좌굴 및 비선형성을 고려한 중형 수평축 풍력터빈용 샌드위치 복합재 회전날개의 설계 개선에 관한 연구

공창덕* · 오동우** · 방조혁**

Stress Analysis of Composite Rotor Blade with Sandwich Structure for Medium Class HAWT

C. D. Kong* · D. W. Oh** and J. H. Bang**

ABSTRACT

The exhaustion of fossil fuels and serious environmental pollution put the concern about non-po llution energy into the world. On the developments of technology, wind energy has been spotlighted as a non-pollution energy in many countries. This study has carried out the aerodynamic and structural design procedure of the lightweight composite rotor blades with an appropriate aerodynamic performance and structural strength for the 500kW medium class wind turbine system. The previous design, which is shell-spar structure, is redesigned to shell-spar- sandwich structure for light weight. Large deformation problem from light weight is examined by non-linear analysis. Local buckling occurred under lower stress than failure stress. The buckling analysis is accomplished to confirm the safety of the composite blade. The stress analysis around pin hole joint part at hub is carried out and it is confirmed that the pin hole is not failed. The results show that the resonance of redesigned blade does not happen in operation range.

초 록

풍력에너지는 자연의 에너지를 이용하므로써 환경문제와 경제적 측면에서 다른 대체 에너지보다 훨씬 유리하여 세계여러나라에서 각광을 받고 있다. 경제적인 이유로 풍력발전을 위한 회전날개가 대형화 되고 있으며, 경량화를 위해 복합재 구조등의 첨단 항공기술이 적용되고 있는 추세이다. 본 연구에서는 500kW급 중형 풍력 발전시스템을 개발함에 있어, 적합한 공력 성능을 갖는 경량화 복합재 회전날개의 개선 설계를 수행하였다. 회전날개의 경량화를 위해 기 설계된 쉘-스파 구조물을 쉘-스파-샌드위치 구조

*조선대학교 우주항공공학과(Chosun University, Dept. of Aerospace Engineering)
**조선대학교 대학원 우주항공공학과(Chosun University, Graduate School)

물로 설계를 수정하였고, 배선형 해석을 통해서 경량화에 따른 대변형 문제를 검토하였으며, 파괴응력보다 낮은 상태에서 발생되는 국부좌굴에 의한 구조물의 안전성을 검토하였다. 또한, 허브의 금속재 삽입부분의 전단핀에 의한 핀 홀 주위의 응력해석을 수행하여 충분히 안전함을 확인하였고, 수정 설계된 구조물이 운용구간내에서 공진이 발생하지 않음을 확인하였다.

1. 서 론

풍력발전 시스템은 주변 기술의 눈부신 발달로 점점 대형화되어가고 있는 추세이며, 500kW급 이상의 중대형 시스템의 경우 성능 및 구조적 효율성 때문에 수평축 형태가 주를 이루고 있다.[1] 회전날개가 대형화 되어감에 따라 종래의 목재나 금속재는 구조적 강도, 강성 및 피로수명과 경제성등을 만족시킬 수 없게 되었다. 이를 위해 복합재료의 사용이 불가피하게 되었는데 사용되어지는 복합재료로는 E-Glass/Epoxy, Carbon/Epoxy 및 Wood/Epoxy등이 있으며 이중 경제성과 성능이 뛰어난 E-Glass/Epoxy가 선호되고 있다.[2] 중형 풍력발전 시스템용 회전날개의 에어포일로는 장기간의 사용으로 먼지나 곤충에 의한 성능저하를 막기 위해 주로 SERI계열 및 FX S계열이 사용된다. 본 연구에서는 설치될 장소의 풍황분석을 통하여 정격풍속을 결정하고, 레이놀즈 수, 최대양력계수, 실속받음각, 최대양항비 및 최대두께비등의 특성이 비교적 양호한 FX S 03-182에어포일을 사용하여 각 단면의 시위길이를 선형적으로 변화시켜 제작이 용이하도록 설계하였다.

지금까지 연구된 복합재 회전날개에 대한 구조 설계는, 비정상하중이 바로 피로파괴에 유도될 수 있어 설계가 용이한 반면 무겁게 설계되는 단점을 지닌 'Stiff'설계개념과 경량화에는 효과적이지만 비정상 하중이 피로 파괴에 직접 유도되지 않고 또한 대변형으로 인한 비선형 설계를 고려해야 하는 'Soft' 설계개념을 절충하여 구조적 형상이 쉘-스파 구조를 갖되 끝부분으로 갈수록 두께를 얇게 설계하여 불필요한 무게를 줄이는 방안을 사용하였다. 그러나 계산된 회전날개의 무게가 약 2.8ton으로 이는 서구의 기존 회전날개보다 다소 무거워 발전기 허브축등의 기존 풍력 발전 시스템을 활용하기 위해서는 경량화 시킬 필요가 있으며, 계산된 변위가 각 하중 조건에 따라 1.5m~3.4m로 비교적 크게 발생하여 대변형으로 인한 비선형 해석 문제를 검토하여야 한다는 문제가 대두되었고, 구조물의 파괴응력보다 낮은 응력상태에서 발생되는 국부좌굴 문제는 구조물의 안전도 계산에 반드시 검토되어야 한다는 문제가 대두되었다.[4)9)11)19)] 또한, 선 수행된 해석 절차에서 허브의 금속재 삽입 부분의 전단핀에 의한 핀 홀 주위의 응력해석이 생략되었다. 따라서, 본 연구에서는 회전날개 표피에 발생하는 국부좌굴의 방지 및 회전날개의 경량화를 위해 표피 안쪽에 허니컴을 적층하여 쉘-스파 구조에서 쉘-스파-하니컴 구조로 설계를 수정하여 국부좌굴강도를 개선하였으며, 대변형으로 인한 비선형 문제 및 핀 홀 주위의 응력해석을 수행하여 안전성을 검토하였다. 또한 변경된 구조물에 대해 운용구간내에서의 공진 여부 등을 검토하였다.

2. 상세구조해석

2.1 개념 설계 배경

설계 변경전 회전 날개의 구조 설계 및 형상이 Fig. 1 및 Table 1에 나타나 있다. 응력해석 결과 블레이드의 무게가 2.8ton으로 서구의 블레이드와 비교하여 다소 무거운 경향을 띠고 있으며 각 하중에 따라 변위가 최고 3.4m로 비교적 크게 발생한다. 따라서, 변위에 의한 타워와의 충돌 가능여부를 판단하기 위한 비선형 해석이 반드시 수행되어져야 한다. 쉘-스파 구조의 경우 국부 좌굴에 대한 좌굴강도비가 0.632로 낮게 나타났다. 따라서,회전날개의 표피에 발생하는 국부좌굴을 방지하기 위해 표피의 안쪽에 하니컴을 적층하였고, 스파의 Web부위가 구조적으로 굽힘하중보다는 전단력을 받아주기 때문에 큰 응력이 걸리지 않으므로 섬유의 적층두께를 줄이는 방향으로 설계를 수

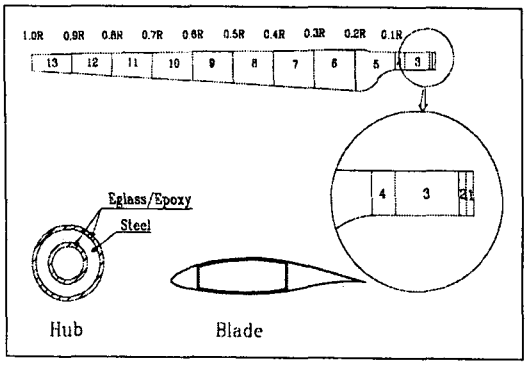

Fig. 1. Blade configuration without honeycomb

Table 1. Thickness of blade without honeycomb

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		

정하였다. 또한, 선 수행된 설계의 결과는 직조 유리섬유를 사용하여 20년 이상의 피로수명을 만족하면서 최대한 경량화 할 수 있도록 설계되었으나 구조해석 결과에서 여러 가지 문제점이 발생하므로, 재질을 변경하지 않으면 만족스러운 결과를 얻기 힘들 것으로 판단되어 직조섬유보다 성능이 더 우수한 것으로 알려진 일방향 유리섬유를 사용하여 표피는 비틀림에 효과적인 +45°/-45° Sym.으로 적층하고 스파는 굽힘하중을 담당할 수 있도록 0°/0°/0°/0°/0°/0°/+45°/-45° Sym.으로 수정 설계하였다. Fig. 2와 Table 2는 설계보완된 회전 날개의 구조적 형상

Table 2. Thickness and material of blade with honeycomb

Station	Thickness (mm)	Material
0.025R~0.035R	20t/85t/20t	GRP/Steel/GRP
0.035R~0.039R	20t/20t/20t	
0.039R~0.100R	20t/10t/20t	
0.1R~0.2R	25t/5t (20t)	Spar GRP/Skin GRP (Honeycomb)
0.2R~0.3R	25t/5t (20t)	
0.3R~0.4R	23t(4t/12,5t/4t)/5t(20t)	Spar GRP (Web:GRP/Honeycomb./GRP/Skin GRP (Honeycomb)
0.4R~0.5R	20t(4t/12,5t/4t)/5t(20t)	
0.5R~0.6R	18t(4t/12,5t/4t)/5t(20t)	
0.6R~0.7R	18t(4t/12,5t/4t)/5t(20t)	
0.7R~0.8R	18t(4t/12,5t/4t)/5t(20t)	
0.8R~0.9R	18t(4t/12,5t/4t)/5t(20t)	
0.9R~1.0R	18t(4t/12,5t/4t)/5t(20t)	

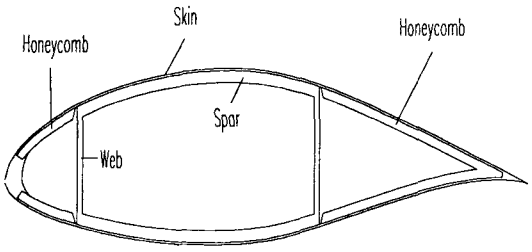

Fig. 2. Blade configuration with honeycomb

을 나타내고 있으며 그림에서와 같이 Skin과 Web 부위에 각각 Nomex honeycomb 및 Al honeycomb구조를 사용하였다.

2.2 핀 홀주위의 응력 해석

일반적으로 복합재료 구조물의 연결부위는 구조적으로 가장 취약한 부분이 되기 때문에 복합재 구조물의 구조적 효율은 구조 자체보다는 접합부에 의해서 결정이 된다. 따라서 접합부의 설계와 제작은 매우 중요한 연구분야가 되고 있다. 복합재료의 접합방법은 기계적인 방법과 접착제에 의한 접합 방법으로 크게 나눌 수 있는데 본 설계에서는 회전날개와 허브의 결합이 기계적 결합으로 이루어지도록 설계되었다. 기계적인 방법으로 결합된 구조물 결합부위의 강도예측은 복합재료 구조물 설계과정에서 필수적으로 수행되어져야 하는데 이러한 기계적 결합의 강도예측에 대한 여러 가지 방법이 제안되었고,[14][15][16] 이중 본 연구에 사용한 핀 홀 주위의 구조해석에 관한 방법이 기 발표한 논문을 통해 확인되었다.[22] 본 연구에서는 8열 3단(총24개)의 직경 20mm의 전단핀을 적용하였으며 이때 핀 홀 전체에 작용하는 하중은 식(1)로부터 구한다.

$$F_{total} = F_c + F_g + F_b \tag{1}$$

여기서 F_c=원심력, F_g=자중 및 F_b=공력에 의한 압축력을 나타난다. 홀 주위에 분포되는 하중은 식(2)에 의해 계산되며 이 때의 경계조건 및 $\Delta\theta$ 는 Fig. 3에서 보여주고 있다.

$$F_i = F_{total} \times \frac{Cos(i\nabla\theta)}{\sum_{i=0}^{n} Cos(i\nabla\theta)} \tag{2}$$

본 연구에서 사용한 파손기준은 Yamada-Sun파손 기준을 사용하였고, 특성길이는 PSC(Point Stress Criterion)정의를 사용하였다.[8] 이것은 베어링강도 예측에 중요한 부분을 차지한다. 식(3)은 Yamada-Sun파손 기준을 나타낸다.

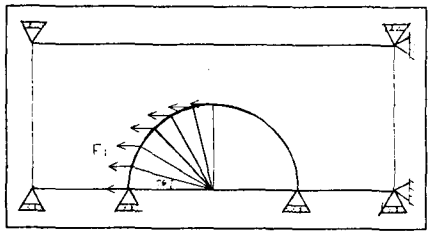

Fig. 3. B.C. for pin strength analysis

Table 3. Failure mode

Range	Failure mode
$0^o < \theta_{fail} < 15^o$	Bearing failure
$30^o < \theta_{fail} < 60^o$	Shear - out failure
$75^o < \theta_{fail} < 90^o$	Net - Tension failure

$$\left(\frac{\sigma_l}{X}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{lt}}{S}\right)^2 = e^2 \quad e >= 1 : \text{Failure} \tag{3}$$

여기서, σ_l : 섬유방향의 축응력, X : 각 층의 축방향 인장 강도, τ_{lt} : 섬유방향의 전단응력 및 S : 레일전단강도를 의미한다. 이 기준은 시편을 구성하고 있는 모드적층이 섬유방향을 따라 파괴된다는 가정하에 세워진 식으로 e값이 1이상이면 파괴가 발생한다. 해석적인 파괴 예측은 각 층에서 특성 곡선 위의 어느 점에서나 e가 1이상이면 나타나게 되는데 이 특성곡선은 식(4)와 같이 특정지어지며 그때의 파손 모드 는 Table 3과 같다.

$$r_c(\theta) = \frac{d}{2} + R_{OT} + (R_{OC} - R_{OT})Cos\theta \tag{4}$$

여기서 $r_c(\theta)$: 특성곡선의 반경, d : 핀 홀의 직경, R_{OT} : 인장 특성길이 및 R_{OC} : 압축 특성길이를 나타내며 θ : 시편의 인장 및 압축파괴시험시 파손모드가 발생하는 각도를 의미한다.

2.3 국부좌굴해석

좌굴해석은 구조물이 탄성 불안정이나 파괴에 이르기 전까지 지지할 수 있는 최대하중을 예측하기 위해서 수행되는데 본 연구에서는 분기좌굴(Bifurcation buckling)해석이론을 적용하여 블레이드의 0.2R에서 0.5R까지의 단면까지를 고려하였으며 참고문헌의 입증문제를 통해 방법의 유용성이 확인되었다.[12] 분기 좌굴해석은 구조물에 대한 선형정적해석의 주하중에 의한 직선 변위 경로와 부하중에 의한 변위 경로가 분기되는 점을 찾아내는 것으로 좌굴의 지배방정식은 식(5)와 같다.

$$(K + \lambda_i K_g)u_i = 0 \tag{5}$$

여기서 K : 선형강성행열, K_g : 기하학적 또는 초기응력의 강성행렬, λ_i : i 번째 고유치 해석을 통한 좌굴 하중 및 u_i : i 번째 변위 고유벡터를 나타낸다. 본 연구에서 좌굴해석은 두 단계를 거치는데 첫 번째 단계는 주어진 하중에 대한 응력을 결정하기 위해 정적해석을 수행하고, 두 번째 단계는 고유치를 해석하는데 이용된다. Fig. 4는 본 연구에서 사용된 좌굴 해석순서를 나타내는데 우선 선형 정적 해석 결과에 기초하여 응력을 계산한 다음 고유치(Buckling load factor)와 고유벡터(Buckling mode shape)를 계산하는 순서로 진행된다.

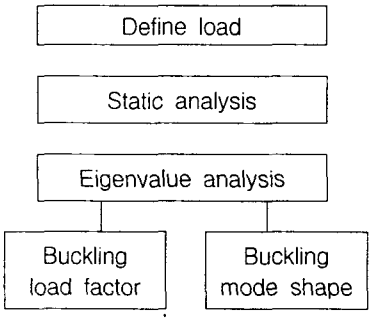

Fig. 4. Procedure of buckling analysis

좌굴해석에서의 고유치 계산 방법은 진동해석을 할 때와 동일한 방법을 사용한다. 좌굴하중배수를 찾아내는 방법으로는 Inverse iteration method 또는 Subspace algorithm등이 사용된다.

2.4 비선형·정적 해석

본 연구의 설계 개념은 'Stiff'와 'Soft'의 절충 개념을 적용하였으므로, 정확하게 선형과 비선형을 구분하기 어렵다. 따라서 비선형 해석과정의 수행이 필요로 하다. 이는 또한 중량의 최소화를 위한 설계 개념에 부합키 위한 해석과정으로서도 중요하다. 비선형 해석에서는 대변형으로 인한 구조물의 변위-변형도 관계가 더 이상 선형성을 유지하지 못하게 되고 선형해석시 무시되었던 고차항이 고려되어진다.

본 연구에서는 Total Lagrangian 방법을 적용하였으며 참고문헌의 입증 문헌을 통해 방법의 유용성이 확인되었다.[13] Total Lagrangian가정과 비선형 운동방정식의 계산으로부터 전체 Lagrangian식은

$$({}_0^t K^{(1)} + {}_0^t K^{(2)} + {}_0^t K^{(3)} + {}_0^t K^{(4)})\Delta {}^t u^{(i)} = {}^{t+\Delta t} p - {}_0^{t+\Delta t} f^{(i-1)} \quad (6)$$

에서 구한다. 여기서, ${}_0^t K^{(1)}$: 미소변위 강성행렬, ${}_0^t K^{(2)}$: 초기응력 또는 기하학적 강성 행렬, ${}_0^t K^{(3)}$: 초기변위 또는 변위행렬, ${}_0^t K^{(4)}$: 비대칭 초기 하중수정행렬, $\Delta {}^t u^{(i)}$: 증분 절점 변위 벡터, ${}^{t+\Delta t} p$: 하중벡타 및 ${}_0^{t+\Delta t} f^{(i-1)}$: 물체 하중벡터를 나타낸다. 윗 식으로 부터 비선형 변위를 구하고 이로부터 비선형 응력을 구한다. 본 연구에서는 회전체의 변위에 영향을 주는 Centrifugal softening effect가 고려되었다

3. 구조해석 결과

3.1 개선된 구조의 정적 응력해석 결과

설계 보완된 블레이드의 무게는 약 2.5ton으로 설계전의 2.8ton보다 다소 무게가 감소하였으며 구조해석 결과 운용속도인 12m/s에서 최대 응력은 약 53MPa이며 이때 1m의 변위가 발생하였다. 본 연구에서는 최대응력 이론을 적용하여 안전율을 확인하였다.[20] 최대응력 이론은 단일층에서 주축방향의 응력들($\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{12}$)이 주어진 하중에 의하여 $\sigma_{11} \geq X, \sigma_{22} \geq Y$ 또는 $|\tau_{12}| \geq S$중 하나라도 해당되면 단일층이 파손된다는 이론이며, 여기서, X, Y 및 S는 각각 섬유방향의 인장강도, 압축강도 및 전단강도를 의미한다. 위의 파손이론을 적용한 결과

Table 4. Analysis result for blade without honeycomb

Case of Analysis \ Analysis Result	NISAII FEM Code			
	Max. Stress (MPa)		Max. Disp. (m)	Max. Dist. (deg)
	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	-

Table 5. Analysis result for blade with honeycomb

Case of Analysis \ Analysis Result	Max. Stress (MPa) Com.	Max. Disp. (m)	Max. Dist (deg)
12 m/s	53.48	1.0	0.36°
20 m/s	88.68	1.6	0.59°
30 m/s	120.8	2.18	0.88°
65 m/s	148.3	2.4	1.09°

12m/s에서 9.2의 S · F를 가지며 폭풍 조건인 65m/s에서도 3.3의 S · F를 확보함을 확인하였다. Table 4와 Table 5는 설계변경전과 변경후의 구조 해석 결과를 보여주고 있다.

3.2 핀 홀 응력해석 결과

본 연구에서는 0°, ±45°의 적층방향을 고려하여 실제의 모델과 비슷한 시편 테스트 결과를 적용하여 인장 특성길이(5.13)와 압축 특성길이(9.0)를 결정하였고 유한요소 해석에 의한 파손예측 결과는 Table 6과 같다. Fig. 5, Fig. 6, Fig. 7은 각각의 적층방향에 대한 유한요소 해석결과이다.

Table 6. The predicted results of pin joint of composite blade ROT, ROC

Stacking angle	Skin	Spar
0° Ply	-	Not fail
45° Ply	Not fail	Not fail
-45° Ply	Not fail	Not fail

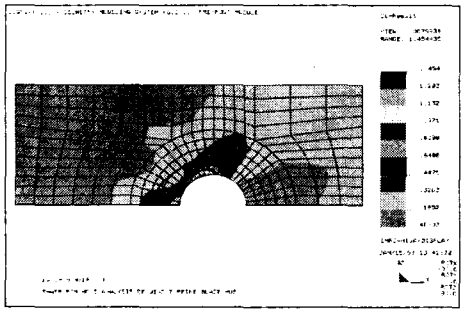

Fig. 5. Stress on the skin(-45°)

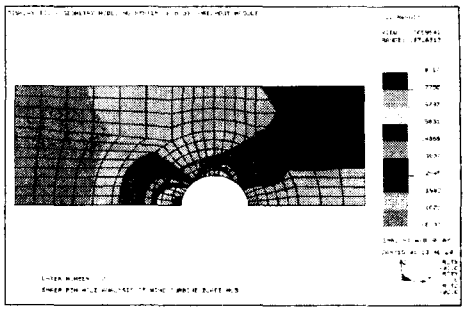

Fig. 6. Stress on the skin(+45°)

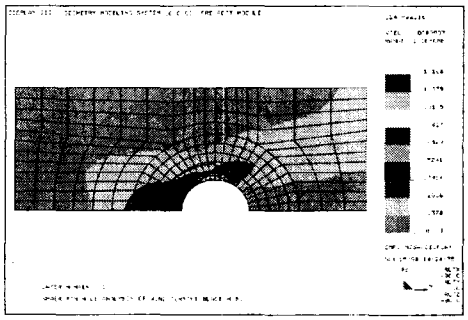

Fig. 7. Stress on the skin(0°)

3.3 국부좌굴해석 결과

블레이드의 좌굴해석 모델은 블레이드의 0.2R에서 0.5R까지 0.1R씩 증가 시키며 모델링 하였으며, 작용하중은 압축응력 상태인 Upper surface를 선택하여 정하중 응력해석 결과응력에 상당하는 압축력을 고려하였다. Table 7은 적용된 압축력이다.

Table 7. Compressive force for buckling analysis

Local station \ Global station	Compressive force(KN) 0.1R	0.2R	0.3R
Leading edge	12.0	9.0	35.6
	71.1	53.3	61.3
	122.7	92.0	58.7
	117.6	88.2	51.0
	102.2	76.7	51.0
	80.0	60.0	40.0
Trailing edge	17.8	13.3	8.9
	6.7	5.0	3.3

Table 8. Result of buckling analysis

Mode	Buckling load factor (without honeycomb)			
	Section 2	Section 3	Section 4	Section 5
1	5.945 (0.562)	5.959	5.909	5.821
2	6.341 (0.625)	6.327	6.321	6.238
3	6.479 (0.632)	6.403	6.326	6.303

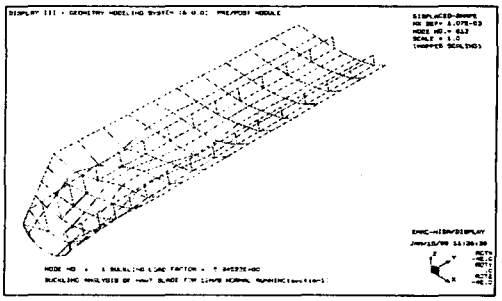

Fig. 8. Deformation at the 1st mode

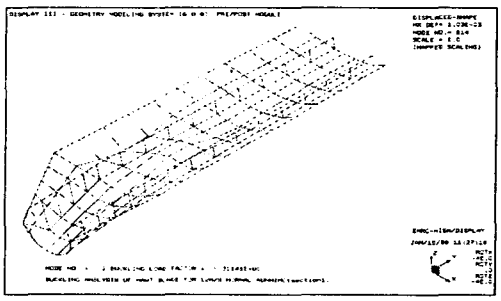

Fig. 9. Deformation at the 2nd mode

Table 8은 블레이드의 0.2R에서 0.5R까지 0.1R씩 증가 시키며 모델링 한 국부좌굴 해석결과를 나타내는데, 괄호 안의 수치는 구조 설계 변경 이전의 하중 배수이다. 하니컴 구조로 설계 변경한 결과와 비교해 보면 6정도의 높은 좌굴하중 강도를 갖는다. 허니컴이 좌굴 방지에 상당히 효과적임을 확인할 수 있다. Fig 8과 Fig 9는 허브에서 0.3R(Section 2)까지를 고려한 좌굴 모우드에 따른 하중배수 해석결과로서 첫 번째 및 두 번째 모우드의 하중배수가 6정도의 좌굴강도를 갖음을 보여준다. Fig. 10은 첫 번째 좌굴 모우드에 대한 응력해석 결과이다.

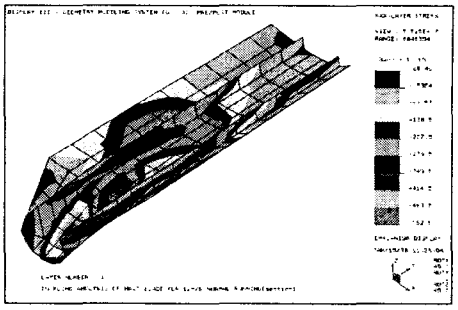

Fig. 10. Stress on the 1st mode

3.4 비선형 정적해석 결과

선형 응력해석과 비선형 응력해석의 결과 비교치가 Table 9에 보여지는데, 비교적 큰 차이가 나타나지 않음을 알 수 있다. 따라서, 본 연구에서 설계된 회전 날개는 비선형에 따른 큰 변형이 발생하지 않음을 추정할 수 있어, 당초 설계개념으로 생각했던 'Stiff'와 'Soft'한 절충개념의 구조설계라 볼 수 있다. Fig. 11과 Fig. 12는 유한요소 해석을 통한 선형 및 비선형 응력해석 결과이다.

Table. 9. Result of linear static and nonlinear static

Case of analysis / Analysis result	Linear static	Nonlinear static
Max. Stress (Com.) [MPa]	34.7	45.4
Max. Disp.[m]	0.96	1.0
Max. dist.[deg]	0.36°	0.38°

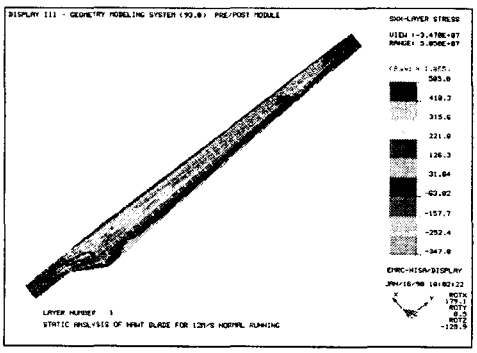

Fig. 11. The result of analysis on linear static

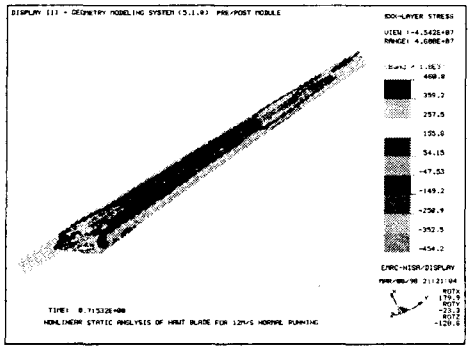

Fig. 12. The result of analysis on nonlinear static

3.5 공진여부 검토

수정 설계된 쉘-스파-샌드위치 구조물의 고유진동수를 계산하여 공진여부를 검토하였다. 고유진동수의 해석이론으로는 Hamiton's Principle로부터 동적 평형지배 방정식을 구할 수 있다.[21]

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + ku = f(t) \tag{7}$$

여기서, M : 질량, C : 감쇄행렬 그리고 K : 강성행렬을 나타낸다. 모든 동적해석이 이 관계식으로부터 수행된다. 고유치 해석의 경우 비감쇄 진동과 관련이 있기 때문에 C = f(t) = 0이 된다. 즉,

$$M\ddot{u} + ku = 0 \tag{8}$$

이 된다. 윗 식의 해를 아래와 같이 가정하면

$$U = \overline{\varnothing} e^{iwt+\psi} (\text{i : 허수}) \tag{9}$$

$$(K-\lambda M)\overline{\varnothing} = 0 \quad (\lambda = 2\omega) \tag{10}$$

$\overline{\varnothing} \neq 0$이기 때문에, Nontrivial Solution이 되기 위해서는 $(K-\lambda M) = 0$이어야 한다.

$$det(K-\lambda_i M) = 0 \tag{11}$$

윗 식의 근은 λ_i이고 이 근으로부터 Eigenvector $\overline{\varnothing}$를 얻을 수 있다. 여기서 자유진동 계수는 λ_i를 말하며 각 진동모드의 형상은 $\overline{\varnothing}$로 구한다.

위식을 이용 고유진동수를 계산한 결과 운용구간 내에서 공진이 발생하지 않음을 확인할 수 있었다. 아래 그림 Fig. 13은 수정 설계된 회전날개와 타워

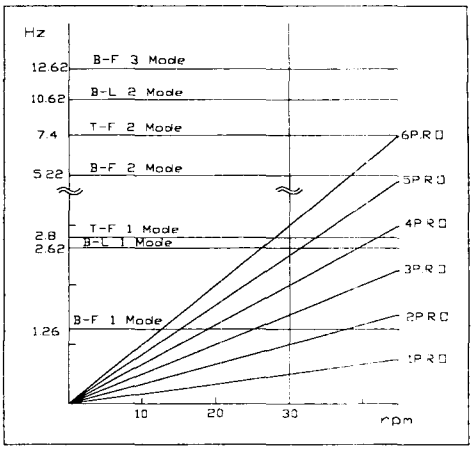

Fig. 13 Campbell diagram

의 공진여부를 나타내는 Campbell 선도이다.

4. 결 론

본 연구를 통해 대두 되었던 500kW급 중형 풍력발전 시스템용 복합재 회전날개의 대변형으로 인해 발생되는 비선형 해석 및 국부 좌굴 해석을 수행하였다. 해석 결과 표피나 웨브부위에 각각 하니컴 구조를 보강하여 쉘-스파-샌드위치 구조로 수정 설계를 함으로써 무게는 약 2.5ton으로 감소 하였으며, 구조물의 국부 좌굴에 대한 안전도를 확보하였다. 또한, 비선형 해석 결과 선형 해석시 발생하는 응력 및 변형과의 차이가 크게 발생되지 않음을 확인할 수 있었다. 실험에 의한 특성곡선을 이용하여 복합재와 강 구조를 결합해주는 전단 핀 구멍 주위에서 발생할 수 있는 집중 응력을 해석 하여 구조물의 안전성을 확인할 수 있었다. 수정 설계된 회전날개와 고유 진동수 해석을 통해 운용구간에서 공진이 발생하지 않음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부 에너지 자원 기술지원 센터와 (주)한국화이바의 연구 지원에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다.

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
6. Gourieres, D. L. "Wind Power Plant", Pergamon press, 1982
7. Finger, R. W., "Methodology for Fatigue Analysis of Wind Turbines", Proceedings, Windpower, 85 Conference, ERI/CP - 217-2902, American Wind Energy Association, pp.52~56, 1985
8. Miner, M. A. "Cumulative Damage in Fatigue", Journal of Applied Mechanics, Vol.12, pp.A-159~164, 1945
9. 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
10. Gewehr, H. W., "Development of Composite Blades for Large Wind Turbines", 3rd International Symposium of Wind Energy Systems, 1980
11. Reifsnider, K. F., "Fatigue of Composite Materials", Elsevier, 1991
12. EMRC, "NISAII. User's Manual", Version 5.2, 1992.
13. Golding, E. W. and Harries, R. I., "The Generation of Electricity by Wind Power", E. and F.N. Spon Ltd., London, 1977. Chapter 2.
14. Chang. F.K.,R.A Scott and Springer. "Strenth of Mechanically Fastened Composite Joints." J of Composite Materials. 1982, 16 : 470
15. Chang. F.K.,R.A Scott and G.S. Springer. "Failure Strength of Nonlinearly Elasticity Composite Laminates Containing a Pin Loaded Hole." J. of Composite Materials. 1984, 18 : 464
16. Agarwal. B.L. "Static Strength Prediction of Bolted Joint in Composite Material." AIAA Journal, 1980, 18(11) : 1371
17. 공창덕, "귀국보고서 - 종합풍력터빈 시스템 기술조사", 1997
18. 이대길, "복합재료 역학 및 가공론", 성안당, pp. 103~124
19. 공창덕외, "복합재를 이용한 수평축 풍력터빈 회전 날개의 공력 및 구조설계에 관한 연구" 한국추진공학회지, 제1권 2호, p12~p21, 1997. 12
20. 전의진외, "최신 복합재료" (주)교학사. pp79~81
21. 공창덕, "탄소/에폭시 복합재료 추진축의 진동특성에 관한 연구." 한국항공우주학회지, 제26권 제4호, pp.120~126
22. 공창덕외, "탄소에폭시 복합재료 구조물의 기계적 결합에 대한 강도 및 파손 모드 예측." 한국추진공학회지, 제1권 제1호, p111~p121, 1987. 6