한국소음진동공학회 2009년 춘계학술대회논문집, pp.78~83

로터 회전 및 타워의 탄성력을 고려한 MW 급 풍력발전기의 비선형 다물체 동적 응답 해석

Multi-Body Dynamic Response Analysis of a MW-Class Wind Turbine System Considering Rotating and Flexibility

김동만*·김동현†· 김요한*·김수현**

Dong-Man Kim*, Dong-Hyun Kim†, Yo-Han Kim* and Su-Hyun Kim*

Key Words : Computer Applied Engineering (전산응용공학), Computational Fluid Dynamics (전산유체역학), Finite Element Method (유한요소기법), Multi-Body Dynamics (다물체동역학), Super Element (슈퍼요소)

ABSTRACT

In this study, computer applied engineering (CAE) techniques are fully used to conduct structural and dynamic analyses of a whole huge wind turbine system including composite blades, tower and nacelle. For this study, computational fluid dynamics (CFD) is used to predict aerodynamic loads of the rotating wind-turbine blade model. Multi-body dynamic structural analyses are conducted based on the non-linear finite element method (FEM) by using super-element method for composite laminates blade. Three-dimensional finite element model of a wind turbine system is constructed including power train(main shaft, gear box, coupling, generator), bedplate and tower. The results for multi-body dynamic simulations on the wind turbine's critical operating conditions are presented in detail.

1. 서 론

발전효율을 높이기 위하여 풍력발전기는 대략 5 년마다 풍력발전기 한기당 발전용량이 3 배 증가 되고 있으며, 발전기의 크기도 지속적으로 커져 최근 로터의 지름이 130 m 에 이르고 있다. 현재 전세계에는 2 MW 급 풍력발전기가 보급되고 있으며, 6 MW 급의 풍력발전기가 개발 및 시험운전 중에 있다. 국내에서도 2 MW 급 풍력발전기가 개발 완료되었다[1].

이렇게 풍력발전기가 대형화되고 있는 과정에 맞춰 풍력발전기 설계 중 시스템의 구조진동 특성에 대하여 보다 발전된 해석 방법을 요구하고 있다. 기존에는 풍력발전기 구조물의 구조진동특성을 CAE 를 통하여 대상 구조물에 대해서만 부분적으로 파악하였다. 이런 경우 대상 구조물외 다른 구조물로부터 발생하는 구조진동적특성으로 발생하는 하중이 고려되지 않고 무시된다. 중소형 발전기의 경우는 이렇게 발생하는 하중을 무시할 수 있으나 발전기가 대형화 됨에 따라 각 부분의 구조진동적 특성으로 발생하는 하중이 증가하게 되었다. 현재에는 이런 하중을 고려하기 위하여 풍력발전기 전체를 유한요소 모델링하여 해석을 수행하고 있다. 특히 CAE 기술이 발전과 함께 하드웨어의 발전으로 인해 전체시스템에 대한 구조진동특성에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

Fig.1 Components of a MW class wind turbine

2003 년 스페인의 A. Heege[2~4]는 SAMCEF Bacon 을 활용하여 power train 에서 발생하는 하중을 계산하였다. 이 연구에서는 power train 의 주축, 기어박스, 커플링 및 발전기가 유한요소로 모델링되었으며, 블레이드는 집중질량으로 관성력을 등가시켜 계산하였다. 2005 년에는 블레이드와 타워의 구조적 특성을 고려하기 위해 유한요소로 모델링하여 풍력발전기의 기계적 특성 및 탄성적 특성을 고려한 해석을 수행하였으며, 2006 년에는 SAMCEF 의 슈퍼요소(super

† 교신저자: 국립경상대학교 기계항공공학부
E-mail : dhk@gnu.ac.kr
Tel : (055) 755-2083, Fax : (055) 755-2081
* 국립경상대학교 기계항공공학부
** CAE-Korea㈜

element)기법을 활용하여 블레이드의 구조적 특성을 등가시켜 풍력발전기의 각 주요 부분에서 동적 하중과 피로 수명을 계산하였다. 또한 2006 년 J. Peeters[5]는 각 요소들을 강체로 정의한 후 각 노드들에 기구학적 요소를 부가하여 각 요소에 발생하는 하중을 계산하였다.

본 연구에서는 풍력발전 시스템의 구조진동적 특성을 파악하기 위하여 각 구조물들에 대하여 등가빔 및 슈퍼요소를 활용하여 구조물을 등가시켜 각 구조물에서 발생하는 구조진동적 특성을 모두 고려하였다. 그리고 로터에 발생하는 공력해석을 위하여 전산유체역학기법을 활용하였다.

2. 이론적 배경

2.1 비정상 점성 방정식

비정상 압축성 Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) 유동해석 지배 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i)=0 \qquad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \tilde{u})=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}[\tau_{ij}+R_{ij}] \qquad (2)$$

여기서, 전단응력 텐서, 변형 텐서는 다음과 같이 정의된다.

$$\tau_{ij}=2\mu[S_{ij}-\frac{1}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}]$$

$$S_{ij}=\frac{1}{2}[\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}]$$

여기서 $\tilde{u}=u_j-u_{g,j}$ 로 정의 되며 $u_{g,j}$ 는 격자속도를 의미한다.

또한, 레이놀즈 응력 텐서 R_{ij} 는 Boussinesq 가설에 따라 다음과 같이 가정된다.

$$R_{ij}\cong\mu_T[S_{ij}-\frac{2}{3}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij}]-\frac{2}{3}(\rho k)\delta_{ij} \qquad (3)$$

식(1) ~식(3)은 제어체적(control volume)을 근간으로 하는 상용 전산유체해석 코드인 Fluent (Ver. 6.2)를 이용하여 계산된다. 본 연구에서는 Navier-Stokes (N/S) 해석을 위해 1 차방정식 난류모델인 Spalart-Allmaras (S-A)가 적용되었다[6].

2.2 Super-element 를 이용한 진동해석

독립자유도의 거동은 Guyan reduction[7] 으로 알려진 자유도 저감 법을 이용하여 구할 수 있다.

$$[K][q]-\omega^2[M][q]=0 \qquad (4)$$

Guyan reduction 에서 식(4)과 같은 진동방정식은 변위 벡터 q 를 압축된 자유도(q_C)와 잔류자유도(q_R)로 분류하여, 전체방정식은 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix}K_{CC} & K_{CR}\\ K_{CR} & K_{RR}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}q_C\\ q_R\end{bmatrix}-\omega^2\begin{bmatrix}M_{CC} & M_{CR}\\ M_{CR} & M_{RR}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}q_C\\ q_R\end{bmatrix}=0 \qquad (5)$$

위 식을 전개하면 식(6)와 나타낼 수 있다.

$$(K_{CC}-\omega^2 M_{CC})q_C+(K_{CR}-\omega^2 M_{CR})q_R=0 \qquad (5)$$

이 때, 식(5)에서 관성량의 영향이 미치지 않거나 미미하다고 가정하면 다음과 나타낼 수 있다.

$$q_C\cong -K_{CC}^{-1}K_{CR}q_R \qquad (6)$$

따라서,

$$q=\begin{bmatrix}q_C\\ q_R\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}-K_{CC}^{-1}K_{CR}\\ I\end{bmatrix}X_R=\begin{bmatrix}R_{CR}\\ I\end{bmatrix}X_R=Rq_R \qquad (7)$$

위 식을 계의 정·동적에너지에 적용하면 식(8)와 같이 나타낼 수 있다.

$$T=\frac{1}{2}q^T Mq,\ U=\frac{1}{2}q^T Kq \qquad (8)$$

식(8)에 식(6)을 대입하면,

$$T=\frac{1}{2}\dot{q}M^R\dot{q},\ U=\frac{1}{2}\dot{q}K^R\dot{q} \qquad (9)$$

여기서,

$$M^R=R^T MR,\ K^R=R^T KR \qquad (10)$$

식(9)을 q_R 의 식으로 다시 정리하면 식(11)와 같이 나타낼 수 있으며,

$$\frac{1}{2}(\dot{q}_R^T\dot{K}_{RR}\dot{q}_R-\omega^2\dot{q}_R^T\dot{M}_{RR}\dot{q}_R) \qquad (11)$$

여기서,

$$\dot{K}_{RR}=(K_{RR}-K_{RC}K_{CC}^{-1}) \qquad (12)$$

$$\dot{M}_{RR} = M_{RR} - M_{RC}K_{CC}^{-1}K_{RC} - K_{RC}K_{CC}^{-1}M_{CR} + K_{RC}K_{CC}^{-1}M_{CC}K_{CC}^{-1}K_{CR} \tag{13}$$

이 과정으로 q_R 을 계산하면 식(8)과 식(9)를 통해 q_C 를 쉽게 재계산할 수 있다. 이러한 연산과정을 식(5)의 첫 번째 연산과정이다. 이렇게 계산된 근사값의 정확도는 진동수와 모드형상에 따라 달라진다. 즉, 정확한 결과를 도출하기 위해서는 적절한 자유도의 선택이 중요하다[7].

3. 해석결과 및 검토

3.1 공력하중해석

본 연구에서는 회전하는 로터 블레이드에 작용하는 공력하중해석을 정확하게 해석하기 위해 3 차원 전산유체역학(CFD) 기법을 적용하였다. 3 MW 급 블레이드에 대한 공력해석에 MRF(multiple rotating reference frames)기법을 활용하였다[8]. 로터 블레이드 모델의 기본 형상은 Fig.2 와 같으며 3 차원 유한요소 모델에 하중을 부가하기 위하여 블레이드를 11 개의 섹션으로 구분하였다. 스팬 길이는 44 m 이고 허브 연결부의 길이는 1.65 m 이며, 유동 해석조건은 25 m/s 의 풍속을 가정하였다. 또한 로터 블레이드의 회전속도는 20 RPM 인 경우를 고려하였다. Fig.3 에는 3 차원 블레이드 형상에 대해 생성된 CFD 공력해석 격자를 보여주고 있으며 이 경우 격자의 총 수는 약 86 만개이다.

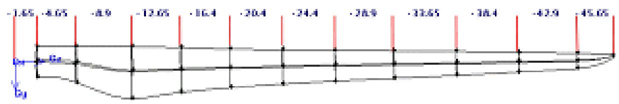


Fig. 2 Wind turbine blade model

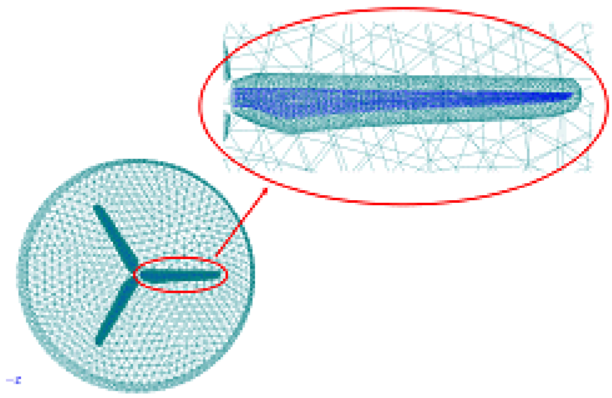


Fig. 3 Computational grid of turbine rotor blade

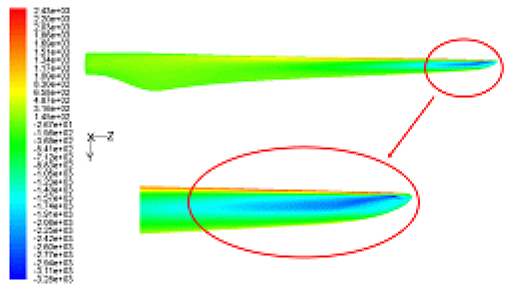


Fig. 4 Pressure contour on the blade surface

Fig.4 는 해석조건에 대한 블레이드 면에서의 압력분포를 보여주고 있다. 블레이드의 반경이 커서 끝단에서의 속도분포가 상대적으로 크기 때문에 다소 심한 압력분포 차이를 나타내고 있다.

3.2 구조물의 등가모델링

실제 각 구조물을 유한요소로 모델링 할 경우 모델링 과정 및 결과도출 과정에서 많은 시간과 노력을 요구한다. 특히 회전체에 대한 유한요소모델링을 했을 경우 요구되는 시간이 더 많아진다. 이런경우, 빠른 설계 검토가 요구되는 과정에서는 적합하지 않기 때문에 보다 적은 자유도로 기존 유한요소 구조물의 구조특성을 갖는 요소로 모델링하여 활용하는 것이 필요하다.

풍력발전기의 각 구조물의 구조진동특성으로 발생하는 하중을 고려하여 풍력발전 시스템 전체에 대한 구조진동 특성을 계산하기 위하여, 본 연구에서는 각 구조물을 슈퍼요소 및 등가빔요소를 활용하여 모델링하였다. 특히 블레이드를 슈퍼요소로 모델링 함으로써 상당한 시간을 절약할 수 있었다[9].

본 연구에 활용된 블레이드는 복합재료로 설계되어 되어 있고 적층 순서 및 두께는 하중에 의한 응력분포에 따라 차이를 두어 고려되었다. 블레이드는 주로 UD 복합재가 적용되었고 부분적으로 shear web 에는 UD 와 발사를 섞어 적용되었다. 블레이드에 적용된 재료 물성치는 Table.1 에 나타내었다.

Table. 1 Mechanical material properties of the composite blades

UD				
E11(GPa)	E22(GPa)	G12(GPa)	ν12	ρ(kg/m3)
43.1	13.2	3.62	0.241	1,939
S1T(MPa)	S2T(MPa)	S1C(MPa)	S2C(MPa)	SS(MPa)
916	41	759	124	38

Balsa		
E(GPa)	ν	ρ(kg/m3)
3.72	0.1	151

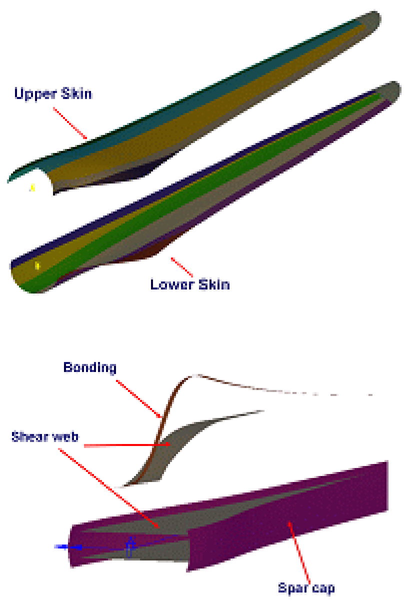


Fig. 5 Configuration of present composite blade

Fig.5 는 본 연구에 활용된 대형 복합재 블레이드의 내부 구조형상을 보여주고 있다. 본 모델의 경우 upper skin, lower skin, shear web 및 shear web 과 skin 을 이어주는 spar cap, upper skin 과 lower skin 의 결합부를 보강하는 bonding 부분으로 구성되어 있다.

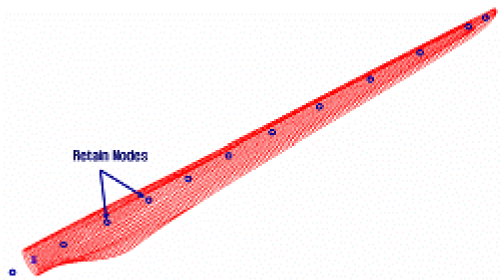


Fig. 6 3D finite elements of a blade

Fig.6 은 슈퍼요소(super element) 생성을 위한 3D 블레이드 유한요소 모델이다. 전체 유한요소 모델의 노드 수는 8,908 개 이고, 요소 수는 9,245 개 이다. 이렇게 생성된 유한요소모델은 Fig.7 에서와 같이 retain nodes 로 선택된 노드들을 활용하여 슈퍼요소를 생성하였다. 생성된 슈퍼요소에 동적해석에 필요한 하중조건 및 경계조건을 부가하였다. Fig.8 은 슈퍼요소와 슈퍼요소에 부가된 하중조건을 나타낸다.

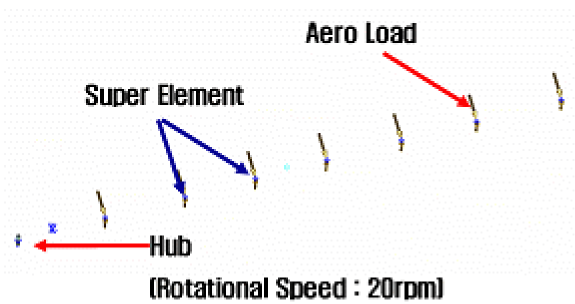


Fig. 7 Super elements and applied load

타워는 풍력발전기의 모든 하중을 지지하는 부분으로서 타워의 설계상태에 따라 풍력발전기의 진동특성이 결정된다. 타워는 여러 개의 층으로 이루어진 원통형 철재구조물로서 각 층은 볼트로 연결된다. 타워는 꼭대기 부분이 가장 적은 하중을 지지하고 바닥 부분이 가장 큰 하중을 지지하므로 각 층은 서로 다른 반지름과 두께로 설계된다. 타워는 최하부 반지름 2.15m 이고 길이가 98m 이르는 긴 구조물이므로 Fig. 8 과 같이 빔으로 모델링하였다.

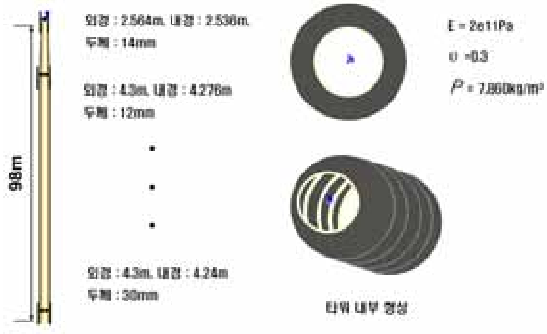


Fig. 8 Behavior of tower

3.3 Power train 유한요소 모델링

로터에서 발생한 하중이 발전기로 전달되는 기계요소들을 일컬어 파워 트레인이라 한다. 본 연구에서는 파워 트레인의 탄성력과 비선형성을 고려하여 각 기계적 요소들을 모델링하였다. Fig.9 는 파워 트레인을 간단히 나타내고 있다. 허브와 주축 및 회전축은 등가빔으로 모델링 하였으며, 기어박스의 기어는 강체 기어요소를 통하여 하중을 전달하도록 모델링하였다. 커플링 및 발전기는 회전스프링 및 회전댐퍼를 통하여 하중을 전달하는 역할과 저항으로 모델링하였다.

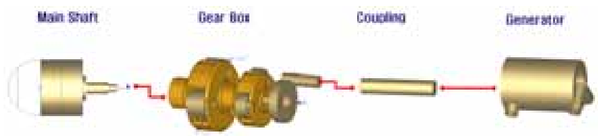


Fig. 9 Wind turbine power train

허브와 주축은 Table.2 와 같이 원통형(closed hollow circle)빔으로 모델링하여 탄성력이 표현되도록 하였다.

Table. 2 Geometric properties for the hub and main shaft

	Hub	Hub flange	Bearing shaft	Shaft
Radius (m)	1.874	0.837	0.4	0.25
Thickness (m)	0.05	0.65	0.21	0.23

주축으로 전달된 하중은 기어박스로 전달되며 기어 박스는 총 3 단으로 구성되어 회전속도를 증속시키는 역할을 한다. 본 연구에서 고려한 MW 급 모델

은 1, 2 단 기어는 링기어(ring gear)와 선기어(sun gear)로 구성된 유성기어로 되어 있으며, 3 단은 헬리컬기어로 이루어져 있다. Table.3 은 각 기어의 물성치를 나타내며, 이 기어들의 조합으로 회전속도는 66 배로 증속된다.

Table. 3 Mechanical properties of gears

	1st stage		2nd stage		Parallel stage
	Ring	Sun	Ring	Sun	
Pressure Angle (°)	20	20	20	20	20
Modulus (mm)	15.21	15.21	9.15	9.15	7.60
No. of Tooth 1	95	35	131	53	107
No. of Tooth 2	35	25	53	25	32

이렇게 증속된 회전력은 커플링을 거쳐 발전기로 전달되게 된다. 커플링은 단순히 기어박스와 발전기를 연결하는 역할 뿐만 아니라 기어박스로부터 발전기로 전달되는 진동을 차단하기 위해 스프링과 댐퍼로 모델링되어 있다. 발전기는 Fig.10 과 같이 회전속도에 대한 반력으로 부가하였다.

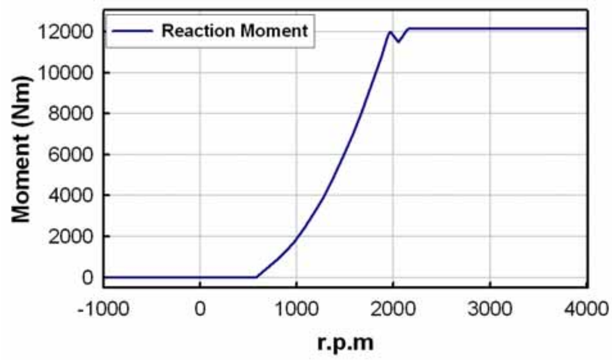


Fig. 10 Reaction moment of generator

각 기계요소에서 발생하는 하중은 베드 플레이트에서 지지한다. 베드 플레이트는 Fig.11 과 같이 등가 프레임(frame) 구조로 모델링하였다.

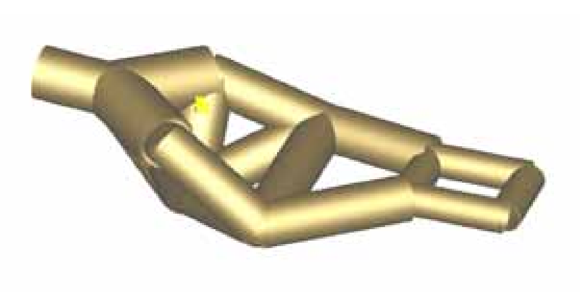
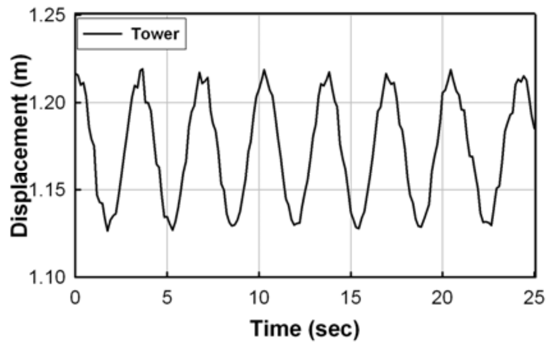
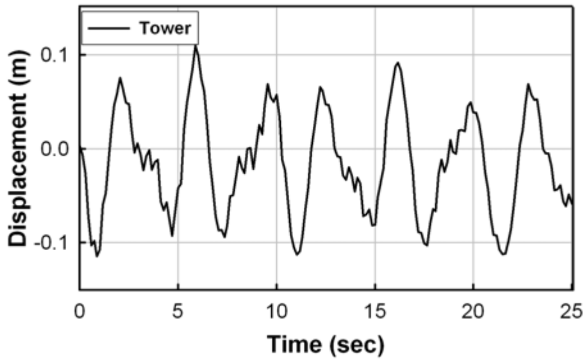


Fig. 11 Bed plate modeled by frame structure

풍력발전기가 20 RPM 회전하는 상태에 대하여 동적구조해석을 수행하였다. 로터가 20 RPM 으로 회전하는 동안 각 기계적 요소들은 서로 하중을 전달하며, 전달받으면서 각 부분들의 진동특성이 나타나게 된다.

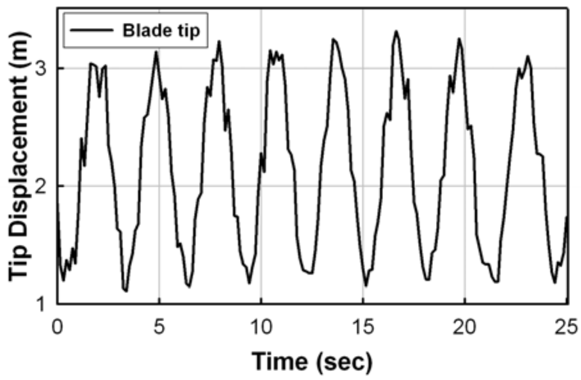


(a) X-direction

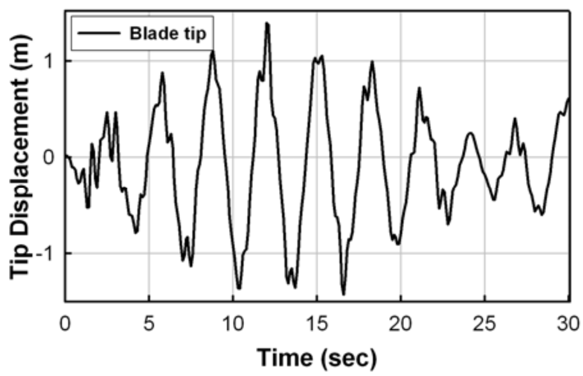


(b) Y-direction

Fig. 12 Dynamic response of the tower at top



(a) X-direction



(b)Y-direction

Fig. 13 Dynamic response of blade

Figures.12 ~ 13 은 풍력발전기에서 발생하는 구조진동 응답특성을 주요부위에 대하여 방향별로 나타내었다. 그래프에서 알 수 있듯이 각 부분에서 나타나는 진동특성이 다른 것을 알 수 있다. Fig.12 를 살펴보면 타워는 풍력에 의해 1.18 m 변위가 발생하며, 0.5 의 진폭으로 운동하고 있음을 알 수 있다. Fig.14 을 살펴보면 기준면을 중심으로 ±0.1m 의 변위를 갖고 진동하고 있는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 MW 급 대형 풍력발전기의 진동특성에 대한 연구를 하였다. 이 과정에서 슈퍼요소 및 등가빔을 활용하여 각 유한요소 구조물의 등가구조물로 모델링하였다. 그리고 풍력발전기 전체 모델의 각 구성요소들(파워트레인, 베드, 타워, 로터)을 모두 고려하여 각 구성요소로부터 발생하는 진동특성을 모두 고려하여 블레이드 팁과 나셀에서 발생하는 진동특성을 알아보았다. 더 나아가 주요부품들에 유발되는 동적하중을 시스템 차원에서 예측할 수 있는 기법을 구축하였다.

후 기

본 논문은 지식경제부의 지원으로 수행한 에너지자원인력양성사업과 5MW 급 대형 해상풍력발전 시스템 개발 과제의 일환으로 수행된 연구결과의 일부이다.

참 고 문 헌

(1) www.dewi-occ.de

(2) Heege, “Computation of Dynamic Loads in Wind Turbine Power Train”, DEWI Magazine 2003

(3) Heege, “Quantification of Wind Turbine Gearbox Loads by Coupled Structural and Mechanisms Analysis “, 9th SAMCEF Users Conference 2005

(4) Heege, Y. Radovcic, J. Betran, “Fatigue Load Computation of Wind Turbine Gearboxes by Coupled Structural, Mechanism and Aerodynamic Analysis”, DEWI Magazine 2006

(5) J. Peeters, D. Vandepitte, P. Sas “Structural Analysis of a Wind Turbine and Its Drive Train Using the Flexible Multi-body Simulation Technique”, Proceedings of ISMA 2006

(6) Fluent User’s Manual Ver. 6.3, Fluent Inc., 2006.9.

(7) Guyan, R. J., 1965, "Reduction of Stiffness and Mass Matrices", AIAA Journal, Vol. 3, No. 2, pp. 380.

(8) SAMCEF ver 11.1, User’s Manual, SAMTECH Co., 2006.

(9) Kim, Y. H., Park, H. G., Kim, D. H., Kim, D. M., Hwang, B. S., Park, J. S. and Jung, S. H., 2008, “Structural and Vibration Analyses of 3MW Class Wind-Turbine Blade Using CAE Technique”, Korean Fluid Machinery Association, Vol. 11, No 4, pp. 22 31.

(10) Kim, D. H., Park, H. G. and Kim, D. M., 2008, “Improved Equivalent Beam Element Modeling Technique for Large Scale Wind-Turbine Composite Blade”, Korean Fluid Machinery Association, Vol. 11, No 4, pp. 32 37.

(11) Lee, D., Hodges, D. and Patil, M., 2002, "Multi-Flexible-Body Dynamic Analysis of Horizontal Axis Wind Turbines," Wind Energy, Vol. 5, pp. 281~300.

(12) Lee, C. H., Park, J. M., Kim, T. W. and Park, J. S., 2002, “Structural Design and Analysis of a Composite Wind Turbine Blade,” The Korea Society of Mechanical Engineers Symposium 2002, pp. 650~660.

(13) Kim, H. J., Oh, S. W. and Kim, S. J., 2006, “Transient Response Analysis for a Smart UAV Considering Dynamic Loads by Rotating Rotor and Wakes”, Transaction of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No 9, pp. 926 936.