

# 형상 최적설계법을 이용한 풍력발전기 로터 허브 개발에 관한 연구

김영일\* · 문성영\* · 이지현\* · 이연승\*\* · 문병영\*\*\*\*

## A Study on Development for Wind Turbine Rotor Hub using Design of Shape Optimization

Young-Il Kim\*, Sung-Young Moon\*, Ji-Hyun Lee\*, Yun-Sung Lee\*\*, Byung-Young Moon\*\*\*\*

Key Words : Wind Turbine(풍력터빈), Rotor Hub(로터 허브), Optimum Design(최적설계), Topology Design(형상설계), Frame Design(프레임 설계)

### ABSTRACT

Wind turbine frame will be required to be longer, lighter, more reliable and more consistent. Therefore it is necessary to lose weight of the wind turbine hub. Light-weight Design of a wind turbine is required to be at least 20 years. Therefore, this paper investigates the development for wind turbine rotor hub using design of topology optimization. The model is a pitch regulated wind turbine with three rotor blades where the main frame is made of nodular iron. For optimization, calculating stresses based on displacements and based on these data to carry out a verification of static and fatigue strength carried out. For this verification, two kind of analysis is used. One is static analysis and the other is fatigue analysis. Then the rotor hub of wind turbine frame is optimized using topology method.

### 1. 서 론

현대 풍력발전기 개발 및 설계 기술은 자동차, 조선, 항공기 등에 비해 짧은 역사와 경험 부족, 바람의 불균일한 확률적 특성 또는 설계하중의 불확실성으로 인하여 관련 시스템 및 부품에 대한 연구가 활발한 초기 성장 단계의 산업이라 할 수 있다<sup>(1)</sup>. 이러한 산업 특성은 성숙 단계에 진입한 국내 조선해양, 자동차 등의 개발 및 생산기술을 기반으로 할 때 국제 경쟁력을 빠른 시간 내에 확보할 수 있는 미래 성장 견인 산업으로서의 잠재력을 충분히 가지고 있다고 볼 수 있다.

또한 풍력발전기 산업의 특성으로 인하여 독자 개발 및 설계기술의 확보는 신제품 개발, 원가 경쟁력, 혁신 시스템 개발에 절대적 요소라 할 수 있다.

본 연구에서는 국내 생산 기반 특성에 맞는 풍력발전기 부품을 개발하기 위하여, 형상 최적설계 기술을 풍력발전기 Rotor hub에 적용함으로써 기타 풍력발전기 부품에도 적용

할 수 있는 개발 방법론을 제시하였다<sup>(2)</sup>. 형상 최적설계 기술은 자동차, 항공 등의 분야에서 새로운 부품 또는 시스템을 개발하거나 개선하고자 할 때 주로 사용하는 기술로 국부적인 응력집중을 개선하는데 아주 유용한 기술이다. 본 연구에서는 풍력발전기의 Rotor hub 개발에 형상 최적설계법을 적용하였다. 이러한 최적설계법은 증속기, 메인베어링 하우징, 메인프레임, 메인샤프트 등 기타 부품에도 다양하게 적용할 수 있다<sup>(3)</sup>.

### 2. 최적설계의 필요성 및 형상 최적설계법의 사례연구

#### 2.1 최적화의 필요성

현재 풍력발전기의 대다수의 제품은 품질과 성능에서 많은 경쟁 제품들이 있다. 풍력발전기 시장이 커지고 있는 상황에서, 풍력발전기 메이커는 시장의 요구에 따라 가볍고, 효율적인 성능을 가지며, 강하고 신뢰성이 높으며, 또한 소음과 진동 등이 적은 보다 향상된 신제품을 경쟁력있는 가격에 시장에 출시하여야 한다. 아울러 시장에서의 인지도를 확산시키기 위해 신제품의 문제점 등에 대한 시장의 평가와 요

\* (주)삼원밀레니어

\*\* 카이스트

\*\*\* 군산대학교 조선공학과

† 교신저자, E-mail : moonby@kunsan.ac.kr

구를 수용하여 이를 반영한 개선품을 경쟁사들보다 빠르게 시장에 내놓아야 한다<sup>(4,5)</sup>. 많은 기업들이 이러한 시장의 요구에 빠르게 대응하기 위해 CAD, CAE, PDM, DMU(Digital Mockup) 등의 시스템과 다양한 최적화 도구들을 사용하고 있다<sup>(6)</sup>. 제품의 초기 모델에서 Digital Prototype을 얻고 이를 컴퓨터 시뮬레이션을 이용하여 다양한 조건에 적용, 개선안을 찾아낼 수 있다면, 실험 등을 위한 시작품(prototype)의 제작 개수 및 실험 시간 등을 줄일 수 있다. 이는 보다 빨리 신제품을 출시 할 수 있어 시장에서의 인지도를 넓히는데 도움이 되며, 또한 제품 개발에 소요되는 경비의 절감과도 직결되어 제품의 경쟁력에도 큰 향상을 가져올 수 있다<sup>(7)</sup>.

Fig 1은 최적 설계 도입 이전의 제품 개발 프로세스를 표현한 것이다. 개발 과정에 최적 설계 기법을 도입하기 전의 프로세스는 해석을 거친 몇 개의 시작품을 만들어 시험하거나 많은 설계 변수들에 대하여 설계자가 고민하여 해석을 수행하여야 했다. 각 단계별로 협의 및 평가가 이루어진다. 한 단계가 마무리가 되어야 다음 단계로 진행할 수 있으므로 제품 개발에 소요되는 시간이 길어지며 이에 따라 많은 비용이 소요되는 구조이다. Fig 2는 최적 설계가 도입된 제품 개발 프로세스와 도입 이전의 프로세스를 비교한 것으로 컴퓨터 시뮬레이션에 소요되는 시간은 다소 길어졌으나 시작품의 제작 및 시험에 소요되는 시간이 획기적으로 줄어들었으며,

제품에 대한 협의 및 평가가 여러 프로세스에 걸 걸쳐 동시에 고려되어 이루어지므로 전체 제품 개발에 소요되는 시간은 오히려 줄어들었다는 것을 알 수 있다. 이는 개발 기간, 시작품 제작비용, 및 시험에 필요한 비용이 감소하여 제품의 경쟁력이 강화되었다는 것을 의미한다. 무엇보다도 제품 개발 과정에서 불확실한 설계 인자 또는 설계 변수에 대한 설계자의 고민을 획기적으로 줄일 수 있다

**2.2 형상 최적 설계(Shape Optimization) 사례**

형상최적화는 부재 표면의 절점을 이동시켜 최대 응력이 발생하는 부위의 응력이 주변으로 분산되게 하여 응력을 낮추고 부재를 최적화 시키는데 사용된다. 형상최적화의 최적화 과정에서는 위상최적화와 같이 새로 구멍을 생성하는 등 형상을 크게 변경시키는 수정은 하지 않는다. 일반적으로 형상최적화는 부재의 기하학적 형상이나 특징을 최적화 변수로 설정하거나 유한요소 모델의 절점이 최적화 과정에서 움직일 방향을 변수로 설정하여 이를 최적화 시키는 parametric 형상최적화 기법과 최적화 변수를 따로 정의하지 않는 Non-Parametric 형상최적화 기법으로 분류할 수 있다. Parametric 형상 최적화 기법은 형상에 관한 치수나 유한요소 모델의 형상 벡터들(Shape basis vectors)를 변수로 하여 최적화하는 방법으로 최적화를 위한 변수 정의 과정이 선행되어야 한다<sup>(8)</sup>. 이 방법은 정의된 변수만으로 최적화를 수행하기 때문에 변수를 정의하는데 많은 설계경험이 필요하다. 유한요소 모델의 형상 벡터들(Shape basis vectors)을 변수로 정의할 경우, 각 절점이 수정될 것으로 예상되는 방향으로 방향 벡터를 설정하고 이를 변수화해야 하기 때문에 최적화 결과에 대한 예측이 잘 못될 경우 원하는 최적화 결과를 얻지 못할 수도 있다. 그리고 모든 최적화 대상 절점에 대한 방향 벡터를 설정해야 하므로 변수를 정의하는데 많은 시간이 소요된다. Parametric 형상 최적화 기법은 최적화 변수로 정의된 부분만 최적화 시킬 수 있다는 단점이 있다. Non-parametric 형상최적화는 이러한 parametric 형상최적화 기법이 가진 단점을 보완한 형상최적화 기법이다. Non-parametric 형상최적화에서는 CAD 모델이나 유한요소 모델 모두 변수화 하는 과정이 필요하지 않다. 유한요소 모델의 표면에 있는 모든 절점은 설계 변수가 될 수 있으며, 각 절점은 인접한 절점들과는 무관하게 독립적으로 움직일 수 있으므로 최적화에서 구할 수 있는 형상의 다양성이 앞의 두 가지 형상최적화 방법보다 크다. 최적화에 따른 모델의 수정은 형상벡터를 변수로 한 Parametric 형상최적화와 마찬가지로 모두 유한요소 모델에서 이루어진다. 만들어진 유한요소 모델의 해석 결과를 바탕으로 최적화 알고리즘에서 유한요소 모델을 수정하고, 수정된 유한요소 모델을 다시 해석하는 과정을 반복한다. CAD 모델의 수정은 형상벡터를 변수로 한 방법과 같이 최적화가 완료된 후 개선된 형상을 반영하기 위하여 마지막

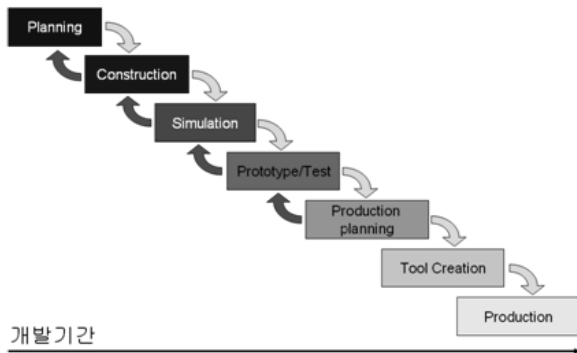


Fig. 1 최적 설계 도입 전 제품 개발 프로세스

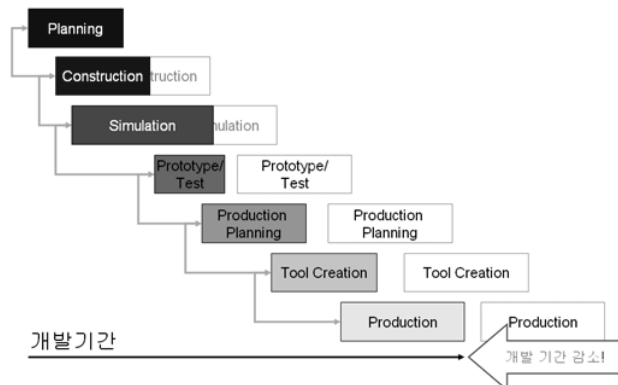


Fig. 2 최적 설계 도입 후 개선된 제품 개발 프로세스

으로 CAD 모델을 수정하게 된다. 풍력발전기 분야에 성공적으로 적용된 형상 최적설계의 사례 연구를 통하여 풍력발전기 부품 개발에 적용 가능성을 살펴보았다.

[사례 1] Main Shaft에 형상 최적화를 적용한 사례.

Fig 3에서 보이는 바와 같이 이 모델은 최적화를 통해 Main shaft의 노치 형상을 조정하여 기존 모델과 비교하여 최대 응력이 33% 감소하였다.

[사례 2] Main Shaft Bearing contact zone에 형상 최적화를 적용한 사례.

이 형상 최적화의 목적은 bearing contact zone에서의 contact pressure를 감소시켜 Bearing과 Main shaft에서 발생할 수 있는 손상을 방지하기 위한 것이다. Fig 4에서 보이는 바와 같이 형상 최적화 결과 Bearing contact zone의 contact pressure가 46% 감소되었다.

[사례 3] Brake housing의 형상 최적화 사례.

Brake housing의 형상적인 특성으로 인해 국부적으로 응력집중이 발생한 모델로 형상 최적화를 통해 초기모델을 기준으로 Fig 5에서 보이는 바와 같이 최대 응력이 13% 감소하였다.

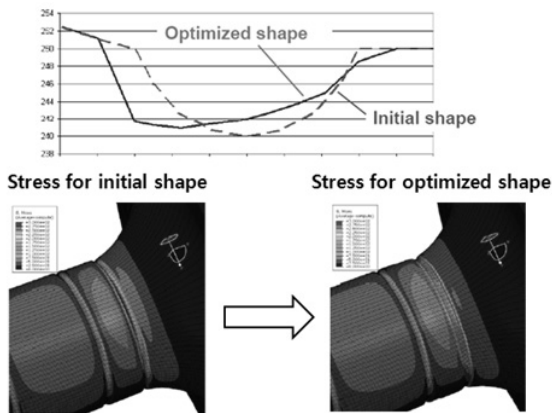


Fig. 3 Main shaft의 형상 최적화

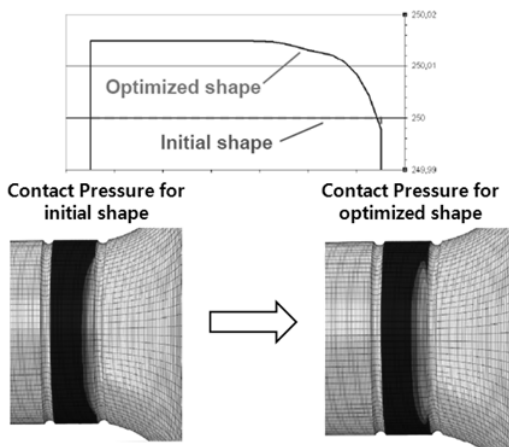


Fig. 4 Bearing contact zone의 형상 최적화

였다.

### 3. 형상 최적설계를 적용한 로터 허브(Rotor hub) 개발

본 연구에서 형상최적화 할 대상 모델은 풍력발전기의 Rotor hub이다. 해석 모델은 Rotor hub, Rotor blade, pitch bearing, Main shaft로 구성되었다. Rotor hub는 블레이드를 지지하며, 블레이드가 받은 바람의 힘을 Main shaft로 전달시켜주기 위한 장치이다. 따라서, 높은 하중을 지지해야 하며, 무게는 가벼울수록 좋다. 또한 일반적으로 3차원의 곡면형상으로 되어있어 형상최적화에서 변수의 정의가 쉽지 않아 Non-parametric 형상최적화 기법을 적용해야 하는 구조물이다. 본 연구에서는 Non-parametric 형상최적화 기법을 사용하는 상용코드인 TOSCA, Structure를 사용하였다. 유한요소 해석에 사용할 해석 프로그램은 상용 코드인 Nastran을 사용하였다. 하중 조건은 3개의 날개에 각각 하중이 작용하는 조건이다<sup>(6)</sup>. 최적화 대상이 Rotor hub이므로 날개는 더미(dummy)로 모델링 하였다. 구속조건은 Main shaft 부분을 완전 고정하였다. Fig 6과 Fig 7은 각각 Rotor hub의 초기 모델과 Rotor hub의 유한요소 해석 조건을 보여주고 있다.

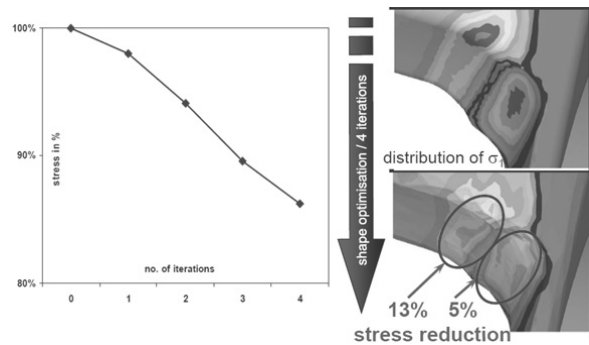


Fig. 5 Brake housing의 형상 최적화

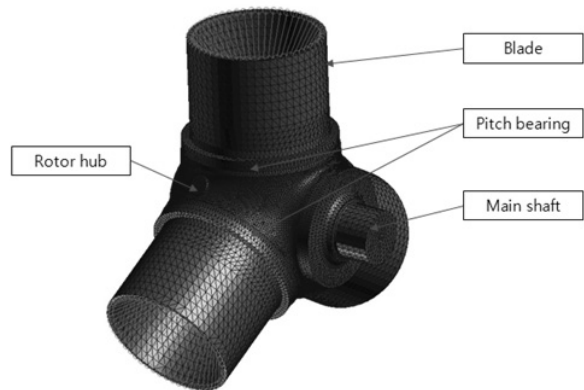


Fig. 6 Rotor hub의 초기 모델

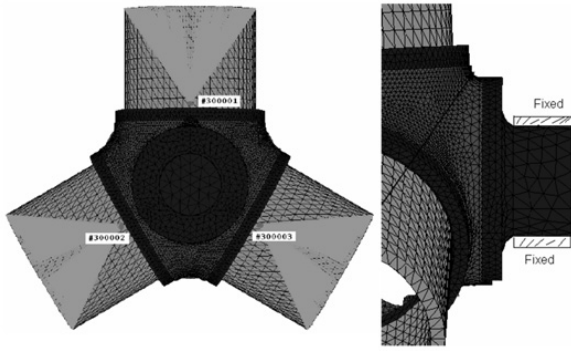


Fig. 7 유한요소 해석 조건

### 3.1 최적화 문제 정의

본 연구에서 수행한 로터 허브 경량화를 위한 최적화문제는 아래와 같이 공식화 된다.

$$\text{Minimize } f = \sum_{e \in R^N} \rho v_e \quad (1a)$$

$$\text{subjected to } g = \sigma_{\max}^{VM} - \sigma_a \leq 0 \quad (1b)$$

$$x_i^{\text{low}} \leq x_i \leq x_i^{\text{up}} \quad (i=1, 2, \dots, N) \quad (1c)$$

식 (1a)에서 최소화시킬 목적함수  $f$ 는 구조물의 총 질량,  $\rho$  재료의 밀도,  $v_e$ 는 요소  $e$ 의 체적을 의미한다. 식 (1b)는 제한조건으로서  $\sigma_{\max}^{VM}$ 는 구조물에 작용하는 Von Mises 응력의 최대값을 나타내며  $\sigma_a$ 는 허용응력이다. 설계 변수  $x_i$ 는 식 (1c)와 같은 상한값과 하한값을 가지는데 본 연구에서 설계변수는 Fig 8에 나타내었듯이 로터 허브의 외부 표면의 모든 절점의 공간적인 위치이다 (로터 허브의 내부는 피치드라이브 모터(pitch drive motor) 등 내부에 설치되는 장비들과의 간섭 등의 이유로 설계 변수에서 제외하였다). 설계 변수 및 영역에서 Rotor hub의 형상 최적화 영역은 아래 Fig 8과 같다. Rotor hub의 외부 표면의 모든 절점을 설계 변수로 정의하였다.

본 연구에서 사용하는 TOSCA는 최적화 알고리즘으로써



Fig. 8 최적화 대상 절점(붉은 부분)

OC (optimality criteria)를 사용하여 경험적인 방법으로 설계변수들을 업데이트하면서 최적해에 수렴해간다. 즉, 설계 변수들의 집합인  $\mathbf{x}$ 의 업데이트를 위한 식을 다음과 같이 표현할 때

$$\mathbf{x}^{n+1} = \mathbf{x}^n + \Delta \mathbf{x}^n, \quad \Delta \mathbf{x}^n = \alpha^n \mathbf{s}^n \quad (2)$$

OC 기반 최적화법은 식 (2)의 업데이트 방향벡터  $\mathbf{s}^n$ 를 계산하기 위하여 민감도(sensitivity)를 사용하지 않는다. 식 (2)에서 상점자  $n, n+1$ 는 해당 최적화 단계(또는 반복 회수)를 의미한다. 민감도는 다음과 같이 정의되는데

$$\nabla f|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}^*} = \left\{ \frac{\partial f}{\partial x_1}, \frac{\partial f}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial f}{\partial x_N} \right\}^T \Bigg|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}^*},$$

$$\nabla g|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}^*} = \left\{ \frac{\partial g}{\partial x_1}, \frac{\partial g}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial g}{\partial x_N} \right\}^T \Bigg|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}^*} \quad (3)$$

대부분의 파라미터 기반 형상최적화법들이 사용하는 수학적 프로그래밍(mathematical programming) 방법은 위의 민감도(sensitivity)를 반드시 필요로 한다. 반면 본 연구에서 사용하는 OC는 식 (3)의 민감도 대신 최적화 지점에서 식 (1)로 주어진 최적화 문제가 만족시켜야 할 정보를 이용한다<sup>9)</sup>. 또한 이동 거리  $\alpha^n$ 을 계산하기 위해서 일차원 최적화문제를 푸는 대신 요소망의 크기 정보를 이용함으로써 최적화 변수의 개수가 상당히 많음에도 불구하고 빠르게 최적해를 얻을 수 있다.

설계 영역 내의 절점들은 목적함수를 향상시키는 방향으로 이동하는데 이때 요소 형상의 품질과 유한요소 해석 결과의 정도를 높이기 위하여 mesh smoothing element group을 정의한다. 형상최적화 과정 중 mesh smooth 영역에 속한 절점은 설계 영역은 아니지만 이동이 가능하다. 설계 영역에 속한 절점의 이동량은 mesh smoothing 영역의 절점들로 전달되고, 이에 따라 mesh smoothing 영역 내의 절점들을 이동시켜 요소 형상을 조정한다. 본 연구에서는 설계 변수로 정의된 절점을 포함하는 요소와 인접한 요소를 mesh smooth 영역으로 정의하였다.

### 3.2 형상최적화 수행

최적화 과정은 반복 수행되는 최적화의 각 단계별로 수정된 유한요소 모델의 격자 분포나 응력 및 변위의 분포를 읽어 들인다. 응력결과에 따라 국부적으로 높은 응력이 발생하는 부분은 응력이 감소되도록 응력 발생 부위와 주변의 절점들을 이동시킨다. 최적화된 결과에서는 설계 영역내의 응력 분포가 보다 균일하게 된다.

각 최적화 단계 후, 최적화 알고리즘에 따라 유한요소 모



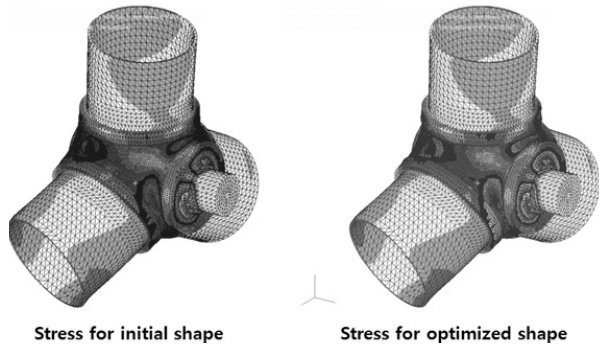


Fig. 9 초기 모델과 최적화된 모델의 Von Mises Stress

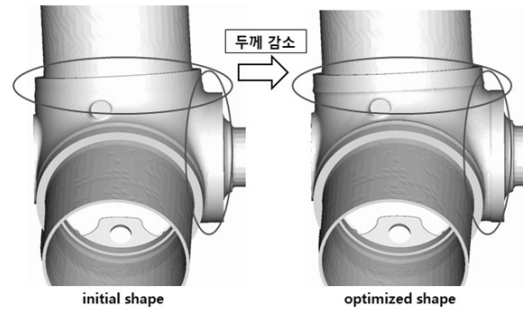


Fig. 11 최적화 후의 Rotor hub의 형상변화

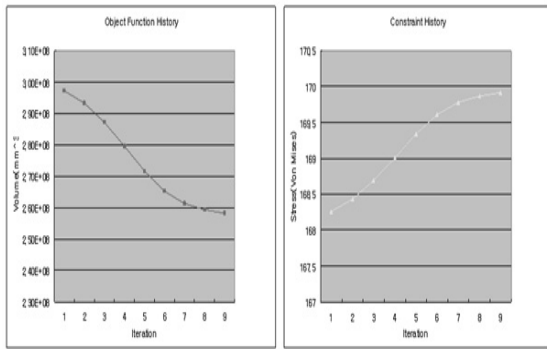


Fig. 10 목적함수와 제한조건의 변화

텔이 수정된다. 적용된 하중조건에서 최적화 전과 후의 유한 요소 해석 결과 나타난 최대 Von Mises stress의 분포는 Fig 9와 같다. 9번 반복하여 최적화한 결과 Rotor hub의 무게는 초기 모델을 기준으로 13.1% 감소하였다. Rotor hub에서 발생한 최대 응력은 초기모델을 기준으로 0.986% 증가하였으나 허용응력을 초과하지는 않았다.

Fig 10은 형상 최적화 과정의 진행에 따른 단계별 목적함수인 무게와 제한조건인 최대 응력의 변화를 초기 모델의 부피를 기준으로 최적화가 반복될수록 Rotor hub의 부피가 줄어드는 것을 확인할 수 있다. 그리고 초기 모델의 최대 응력을 기준으로 최적화가 반복될수록 최대 응력이 증가하는 것을 확인할 수 있다.

Fig 11은 최적화 전후의 Rotor hub의 형상 변화를 나타낸 것이다. 설계 영역에서 최대 응력이 발생했던 pitch bearing 부 주위의 두께는 변화가 없었지만 반면에 응력이 작게 발생한 Rotor hub의 대부분의 외곽 부위는 두께가 감소하여 전체적으로 부피가 감소하였으며, 원하는 응력을 만족하는 결과를 얻을 수 있었다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 자동차 등 일반 구조물의 설계에 적용되는 위상최적화 기법과 형상 최적화 기법 중 Non parametric 형

상최적화 기법을 풍력발전기 시스템의 Rotor hub의 설계에 적용하였다. 형상 최적화 결과 Rotor hub의 경량화에 따른 무게는 13.1%를 저감할 수 있었다. 반면에 최대 응력의 증가량은 1%를 넘지 않았으며, 이 최대응력은 Rotor hub의 허용응력을 만족하였다. 따라서 최적화 결과로 도출한 설계 개선안은 Rotor hub의 설계에 적용할 수 있는 설계안이다.

풍력발전기 시스템은 20년 사용수명 동안 고장을 일으키지 않도록 높은 신뢰성이 요구되는 전기기계시스템으로 시스템이 고장을 일으키는 원인인 피로누적과 이상 환경에 의한 국부적인 응력 집중에 의해 파손이 발생하지 않도록 해야 한다. 본 연구에서는 Non parametric 형상최적화 기법을 적용한 풍력발전기 Rotor hub의 설계 개선안을 도출하였으며, 기타 풍력발전기 부품에도 적용할 수 있는 개발 방법론을 제시하였다. 제안된 방법으로 풍력발전기 시스템을 구성하는 많은 부분에 형상 최적화를 적용할 경우, 응력 집중을 완화하고, 무게를 저감하여 보다 신뢰성 있는 설계를 할 수 있을 것으로 예상된다.

#### 후 기

본 연구는 2011년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술연구원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다. (No. 2008NWD12P0200002009).

#### 참고문헌

- (1) IEC 61400-1 Wind Turbine Generator Systems-part 1: Safety Requirements, 2<sup>nd</sup> Edition, 1999.
- (2) Guidelines for Design of Wind Turbines, 2<sup>nd</sup> Edition, DNVandRisø, 2002.
- (3) Regulations for the Certification of Wind Energy Conversion Systems, Germanischer Lloyd, 1999.
- (4) Bakhtiary, N., Allinger, P., Friedrich, M., Mulfinger, F., Sauter, J., Müller, O., Puchinger, M., "A new Approach for Sizing, Shape and Topology Optimization," SAE International Congress and Exposition 1996, 26.-29.

- February 1996, Detroit/Michigan, USA.
- (5) Friedrich, M., Baltes, J., Schütz, M., Gärtner, H., 1999, "Automatic Shape Optimization of Elastomeric Products," MSC Worldwide Automotive Conference, 20.-22. September 1999, München.
- (6) TOSCA.Structure, "User Manual," Volume II, 507.-590., May 2009.
- (7) Erich, Hau "Wind Turbines, Fundamentals, Technologies, Application, Economics," 2<sup>nd</sup> Edition, Springer, 2005, Berlin, Germany.
- (8) Tony, B., David, S., Nick, J., Ervin, B., 2001, "Wind Energy Handbook," John Wiley & Sons Ltd., New York, USA.
- (9) Meske, R., Sauter, J., Schnack, E., 2005, "Nonparametric gradient-less shape optimization for real-world applications," Structural and Multidisciplinary Optimization, 30(3): 201 ~218.