

## 2MW급 풍력발전기 타워 셸 두께 설계 연구

홍 혁수<sup>1)</sup>, 박 진일<sup>2)</sup>, 방 조혁<sup>3)</sup>, 류 지윤<sup>4)</sup>, 김 두훈<sup>5)</sup>

### Research for 2MW Wind Turbine Tower Shell Thickness Design

Hyeoksoo Hong, Jinil Park, Johyug Bang, Jiyune Ryu, Doohoon Kim

**Key words** : eigenfrequency(고유진동수), strength analysis(강도해석), buckling(좌굴), fatigue strength(피로강도), sensitivity analysis(민감도 해석), safety coefficient(안전 계수)

**Abstract** : Tower shell design is very important because tower takes about 20% of overall wind turbine cost. This paper contains procedure of tower analysis and optimization concept. Some of requirements like eigenfrequency and buckling evaluated by numerical method. strength, are derived by analytic method. But strength and fatigue can be derived by mathematical method simply.

#### Nomenclature

- $\omega$  : 1st eigenfrequency
- $V$  : eigenvector
- $t_i$  :  $i^{\text{th}}$  design variable(shell thickness)
- $K$  : element stiffness matrix
- $M$  : mass matrix
- $\sigma_y$  : yield strength
- $N_i$  : number of stress cycles in one bin of stress range
- $N_r$  : number of tolerance stress cycle in one bin of stress range
- $\sigma_r$  : stress range
- $N_A$  : Number of stress cycle of reference value
- $\Delta\sigma_A$  : S/N curve reference value
- $m$  : S/N curve slope value

#### subscrip

- G.L. : Germanischer Lloyd
- F.E.M. : Finite Element Method
- I.E.C. : International Electrotechnical Commission
- DLC : Design Load Case

#### 1. 서 론

화석연료 에너지의 고갈과 원자력 에너지등의 환경 문제가 점점 커지면서 친환경 에너지에 관심이 높아지고 있다. 이중 풍력발전은 가장 경제

성 있는 신재생에너지 기술 중 하나이다. 풍력 발전기의 타워는 블레이드를 통하여 전달되는 하중과 동력 전달 장치를 포함하는 나셀(nacelle)을 지지하는 역할을 수행한다. 이 타워는 전체 풍력발전기 제작비용의 20%정도를 차지한다. 본 논문에서는 풍력발전기 타워 원자재 절감을 위한 타워 셸 두께의 최적화 설계를 수행하였다.

#### 2. 해석 절차

##### 2.1 설계요구 조건

타워 설계 조건은 GL guideline<sup>1)</sup>에 따라 크게 고유진동수, 강도해석, 피로해석, 좌굴해석, 플렌지 접합부 해석등이 요구된다. 이중 플렌지 접합부의 경우는 타워 셸의 두께에 선정에 가장 큰 영향을 끼치는 하중과 큰 연관이 없기 때문에 타워 셸의 두께 선정과는 별도로 계산할 수 있는 부분이다. 따라서 본 논문에서는 고유진동수, 강도해석, 피로해석, 좌굴해석에 대해서만 다룬다. 본 장에서는 각각의 설계 요구 조건을 초기 모델에 맞추어 계산해보고 셸의 두께에 따른 변화율을 알아본다.

- 
- 1) 유니슨 주식회사 기술연구소  
E-mail : hshong@unison.co.kr  
Tel : (041)620-3422 Fax : (041)552-7416
  - 2) 유니슨 주식회사 기술연구소
  - 3) 유니슨 주식회사 기술연구소
  - 4) 유니슨 주식회사 기술연구소
  - 5) 유니슨 주식회사 기술연구소

## 2.2 설계 절차

### 1) 고유진동수

고유진동수 해석은 타워의 각 skirt를 spring과 집중하중 model로 변환하여 강성행렬과 질량행렬을 구성한다. 고유진동수에 대한 타워 쉘 두께의 민감도는<sup>2)</sup> 다음의 수식 (1)을 통하여 구할 수 있다.

$$\frac{\partial \omega}{\partial t_i} = \mathbf{v}^T \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial t_i} \mathbf{v} - \omega \left( \mathbf{v}^T \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial t_i} \mathbf{v} \right) \quad (1)$$

풍력발전기 타워의 고유진동수는 operation시 발생 할 수 있는 타워의 공진 현상을 피하기 위하여 GL guideline에 따라 식(2)의 조건을 만족하여야한다. 식 (2)는 normal operation RPM이 타워의 첫 번째 고유진동수의 95%보다 작아야하고 모든 타워의 고유진동수는 블레이드 개수를 고려한 blade passing 진동수의 5%를 벗어나야 함을 보여 주고 있다.

$$\begin{aligned} f_R / f_{0,1} &\leq 0.95 \\ \text{and} \\ f_{R,m} / f_{0,n} &\leq 0.95 \text{ or } f_{R,m} / f_{0,n} \geq 1.05 \\ \text{where} \\ f_R &: \text{maximum rotational speed of the rotor in normal operation} \\ f_{0,1} &: \text{first natural frequency of the tower} \\ f_{R,m} &: \text{blade passing frequency of the } m \text{ rotor blades} \\ f_{0,n} &: n\text{-th natural frequency of the tower} \end{aligned} \quad (2)$$

Table 1 Initial Tower Resonance

Description	value
Rotor speed at nominal power	15.30rpm
Rotor frequency at nominal power	0.255Hz
number of blades	3
1st tower frequency	0.358Hz
2nd tower frequency	2.115Hz
$f_{R,3} / f_{0,1}$	0.838
$f_R / f_{0,1}$	0.712

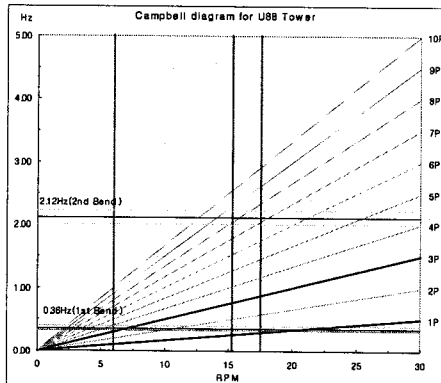


Fig. 1 Campbell diagram

Fig. 2 Coordinate system of tower

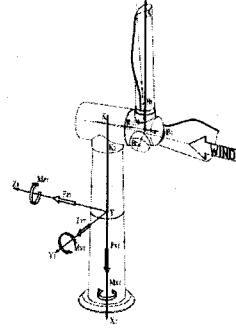


표 1은 2MW급 80m 타워의 고유진동수에 대한 초기 설계 값으로 GL guideline에서 요구하는 조건을 만족함을 알 수 있다. 그림 1의 Cambell diagram을 통하여 고유진동수 설계요구조건을 만족하는 것을 쉽게 확인할 수 있다.

### 2) Design load

설계하중은 크게 풍력에 의한 외부하중과 자중에 의한 하중으로 나뉜다. 타워에 작용하는 하중은 IEC 61400-1에서 정의한 모든 DLC에 대하여 다물체 동역학 해석을 통하여 계산되어진다. 타워 쉘의 두께가 변할 경우 자중에 의한 하중의 변화가 생기지만 변화 폭이 크지 않기 때문에 최적화 과정 중 쉘 두께의 변화에 따른 하중의 변화는 무시한다. 다물체 동역학을 통하여 모든 weld seam에서의 하중을 구하게 되면 계산의 부하가 커지기 때문에 최소한 타워의 플랜지 부분을 포함하여 몇 개의 지점에서 하중을 구하고 이를 선형 내삽법(linear interpolation)을 이용하여 전체의 weld seam에서의 하중을 계산한다. 표 2는 플랜지를 포함한 5개 지점에서 다물체 동역학을 통하여 계산한 하중을 보여준다.

Table 2 Static Load

height [m]	load case	$\gamma_F$	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]
1	DLC6.1	1.35	4,020	-1,198	192.4	-1,726	-2,355	86,860
10	DLC6.1	1.35	3,478	-1,191	146.2	-1,731	-3,991	74,520
26	DLC6.1	1.35	2,912	-1,142	36.46	-1,756	-7,399	56,710
48	DLC6.1	1.35	2,308	-1,082	-111.3	-1,813	-6,560	32,310
77	DLC1.3	1.35	9,139	-91.4	484.3	-1,413	-8,521	335.1

### 3) Strength

강도해석은 F.E.M. 해석을 이용하여 타워 top, bottom, door opening 등에서의 응력집중을 계산하고 이를 감안하여 타워의 모든 weld seam 부분에서 해석한다. 강도에 대한 안전계수는 식 (3)과 같다.

$$N_{static} = \frac{\sigma_y}{\sigma_v} > 1 \quad (3)$$

각각의 weld seam에 전달되는 하중이 결정되면 식 (3)에 의하여 안전율을 계산 할 수 있다.

표 3은 초기 설계된 타워에 초기 설계하중을 적용하여 계산한 안전율을 보여준다.

Table 3 Initial safety margins for extreme load

Position	$\sigma$ (MPa)	$\sigma_{allow}$ (MPa)	Safety	SCF
tower shell (maximum)	205.95	313.60	1.52	1.0
welding seam (maximum)	205.95	250.88	1.22	1.0
tower shell (door section)	144.42	313.60	1.55	1.4
welding seam (door section)	144.42	250.88	1.246	1.4
welding seam (tower top)	66.13	250.88	1.90	2.0

식 (4)는 셸 두께와 응력변화의 관계를 정리한 것으로 셸 두께가 변할 경우 응력의 변화는 타워 셸 두께에 반비례하는 것을 보여 준다.

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_d^2 + \sqrt{3}\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_d = \sqrt{\frac{(M_v \cos \theta)^2 + (M_x \sin \theta)^2}{I \cdot 2/d} + \frac{F_x}{A}}$$

$$\tau_{xy} = \sqrt{\left(\frac{F_v}{A} + \frac{M_x \sin \theta}{J \cdot 2/d}\right)^2 + \left(\frac{F_x}{A} + \frac{M_x \cos \theta}{J \cdot 2/d}\right)^2}$$

$$I \approx \frac{\pi d^3 t}{8}, J \approx \frac{\pi d^3 t}{4}, A \approx \pi d t$$

$$\sigma_v \propto \frac{1}{t} \quad (4)$$

#### 4) Fatigue analysis

피로수명은 하중은 rainflow counting을 이용하여 Markov matrix를 구성하여 Miner rule에 의하여 계산한다. 이 때 S/N curve를 이용한 수명은 GL guideline에 따라 다음의 식 (5)로 계산할 수 있다.

$$D = \sum_i n_i / N_i < 1$$

$$N_i = N_A (\Delta \sigma_i / \Delta \sigma_A)^m$$

$$\Delta \sigma_i \propto \frac{1}{t}$$

$$N_i \propto t^m \quad D \propto \frac{1}{t^m} \quad (5)$$

Damage의 변화는 S/N curve slope parameter  $m^3$ 과 셸의 두께와 관계가 있는 것을 확인 할 수 있다. 식 (5)를 이용하여 계산량이 많은 피로해석 과정을 다시 거치지 않고 셸 두께 변화율만을 계산하여 damage의 변화를 쉽게 예측 할 수 있을 을 알 수 있다.

#### 4) Buckling analysis

Buckling safety의 경우 식(6)에 의하여 계산한다.<sup>4)</sup>

$$\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_{cS,R,d}}\right)^{1.25} + \left(\frac{\sigma_\theta}{\sigma_{cS,R,d}}\right)^{1.25} + \left(\frac{\tau}{\tau_{cS,R,d}}\right)^2 \leq 1 \quad (6)$$

Buckling의 경우 셸 두께의 변화에 따른

buckling safety를 해석적으로 구하는 과정이 매우 복잡하다. 따라서 식 (7)의 수치해석을 이용한 미분계수를 이용하여 셸 두께의 변화에 따른 안전율의 변화를 계산 할 수 있다.

$$\frac{\partial f}{\partial t_i} = \frac{\partial f(t_i + \Delta t) - \partial f(t_i - \Delta t)}{2 \Delta t} \quad (7)$$

### 3. 셸 두께의 최적 설계

#### 3.1 초기설계 결과

2.2장에서 초기 설계 모델의 설계 요구조건에 대한 해석을 수행하고 셸의 두께 변화에 따른 설계요구 조건 값의 변화를 알아보았다. 초기 설계 모델에 대한 strength, fatigue, buckling의 해석 결과 모두 safety margin이 다소 높게 설계되었다. 이 경우 타워의 안정성은 커졌지만 필요 이상으로 셸이 두꺼워져 타워 가격 상승의 요인이 된다. 본장에서는 safety margin을 최소화하여 타워를 경량화 하는 최적화 수행 과정에 대하여 기술한다.

#### 3.2 최적화 과정

타워 셸 두께의 선정에 있어 하나의 셸의 두께 변화는 타워의 자중에 의한 하중을 변화시키지만 그 크기가 작기 때문에 각각의 skirt는 길이, 지름등이 변하지 않고 단지 두께의 변화만 있을 때에는 강도와 피로, 좌굴에 대하여 각각의 skirt weld seam끼리 서로 독립적으로 예비 설계할 수 있다. 고유진동수의 경우 각각 skirt의 셸 두께의 변화가 각각의 skirt에서 독립적인 결과로 나타나는 것이 아니고 전체 시스템의 대표 값으로 나타나게 된다. 따라서 식 (3), (5), (6)으로 계산되는 다른 설계 요구 조건과는 별도의 설계 과정이 필요하다. 식 (4),(5),(6)을 이용하여 각 skirt 셸의 최소의 두께를 계산하여 예비 설계를 할 수 있다. 예비 설계의 결과가 고유진동수에 대한 설계요구조건을 만족하지 못 하였을 경우 고유진동수 최적화 문제의 제한조건(design constraint)으로 계산된 셸의 최소두께를 설정하여 최적설계를 수행한다. 타워 셸 두께의 설계는 다음의 절차를 따른다.

##### 1) Geometry

이 과정에서는 나셀의 무게, 타워 top & bottom diameter, flange information, initial shell thickness, section information등 가장 기초적인 타워의 외형을 입력한다.

##### 2) Stress concentration factor

타워 설계 과정 중에 타워 top, neck, door opening등에서 발생 할 수 있는 응력 집중계수를 F.E. 해석을 통하여 계산한다.

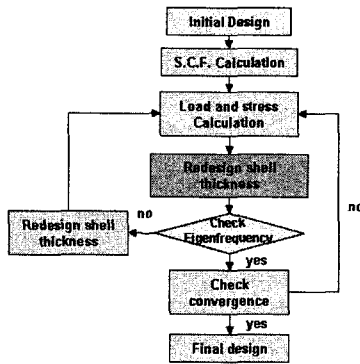


Fig. 3 Design procedure of tower shell design

### 3) Load and stress calculation

Static과 buckling에 이용되는 하중은 선형 내삽법을 이용하여 계산하고 이를 이용하여 응력을 계산한다. Fatigue 하중은 선형 내삽을 각 weld seam에서의 하중을 계산하고 10° 간격으로 다시 von Mises stress를 계산한다. von Mises stress는 다시 rainflow counting을 이용하여 Markov matrix를 구성하게 되고 Miner rule에 적용하여 damage를 계산한다.

### 4) Redesign

Strength와 fatigue의 경우 이론해를 바탕으로 각각 safety 1.0, damage sum 1.0이 되는 셸의 두께  $t^1, t^2$ 를 구한다. Buckling safety의 경우 이론해를 구하기 힘들기 때문에 Newton-Rhaphson method를 이용하여 역시 safety 1.0을 만족하는 셸의 두께  $t^3$ 를 구한다. 셸의 두께( $t_i$ )는  $t^1, t^2, t^3$  경우 중 가장 두꺼운 두께로 결정한다.

$$t_i = \max(t^1, t^2, t^3) \quad (8)$$

### 5) Eigenfrequency

1)항에서 선정된 geometry와 식(8)에서 구해진 셸의 두께를 이용하여 타워의 고유진동수를 계산한다. 이 때 식(2)의 조건을 만족하지 못할 경우 중량 증가를 최소화하며 1차 고유진동수와 2차 고유진동수 조건을 만족하도록 타워 셸의 두께를 재설계한다. 이 때 식(1)에서 구한 민감도를 이용하고 식(8)로 구해진 셸 두께의 최소값은 제한 조건으로 이용된다. 설계 요구 조건이  $\omega_{target}$  이라면 최적화 문제는 식(9)와 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} & \text{objective function minimize } [m_{tower}] \\ & \text{constraints } t_i > \max(t_1, t_2, t_3) \\ & (\omega_j - \omega_{target})^2 \leq 1 \end{aligned} \quad (9)$$

### 6) Load revision

Geometry 변화에 의한 자중에 의한 하중 변화가 무시할 수 없을 정도로 커졌을 경우 다시 3)-6)의 과정을 반복한다. 셸의 두께가 수렴하게 되면 iteration을 멈춘다.

## 3.3 최적화 결과

3.2장에서 소개된 방법으로 초기 설계된 타워 셸의 두께를 최적화 하였다. 이 과정에서 하중을 재계산하여 설계 하중의 수렴여부를 평가하는 과정은 생략되었다. 표 4는 최적화 설계 이후 타워 셸의 중량 변화를 보여주고 있다. 최적화로 인하여 약 14t의 질량이 줄어든 것을 확인할 수 있다. 판재의 입고 두께를 고려하여 셸의 두께를 2mm단위로 다시 조정한 경우에도 약 5t의 무게가 감소 효과가 있었다. 두 경우 모두 첫 번째 고유진동수 설계 요구 조건을 만족하고 있다.

Table 4 Optimization result

	original design	optimal design	adjusted thickness	reduced
shell mass	169t	155t	-	9.03%
		-	164t	3.05%
1st eigenfrequency	0.358Hz	0.366Hz	0.360Hz	-

## 4. 결론

2MW급 풍력발전기 80m 타워 셸 두께를 해석해와 수치해를 이용하여 셸의 두께의 변화에 따른 고유진동수, 강도, 피로, 좌굴 값의 변화율을 검토하였으며 타워 셸의 두께를 최적화 하는 연구를 수행하였다.

실제 타워 셸의 두께 선정에는 최적화된 값이 요구 되는 것이 아니라 자체 입고가격과 자체 절단 후 버려지는 loss, 타워 셸 간의 단차등 역시 고려해야 한다. 또한 skirt의 길이를 바꿔서 skirt의 두께를 줄이는 것도 가능하다. 이는 기본적인 두께를 본문의 최적화 알고리즘을 이용하여 선정된 후 계산하는 후 처리 과정으로 차후 연구를 통하여 해결할 문제이다.

## 후기

본 연구는 산업자원부의 예산 지원으로 수행 중인 '2MW Multibrid형 풍력발전 시스템 개발' 사업의 일환이며, 에너지 관리공단의 지원에 감사드립니다.

## References

- [1] "GL Wind Guidelines 2003-Rules and Guidelines IV Industrial Services 1. Guideline for Certification of Wind Turbine", Germanischer Lloyd, chap. 4-chap. 6.
- [2] Vanhonacker P., 1980 "Differential and difference sensitivities of natural frequencies and mode shapes of natural structures", AIAA J, 18., 1511.
- [3] "Eurocode 3 : Design of steel structure", European Committee for Standardization, part 1.1.
- [4] "DIN 18800", International Organization for Standardization, part 4.