 끝부분의

형상설계, 대량생산을 위한 제작방법 개선 등의 연구가 수행될 계획이다.

## 참 고 문 헌

1. Spera, D. A. "Wind Turbine Technology", ASME Press, pp.488~589, 1994
2. Dieter, G. E. et al., "Assessment of Research Needs for Wind Turbine Rotor Materials Technology", National Academy Press, pp.5~65, 1991
3. Mayer, R. M. et al., "Design of Composite Structural Against Fatigue Application to Wind Turbine Blades", Antony Rowe Ltd, pp.1~14, 1996
4. Quarton, D. C. et al., "Wind Turbine Design Calculations the State of the Art", European Union Energy Conference, Gothenberg, 1996
5. Garad, A. D., "Dynamics of Wind Turbines", IEE Proc., Vol.130, Pt.A, No.9, 1983
6. IEC 1400-1, "Wind Turbine Generator System-Part I", Safety Requirement, First Edition, 1994
7. Gourieres, D. L. "Wind power Plant", Pergamon press, 1982
8. Finger, R. W., "Methodology for Fatigue Analysis of Wind Turbines", Proceedings, Windpower, 85 Conference, SERI/CP-217-2902, American Wind Energy Association, pp.52~56, 1985
9. Miner, M. A. "Cumulative Damage in Fatigue", Journal of Applied Medantics, Vol.12, pp.A-159~164, 1945
10. Belvin, K. W. et al., "Structural Tailoring and Feedback Control Synthesis", Proceeding, 29th, Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, AIAA No 88-2206, pp.1~8, 1988
11. Gewehr, H. W., "Development of Composite

- Blades for Large Wind Turbines”, 3rd International symposium of Wind Energy Systems, 1980
11. Shirk, M. H. et al., “Aeroelastic Tailoring - Theory, Practice and Promise”, Journal of Aircraft, Vol.23, No.1, pp.6~18, 1986
  12. Reifsnider, K. F., “Fatigue of Composite Materials”, Elsevier, 1991
  13. Bauchau, O. A. et al., “Finite Element Based Modal Analysis of Helicopter Rotor Blades”, Veronica, Vol.13, pp.197~206, 1989
  14. EMRC, “NISAI. User’s Manual”, Version 5.2, 1992.
  15. Golding, E. W. and Harries, R. I., “The Generation of Electricity by Wind Power”, E. and F.N. Spon Ltd., London, 1977. Chapter 2.
  17. 공창덕, “귀국보고서 - 종합풍력터빈 시스템 기술조사”, 1997
  18. 이대길, “복합재료 역학 및 가공론”, 성안당, pp.103~124