

회전 및 풍하중 가진 효과를 고려한 대형 풍력발전 로터의 효율적인 슈퍼요소 구조진동해석

Efficient Super-element Structural Vibration Analyses of a Large Wind-turbine Rotor Blade Considering Rotational and Aerodynamic Load Effects

김 동 만*·김 동 현†·박 강 균*·김 유 성*

Dong-Man Kim, Dong-Hyun Kim, Kang-Kyun Park and Yu-Sung Kim

(2008년 11월 6일 접수 ; 2009년 2월 6일 심사완료)

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

ABSTRACT

In this study, computer applied engineering(CAE) techniques are fully used to efficiently conduct structural and dynamic analyses of a huge composite rotor blade using super-element. Computational fluid dynamics(CFD) is used to predict aerodynamic loads of the rotating wind-turbine blade. Structural vibration analysis is conducted based on the non-linear finite element method for composite laminates and multi-body dynamic simulation tools. Various numerical results are presented for comparison and the structural dynamic behaviors of the rotor blade are investigated herein.

1. 서 론

현재 화석연료의 지나친 사용으로 지구에는 온난화로 인한 많은 재앙이 발생하고 있으며, 앞으로 더 큰 재앙이 발생할 것으로 예상되고 있다. 이를 막기 위하여 세계 각 국가들은 특히 선진국가들은 신재생에너지 생산에 많은 관심을 갖고 투자하고 있으며 현재 상당한 성과를 거두고 있다. 특히 현재 가장 쉽게 실용가능하며, 화석에너지를 대체할 에너지로 풍력에너지를 꼽을 수 있다. 풍력에너지는 우리 주위에서 쉽게 접할 수 있으며, 오랫동안 이용해온 에너지이다. Fig. 1은 2006년 현재까지 전 세계에 설

치된 대륙별 풍력발전기 설치량을 나타내고 있다. 또한, 현재 풍력발전기는 발전 단가를 낮추기 위해 발전기의 크기(발전용량)를 계속 증가시키고 있다. 세계적으로 2 MW급 이상의 풍력발전기가 설치되고 있으며, 최근 6 MW급 이상의 풍력발전기가 시험 작동하고 있다. 국내에서도 3 MW급 이상의 대형풍력발전기를 2012년까지 실용화를 목표로 하고 있다.

현재 풍력발전기의 발전량이 증대되고 있는 상황이지만, 아직 화석연료보다 발전단가가 높아 전체 발전량에서 풍력발전이 차지하고 있는 비율이 낮아 발전효율을 높이기 위해 많은 연구가 진행 중이다. 베츠허에 따르면 풍력발전기를 통해 풍력에너지를 전기로 발전하는 과정 중 가장 손실이 높은 부분이 로터부분의 공기역학적 손실이다. 이를 개선하기 위해서 각 블레이드의 공기역학적 특성뿐만 아니라 동적 구조특성을 정확히 파악하는 것이 중요하다. 블

† 교신저자; 정회원, 국립경상대학교 기계항공공학부 및 공학연구원

E-mail : dhk@gnu.ac.kr

Tel : (055)755-2083, Fax : (055)755-2081

* 정회원, 국립경상대학교 기계항공공학부

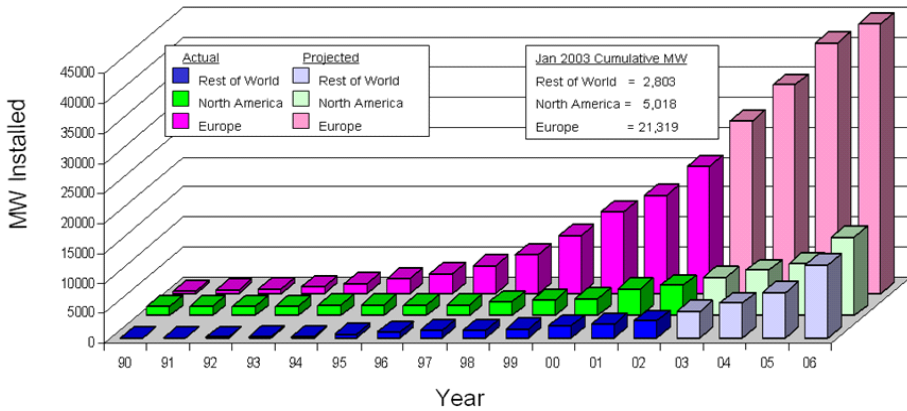


Fig. 1 Growth of wind energy capacity worldwide(reproduced from windpower monthly)

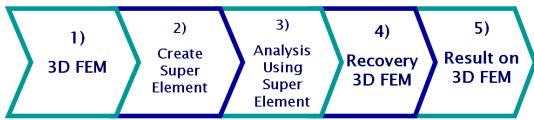


Fig. 2 Process of analysis using S.E.

레이드의 동적 구조특성을 파악하기 위하여 CFD와 CAE를 연계하여 해석을 수행하였다.

3차원 유동해석을 CFD를 통하여 주어진 환경에서 풍력발전기 블레이드에 작용하는 공력을 계산하였으며, 이 하중을 블레이드 동적 유한요소 모델에 추가하는 기법을 사용하여 작동 상태에서의 블레이드 동적 구조특성을 파악하였다. 3차원 유동해석을 위해 CFD 전문해석 프로그램인 Fluent(Ver. 6.3)을 사용하였으며, 동적 유한요소 모델의 구조 및 진동해석을 위해 SAMCEF(Ver. 6.3)을 활용하였다. 특히 3차원 유한요소 블레이드를 활용한 동적 구조해석은 많은 시간과 어려움이 있어, SAMCEF에서 지원하는 슈퍼요소기법을 활용하여 블레이드의 동적 특성이 증가된 요소를 생성하여 동적 구조특성을 파악하였다. 풍력발전기 블레이드와 같이 길이가 긴 형상의 경우 등가모델링 기법이나(3) 슈퍼요소기법 중 설계단계에 따라 적절한 모델링 방법을 선택해서 활용하면 효율적이다.

슈퍼요소를 활용한 동적 구조해석과 후처리 과정은 Fig. 2와 같이 나타낼 수 있다. (1) 3D 유한요소 모델을 생성한다. (2) 3D 유한요소 모델을 활용하여 슈퍼요소 생성한다. (3) 슈퍼요소를 활용하여 동적 구조해석을 수행한다. (4) 후 처리과정을 통하여 3D 유한요소를 재생성한다. (5) 3D 유한요소에 대

한 결과를 확인한다. (1)~(5)의 일련의 과정으로 큰 자유도를 가지는 구조물의 동적 해석을 효과적으로 수행할 수 있다(4).

2. 이론적 배경

2.1 비정상 오일러 방정식

풍하중 예측을 위한 비정상 유동해석은 오일러 방정식에 근거하였으며, 물체의 상대 운동을 고려한 비정상 압축성 유동장에 대한 오일러 방정식은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \rho dV + \oint_{\partial\Omega} F(Q) \cdot \vec{n} dS = 0 \quad (1)$$

여기서, F 와 Q 는 각각 보존변수 및 비점성 플럭스를 의미하며 아래와 같이 표현된다.

$$Q = [\rho, \rho u, \rho v, \rho w, e_0]^T \quad (2)$$

$$F(Q) \cdot \vec{n} = \begin{Bmatrix} \bar{\rho} u \\ \rho \bar{u} u + p n_x \\ \rho \bar{u} v + p n_y \\ \rho \bar{u} w + p n_z \\ e_0 \bar{u} + p V_n \end{Bmatrix} \quad (3)$$

$$\bar{u} = \vec{n} \cdot (V - V_g) \quad (4)$$

$$V_n = \vec{n} \cdot V \quad (5)$$

위 식에서 Q , u_g , e_0 , \vec{n} 은 각각 보존변수, 격자의 이동속도, 단위체적당 전에너지(total energy) 및

물체 표면에 수직한 단위벡터를 의미한다. 또한 이 상기체 가정을 적용하면 다음과 같은 압력관계식을 얻을 수 있으며, 공기의 경우 비열비 γ 는 1.4이다.

$$p = (\gamma - 1) \left[e_0 - \frac{1}{2} \rho (u^2 + v^2 + w^2) \right] \quad (6)$$

공간에 대한 차분은 유한체적법을 적용하였으며, 시간에 대한 차분은 계산효율과 시간정확도 향상을 위해 내재적 방식의 dual-time stepping 기법을 적용하였다. 또한 각각의 셀 표면을 통한 플럭스는 Roe의 flux-difference splitting 기법을 이용하여 계산하였다⁽⁵⁾.

2.2 Super-element를 이용한 진동해석

(1) Guyan method

일반 전체 자유도 문제는 Guyan reduction⁽⁶⁾으로 알려진 자유도 저감기법을 이용하여 총 자유도수를 효과적으로 줄일 수 있다. 우선 아래와 같은 전체 자유도 구조의 고유치 문제를 고려하자.

$$[K]\{q\} - \omega^2 [M]\{q\} = \{0\} \quad (7)$$

여기서 $\{q\}$ 는 고유벡터이고, ω 는 고유진동수이다. Guyan reduction에서 식(7)과 같은 $(m+n)$ 개의 자유도로 구성된 진동방정식은 변위 벡터 $\{q\}$ 를 압축된 m 개의 자유도(q_C)와 n 개의 잔류자유도(q_R)로 분류하여, 전체방정식은 식(8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} K_{CC} & K_{CR} \\ K_{RC} & K_{RR} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_C \\ q_R \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} M_{CC} & M_{CR} \\ M_{RC} & M_{RR} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_C \\ q_R \end{bmatrix} = \{0\} \quad (8)$$

위 행렬의 첫 줄은 식(9)과 같이 나타낼 수 있다.

$$(K_{CC} - \omega^2 M_{CC})q_C + (K_{CR} - \omega^2 M_{CR})q_R = 0 \quad (9)$$

이때, 식(9)에서 관성력의 영향이 없거나 미미하다고 가정하면 다음과 나타낼 수 있다.

$$q_C \cong -K_{CC}^{-1} K_{CR} q_R \quad (10)$$

또한 식(7)은 아래와 같은 함수(11)의 최소치 문제에 해당한다.

$$\frac{1}{2} (q^T K q - \omega^2 q^T M q) \quad (11)$$

모든 q 가 독립적이지는 않지만 식(10)과 관련된 같은 함수의 최소치를 구할 수 있고, 주어진 문제는 다음과 같이 변형될 수 있다. 따라서 식(13)의 최소치를 식(12)와 같은 구속조건으로 구하고자 한다.

$$\frac{1}{2} (\dot{q}^T K \dot{q} - \omega^2 \dot{q}^T M \dot{q}) \quad (12)$$

$$\dot{q}_C = -K_{CC}^{-1} K_{CR} \dot{q}_R \quad (13)$$

이 문제는 이제 초기에 주어진 문제와 같다고 할 수는 없지만 독립변수 q_R 의 함수로 다시 정리하면 식(14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{2} (\dot{q}_R^T \dot{K}_{RR} \dot{q}_R - \omega^2 \dot{q}_R^T \dot{M}_{RR} \dot{q}_R) \quad (14)$$

여기서,

$$\dot{K}_{RR} = K_{RR} - K_{RC} K_{CC}^{-1} K_{CR} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \dot{M}_{RR} = & M_{RR} - M_{RC} K_{CC}^{-1} K_{CR} - K_{RC} K_{CC}^{-1} M_{CR} \\ & + K_{RC} K_{CC}^{-1} M_{CC} K_{CC}^{-1} K_{CR} \end{aligned} \quad (16)$$

기술한 과정으로 q_R 을 계산하면 식(9)와 식(10)을 통해 q_C 를 재계산할 수 있다. 이러한 과정은 식(10)의 첫 번째 연산과정이다. 이렇게 계산된 근사값의 정확도는 진동수와 모드형상에 따라 달라질 수 있다. 물리적으로, q_R 이 원래모드와 근접하면 정확한 해가 구해졌다고 할 수 있다⁽⁴⁾. 하지만, 이 방법을 사용하는 경우, 특히 저차 고유진동수 영역에서 구조물의 거동을 표현하는데 필수적인 자유도를 적절히 선택하는 것은 사용자의 유의사항이 된다.

(2) Component mode method

구조물의 행렬을 축소하는 또 다른 방법은 component mode method이다. 전체 구조물을 constrained mode(static deformed shape)와 normal vibration modes(dynamic deformed shape)의 component mode조합으로 설명 가능한 몇 개의 부구조로 분리하는 것이 첫 번째 단계이다. 이런 component mode는 아래의 설명과 같이 자유운동구조물의 비감쇠 운동방정식으로 결정되어진다. 다수의 부구조가 공유하는 경계자유도 또는 고려대상의 부구조에만 속하는 내부 자유도로 자유도는 분류된다.

Constrained mode는 각 경계자유도에 대한 단위 변위와 나머지 자유도의 고정으로 분류함으로서 결정된다. 일반 모드는 부구조의 경계의 자유도가 고정된 상태에서 구해진 진동모드와 일치한다. 저차모드에서 부구조의 동적변형형상은 충분히 정확히 나타낼 수 있기 때문에 전체 시스템에서 부구조의 특성은 constrained mode와 소수의 normal vibration mode의 첨가로 나타낼 수 있다. 이 과정을 통하여 부구조의 질량행렬을 축약할 수 있다.

가. Basic-transformation matrix

각 자유 부구조의 비감쇠 운동방정식은 식 (17)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} M_{FF} & M_{FI} \\ M_{IF} & M_{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_F \\ \ddot{q}_I \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} K_{FF} & K_{FI} \\ K_{IF} & K_{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_F \\ q_I \end{bmatrix} = \{0\} \quad (17)$$

여기서, q_F 는 경계 자유도를 나타내고 q_I 는 내부 자유도를 나타낸다. 질량과 강성행렬은 대칭행렬이다. 구속된 다른 전체 자유도, 내부 자유도의 하중과 고정조건이 없는 상태를 유지하는 각 경계자유도의 단위변위를 성공적으로 생성함으로써 cons-trained mode를 구할 수 있으며, 식 (18)과 같이 전개 가능하다.

$$\begin{bmatrix} K_{FF} & K_{FI} \\ K_{IF} & K_{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_F \\ q_I \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_F \\ 0 \end{bmatrix} \quad (18)$$

여기서 $q_I = -K_{II}^{-1}K_{IF}q_F = \phi_c q_F$ 로 정리 된다. Cons-trained mode가 식 (19)와 같이 주어지면

$$\begin{bmatrix} q_F \\ q_I \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I \\ \phi_c \end{bmatrix} q_F \quad (19)$$

진동모드는 식 (17)의 경계 자유도에 0값을 추가하여 구하거나, 고정된 부구조의 고유치 문제를 계산함으로서 구할 수 있다.

$$[K_{II} - \omega^2 M_{II}]q = 0 \quad (20)$$

계산된 고유벡터는 부구조의 일반 모드이다. 존속된(retained) 저차 모드가 조합은 모드행렬 f_N 을 구성한다. 일반모드를 위해 식 (21)을 다음과 같이 정의 할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} q_F \\ q_I \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \phi_N \end{bmatrix} p \quad (21)$$

여기서, p 는 존속일반모드의 집중 벡터를 나타낸다. 식 (19)와 식 (21)을 통하여 식 (22)가 정리된다.

$$\begin{bmatrix} q_F \\ q_I \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \phi_C & \phi_N \end{bmatrix} q_F \quad (22)$$

나. Processing Substructures

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\} \quad (23)$$

F 는 부구조에 부가되는 외부하중을 나타낸다. 행렬은 운동에너지와 변형에너지의 표현으로 축소된다. 운동에너지는 식 (24)와 같이 나타낼 수 있다.

$$T = \frac{1}{2} [\dot{q}_F \dot{q}_I]^T \begin{bmatrix} M_{FF} & M_{FI} \\ M_{IF} & M_{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_F \\ \dot{q}_I \end{bmatrix} \quad (24)$$

또는 기초 변형을 수행하여

$$T = \frac{1}{2} [\dot{q}_F \dot{p}]^T \begin{bmatrix} I & \phi_C^T \\ 0 & \phi_N^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{FF} & M_{FI} \\ M_{IF} & M_{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I & 0 \\ \phi_C & \phi_N \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_F \\ \dot{p} \end{bmatrix} \quad (25)$$

또는

$$T = \frac{1}{2} [\dot{q}_F \dot{p}]^T \begin{bmatrix} \overline{M}_{FF} & \overline{M}_{FI} \\ \overline{M}_{IF} & \overline{M}_{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_F \\ \dot{p} \end{bmatrix} \quad (26)$$

를 구할 수 있다. 여기서,

$$\begin{aligned} \overline{M}_{FF} &= M_{FF} - M_{FI}K_{II}^{-1}K_{IF} - K_{FF}K_{II}^{-1}M_{IF} \\ &+ K_{FI}K_{II}^{-1}M_{IF}K_{II}^{-1}K_{IF} \end{aligned} \quad (27)$$

$$\overline{M}_{FI} = \overline{M}_{IF}^T = M_{FI}\phi_N - K_{FI}K_{II}^{-1}M_{II}\phi_N \quad (28)$$

$$\overline{M}_{II} = \phi_N^T M_{II} \phi_N \quad (29)$$

마찬가지로, 변형에너지는 식 (30)으로 나타낼 수 있다.

$$V = \frac{1}{2} [q_F q_I]^T \begin{bmatrix} K_{FF} & K_{FI} \\ K_{IF} & K_{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_F \\ q_I \end{bmatrix} \quad (30)$$

또는,

$$V = \frac{1}{2} [q_F p]^T \begin{bmatrix} \overline{K_{FF}} & 0 \\ 0 & \overline{K_{II}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_F \\ p \end{bmatrix} \quad (31)$$

여기서

$$\overline{K_{FF}} = K_{FF} - K_{FI} K_{II}^{-1} K_{IF} \quad (32)$$

$$\overline{K_{II}} = \phi_N^T K_{II} \phi_N \quad (33)$$

최종적으로 하중이 부가된 부구조는 실제인 일의 법칙을 통해서 추약된다. 만약 dW 가 임의의 실제 변위 dq 의 실제일의 변화량이라면, 식 (34)와 같이 나타낼 수 있다.

$$dW = [F_F^T \ F_I^T] \begin{bmatrix} dq_F \\ dq_I \end{bmatrix} = [p_F^T \ p_I^T] \begin{bmatrix} dq_F \\ dp \end{bmatrix} \quad (34)$$

여기서, F_F, F_I 는 각각 q_F, q_I 에 적용된 하중벡터의 구성요소를 나타낸다. 이를 통해 다음의 관계식이 성립하게 된다.

$$\begin{bmatrix} dq_F \\ dq_I \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I & \phi_C^T \\ 0 & \phi_N^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} dq_F \\ dp \end{bmatrix} \quad (35)$$

$$\begin{bmatrix} P_F \\ P_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I & \phi_C^T \\ 0 & \phi_N^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_F \\ F_I \end{bmatrix} \quad (36)$$

이러한 일련의 과정을 통하여 부구조는 이와 같이 묘사된다.

$$[\overline{M}] \{\ddot{q}\} + [\overline{K}] \{q\} = \{\overline{F}\} \quad (37)$$

3. 해석 결과 및 검토

3.1 공력하중해석

이 연구에서는 회전하는 로터 블레이드에 작용하는 공력하중해석을 비교적 정확하게 해석하기 위해 3차원 전산유체역학(CFD) 기법을 적용하였다. 3 MW급 블레이드에 대한 공력해석에 앞서 우선 기존에 풍동시험 결과가 있는 풍력발전 로터 블레이드에 대한 해석을 수행하고 결과를 비교하여 CFD 3차원 유동해석 기법 MRF(multiple rotating reference frames) 기법을 검증해 보았다⁽⁷⁾.

공력검증에 이어 실제 대형 블레이드 모델에 대한 하중해석을 수행하였다. 로터 블레이드 모델의

기본 형상은 Fig. 3과 같으며 3차원 유한요소 모델에 하중을 부가하기 위하여 블레이드를 11개의 섹션으로 구분하였다. 스패 길이는 44 m이고 허브 연결부의 길이는 1.65 m이며, 유동 해석조건은 25 m/s의 풍속을 가정하였다. 또한 로터 블레이드의 회전 속도는 20 rpm인 경우를 고려하였다. Fig. 4에는 3차원 블레이드 형상에 대해 생성된 CFD 공력해석 격자의 예를 보여주고 있으며, 이 경우 총 격자 수는 약 86만개이다.

Fig. 5는 해석조건에 대한 블레이드 면에서의 압력분포를 보여주고 있다. 블레이드의 반경이 커서 끝단에서의 속도분포가 상대적으로 크기 때문에 다소 심한 압력분포 차이를 나타내고 있다. 회전하는 로터에 작용하는 하중을 전산유체역학으로 계산하여 유한요소모델에 부가하였다⁽⁸⁾.

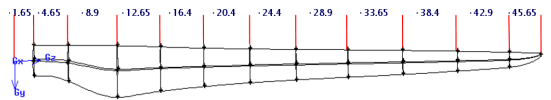


Fig. 3 The wind turbine blade model

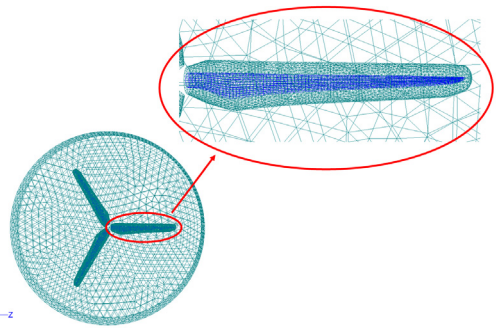


Fig. 4 Computational grid of the wind turbine rotor blade

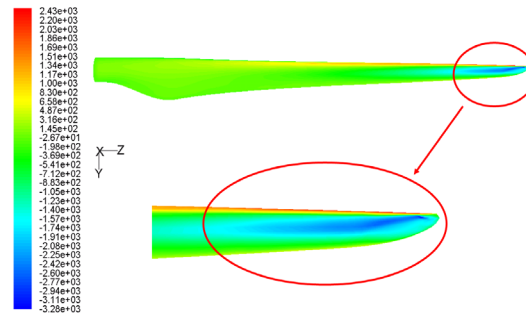


Fig. 5 Pressure contour on the blade surface

3.2 3차원 블레이드 유한요소 모델

이 연구에 고려된 블레이드는 복합재료로 설계되어 되어 있고 적층 순서 및 두께는 하중에 의한 응력분포에 따라 차이를 두어 고려되었다. 블레이드는

Table 1 Mechanical material properties of the composite blades

UD				
E11(GPa)	E22(GPa)	G12(GPa)	ν_{12}	$\rho(\text{kg/m}^3)$
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	$\rho(\text{kg/m}^3)$		
3.72	0.1	151		

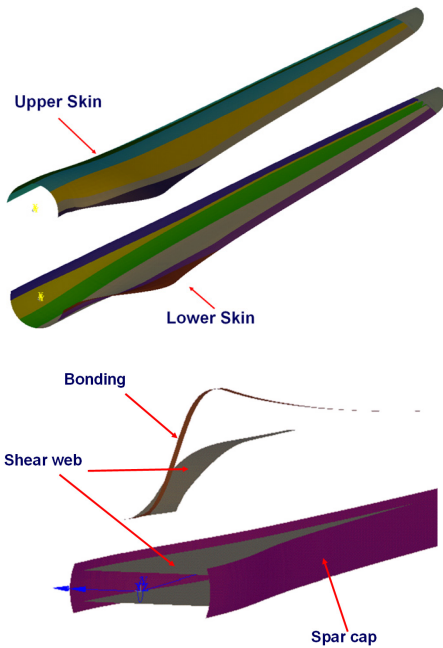


Fig. 6 Configuration of present composite blade

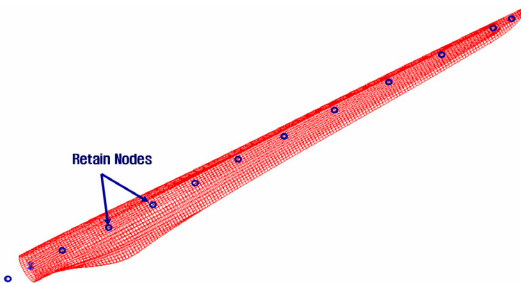


Fig. 7 3D finite elements of a blade

주로 UD 복합재가 적용되었고 부분적으로 shear web에는 UD와 발사를 섞어 적용되었다. 블레이드에 적용된 재료 물성치는 Table 1에 나타내었다.

Fig. 6은 이 연구에 활용된 대형 복합재 블레이드의 내부 구조형상을 보여주고 있다. 이 모델의 경우 upper skin, lower skin, shear web 및 shear web과 skin을 이어주는 spar cap, upper skin과 lower skin을 붙이는 bonding 부분으로 구성되어 있다.

Fig. 7은 슈퍼요소(super element) 생성을 위한 3D 블레이드 유한요소 모델이다. 전체 유한요소 모델의 절점(node) 수는 8,908개 이고, 요소 수는 9,245개 이다.

3.3 Super-Element 생성 및 동적 구조해석

생성된 3차원 블레이드 유한요소 모델을 사용하여 원래 블레이드와 유사한 특성을 갖는 슈퍼요소 모델을 생성하였다. Fig. 7에서 표시된 선택된 절점(이 연구에서는 12개의 절점이 사용됨)가 3차원 블레이드 전체의 동적 구조특성을 갖는다. 이 기법은 SAMCEF(Ver. 6.3)에서 지원하는 기법으로 3차원 유한요소 모델을 대신하여, 구조 및 진동해석을

Table 2 Comparison of the 3D FEM and S.E. blade's static displacements

Direction	3D FEM	Super element
X-Displacement	70.83 mm	70.84 mm
Y-Displacement	17.59 mm	17.59 mm
Z-Displacement	0.033 mm	0.032 mm
Z-Rotation	0.025 rad	0.025 mm

Table 3 Comparison of natural frequencies between the 3D FEM and S.E blade's

Mode	3D FEM (Hz)	Super element (Hz)
1st	1.10	1.10
2nd	1.76	1.76
3rd	3.30	3.30
4th	5.82	5.82
5th	6.69	6.70
6th	10.48	10.53
7th	10.95	11.04
8th	12.54	12.62
9th	14.59	14.73
10th	15.73	16.04

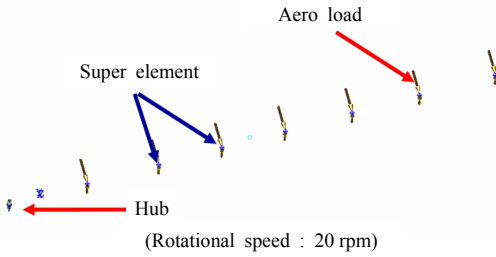
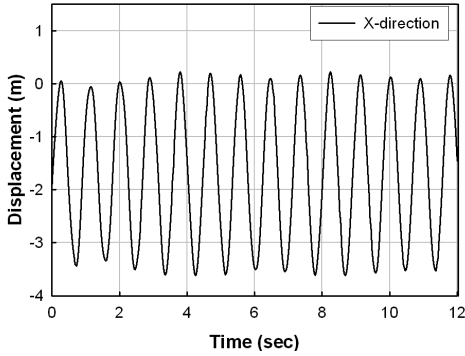
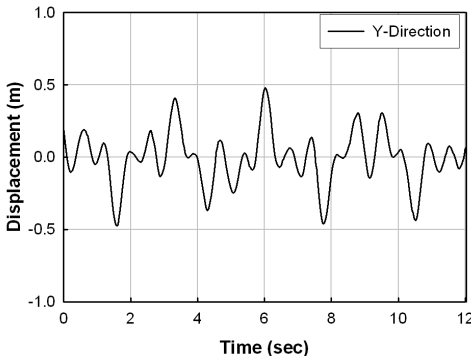


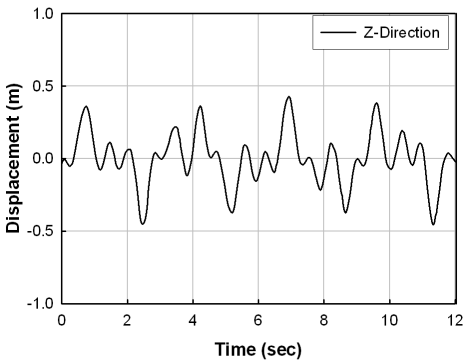
Fig. 8 Super elements and applied load



(a) X-Direction deformation



(b) Y-Direction deformation



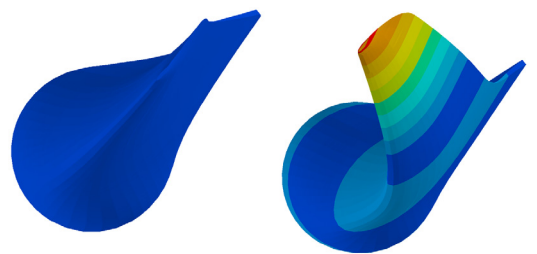
(c) Z-Direction deformation

Fig. 9 Displacement responses at blade tip

효율적으로 수행하는데 유용하다. 생성된 슈퍼요소를 이용한 동적 구조해석 전에 슈퍼요소를 사용한 모델에 대한 검증은 위하여 Table 2와 같이 3D 유한요소 모델과 슈퍼요소의 방향별 강성을 비교하기 위하여 각 방향으로 등하중(1,000N)을 블레이드 팁에 추가하여 변위를 비교하였다. 또한 동적 구조적 특성을 검토하기 위하여 Table 3과 같이 고유진동수를 통하여 3차원 유한요소 모델과 비교하였다. 그 결과 변위와 고유진동수를 비교했을 때 값의 오차가 상당히 적은 것을 알 수 있다.

이런 일련의 과정을 통하여 슈퍼요소의 구조적 특성이 원래의 3D 유한요소모델과 잘 일치하는 것을 확인하였으며, 풍력발전기의 작동환경에 따른 블레이드의 구조적 특성을 파악하였다. CFD해석을 통해 계산한 공력을 Fig. 8과 같이 각 섹션의 중심절점에 추가한 후 허블을 중심으로 20 rpm의 속도로 회전시켰다. 로터가 4바퀴 회전하는 동안 동적 구조특성을 계산하였다.

Fig. 9는 블레이드 팁(tip)에서 각 방향별 기준 좌표계에 대한 변형량을 나타낸다. 각 변형을 살펴보면 블레이드의 회전효과와 공력하중의 변화로 반복적인 진동응답을 나타내고 있다. X-축방향 변위는 최고 3.5 m의 응답변위가 나타났으며, Y,Z-축방향 응답변위는 ± 0.5 m의 변위가 나타났다. 이와 같은 변위는 기존의 정적구조해석 결과보다 약 2배 정도 큰 변위로서 우리가 정적구조해석을 통해 예상하지 못한 점을 동적 구조해석을 통하여 알 수 있었다. 또한 계산된 슈퍼요소를 사용하여 3D 유한요소 모델에 대한 결과를 복원하였다. 이 과정을 통해 블레이드 각 부분에 나타나는 응력, 변형률 등도 구할 수 있다. Fig. 10은 3D로 복원된 결과이다. 변형 전과 변형 후를 비교하였으며, 변형률 분포로 나타낸



(a) Initial shape (b) Deformed shape

Fig. 10 Initial and deformed shape of composite blade

것이다.

지금까지 슈퍼요소모형을 활용하여 풍력발전기 블레이드의 정적, 동적 구조적 특성을 효과적으로 살펴 알아보았다. 3차원 유한요소와 슈퍼요소를 사용한 해석시간을 비교했을 때, 1/3회전(1sec)하는 동안 1000회 iteration하는 과정을 Intel Core2 Quad 2.66Hz CPU 하드웨어를 활용하여 3차원 유한요소 모델을 사용한 동적 구조해석에서 소요된 시간은 대략 24시간이 걸린 반면, 슈퍼요소를 이용한 해석에서는 슈퍼요소를 생성하는데 약 20분, 동적 구조해석 시간 1분, 3차원 복원 과정에는 약 1시간의 시간이 걸렸다. 따라서 슈퍼요소를 이용하여 계산시간을 매우 단축시킬 수 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

이 논문에서는 구조적으로 가장 불안정한 조건에서 대형 풍력발전기 블레이드의 정적, 동적 구조특성을 파악하였다. 동적 구조특성을 파악하는 과정에서 슈퍼요소 기법을 사용하였는데 슈퍼요소 기법을 통하여 상당한 계산 시간을 줄일 수 있었다. 슈퍼요소 기법을 활용할 때, 비교적 정확한 해석 결과를 빠른 시간 내에 얻을 수 있어, 이 연구에서의 해석 기법을 대형 풍력발전용 블레이드의 설계 단계에서 유용하게 활용될 수 있다. 향후 기어박스, 낫셀 및 타워를 포함하는 풍력발전기 전체 구조를 고려하여 동적 구조해석 수행을 통하여 블레이드의 변형으로 인한 타워와의 충돌 가능성을 확인해 보고자 한다.

후 기

이 논문은 지식경제부의 지원으로 수행한 에너지 자원인력양성사업과 “5MW급 대형 해상풍력발전 시스템 개발” 과제의 일환으로 수행된 연구결과이며, 2단계 BK21사업 연구결과이다.

참 고 문 헌

- (1) Lee, D., Hodges, D. and Patil, M., 2002, “Multiflexible-body Dynamic Analysis of Horizontal Axis Wind Turbines,” Wind Energy, Vol. 5, pp. 281~300.
- (2) 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.
- (3) 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.
- (4) SAMCEF ver 11.1, User’s Manual, SAMTECH Co., 2006.
- (5) Fluent User’s Manual Ver. 6.3, Fluent Inc., 2006.9.
- (6) Guran, R. J., 1965, “Reduction of Stiffness and Mass Matrices,” AIAA Journal, Vol. 3, No. 2, p. 380.
- (7) 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 3 MW Class Wind-turbine Blade Using CAE Technique,” Korean Fluid Machinery Association, Vol. 11, No. 4, pp. 22~31.
- (8) 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,” Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 9, pp. 926~936.