

풍력 터빈 허브의 피로강도 평가

이현주[†]·고장욱·오시덕^{*}

Fatigue Strength Evaluation of Wind Turbine Hub

Hyun Joo LEE[†], Jang Wook KOH and Si Doek OH^{*}

Key Words: Fatigue Strength(피로강도), Wind Turbine(풍력 발전 시스템), FEM(유한 요소법), Hub(허브), Main Shaft(주축)

Abstract

: A wind turbine obtains its power input by converting the force of the wind into a torque (turning force) acting on the rotor blades. The amount of energy which the wind transfers to the rotor depends on the density of the air, the rotor area, and the wind speed. Because it has long term operating life and very complex load condition, the fatigue strength of each component must be considered. In this paper, we calculated the load condition by wind using a combined blade elemental theory and a FEM based analytical approach was use to evaluate the fatigue strength of a Hub of wind turbine. The effect of tensile mean stress was taken into account by the modified Goodman diagram. Using this approaches, we evaluated the fatigue strength of hub and main shaft and improved the design.

기호설명

V_{ref} = 극한 풍속

V_{ave} = 평균 풍속

A : 높은 난류 특성을 갖는 풍황 조건

B : 낮은 난류 특성에 갖는 풍황 조건

I_{15} : 15m/s에서 난류 강도의 특성 값

a : 식(3)에서 사용되는 기울기 변수

1. 서 론

대체 에너지로 활발히 상용화 되고 있는 풍력 발전 시스템은 예측하기 어려운 다양한 환경 조

건 하에서 운전되며, 20년 이상의 신뢰성이 보장 되어야 하는 기기이다.[1] 따라서 풍력발전 시스템의 설계 단계에서부터 각 구성요소에 미치는 하중과 구성요소들의 상호작용을 수치화하고, 이를 바탕으로 한 피로해석을 수행하여 설계에 반영함으로써 시스템의 신뢰성을 확보하는 작업이 개발과정에 반드시 포함되어야 한다.[2]

바람의 에너지에 의해 회전하는 로터의 하중을 발전기까지 전달하는 요소인 허브와 주축은 그 부하 특성상 다양한 크기와 주기의 하중에 노출 되어 있다. 특히 허브에는 질량 관성 모멘트가 큰 로터가 직접 연결되어 있기 때문에 반복적인 가변속 운전이나 정지 시 관성에 의한 피로하중을 견뎌 낼 수 있어야 한다.[4]

본 논문에서는 풍력발전 시스템에서 로터의 하중을 주축에 전달하는 허브를 대상으로 풍력 터빈 해석프로그램인 **Bladed for Windows**를 사용하여 750kW급 기어 타입 풍력 터빈 시스템의 동역학적 시뮬레이션을 통해 외력을 계산한 후, 유한 요소법을 사용하여 피로강도 해석을 수행하였다.

[†] (주) 효성 중공업연구소

E-mail : diable@hyosung.com

TEL : (02)707-4373 FAX : (02)707-4399

* 상 등

2. 풍력 발전 시스템의 부하 특성

2.1 풍력 발전 시스템의 등급

IEC 61400에서는 수풍면적(swept area) 40m²인 풍력 발전 시스템에 적용하는 풍황에 대하여 Table 1과 같은 표준 등급을 부여하고 있다.

Table 1 Standard Wind Turbine Grade

풍력발전시스템 등급		I	II	III	IV	S
Vref	(m/s)	50	42.5	37.5	30	설 계 자 에 의 하 여 명 시 된 값
Vave	(m/s)	10	8.5	7.5	6	
A	$I_{15}^{(-)}$	0.18	0.18	0.18	0.18	
	a(-)	2	2	2	2	
B	$I_{15}^{(-)}$	0.16	0.16	0.16	0.16	
	a(-)	3	3	3	3	

2.1.1 Wind Condition

풍력발전시스템은 각 등급에서 제시 하는 wind condition에서 안전하게 운전되도록 설계 된다. Wind condition은 크게 풍력발전시스템의 정상 운전 기간 동안 자주 발생하는 일반적인 바람 조건(Normal wind condition)과 1년 또는 50년의 주기를 가진 것으로 정의되는 극한 바람 조건(Extreme wind condition)으로 나뉜다. 모든 경우에 있어서 바람은 수평면에서 8° 위쪽을 향해 분다고 가정한다.

본 논문에서는 1년 평균풍속 10m/s, 50년 최대 풍속 50m/s인 I 등급 풍력 발전 시스템을 기준으로 바람에 의한 외력을 계산하였다.

2.2 Normal wind condition

2.2.1 Wind speed distribution

현장의 풍속 분포는 각각의 부하 조건의 발생 주기를 결정하기 때문에 풍력발전시스템 설계에 있어서 중요하다. 표준 풍력발전시스템 등급에서는 10분 동안의 평균 풍속이 설계 부하 계산을 위해서 Rayleigh 분포를 나타낸다고 가정한다. 이 경우에 허브 높이에서 풍속 V_{hub} 의 바람이 불 확률은 다음과 같다.

$$P_R(V_{hub}) = 1 - \exp[-\pi(V_{hub}/2V_{ave})^2] \quad (1)$$

2.2.2 Normal wind profile model, NWP

NWP에서는 지상에서 높이 z인 지점의 평균 풍속 $V(z)$ 를 다음과 같이 가정한다.

$$V(z) = V_{hub}(z/z_{hub})^a \quad (2)$$

IEC에서는 지수 a의 값을 0.2로 가정한다. 식 (2)에 의해 계산된 풍속 분포를 이용하여 회전자 수풍면적(swept area)에 수직방향으로 작용하는 평균 바람 전단력(wind shear)을 계산할 수 있다.

2.2.3 Normal turbulence model, NTM

바람 난류는 10분 동안 확률적으로 발생할 수 있는 풍속의 변화량을 나타낸다. 난류 모델은 풍속, 풍향 변화와 와류의 영향을 포함한다. 표준 풍력발전시스템 등급에 대하여 임의의 풍속 벡터 공간의 출력 분포 밀도에서 풍속의 주 방향 성분의 표준 편차 특성 값은 다음과 같다.

$$\sigma_1 = I_{15}(15m/s + aV_{hub})/(a+1) \quad (3)$$

I_{15} 와 a의 값은 Table 1에 주어진다. 표준 편차 σ_1 의 특성값과 난류 밀도 σ_1/V_{hub} 는 지정된 I_{15} 와 a의 풍속에 대한 함수로 Fig. 1에 나타난다. 표준 편차는 높이에 따라 변하지 않는다고 가정한다.

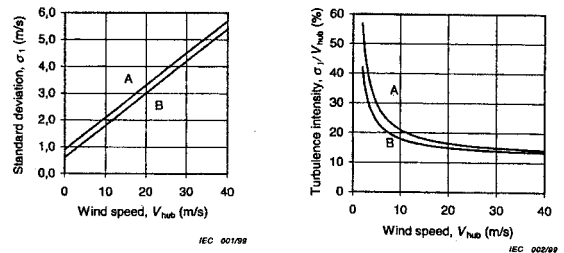


Fig. 1 The Character of Wind Turbulence

2.3 Extreme wind conditions

Extreme wind conditions은 풍력발전시스템의 극한 바람 부하를 결정하는 데 사용된다. 이 조건은 폭풍우에 의한 최대 풍속 및 풍향의 급격한 변화를 나타내며, 극한적인 난류의 잠재적 영향을 포함한다.

2.3.1 Extreme wind speed model, EWM

50년 극한 풍속 V_{e50} 과 1년 극한 풍속 V_{e1} 은 기준 풍속 V_{ref} 을 이용해서 계산한다. 표준 풍력 발전시스템 등급에서 풍력발전시스템 설계에 대하여 V_{e50} 과 V_{e1} 은 다음과 같은 높이의 함수로서 표현된다.

$$V_{e50}(z) = 1.4 V_{ref}(z/z_{hub})^{0.11} \quad (4)$$

$$V_{e1}(z) = 0.75 V_{e50}(z) \quad (5)$$

여기서 z_{hub} 는 허브 높이이다. 바람의 방향은 평균 풍향으로부터 일시적으로 $\pm 15^\circ$ 의 변동을 할 수 있다고 가정한다.

2.3.2 Extreme Operating Gust, EOG

발생 주기 N년 동안 허브 높이에서 측정될 수 있는 돌풍의 크기 V_{gustN} 에 대하여 IEC에서는 다음과 같은 식을 제공한다.

$$V_{gustN} = \beta \left(\frac{\sigma_1}{1 + 0.1 \left(\frac{D}{\Lambda_1} \right)} \right) \quad (6)$$

위 식에서, σ_1 은 식(3)에 의한 표준편차이며 Λ_1 은 다음과 같은 난류 비례 변수이다.

$$\Lambda_1 = \begin{cases} 0.7 z_{hub} & \text{for } z_{hub} < 30\text{m} \\ 21\text{m} & \text{for } z_{hub} \geq 30\text{m} \end{cases}$$

D는 회전자 직경이며, N=1일 때 $\beta = 4.8$, N=50일 때 $\beta = 6.4$ 이다.

이를 이용하면 풍속은 N년의 주기에 대해 다음과 같이 정의된다.

$$V(z, t) = \begin{cases} V(z) - 0.37 V_{gustN} \sin(3\pi t/T) (1 - \cos(2\pi t/T)) & 0 \leq t \leq T \text{ 일 때,} \\ V(z) & t < 0 \text{ 또는 } t > T \text{ 일 때,} \end{cases} \quad (7)$$

위 식에서 $V(z)$ 는 식(2)에 의해 정의되어지며, N값은 다음과 같다.

N = 1일 때 T = 10.5s,
N = 50 일 때 T = 14.0s

Fig.2는 극한 운전 돌풍의 한 예이다.

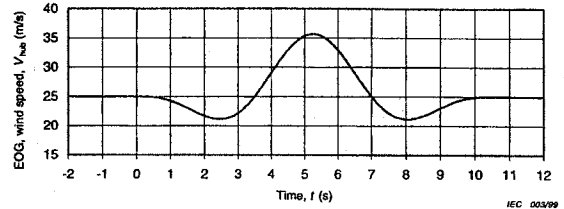


Fig. 2 Example of Extreme Operating Gust (N=1, Class A, D=42m, z_{hub} =30m, V_{hub} =25m/s)

2.3.3 Extreme Direction Change, EDC

발생 주기 N년에 대한 풍향의 극한 방향 변화 θ_{eN} 은 다음 관계식을 사용하여 계산된다.

$$\theta_{eN}(t) = \pm \beta \arctan \left(\frac{\sigma_1}{V_{hub} \left(1 + 0.1 \left(\frac{D}{\Lambda_1} \right) \right)} \right) \quad (8)$$

위 식에서 θ_{eN} 은 $\pm 180^\circ$ 로 제한하며, 발생 주기 N년에 대한 극한 방향 변화의 과도상태는 다음과 같다.

$$\theta_N(t) = \begin{cases} 0 & t < 0 \text{ 일 때,} \\ 0.5 \theta_{eN} (1 - \cos(\pi t/T)) & 0 \leq t \leq T \text{ 일 때,} \\ \theta_{eN} & t > T \text{ 일 때,} \end{cases}$$

Fig. 3은 극한 방향 변화의 예이다.

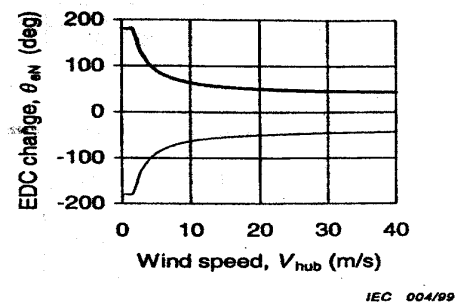


Fig. 3 Example of Extreme Wind Direction Change (N=50, 종류 A, D=42m, z_{hub} =30m)

2.3.4 Extreme Coherent Gust, ECG

표준 풍력발전시스템 등급에서는 극한 집중 돌풍의 크기는 $V_{cg} = 15 \text{ m/s}$ 라고 가정한다. 이에 따른 풍속의 변화는 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned}
 &t < 0 \text{ 일 때, } V(z, t) = V(z) \\
 &0 \leq t \leq T \text{ 일 때,} \\
 &V(z, t) = V(z) + 0.5 V_{cg}(1 - \cos(\pi t / T)) \\
 &t > T \text{ 일 때, } V(z, t) = V(z) + V_{cg}
 \end{aligned}$$

여기서 $T=10\text{s}$ 은 상승시간이고 $V(z)$ 풍속은 2.2.2에서 주어진다. Fig. 4는 $V_{hub} = 25\text{m/s}$ 에 대한 극한 집중 돌풍의 예이다.

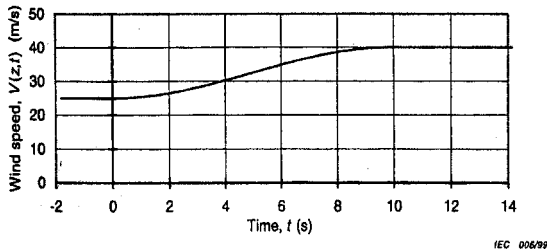


Fig. 4 Example of Extreme Gust
($V_{hub} = 25\text{m/s}$, ECG)

2.4 피로파괴(fatigue fracture)

풍력 발전 시스템의 허브나 주축은 운전 기간 동안 지속적인 반복하중을 받게 된다. 특히 회전에 의해 방향이 변동하는 하중이 되풀이 될 때, 부하되는 응력이 탄성한도 이하일 경우에도 파손될 수 있는 피로 하중에 노출되어 있다. 특히 피로 파에서는 파괴에 이르기까지 거시적으로 인지할 수 있는 소성변형을 동반하지 않기 때문에 설계에 반드시 이의 영향을 반영해야 한다.

2.4.1 수정 Goodman 식에 의한 허용응력
수정 GoodMan식은 다음과 같다.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_a(R=-1)} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} = 1$$

- σ_a =평균응력을 고려한 피로 응력진폭
- $\sigma_a(R=-1)$ =평균응력이 0인 경우 피로응력 진폭
- σ_m =평균응력
- σ_u = 인장강도

피로응력진폭이 평균응력의 20%인 경우 위 식은 다음과 같이 표시된다.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_a(R=-1)}{0.2 + \frac{\sigma_a(R=-1)}{\sigma_u}}$$

정하중응력, 즉 평균응력의 20%를 피로응력진폭으로 하는 경우 피로강도를 고려한 허용 정하중응력은 평균응력이 0인 경우의 피로강도진폭에 의해 결정된다.

3. 유한 요소 해석

3.1 허브의 피로 강도 평가

해석에 사용한 허브의 유한요소 모델은 다음과 같다. 모델의 노드 수는 8975개이며, 사용된 엘리먼트는 총 4377개 이다.



Fig. 5 FEM Model of Hub

3.1.2 허브의 하중 조건

IEC 61400에 근거하여 Bladed for Windows를 이용해 모사한 풍속의 변화는 Fig. 6과 같다. 기준 풍속은 50m/s이며, 이는 풍력 발전시스템의 등급 Grade I에 해당하는 조건이다.

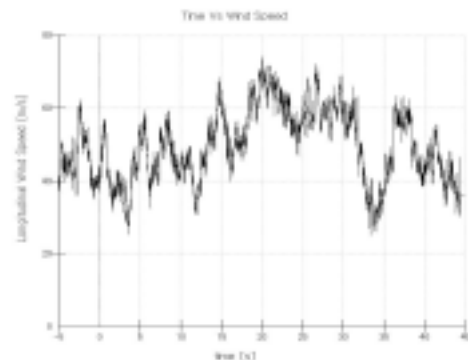


Fig. 6 Wind Speed Variation at Hub Height

Fig 6에 표시된 바람에 의해 허브와 주축에 작용하는 외력은 블레이드의 out of plane 모멘트(My), 운전 토크(Mx), 피치방향 모멘트(Mz), 주축방향 힘(Fx) 회전에 접하는 방향 힘(Fy), 원심력(Fz)의 여섯 가지 성분으로 구성되어 있다.

각 작용력의 최대 값은 운전 조건에 따라 달라지며, 가장 큰 영향을 미치는 out of plane 모멘트는 해석결과 풍력 터빈의 비상 정지 시에 최대 값(832.3kNm)을 갖는 것으로 나타났다. 이는 Fig.6에서 확인 할 수 있다.

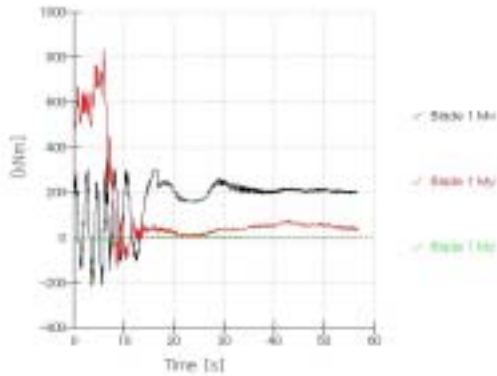


Fig. 7 The Moment on Hub at Emergency Stop

모멘트를 제외한 외력의 최대값은 블레이드 회전에 의한 원심력에 의해 나타나며, 원심력은 로터의 회전속도가 비상 정지 속도인 35rpm이 되었을 때 가장 큰 값(326kN)을 갖는다. Fig 8에 그 변화량이 표시되어 있다.

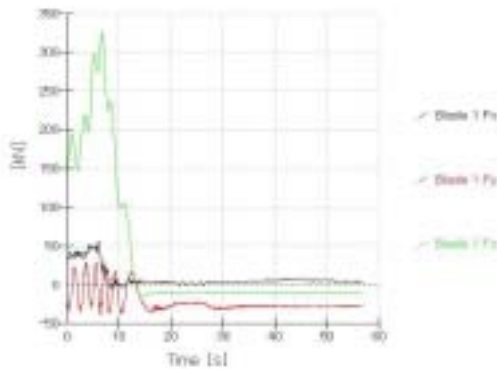


Fig. 8 The Load on Hub at Emergency Stop

3.1.3. 허브의 강도 해석

3.1.2에서 구한 허브의 외력을 기존 설계안에 적용하여 강도 평가를 수행하였다. 유한요소 해석에 사용한 모델 및 외력은 Fig.9와 같다.

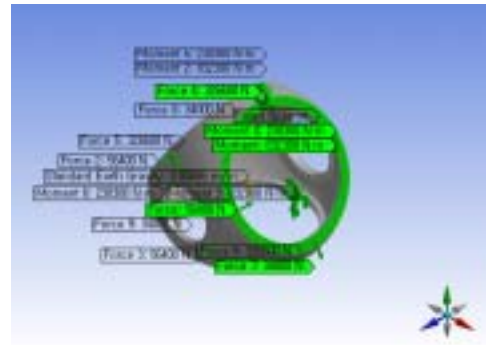


Fig. 9 The Load Conditions on Hub

모델에서는 주축과 플랜지로 연결되는 부위의 자유도는 모두 구속하였으며, 유한요소 모델은 60,906개의 노드를 가지고 있는 32,316개의 요소로 구성하였다.

Table 2 Load Conditions on Hub ; Emergency Stop

Name	Magnitude
블레이드의 out of plane 모멘트(My)	832.3 kN·m
운전 토크(Mx)	230.3 kN
피치방향 모멘트(Mz)	11.0 kN
중력 가속도	9.81 m/s ²
주축방향 힘(Fx)	56.4 kN
회전에 접하는 방향 힘(Fy)	34.0 kN
원심력(Fz)	326.6kN
블레이드 자중	26.5kN

유한 요소법을 이용하여 허브의 강도 해석을 수행하였으며, 그 결과는 Fig. 10~11과 같다.

비상정지 시에 발생하는 최대 응력은 블레이드 베어링 체결 볼트 홀 주변에서 발생하며, 그 크기는 155.0 MPa이다. 이 때의 안전율은 1.8(재료의 항복응력 276 MPa)이며, 이는 재료의 피로 한계 응력인 196MPa보다는 낮은 응력이지만, 좀더 면밀한 검토가 필요한 설계라 판단된다. 이 때 최대 변위는 블레이드 베어링과 연결되는 외각 부위에서 발생하며 2.0mm의 값을 갖는다. 사용된

재료의 S-N curve는 Fig. 12와 같다.

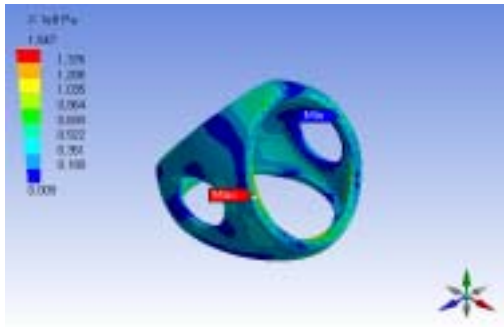


Fig. 10 Von Mises Stress of Hub

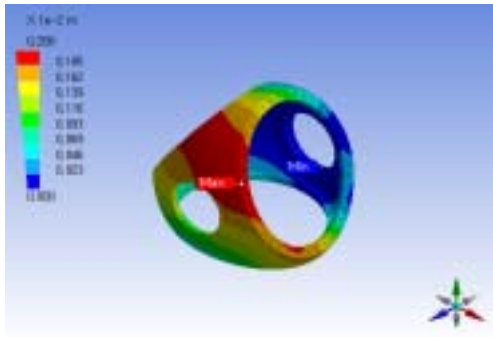


Fig. 11 Deformation of Hub

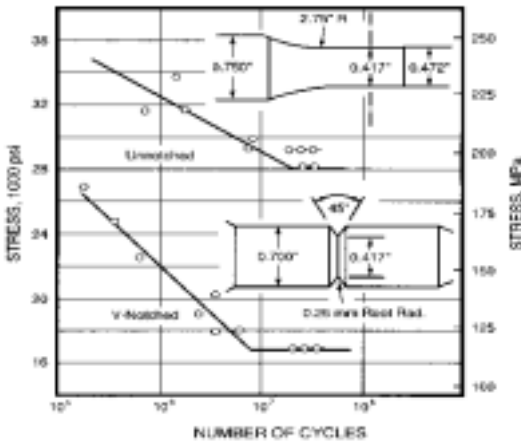


Fig. 12 S-N Curve of Ductile Iron

4. 결 론

유한 요소 해석에 의한 750kW급 풍력 터빈의 허브 피로강도 평가를 통해 설계평가를 수행하였

다. 평가 결과 허브는 허용피로 강도를 초과하지 않았다. 그러나 본 연구에서 규정한 허용피로강도는 허브에 사용된 재료에서 결함이 없을 경우에 한정된 것이다. 특히 재료의 허용 피로강도를 피로시험을 통해 구하지 않고, 문헌에 보고되어 있는 피로강도 데이터로부터 허용피로강도를 추정하여 사용하였으므로 보다 정확한 피로강도평가를 위해서는 풍력 터빈 허브에 사용된 재료에 대한 피로 시험이 요구된다.

후 기

본 연구는 2002~2004년도 산업자원부의 대체청정에너지 및 자원 기술 개발 사업인 “750kW급 풍력발전 시스템 개발” 사업의 일환으로 수행된 연구결과의 일부이다.

참고문헌

1. Hau, 2000, "Windturbines," Springer.
2. DNV/Risø, "Guidelines for Design of Wind Turbines," DNV/Risø.
3. Robert Harrison, 1998, "Large Wind Turbines -Design and Economics," John wiley&sons.
4. David A. Spera, "Wind Turbine Technology," ASME, 1998
5. Germanischer Lloyd, 1999, "Regulations for the Certification of Wind Energy Conversion Systems".
6. Lahmeyer International, 2000“Wind Energy Technology - Technology, Market, Costs, Perspectives".
7. Robert C. Juninall, 1983, " Fundamentals of Machine Component Design", University of Michigan Press.