

# 복합재료 FRP로 제작된 Rotor Blade 진동특성 분석에 관한 실험적 연구

## An Experimental Study on the Vibrational Characteristics of the Rotor Blade with Fiber Reinforced Plastics

손충렬\* · 백진성\* · 이강수\* · 박종빈\* · 이정탁\*

C. Y. Son, J. S. Paik, K. S. Lee, J. V. Park and J. T. Lee

(2005년 4월 1일 접수 : 2005년 10월 14일 심사완료)

**Key Words** : Natural Frequency(자유진동수), Resonance(공진), Glass Fiber Reinforced Plastic(유리 섬유 강화 플라스틱), Finite Element Method(유한요소법), Beam Theory(보이론), The Static Deflection(정적 처짐), Blade Element Theory(블레이드 요소이론), Fast Fourier Transform Analyzer(주파수분석기)

### ABSTRACT

The purpose of this paper is that investigates the dynamic behavior characteristic of W.T.S(wind turbine system) and carries out the evaluation analysis during operating W.T.S. To investigate the dynamic behavior characteristic of W.T.S, the experiments to measure vibration of the blade from the attached accelerometer on the flap and edge section of the blade that is one of the most important elements of dynamic characteristic of W.T.S are performed. Natural frequency and mode shape are calculated with commercial program (ANSYS) using the measured vibration acceleration that receives the signal with F.F.T Analyzer from the accelerometer. For validation of these experiments, the finite element analysis is performed with commercial F.E.M program (ANSYS) on the basis of the natural frequency and mode shape. The results indicate that experimental values have good agreements with the finite element analysis.

### 1. 서 론

풍력발전시스템(wind turbine system)은 우리 주변에 존재하는 바람에너지를 전기적 에너지로 변환하는 각광받고 있는 대체에너지 기술으로써 자원의 무한정성, 에너지의 청정성 그리고 기술의 범용성을 장점으로 지닌 미래 지향적인 기술 중의 하나이다.

풍력발전시스템은 크게 바람에너지를 기계적 에너

지로 변환하는 기계 장치부와 이렇게 변환된 에너지를 전기적 에너지로 변환하는 전기 장치부 그리고 시스템의 작동성을 제어하는 제어 장치부로 구성된다.

바람에너지를 기계적 에너지로 변환하는 구성 요소 중의 하나인 블레이드(blade)는 에너지를 변환하는 1차적 요소로써 풍력발전시스템에서 핵심기술요소 중의 하나이다. 이러한 블레이드는 복합재료<sup>(1)</sup>인 FRP(fiber reinforced plastics)로 제작되어지는데 국내에서 제작되어진 블레이드의 경우 시험 평가에 대한 data가 부족한 상태이다.

블레이드에 대한 시험 평가<sup>(2)</sup> 중의 하나인 modal test는 복합재료로 만들어진 블레이드의 동특성(dynamic behavior)<sup>(3,4)</sup>을 분석하는 방법의 일종으로

† 책임저자 : 정희원, 인하대학교 기계공학부

E-mail : soncy@inha.ac.kr

Tel : (032)860-7338, Fax : (032) 864-5850

\* 인하대학교 대학원 선박공학과

블레이드 자체의 고유진동수 파악과 모드형상(mode shape)<sup>(5)</sup>에 대한 진동현상을 예측하여 요소에 의해 발생하는 진동수와 고유진동수가 일치하여 발생할 수 있는 공진을 피하고자 함이다.

국내의 경우, 풍력발전시스템에 대한 연구가 몇몇 대기업과 중소기업 그리고 연구소에서 활발히 진행되고 있으나 체계적인 data 확보가 불가능하였으며, 선진국에 비해 연구되어야 할 분야가 상당히 많으므로 이에 대한 체계적인 연구가 요구되어지는 상태이다. 이에 블레이드에 대한 modal test를 실시하게 되었으며 앞으로 블레이드의 굽힘 실험(bending test)도 실시할 예정이다.

## 2. 진동계측 실험

### 2.1 실험 모델

이 실험 연구에 사용된 블레이드는 현재 제주도 월령 풍력발전 단지 내에서 운용중인 10 kW급 풍력발전시스템의 날개이다. 실험에 사용된 블레이드는 같은 원자재, layer배열, 물성치(material property)를 갖는 블레이드를 측정하였으며, 블레이드의 제작이 많은 수작업을 요구하므로 이에 대한 제작상의 동일성을 확보하기 위해서 2개의 블레이드를 측정하였다.

(1) 블레이드의 적층 제원 및 재료의 물성치

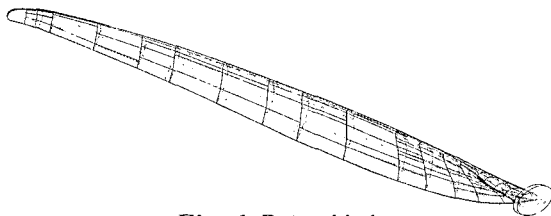


Fig. 1 Rotor blade

Table 1 Lay-up specification of blade

Layer	Material	Thickness [mm]	Unit area weight [kg]
1	M300	0.4	0.3
2	LT600	0.7	0.6
3	M300	0.3	0.3
4	DB600	0.7	0.6
5	M300	0.4	0.3
6	DBLT1340	1.5	1.3
7	DB600	0.7	0.6
8	DB600	0.7	0.6
9	M300	0.4	0.3
Total		5.8 [mm]	4.9 [kg]

Table 2 Material property of blade

Name of goods	DBLT 1340
Arrangement	0°/-45°/90°/-45° [Degree]
Weight	1333 [g/m <sup>2</sup> ]
Thickness	1.5 mm
Material property	E <sub>1</sub> = 12.81 GPa, E <sub>2</sub> = 10.45 GPa
Allowable stress	195.00 MPa
Poisson ratio	0.43

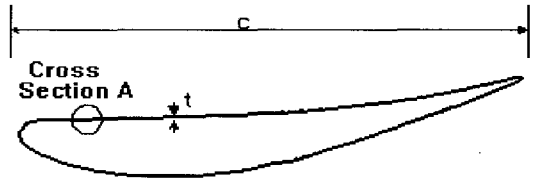


Fig. 2 Rotor blade airfoil

(2) 블레이드의 치수(basic dimension of blade)

Table 3 Basic dimension of blade

Item	Dimension
Rotor speed (rpm)	Variable, 120~170
Material	Fiber reinforced plastic
Blade length (m)	3.4
Root chord length (m)	0.34
Tip chord length (m)	0.06
Twist angle (degree)	15
Blade weight (kg)	38.2
Blade area (m <sup>2</sup> )	2.4
Blade density (kg/m <sup>3</sup> )	1500

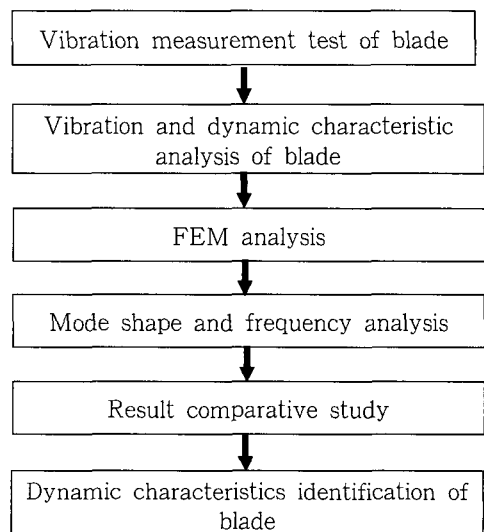


Fig. 3 Total work flow of experimentation

(3) 실험에 대한 전체적인 Work Flow

블레이드에 대한 동특성을 규명하기 위한 실험<sup>(4)</sup>은 일정한 신호(signal)를 주는 가진기(exciter)에 의해 블레이드를 가진 시킨 후, 그 신호를 받은 블레이드가 응답하는 신호를 주파수분석기(fast fourier transform)을 이용하여 frequency response function으로 블레이드의 진동특성을 분석하는 것이다. 이때 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 블레이드에 대한 진동특성을 함께 분석하여 블레이드의 모드형상과 고유진동수를 분석한다. 그리고 실험에 의한 data와 이론 구조해석에 의한 data를 비교·분석하여 블레이드에 대한 동특성을 규명하게 된다. 실험에 대한 전체적인 work flow는 Fig. 3과 같다.

2.2 실험장치구성과 계측방법

Fig. 2에서의 실험에 대한 계통도에서처럼 2개 채널의 25 kHz 입력단자와 1채널의 발생단자를 가지고 있는 B&K사의 Type 3550 F.F.T 주파수 분석기와 Type 2635 Pre Amplifier, Type 2706 Power Amplifier, Type 4809 Vibration Exciter, Type 8200 Force Transducer, Type 4370 Accelerometer를 사용하여 가진력에 의한 F.R.F(frequency response function)를 측정하였다.

Exciter 가진에 의한 블레이드의 응답측정은 블레이드의 upper face에 총 20 point의 측정 point를 설정하여 가속도계를 부착하였으며, 블레이드의 lower face에는 총 5 point의 exciting point를 설정하여 가

진을 실시하였다. 이 실험에서는 크게 실험 대상물, 대상물에 가진력을 주어 진동을 일으키게 하는 가진부, 가진력에 의한 신호응답을 측정하는 신호 검출 및 증폭부, 검출된 신호를 습득하여 분석하는 신호 분석부로 나누었다. 구조물의 경계조건은 fixture에 블레이드 허브의 끝 부분을 볼트로 체결하여 구현하였다. 특히 실험 대상물이 비선형성을 가지는 재료로 구성되어 있으며, 블레이드 자체의 곡률이 심하여 가진 위치 선정<sup>(6)</sup>의 어려움이 있었으나 곡률이 있는 부분의 가진을 정확하게 하기 위해서 가진기에 방향성을 줄 수 있는 지그를 제작하여 곡률이 있는 부분에서의 가진을 할 수 있었다.

다음의 Fig. 5는 블레이드의 lower face의 곡률이 있는 부분의 가진을 원활하게 수행하기 위해 가진기에 방향성을 고려한 지그를 부착하여 측정한 모습이다.

3. 진동실험 결과

3.1 F.F.T 분석기에 계측된 Frequency Response Function

주파수 분석기<sup>(7)</sup>는 구조물에 가해진 가진력과 그 가진에 의해 구조물이 응답하는 신호를 검출하게 된다. 가속도계에서 검출된 신호를 증폭기에서 전하 형태의 신호로 증폭·변환하여 분석기에서 분석하게 된다. 주파수 분석기로 검출되어 증폭된 신호를 습득하여 신호처리 기법을 이용하여 결과를 분석하였으며, 이 때 주파수 분석기는 데이터 습득기능, 습득된

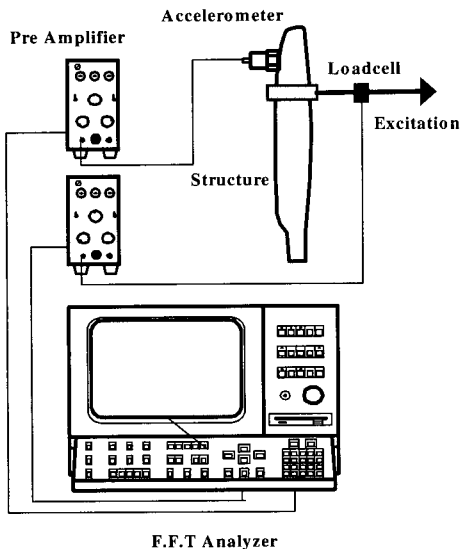


Fig. 4 Experimental diagram

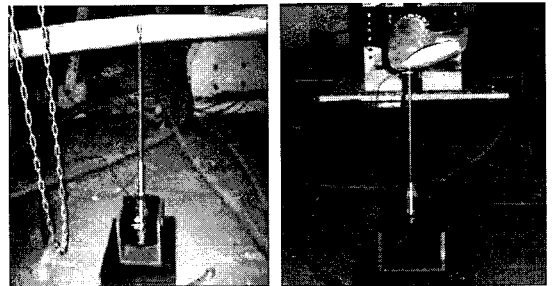


Fig. 5 Exciter and jig

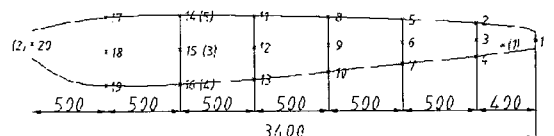


Fig. 6 Measurement point & exciter location

data를 이용하여 신호를 분석하는 신호처리기능, 습득 및 처리된 신호를 화면에 나타내는 모니터 기능 등을 수행하게 된다. 다음의 data는 주파수분석기에 검출된 measurement point 1~20까지 A, B Type의 블레이드에 대한 frequency response function의 모습이다.(단, 가진기의 위치는 01번만 나타내었다.)

실시하였다.

(1) A, B Type의 비교분석 실시

블레이드는 원자재의 특성상 많은 수작업을 요구하게 된다. 이에 같은 원자재로 동일하게 만들어진 블

### 3.2 블레이드의 주파수분석

주파수 분석기에 의해 검출된 frequency response function의 data를 분석기내에서 cursor value의 형태로 저장하여 그 data를 techplot을 통해 도시한 후 블레이드에 대한 주파수 분석(frequency analysis)을

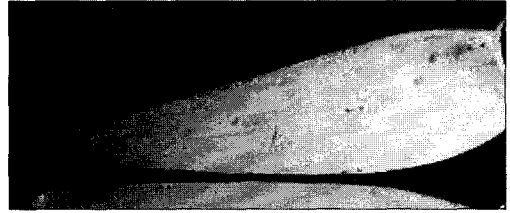


Fig. 9 A,B Type of blade model

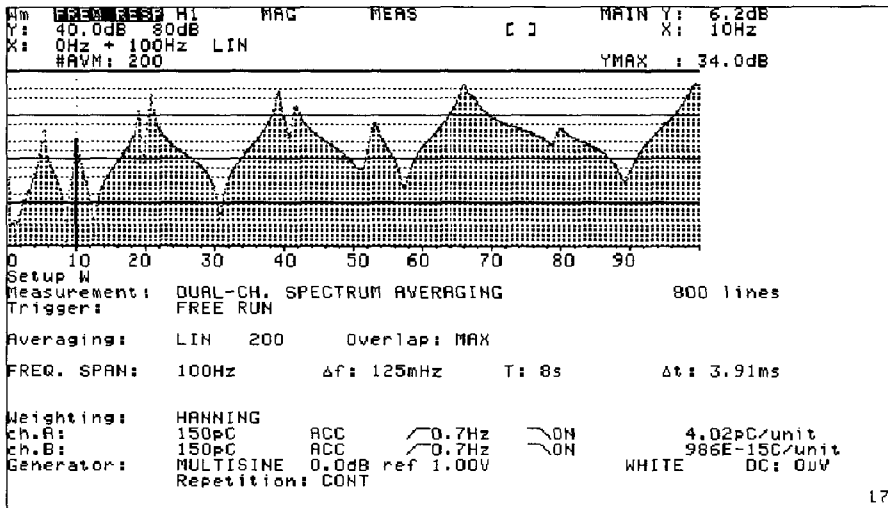


Fig. 7 Type : A, Exciter location : 01 measurement location : 01(left)

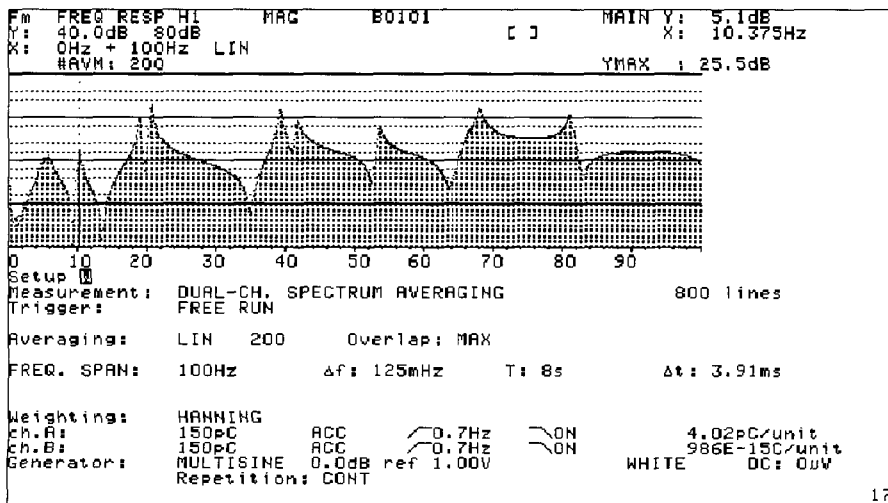


Fig. 8 Type : B, Exciter location : 01 measurement location : 01(left)

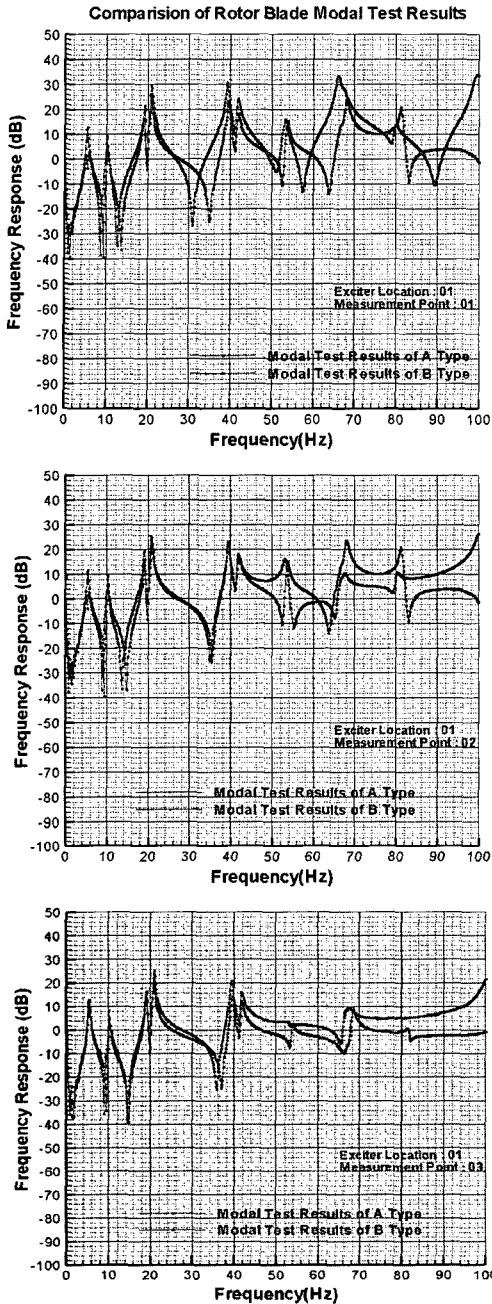


Fig. 10 A-01 vs B-01

Table 4 Test data

Mode	Peak frequency (Hz)
1st Mode	4.823
2nd Mode	10.25
3rd Mode	18.25
4th Mode	21
5th Mode	40

레이드라 할지라도 동특성에서 차이가 발생할 수 있으므로 이런 특성을 규명하기 위해서 2개의 블레이드에 같은 point에 대한 진동 테스트를 실시하였으며, 이에 대한 주파수분석 결과가 일정하게 산출되는지를 비교·분석하였다. 다음의 비교·분석의 결과는 Fig. 10와 같다.

(2) 실험결과 정리

블레이드에 대한 진동 테스트는 주파수 분석기에서 처리된 신호를 받아서 고유진동수의 확인 및 모드형을 확인할 수 있었다. 주파수 분석기에 의해 분석된 data는 Table 4와 같다.

블레이드의 주파수 분석결과 총 8개의 공진점(resonance point)가 분석되었다. 특히 저주파영역에서의 신호가 잘 깨어지는 것을 확인할 수 있었다. 이는 블레이드의 연결허브(hub)와 fixture가 같은 강성(stiffness)의 재질로 이루어져 가진 시 신호가 fixture를 타고 나온 것으로 보이며, 또 가진기를 지탱하는 바닥면 역시 신호를 분산하는 요인이 되는 것으로 보인다. 이를 방지하기 위해서 블레이드의 연결허브와 fixture 그리고 가진기와 바닥면에 방진고무를 설치하여 블레이드의 동특성만을 계측하고자 하였다.(위 Fig. 10는 여러 실험 중 일부의 데이터임.)

#### 4. FEM(finite element method)해석 결과

##### 4.1 보(beam)로 간주한 블레이드의 해석 결과

블레이드를 일정한 두께와 높이를 가지는 외팔보(cantilever beam)로 간주하여 블레이드의 자중(self-weight)에 의한 처짐(deflection)과 모드형상 및 고유진동수를 예측해 보았다.

(1) 블레이드의 자중에 의한 처짐계산

블레이드의 자중에 의한 처짐을 범용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS를 통하여 계산하였다. 자중에 의한 처짐의 결과는 Fig. 11과 같다. ANSYS element library의 beam 4번 요소를 이용하여 rotor blade를 보 모델로 치환하였다. beam 4 요소는 보의 단면 정보를 입력하도록 되어 있다. 단면 정보는 rotor blade의 root를 기준으로 일정한 스펠에 대하여 점점 단면이 줄어들도록 설정하였다. 즉, 최대한 blade의 형상에 근접하도록 하였으며 blade의 전체 질량은 3D-shell 모델과 동일하도록 하였다. beam 4

요소는 날개의 단면 형상을 확인할 수 있도록 지원한다.

블레이드에 자중에 의한 정적해석 결과 제작된 블

레이드는 자중에 의해 대략 11.0 cm 처짐이 발생하는 것으로 계산되었다. 이는 블레이드의 이론 모달 해석 시 자중이 블레이드의 동특성에 영향을 미치게 되므

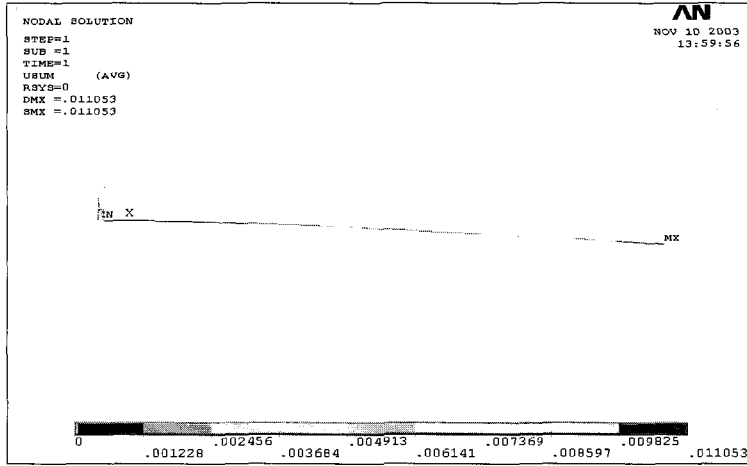


Fig. 11 Calculation the deflection by self weight

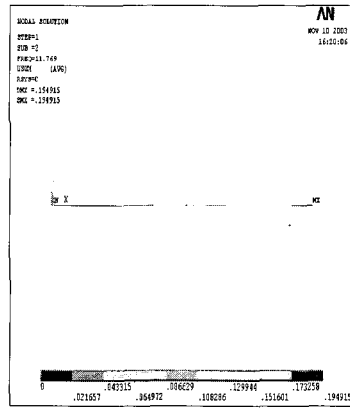
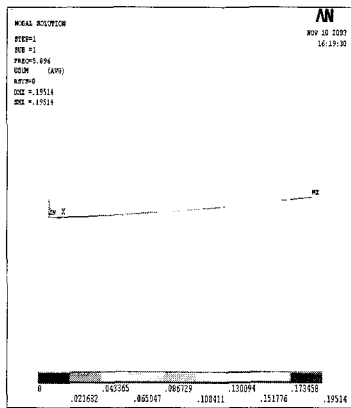


Fig. 12 1st mode shape(uper), 2nd mode shape (under)

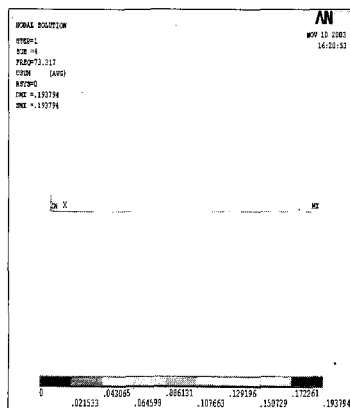
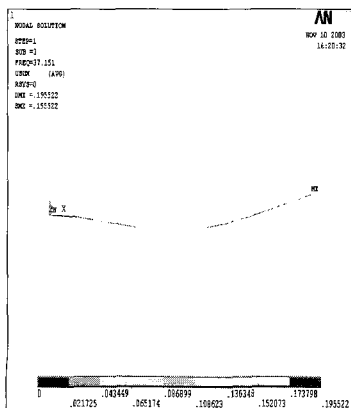


Fig. 13 3rd mode shape(uper), 4th mode shape (under)

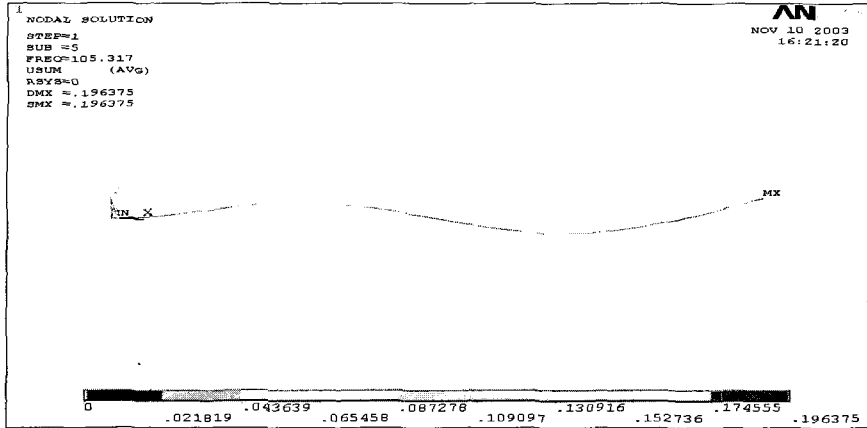


Fig. 14 5th mode shape

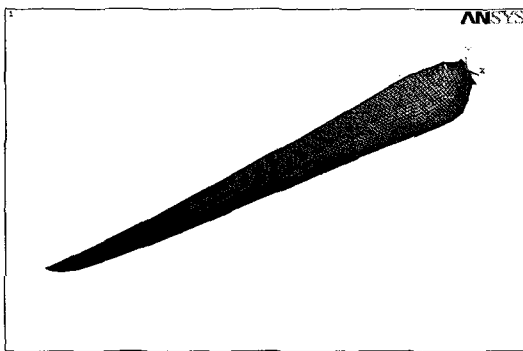


Fig. 15 3-D Modeling blade

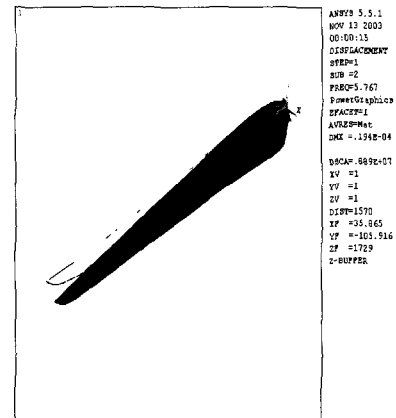
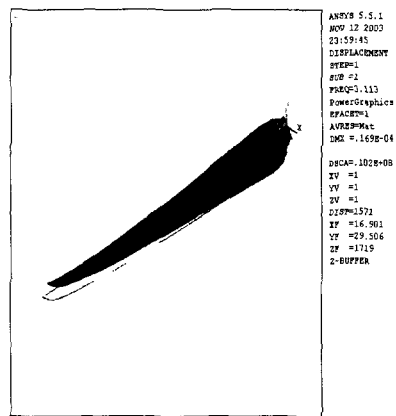


Fig. 16 1st mode shape(upper), 2nd mode shape (under)

Table 5 Result of analysis

Mode	Shape	Frequency(Hz)
1st	Vertical bending mode	3.005
2nd	Horizontal bending mode	5.698
3rd	Vertical bending mode	14.992
4th	Torsional mode	28.850
5th	Vertical bending mode	39.513

로 P-stress를 고려해야 할 것으로 판단된다.

(2) 보로 간주된 블레이드의 모드형상 및 고유진동수

위의 자중에 의한 P-stress를 고려하여 블레이드를 보로 간주한 상태에서 모드형상 및 고유진동수를 ANSYS를 이용하여 계산하였다. 블레이드의 모드형상은 Fig. 12~14와 같이 5차 모드까지 계산을 수행하였다. beam의 경우도 동일한 모드 형상이 발생한다. 단지, 3D 모델에 주파수 영역이 다소 낮은 것으로 나타났다.

## 4.2 3-D 모델링을 통한 블레이드의 FEM 해석결과

블레이드를 3-D 모델링(modeling)을 통해 유한요

소 프로그램인 ANSYS를 이용하여 해석하였다. 위에서 보로 간주하여 해석한 블레이드와 물성치는 같으며, 물성치 고려 시 방향성을 고려한 물성치 값을 대입하였으며, 모드형상은 Fig. 16~18와 같이 5차 모드까지 해석 수행하였다.

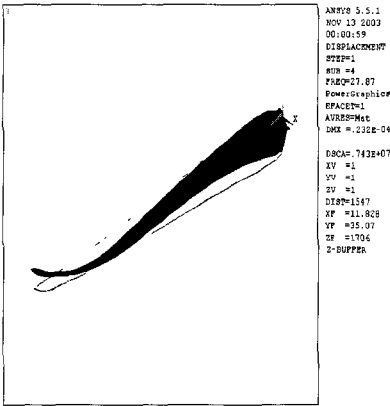
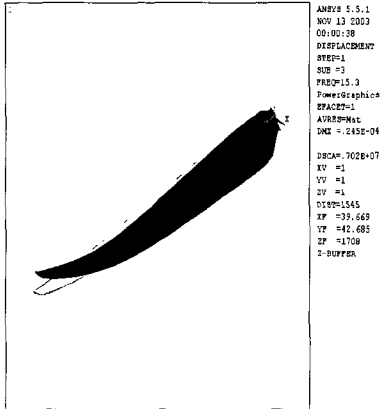


Fig. 17 3rd mode shape(upper), 4th mode shape (under)

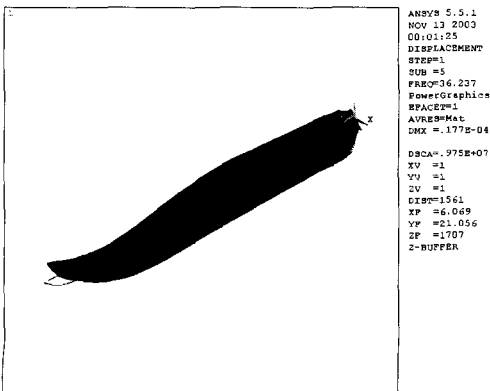


Fig. 18 5th mode shape

ANSYS element library 내의 shell 99번 요소를 이용하여 rotor blade를 유한요소모델로 생성하였다. shell 99 요소는 얇은 적층구조물부터 다소 두꺼운 모델까지 적용할 수 있다. 유체질량에 의한 영향이 있다면 이를 고려할 수 있는 added mass 옵션을 지원한다. Element shape은 quad로 8 절점 요소로 설정되었다. 좀더 정확한 모드 형상을 구하기 위해 유한요소모델의 mesh 밀도를 매우 크게 설정하였고 Fig. 15와 같이 mesh가 매우 조밀함을 알 수 있다. 중간 절점이 있는 요소를 선택하여 모드형상을 보완하도록 하였다.

### 4.3 실험결과와 FEM 해석결과 비교·분석

다음의 Table 6는 실험결과와 FEM 해석결과를 비교해 본 것이다. 실험을 통해 얻은 결과는 1~100 Hz 사이의 span에서 총 9개의 peak frequency가 측정되었다. 그러나 블레이드의 특성상 고주파영역보다는 저주파영역이 공진을 발생시킬 수 있는 구조상의 문제가 될 수 있으므로 FEM해석은 총 5개의 저주파영역의 모드를 설정하고 분석을 실시하여 Table 6와 같은 결과 값을 나타낸다.

이 결과를 보면 1차 모드, 3차 모드, 5차 모드에서는 실험결과와 FEM해석결과가 유사한 것으로 판명되었다. 그러나 2차 모드와 4차 모드에서는 오차가 좀 크게 발생하였다. 이는 실험과정에서 블레이드를 매단 fixture와 블레이드의 연결허브가 유사한 강성(stiffness)을 가진 상태로 지지되어서 가진 시 fixture의 성분이 어느 정도 블레이드의 진동특성에 영향을 미친 것으로 판단된다. 또 블레이드의 구조상 많은 곡물을 포함하고 있는데 이는 가진기와 연결된 force transducer 블레이드와 수직으로 닿아야 정확한 시그널이 나오는데 이를 극복하기 위해서 가진기에 방향성을 줄 수 있는 지그를 부착하여 실험

Table 6 Result of test and analysis

Mode	Result of test (Hz)	Beam(Hz)	3-D Modeling(Hz)
1st	4.823	3.005	3.113
2nd	10.25	5.698	5.767
3rd	18.25	14.992	15.30
4th	21	28.850	27.87
5th	40	39.513	36.237



을 수행하였음에도 불구하고 오차가 발생한 것으로 판단된다.

보로 간주된 블레이드의 모드형상과 3-D 모델링을 통해 알아본 모드형상은 일치하였으며, 실험 data를 통해 본 것처럼 블레이드는 bending과 torsion에 작용력에 의한 모드형상을 가지는 것을 알 수 있었다.

## 5. 결 론

이 연구에서는 10 kW급 풍력발전 시스템의 복합재 회전 날개의 동특성 분석 연구를 수행하였다. 진동실험과 유한요소해석을 통하여 해당 고유진동수에 대한 진동 모드 해석을 하였으며, 실험 결과와 유한요소해석 결과를 비교하여 어느 정도 일치함을 확인하였다. 실험에서 구한 주파수 결과와 보 모델, 3-D 모델에서 나온 결과를 비교하여 보면 3-D 모델의 결과가 실험치에 다소 근접하는 것을 알 수 있었다. 모드 형상은 모드치수 별로 동일했으며, 각 모드별 주파수 결과는 보 모델이 3-D 모델에 비하여 다소 작은 값을 보이고 있다. 이는 실험치가 3-D 모델에 비해 큰 값을 갖기 때문에 3-D 모델의 결과가 보 모델보다 실험치에 가까운 것이다. Rotor blade에서 가장 critical한 모드 형상인 비틀림 모드는 4차 모드에서 발생했다. 주파수는 27.87 Hz로써 풍력발전기의 정격 운전속도인 5.23 Hz보다 크므로 공진의 영향은 없을 것으로 사료된다.

로터블레이드는 종횡비(aspect ratio)가 크기 때문에 굽힘 모드가 비틀림 모드보다 불안정한 요소를 포

함하고 있으며, 이는 스펜방향으로의 강성을 증가시키는 것이 필요한 것으로 판단된다.

진동의 모드형상에 있어서는 날개 끝(tip)부분이 진동변위가 크며, 모드형상이 복잡하게 예측되었다. 이는 날개 끝 부분의 단면형상에 따른 강성의 저하로 인하여 진동변위가 크게 예측된 것으로 판단되며, 공력특성 및 피로성능 향상을 위한 진동제어가 요구된다.

## 참 고 문 헌

- (1) Ronald, F. G., 1994, "Principle of Composite Material Mechanics", McGraw-Hill, Inc., pp. 1~61.
- (2) Germanisher, L., 1999, "Regulation for the Certification of Wind Energy Conversion System".
- (3) Hansen., M. O. L., 2000, "Aerodynamics of Wind Turbines", JAMES & JAMES.
- (4) 손충렬 등, 2001, "수평축 풍력발전시스템 Blade 동특성분석에 관한 연구", 한국소음진동공학회 추계학술대회 논문집 II, pp. 1394~1399.
- (5) Cheney., M. C., 1999, "Analysis and Tests of Pultruded Blades for Wind Turbine Rotors", National Renewable Energy Laboratory.
- (6) 최병근, 2004, "블레이드 진동측정을 위한 스트레인 게이지 설치위치 최적화", 한국소음진동공학회 논문집, 제 14 권, 제 9 호, pp. 819~829.
- (7) Randall., R. B., 1997, "주파수 분석", Bruel & Kjaer.