

2MW급 풍력발전기 타워 셸 최적 설계

홍혁수*, 박진일, 방조혁, 류지윤, 김두훈

Research for 2MW Wind Turbine Tower Shell Design Optimization

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

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 tower shell thickness optimization concept. Some of requirements like eigenfrequency and buckling evaluated by numerical method. But strength and fatigue can be derived by mathematical method simply. Using this procedure, tower shell thickness can be designed without repetition of complicated calculation.

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

* 유니슨 주식회사 기술연구소

■ E-mail : hshong@unison.co.kr ■ Tel : (041) 620-3422 ■ Fax : (041) 552-7416

Nomenclature

ω : 1st eigenfrequency
 V : eigenvector
 t_i : i^{th} design variable(shell thickness)
 K : element stiffness matrix
 M : mass matrix
 σ_y : yield strength
 n_i : number of stress cycles in one bin of stress range
 N_i : number of tolerance stress cycle in one bin of stress range
 $\Delta \sigma_i$: 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
 $\sigma_{XS, R, d}$: meridional buckling stress limit
 $\sigma_{\phi S, R, d}$: hoop buckling stress limit
 $\sigma_{TS, R, d}$: shear buckling stress limit : mass fraction

subscripts

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

1. 서론

화석연료의 고갈과 기존 발전시설의 환경 문제가 점점 커지면서 친환경 에너지에 대한 관심이 높아지고 있다. 이중 풍력 발전은 가장 경제성 있는 신 재생에너지 기술 중 하나이다. 풍력 발전기는 크게 풍력으로부터 에너지를 전달 받아 발전기에

전달하는 블레이드 로터(blade rotor), 동력전달장치, 발전기 및 각종 전기, 기계장치가 설치되어 있는 나셀 nacelle, 그리고 블레이드를 통하여 전달되는 하중과 나셀 조립체의 자중을 지지하는 타워로 구성되어 있다. 이 타워는 전체 풍력발전기 제작비용의 20%정도를 차지할 정도로 고가의 설비이나 풍력발전기 타워 설계 절차에 대한 연구가 많이 진행되어 있지는 않은 실정이다. 본 논문에서는 풍력발전기 타워의 설계 요구조건을 해석하는 방법을 소개하고 원자재 절감을 위한 타워 셸(tower shell) 두께의 최적화 설계를 수행하였다.

2. 해석 절차

2.1 설계요구 조건

타워 설계 조건은 GL guideline¹⁾에 따라 크게 고유진동수(eigenfrequency), 강도해석(strength analysis), 피로해석(fatigue strength analysis), 좌굴해석(buckling analysis), 플렌지 접합부 해석(flange connection analysis) 등이 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 고유 진동수, 강도해석, 피로해석, 좌굴해석에 대해서만 다룬다. 본 장에서는 각각의 설계 요구 조건을 기준에 설계되어 있었던 초기 모델에 맞추어 계산해보고 셸의 두께에 따른 변화율을 알아본다.

2.2 초기 설계 및 해석

본 연구의 초기 모델은 UNISON KBP-2000M U88풍력발전기 개발 중 설계되었던 타워로 표 1의 특성을 갖는다.

타워 셸에 사용된 재료는 DIN규격의 S355로 표2와 같은 물성을 가진다.

용접부에서의 인장 강도는 재료의 80%의 강도를 가진 것으로 계산하였다.

1) 고유진동수

고유진동수 해석은 타워의 각 세그먼트(segment)를 스프링

Table 1. Initial Tower Technical Data

Technical data	
Type class	IEC-TC2A
Rated rotor speed	15RPM
Rotor diameter	88m
Hub height	80m
Top diameter	3,000mm
Bottom diameter	4,200mm
Number of sections	4EA
Tower shell mass	169,200kg

Table 2. Material properties for S355

Material	Limit of Tensile Strength(MPa) ($\gamma_w=1.1$)								Limit of tension for welding
	Thickness	t≤16 mm	16<t≤40 mm	40<t≤63 mm	64<t≤80 mm	80<t≤100 mm	100<t≤150 mm	150<t≤200 mm	
S355	322.7	313.6	304.5	295.4	286.4	268.2	253.1	250	$\alpha_w=0.8$ 250.98 $\alpha_w=1.0$ 313.6

$$f_R / f_{0,1} \leq 0.95$$

and

$$f_{R,m} / f_{0,n} \leq 0.95 \text{ or } f_{R,m} / f_{0,n} \geq 1.05$$

where

f_R : maximum rotational speed of the rotor in normal operation

$f_{0,1}$: first natural frequency of the tower

$f_{R,m}$: blade passing frequency of the m rotor blades

$f_{0,n}$: n-th natural frequency of the tower

(1)

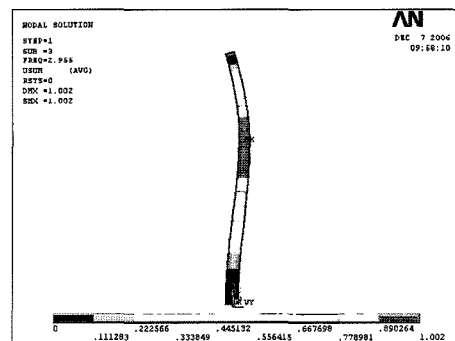
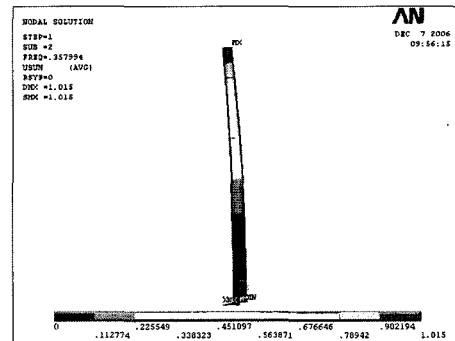


Fig. 1 1st and 2nd mode shape of tower

(spring)과 집중질량의 F.E. 모델로 변환하여 강성행렬과 질량 행렬을 구성하고 고유치(eigenvalue) 해석을 하여 계산한다. 풍력발전기 타워의 고유진동수는 운전(operation)시 발생 할 수 있는 타워의 공진 현상을 피하기 위하여 GL guideline에 따라 식(1)의 조건을 만족하여야한다. 식 (1)는 정상 운전(normal operation) RPM이 타워의 첫 번째 고유진동수의 95%보다 작아야하고 모든 타워의 고유진동수는 블레이드 개수를 고려한 블레이드 통과진동수(blade passing frequency)의 5%를 벗어나야 함을 보여 주고 있다. 그림 1은 상용 F.E.M. 해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 타워의 모달해석(modal analysis)을 수행한 결과로서 타워의 첫 번째와 두 번째 고유모드(eigenmode)를 보여준다. 표 3은 타워의 고유진동수에 대한 초기 설계 값으로 GL guideline에서 요구하는 조건을 만족함을 나타낸다. 그림 2의 Cambell diagram을 통하여 고유진동수 설계요구조건을 만족하는 것을 쉽게 확인 할 수 있다.

2) Design load

설계하중은 크게 풍력에 의한 외부하중과 자중에 의한 하중

Table 3. Initial Tower Resonance Characteristics

Description	value
Rotor speed at nominal power	15.30RPM
Rotor speed at partial power	6.0RPM
number of blades	3
1 st tower frequency	0.358Hz
2 nd tower frequency	2.955Hz
$f_{R,3} / f_{0,1}$	0.838
$f_R / f_{0,1}$	0.712

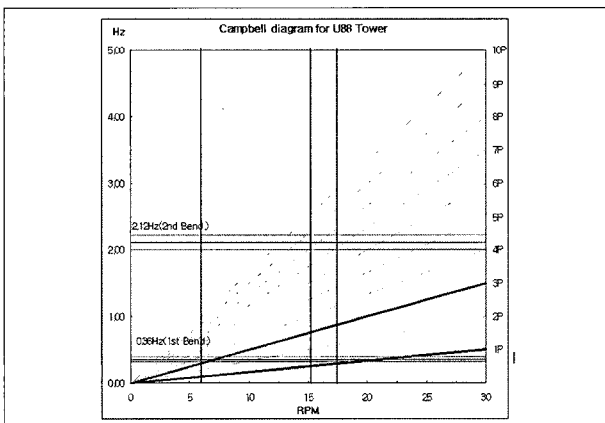


Fig. 2 Cambell diagram

으로 나뉜다. 타워에 작용하는 하중은 IEC 61400-1에서 정의한 모든 DLC에 대하여 다 물체 동역학 해석(multi-body dynamic simulation)을 통하여 계산되어 진다. 타워 셀의 두께가 변할 경우 자중에 의한 하중의 변화가 생기지만 변화 폭이 크지 않기 때문에 최적화 과정 중 셀 두께의 변화에 따른 하중의 변화는 무시한다. 다물체 동역학을 통하여 모든 용접부(weld seam)에서의 하중을 구하게 되면 계산의 부하가 커지기 때문에 최소한 타워의 플렌지 부분을 포함한 몇 개의 지점에서 하중을 구하고 이를 선형 내삽법(linear interpolation)을 이용하여 모든 용접부에서의 하중을 계산한다. 표 4는 플렌지 부분을 포함한 5개 지점에서 다물체 동역학 계산을 수행하여 계산된 극한하중(extreme load) 중 모멘트 합력(resultant moment)이 가장 큰 경우에 대한 결과이다.

3) Strength

강도해석은 F.E.M. 해석을 이용하여 타워 top, bottom,

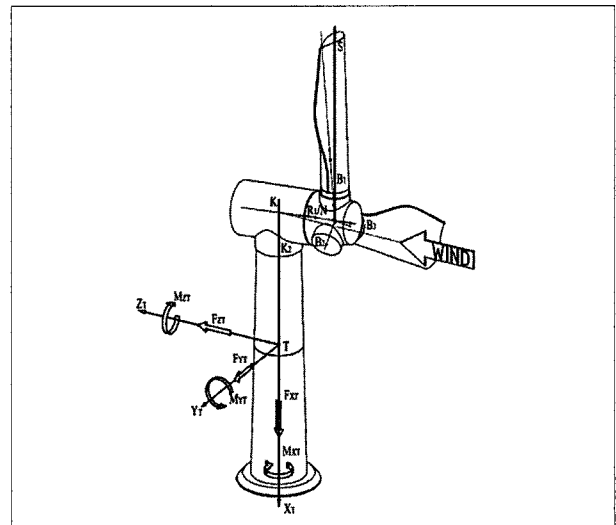


Fig. 3 Coordinate system of tower

Table 4 Static Load

height [m]	load case	γ_F	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]	M_x [Nm]	M_y [Nm]	M_z [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

door opening등에서의 응력집중을 계산하고 이를 감안하여 타워의 모든 용접부 부분에서 해석한다. 강도에 대한 안전계수는 식 (2)와 같다.

각각의 용접부에 전달되는 하중이 결정되면 식 (2)에 의하여 안전율을 계산 할 수 있다. 표 5은 초기 설계된 타워에 초기 설계하중을 적용하여 계산한 적용한 결과로써 각 용접부에서의 극한 하중에 대한 안전율을 보여준다.

$$N_{static} = \frac{\sigma_y}{\sigma_v} > 1 \quad (2)$$

4) Fatigue analysis

Table 5. Initial safety margins for extreme load

Position	σ (MPa)	σ_{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	1.25	1.4
welding seam (tower top)	66.13	250.88	1.90	2.0

피로수명 하중은 rainflow counting을 이용하여 Markov matrix를 구성하고 Miner rule에 의하여 계산한다.¹⁾ 수명은 20년을 기준으로 계산되며 피로하중 해석의 대상 시간을 해당 Type Class 맞추어 20년동안 발생하는 실제 횡수로 환산 할 수 있도록 스케일 값(scale factor)을 응력 주기 횡수(number of stress range)에 곱하여 적용한다. Miner sum(D)은 식(3) 과 같이 계산된다.

$$D = \sum_i n_i / N_i < 1 \quad (3)$$

5) Buckling analysis

타워의 경우 좌굴은 응력의 작용 방향에 따라 meridional stress에 의한 좌굴, hoop stress에 의한 좌굴, shear stress에 의한 좌굴로 구분된다. 각각 방향에 대한 좌굴 응력 한계(buckling stress limit)는 각각 섹션의 형상, 셸 두께, 지름등과 재질특성(material property)에 의하여 결정된다. 세 가지

응력에 의한 것을 모두 고려한 좌굴 영향(buckling interactive)의 경우 식(4)에 의하여 계산한다.⁴⁾

$$S_{inter.} = \left(\frac{\sigma_x}{\sigma_{xS,R,d}} \right)^{1.25} + \left(\frac{\sigma_\varphi}{\sigma_{\varphi S,R,d}} \right)^{1.25} + \left(\frac{\tau}{\tau_{S,R,d}} \right)^2 \leq 1 \quad (4)$$

표 6은 초기 설계에 대한 피로강도와 좌굴에 대한 안전율을 해석한 결과로 타워의 각 섹션의 아래쪽 플랜지에서의 값을 보여준다.

Table 6. Safeties for sections

Sec. no.	Damage sum	Buckling interactive
1	0.57	0.44
2	0.92	0.63
3	0.92	0.83
4	0.72	0.75

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 모델의 극한강도, 피로강도, 좌굴에 대해서 모두 안전율 여유(safety margin)가 다소 높게 설계 되어 있음을 확인할 수 있었다. 이런 경우 타워의 안정성은 크지만 필요 이상으로 셸이 두꺼워 타워 가격 상승의 요인이 된다. 본 장에서는 셸의 두께를 최소화하여 타워를 경량화 하는 최적화 수행 과정에 대하여 기술하고 이를 초기 모델에 적용하여 KBP-2000M U88 타워에 대하여 경량화를 수행하였다.

3.2 셸 두께 설계

타워 설계 요구조건을 만족시키는 셸두께는 각각 다음의 식을 통하여 계산한다.

1) Extreme strength

앞서 가정한대로 셸 두께의 변화에 따른 하중의 변화를 무시

하고 셸 두께를 제외한 타워의 형상이 변하지 않는다면 응력의 변화는 오직 타워 셸의 두께의 변화에 의하여 결정된다. 식(5)는 응력 값이 타워 셸의 두께에 반비례함을 보여준다.

$$\begin{aligned} \sigma_v &= \sqrt{\sigma_d^2 + \sqrt{3}\tau_{xy}^2} \\ \sigma_d &= \frac{\sqrt{(M_y \cos \theta)^2 + (M_z \sin \theta)^2}}{I \cdot 2/d} + \frac{F_x}{A} \\ \tau_{xy} &= \sqrt{\left(\frac{F_y}{A} + \frac{M_x \sin \theta}{J \cdot 2/d}\right)^2 + \left(\frac{F_z}{A} + \frac{M_x \cos \theta}{J \cdot 2/d}\right)^2} \\ I &\approx \frac{\pi d^3 t}{8}, J \approx \frac{\pi d^3 t}{4}, A \approx \pi dt \\ \sigma_v &\propto \frac{1}{t} \end{aligned} \tag{5}$$

따라서, 초기 설계에서 계산된 응력 값(σ_v^0)을 이용하여 셸 두께가 바뀌었을 경우 계산과정을 다시 거치지 않고 식(6)에 의하여 바뀐 응력 값(σ_v^1)을 계산할 수 있다. 이 때 (t^0, t^1)은 각각 초기 설계 셸 두께값이다.

$$\sigma_v^1 = \sigma_v^0 \frac{t^1}{t^0} \tag{6}$$

극한 강도에 대하여 안전율 1.0을 만족하는 셸의 두께(t)는 식 (7)과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \sigma_v^0 \frac{t^0}{t^1} &= \sigma_y \\ t^1 &= t^0 \frac{\sigma_v^0}{\sigma_y} \end{aligned} \tag{7}$$

2) Fatigue strength

극한 하중의 계산에서 응력은 타워 셸의 두께에 반비례 하는 관계임을 알 수 있었다. 식(3)에서 응력 주기 횟수(number of stress cycle)의 경우 타워 셸의 두께가 변하여도 변하지 않고 파괴 주기 횟수(number of tolerance stress cycle)만이 셸 두께에 의하여 변하게 된다. 따라서 셸 두께 변화에 의한 피로강도 damage sum의 변화는 식 (8)과 같이 계산 할 수 있다.

$$\begin{aligned} D &= \sum_i n_i / N_i < 1 \\ N_i &= N_A (\Delta\sigma_i / \Delta\sigma_1)^m \\ \Delta\sigma_i &\propto \frac{1}{t} \\ N_i &\propto t^m \quad D \propto \frac{1}{t^m} \end{aligned} \tag{8}$$

이 때 용접부위의 경우 m값은 응력 주기 회수가 5x106회가 되었을 때를 기점으로 m=3에서 m=5로 변하게 된다. 이러한

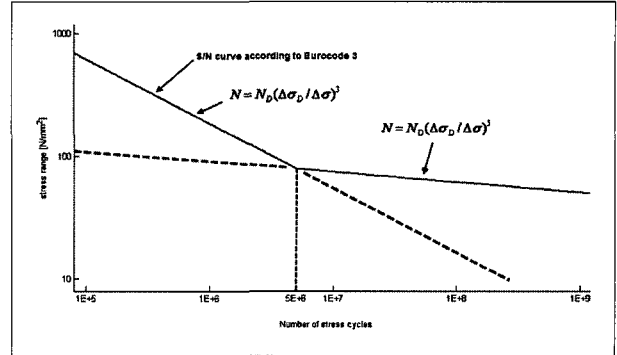


Fig. 4 S/N curve

변화를 반영하기 위해 damage 계산시 N^1 가 5×10^6 이상이 되는 응력에서의 damage(D_1)와 이하의 damage(D_2)로 나누어 계산한다. (그림 4)

극한 하중의 안전율 1.0을 만족하는 셸 두께(t^2)는 다음의 식 (9)로 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} D_2 &= D_0^{low} \left(\frac{t_0}{t_2}\right)^3 + D_0^{high} \left(\frac{t_0}{t_2}\right)^5 = 1 \\ solve[D_2(t_2)] &= 1 \end{aligned} \tag{9}$$

3) Buckling safety

좌굴 영향은 식(4)에 의하여 계산되었다. 식(4)에서 셸의 두께가 변하게 되면 좌굴 작용 응력(applied buckling stress) 뿐만 아니라 좌굴 응력 한계 값도 변하게 된다. 좌굴 응력 한계는 타워 셸의 두께에 관련되어 있지만 섹션의 형상에 따라 적용되는 식이 바뀌고 직관적으로 타워 셸의 두께에 대하여 관계식을 도출하기 어렵다. 따라서 좌굴의 경우 수치해석적인 방법으로 좌굴 안전율을 만족하는 최소의 셸 두께(t_3)를 구한다.

$$\begin{aligned} solve[S_{bkl.}(t_3)] &= 1 \\ \frac{\partial S_{bkl.}}{\partial t} &= \frac{\partial S_{bkl.}(t) - \partial S_{bkl.}(t-h)}{h} \\ t^{i+1} &= t^i - \frac{S_{bkl.}(t^i)}{[S_{bkl.}(t^i)]'} \end{aligned} \tag{10}$$

식 (10)에 따라 Newton-Rhapon method를 이용하여 좌굴 영향 1.0을 만족하는 t_3 를 계산한다.

4) Eigenfrequency

고유진동수에 대한 타워 셸 두께의 민감도는²⁾ 다음의 수식

(11)을 통하여 구할 수 있다.

$$\frac{\partial \omega}{\partial t_i} = \mathbf{v}^T \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial t_i} \mathbf{v} - \omega \left(\mathbf{v}^T \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial t_i} \mathbf{v} \right) \quad (11)$$

식(11)에서 t_i 는 i 번째 셀의 두께를 나타내고 \mathbf{K} 와 \mathbf{M} 은 각각 F.E.M. 해석에 이용된 강성 행렬과 질량 행렬을 나타낸다. 또한 \mathbf{v} 는 각각 고유진동수와 고유벡터(eigenvector)를 의미한다. 식(11)을 통하여 각 세그먼트의 셀 두께의 변화에 따른 고유진동수의 민감도를 구하고 이를 최적화 식에 적용하여 타워의 질량을 최소화 하며 설계 요구 조건을 만족하는 각 세그먼트의 셀 두께(t_i)를 구할 수 있다.

3.3 설계 절차

타워 셀 두께 설계 절차(design procedure)는 그림 5와 같다.

1) Geometry

이 과정에서는 나셀의 무게, 타워 top & bottom 지름, 플랜지 기하 형상(flange geometry), 초기 셀 두께(initial shell thickness), 섹션 정보(section information)등 가장 기초적인 타워의 외형을 입력한다.

2) Stress concentration factor

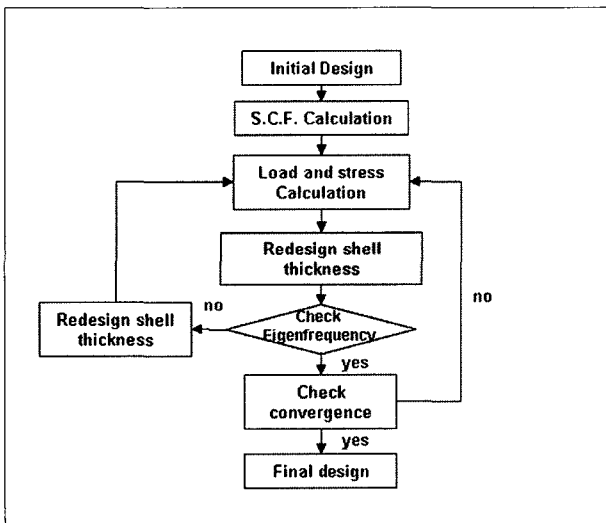


Fig. 5 Design procedure of tower shell design

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

3) Load and stress calculation

극한강도와 좌굴해석에 이용되는 하중은 선형 내삽법을 이용하여 계산하고 이를 이용하여 응력을 계산한다. 피로 하중은 선형 내삽을 이용하여 각 용접부에서의 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. 적용하중과 응력을 계산하고 이를 이용하여 각 세그먼트 용접부의 안전율을 계산한다.

4) Redesign

3.2장에서 소개된 방법으로 극한강도, 피로강도, 좌굴의 설계 요구조건을 만족하는 최소의 셀 두께 t_1, t_2, t_3 계산한다. 세 가지 요구 조건을 동시에 만족 할 수 있도록 각 세그먼트 별로 가장 큰 셀 두께를 선정한다.(식(12))

$$t_i = \max(t_i^1, t_i^2, t_i^3) \quad (12)$$

5) Eigenfrequency

새로 설계된 셀 두께를 이용하여 타워의 고유진동수를 다시 계산한다. 이 때 식 (1)의 조건을 만족하지 못 할 경우 중량 증가를 최소화하며 1차 고유진동수와 2차 고유진동수 조건을 만족하도록 타워 셀의 두께를 재설계한다. 이 때 식(11)에서 구한 민감도를 이용하고 식(12)로 구해진 셀 두께의 값은 제한 조건(constraints)으로 이용된다. 설계 요구 조건이 ω_{target} 이라면 최적화 문제는 식(13)과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} \text{objective function} & \text{ minimize } [m_{lower}] \\ \text{constraints} & t_i > \max(t_1, t_2, t_3) \\ & (\omega_j - \omega_{target})^2 = 1 \end{aligned} \quad (13)$$

6) Load revision

기하형상의 변화에 의한 자중에 의한 하중 변화가 무시 할 수 없을 정도로 커졌을 경우 다시 3)~6)의 과정을 반복한다. 셀의 두께가 수렴하게 되면 반복과정(iteration)을 멈춘다.

3.4 최적화 결과

3.3장에서 소개된 방법으로 초기 설계된 타워 셀의 두께를 최적화 하였다. 이 과정에서 하중을 재계산하여 설계 하중의 수렴여부를 평가하는 과정은 생략되었다. 최적화 결과 4개의 세그먼트를 제외하면 타워 셀의 두께는 피로강도 설계 값에 의존하였다. 재설계 된 모델은 첫 번째 고유 진동수 설계 요구 조건을 만족하였으므로 고유진동수에 대한 최적 설계 과정은 수행하지 않았다. 표 7은 최적화 설계 이후 타워 셀의 질량 변화를 보여주고 있다. 판재입고 두께를 고려하지 않고 최적의 셀 두께를 적용한 결과(optimal design)는 약 11.3톤의 질량 감소 효과가 있었으며 이는 타워 셀 무게의 7.16%에 해당된다. 그러나 모든 세그먼트에 각각 다른 판재를 사용하게 되면 판재 입고 가격이 상승하게 되어 경량화를 통한 자재비 절감효과가 사라지게 된다. 따라서 초기 설계 모델에서 사용되었던 판재 개수와 같도록 판재를 선정하여 다시 설계한 결과(commercial design) 최적설계 결과에는 미치지 못하지만 역시 약 6.5톤의 질량이 감소하였고 이는 타워 전체 무게에 약 4.0%에 해당된다.

Table 7. Mass improvement

	original design	optimal design	commercial design	reduced
shell mass	169t	157.7t	-	7.16%
		-	162.5t	4.00%
1st eigen-frequency	0.358Hz	0.366Hz	0.363Hz	-

Table 8. Optimization result

Seg. no.	Reduced Thickness(mm)		Strength Safety			Buckling Safety			Fatigue Damage		
	original	adjusted	original	optimal	adjusted	original	optimal	adjusted	original	optimal	adjusted
9	-1.00	-1.00	1.30	1.25	1.26	0.69	0.73	0.73	0.83	1.00	1.00
10	-1.12	-1.00	1.28	1.22	1.23	0.72	0.78	0.77	0.80	1.00	0.98
11	-0.37	-1.00	1.25	1.20	1.20	0.75	0.82	0.82	0.81	1.00	0.99
27	-1.99	-2.00	1.56	1.37	1.37	0.72	0.94	0.93	0.51	1.00	1.00
29	-2.01	-2.00	1.68	1.44	1.45	0.72	1.00	0.98	0.45	0.98	0.97
30	-2.64	-2.00	1.91	1.51	1.64	0.63	1.00	0.86	0.31	0.87	0.67
31	-3.43	-2.00	2.16	1.59	1.86	0.55	1.00	0.75	0.21	0.87	0.46
32	-3.89	-2.00	2.39	1.68	2.05	0.49	1.00	0.67	0.17	0.66	0.37
33	-6.19	-6.00	4.02	3.01	3.04	0.19	0.32	0.31	0.22	1.00	0.95

표 8은 최적화 결과로 다시 설계된 타워에 다시 설계 요구조건에 대한 해석을 수행한 결과이다.

4. 결론

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

본 연구에서 제시한 방법으로 얻어지는 셀 두께 값은 설계자가 입력하는 초기 기하 형상에 따라 크게 변하게 된다. 특히 좌굴의 경우는 섹션의 길이와 플랜지의 지름이 중요한 요소가 되기 때문에 플랜지의 위치 설계가 매우 중요하다. 이러한 변화는 플랜지 부분의 가격 역시 변화시키기 때문에 초기 형상의 변화에 따른 플랜지 재설계 프로그램의 개발이 필요하다. 또한 실제 타워 셀의 두께 선정에는 최적화된 값이 아닌 자재 입고 가격과 자재 절단 후 버려지는 손실량, 타워 셀 간의 단차에 따른 문제 등 역시 고려해야 한다. 또한 세그먼트의 길이를 바꾸어 불필요한 셀 두께의 증가를 막는 것도 가능하다. 이는 기본적인 두께를 본문의 최적화 알고리즘을 이용하여 선정한 후 계산하는 후처리 과정으로 차후 연구를 통하여 해결해야 할 문제다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 예산 지원으로 수행중인 '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 : Structural steelwork", International Organization for Standard- ization, part 1.

- (5) "DIN 18800 : Structural steelwork", International Organization for Standard- ization, part 4.
- (6) "DIN 1055 : Design load for building", International Organization for Standard- ization, part 4.
- (7) "IEC 61400-1 : Wind turbines", Inter- national Organization for Standardization, part 1.
- (8) "ASTM E1049-85: Standard practice for cycle counting in fatigue analysis", Annual book of ASTM standard, vol. 03.01.

- (9) Jong-Shyong Wu, Der-Wei Chen, 2001, "Free vibration analysis of a Timoshenko beam carrying multiple spring-mass systems by using the numerical assembly technique", International Journal for Numerical Method in Engineering, vol. 50, 1039-1058

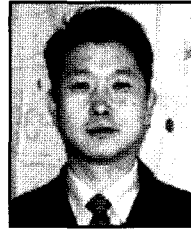
홍혁수



2003 연세대학교 기계공학과 공학사
2006 연세대학교 기계공학과 박사과정 수료

현재 유니슨 기술연구소 풍력연구부 연구원
(E-mail ; hshong@unison.co.kr)

류지윤



1990 영남대학교 기계공학과 공학사
1992 영남대학교 기계공학과 공학석사

현재 유니슨 기술연구소 부소장
(E-mail ; jyryu@unison.co.kr)

박진일



1995 아주대학교 기계공학과 공학사
1997 아주대학교 기계공학과 공학석사

현재 유니슨 기술연구소 풍력연구부 선임연구원
(E-mail ; parkji@unison.co.kr)

김두훈



1982 서울대학교 기계설계공학과 공학사
1984 한국과학기술원 기계공학과 공학석사
1991 호주 Manash University 기계공학과 공학박사

현재 유니슨 기술연구소 연구소장
(E-mail ; kimdh@unisonco.kr)

방조혁



1997 조선대학교 항공우주공학과 공학사
1999 조선대학교 항공우주공학과 공학석사
2004 조선대학교 항공우주공학과 공학박사

현재 현재 유니슨 기술연구소 풍력연구부 전임연구원
(E-mail ; bjhzone@unison.co.kr)