

풍력발전기 요 브레이크 시스템의 설계

박진환 · 박상신*[†] · 윤용익 · 유창희 · 황정규

상신브레이크㈜
*영남대학교 기계공학부

Design for Yaw Brake System in Wind Turbine

Jin-Hwan Park, Sang-Shin Park*[†], Yong-Ik Yoon, Chang-Hee Yoo and Jung-Gyu Hwang

Sangsin Brake

*School of Mechanical Engineering, Yeungnam University

(Received April 15, 2011; Revised June 5, 2011; Accepted June 15, 2011)

Abstract – Yaw brakes are used in wind turbines to control the orientation of blades to be perpendicular to the wind. These devices are very important machine elements because they are closely related to the overall efficiency of wind turbines. One unit of yaw brakes is composed of a friction pad and a caliper. In this study, a tangential force between the friction pad and the disk is calculated when the brake is acting in 750 kW wind turbine. Then, stress distribution and the deformation of the caliper are calculated using a finite element analysis. An experimental equipment is also developed to verify the exactness of calculated results. The analytical and experimental results are presented and discussed.

Keywords – wind turbine(풍력발전기), brake(브레이크), yaw system(요 시스템), structural analysis(구조해석)

1. 서 론

세계 풍력발전 시장은 2005년 이후 급격히 성장하고 있다. 2001~2004년 간 연평균(GAGR) 8.1% 성장 한 데 반하여 2005~2008년 간은 무려 연평균 32.9% 나 성장하였고, 이러한 동향은 고유가 시대를 맞이하여 더욱 확대될 것으로 전망되고 있다. 국내 역시 저 탄소, 녹색성장 국가 전략으로 인해 풍력 발전을 9대 중점 기술 개발 분야로 선정하고 2020년까지 국산 풍력발전기 2,000 MW를 공급할 계획이다. 또한 제주도, 새만금 등 대규모 풍황지에 풍력발전단지를 조성할 예정이고 2 MW, 3 MW급 대형 풍력발전기 대규모 상용화 발전 단지도 조성될 예정이다[1]. 이처럼 풍력발전산업이 국내외를 통하여 발전함에 따라 풍력발전기의 제동 장치에도 많은 관심이 쏟아지고 있다. 풍력발전기에는 크게

두 가지의 브레이크 시스템이 사용된다. 첫 번째는 로터 브레이크(Rotor Brake)로 강풍이 불거나 시스템 이상 또는 보수점검 등 비상사태 시에 로터를 정지시키기 위하여 사용되고 두 번째는 요 브레이크(Yaw Brake)로 바람의 방향에 날개의 회전면을 수직으로 위치시키기 위해 사용된다. 풍력발전의 시동풍속은 4 m/s 발전기 기동)이고 정상 출력 운전의 발전풍속은 4.5 m/s ~24 m/s 이다. 단, 풍속이 24 m/s 이상 시 브레이크를 작동하여 풍차 회전날개를 정지시키고 바람의 저항을 받지 않도록 날개방향을 조절할 필요가 있다. 수평축 풍력발전기의 경우 바람의 방향에 날개의 회전면이 수직이 되었을 때 가장 높은 효율을 나타내기 때문에 이를 제어하기 위해서는 요 브레이크가 필수적이라고 할 수 있겠다[2]. 하지만 요 브레이크의 경우, 날개의 회전면이 바람의 방향에 수직이 되도록 구조물을 회전시키고, 수직을 이룬 위치에서 브레이크로 구조물을 고정된 상태로 발전이 이루어지기 때문에 작동과 해제를 자주

[†]주저자 · 책임저자 : pss@ynu.ac.kr

해야 하는 브레이크이며, 고장도 많이 발생하여 빈번한 사후관리(After service)가 필요한 부품이다.

본 연구에서는 요 브레이크 시스템의 제동력을 파악하고 브레이크 시뮬레이션을 위해 구조해석에 서 수렴성이 좋은 Ansys Workbench V12.1[3] 프로그램을 사용하였다. 또한 본 연구에서는 요 브레이크 제동 시에 주요 관심 대상인 캘리퍼 (Caliper)의 응력 분포와 내구성을 확인하였다.

그리고 해석의 신뢰도를 높이기 위해 실제 제동 시와 동일한 조건으로 실험하여 얻은 결과를 해석과 비교하고 실험의 타당성을 검증하였다.

2. 모델 및 해석

2-1. 브레이크 제동력 검토

본 연구에서 사용된 750 kW급 풍력발전기 요 브레이크의 제원[4]을 Table 1에 나타내었다. 시스템 압력은 상용작동압력 기준이고 로터 외경은 추축 값이다. Fig. 1에 브레이크의 단면을 간단히 나타내었다. 여기

Table 1. Specification of yaw brake in 750 kW wind turbine

SYSTEM	Sys. Pressure	12 MPa
	Rotor Outer Diameter	2 m
	Brake Quantity	6 EA
BRAKE	Standard Braking Force	5 N/MPa
	Brake Efficiency	98%
	Piston Diameter	0.09 m
PISTON	Piston Quantity	2 EA
	Piston Area	0.00127 m ²
	PAD	Pad Friction Coefficient

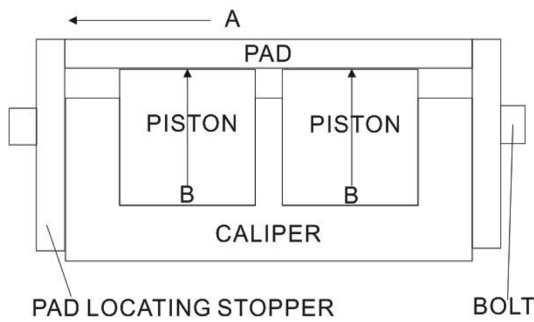


Fig. 1. Sectional view of yaw brake.

Table 2. Braking force of yaw brake in 750 kW wind turbine

Brake Tangential Force (A)	60,000 N
Pad Clamping Force (B)	150,000 N
Torque	45,000 Nm

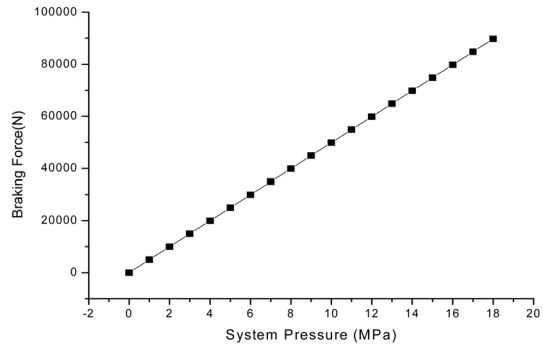


Fig. 2. Braking force curve of yaw brake in wind turbine.

서 A는 패드 접선력(Tangential Force)을 나타내고 B는 패드의 형체력(Clamping Force)을 나타낸다. Table 2에는 요 브레이크의 제동력을 나타내었다. 유압 피스톤이 패드를 눌러주는 형체력은 다음과 같다.

$$F_s = p \times A \times \eta \tag{1}$$

또한 제동력으로 작용하는 접선력은 식(2)와 같다.

$$F_t = \mu \cdot F_s \tag{2}$$

Fig. 2에서는 실린더 압력에 따른 제동 선도를 나타내었다. 본 연구에서는 상용 작동 압력 12 MPa 기준으로 패드 접선력 60,000 N을 해석에 적용하였다.

2-2. 유한 요소 모델

본 연구에서의 모델은 750 kW급 풍력발전기 요 브레이크로 해석모델과 유한요소분할 모양은 Fig. 3 및 Fig. 4와 같다. 3차원 모델링은 SolidWorks 프로그램을 사용하였다. 연구 모델은 캘리퍼와 볼트), 패드 멈춤 장치로 구성되어 있고 요소는 육면체 요소로 요소의 갯수는 42,846개이며 각 부품의 물성치는 Table 3~5에 나타내었다. 그리고 패드 멈춤 장치는 양쪽이 아닌 한쪽만을 모델링해서 해석을 수행하였다. 접촉조건으로는 캘리퍼와 패드 멈춤 장치 사이의 접선과 법선 방향 모두 자유로운 상태로 두고 볼트와 캘리퍼의 체결부분은 고정시켰다. 나머지 접

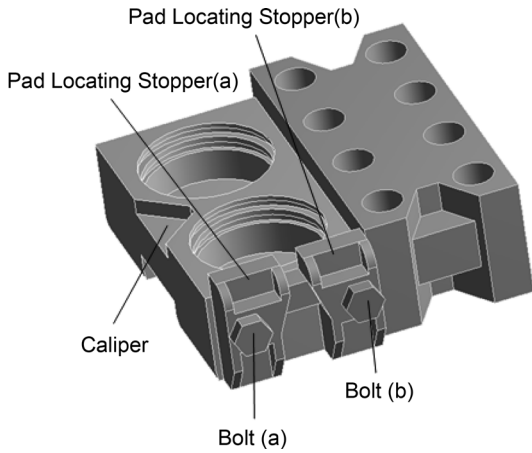


Fig. 3. Model of yaw brake.

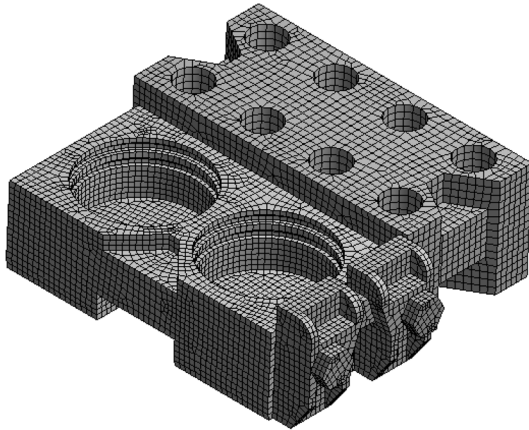


Fig. 4. Finite element discretization.

측부분은 접선방향으로 약간의 미끄럼만을 허용하도록 하였다.

구속조건으로는 브레이크 실린더내의 유압과 패드의 기울어짐(tilting)현상은 고려하지 않았고 패드 멈춤 장치 (a), (b)에 각각 30,000 N씩 총 60,000 N의 접선력만 적용하였다.

또한 캘리퍼의 볼트 구멍 8개 부분은 고정시키고 볼트에 인장력을 추가하여 첫 번째 단계에서는 볼트의 인장력만 적용하고, 두 번째 단계부터는 하중과 볼트 인장력 모두 작용하도록 하여 해석을 수행하였다. 볼트 조임 토크는 실험과 같은 값으로 하였고 볼트 인장력을 계산하는데 사용된 식은 식(3)과 같다.

$$T = k \cdot d \cdot N \tag{3}$$

Table 3 Material properties of caliper

Property	Caliper
Young's Modulus(E)	1.54×10^5 MPa
Poisson's Ratio(ν)	0.283
Mass Density	7.11×10^3 kg/m ³
Tensile Yield	486 MPa
Compressive Yield	1250 MPa
Tensile Ultimate	669 MPa

Table 4 Material properties of high tension bolt

Property	High Tension Bolt
Young's Modulus(E)	2.05×10^5 MPa
Poisson's Ratio(ν)	0.290
Mass Density	7.85×10^3 kg/m ³
Tensile Yield	786 MPa
Tensile Ultimate	896 MPa

Table 5. Material properties of pad locating stopper

Property	Pad Locating Stopper
Young's Modulus(E)	2.03×10^5 MPa
Poisson's Ratio(ν)	0.290
Mass Density	7.85×10^3 kg/m ³
Tensile Yield	689 MPa
Tensile Ultimate	874 MPa

2.3. 해석 결과

본 연구모델의 주요 관심대상인 캘리퍼의 최대 등가 응력(Von Mises Equivalent stress)을 Fig. 5에 나타내었다. 관심 대상인 캘리퍼의 볼트 체결 부분에 최대 응력이 315 MPa로 역시 가장 높게 나왔다. 볼트 구멍과 실린더 내경 사이의 거리는 약 5~8 mm로 최대 응력이 발생한 지점에 균열이 일어나면 실린더 내 유압이 누유될 수 있어 브레이크 작동 시 적절한 제동성능을 낼 수 없다. 또한 실린더 내에 피스톤을 밀어 올리기 위한 유압 12 MPa과 피스톤의 기울어짐 현상까지 고려 한다면 캘리퍼에 더 큰 응력이 걸리게 되므로 그 안전성이 더 나빠짐을 알 수 있다.

Fig. 6는 x 축 방향으로의 변형형상을 보이고 있다. 패드 멈춤 장치 (a), (b)와 볼트 (a), (b) 부분은 실험과 동일한 위치로 측정하였고 측정은 1단계에서 볼트의 축력만 적용된 결과를 원점으로 하여 제동 접선력

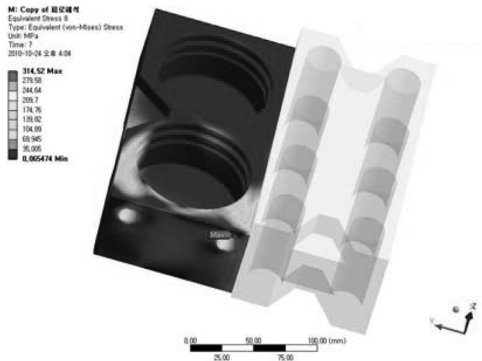


Fig. 5. Contour lines of von Mises equivalent stress.

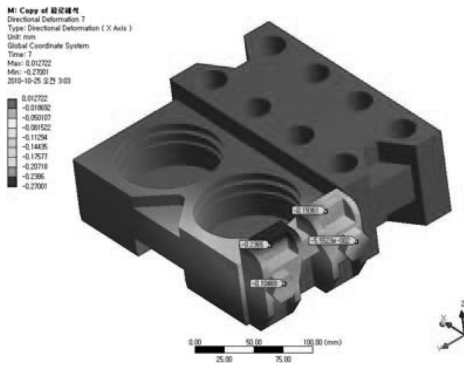


Fig. 6. Contour lines of directional deformation(x-axis).

60000 N이 적용될 때 까지를 측정하였다. 각 위치에서 약 0.235 mm, 0.194 mm와 0.108 mm, 0.060 mm의 해석결과를 나타내고 있다. 다만 실험에서는 8개의 고정 지지부분이 약 0.050 mm 변형이 있었지만 해석에서는 약 0.010 mm의 변형밖에 일어나지 않았다. 이것은 실험과 해석의 오차에 기인한다.

3. 변형 실험

3-1. 실험장치의 설계

Fig. 7은 실험치구의 3차원 도면과 형상을 나타낸 것이다. 유압실린더로 패드 멈춤 장치에 걸리는 하중을 조정하고 하중의 측정은 유압실린더에 연결된 로드셀이 한다. 또한, 볼 조인트를 장착하여서 패드가 패드 멈춤 장치에 항상 수직방향으로 힘을 전달할 수 있도록 한다. 변형은 지시계를 통해 측정하였고, 패드 멈춤 장치 (a), (b)와 볼트 (a), (b) 부분의 변형을 각각 측정하였다. 그리고 바닥판의 휨 현상을 최대한 방지하기 위하

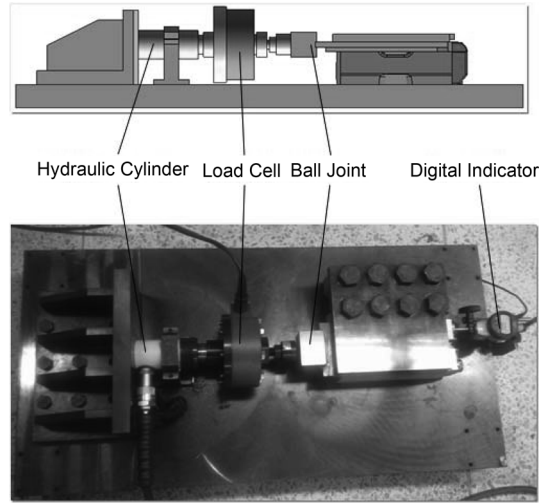


Fig. 7. Configuration of brake deformation test device.

여 리브(rib)를 설치하여 실험의 오차를 최소화하였다.

3-2. 실험결과

실험은 총 15회로 10,000 N에서 60,000 N 까지 측정하였고 그 평균값을 사용하였다. 패드 멈춤 장치 (a), (b)와 볼트 (a), (b)에서 각각 0.227 mm, 0.194 mm와 0.122 mm, 0.066 mm의 실험 결과를 보이고 있다. Fig. 8과 Fig. 9는 각각 볼트 (a), (b)의 실험과 해석 결과를 비교한 그래프이다. 또한 Fig. 10과 Fig. 11은 패드 멈춤 장치의 실험과 해석 결과를 비교한 그래프이다. 실험과 해석의 변형량 그래프의 경향은 매우 유사한 경향을 보이고 있으며 60,000 N의 접선력이 작용할 때 변형량의 오차는 10% 미만으로 해석의 과정이 타당하다고 평가된다.

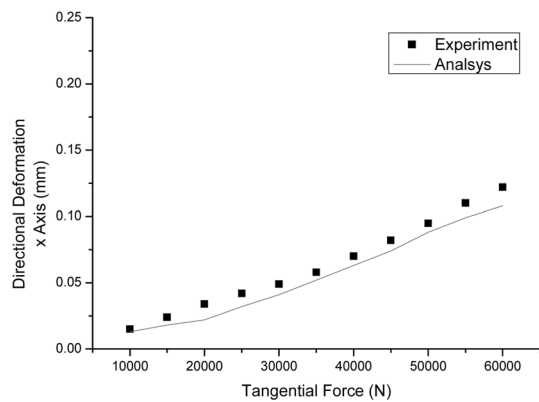


Fig. 8. Comparison of directional deformation at bolt(a).

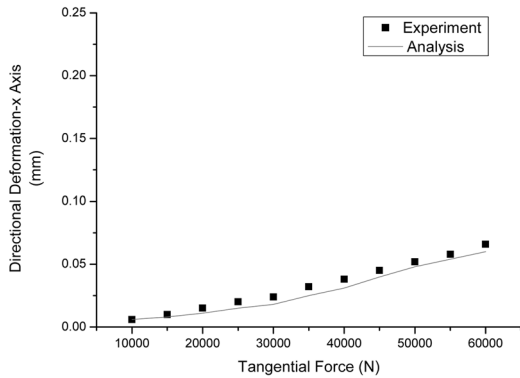


Fig. 9. Comparison of directional deformation at bolt(b).

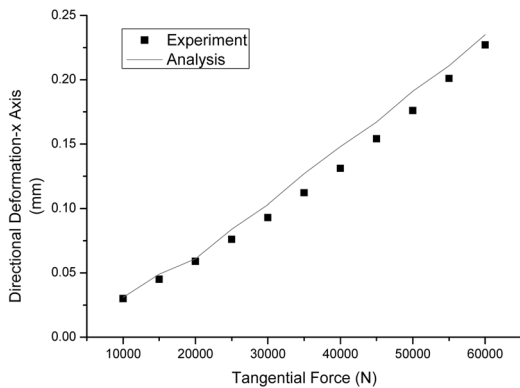


Fig. 10. Comparison of directional deformation at pad locating stopper(a).

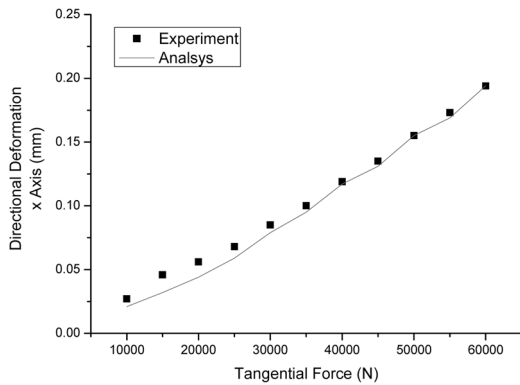


Fig. 11. Comparison of directional deformation at pad locating stopper(b).

4. 결 론

본 연구를 통해 750 kW급 풍력발전기 요 브레이크

의 안정성과 내구성을 예측할 수 있었는데 이러한 결과들을 이용하여 얻은 주요한 결론은 다음과 같다.

(1) 요 브레이크 제동 시 패드 접선력으로 상용 압력 기준으로 약 60,000 N의 힘이 작용한다.

(2) 브레이크 제동 시 캘리퍼의 볼트 체결 부위에 최대 응력이 발생하기 때문에 안정성이 가장 낮으므로 응력을 최소화 할 수 있는 설계가 필요하다.

(3) 변형실험과 유한요소해석의 값이 유사한 경향을 보이고 있기 때문에 유한 요소 해석의 평가 절차는 타당하다고 볼 수 있다.

기호설명

- F_s : 피스톤이 패드를 눌러주는 힘[N]
- F_t : 패드 제동 접선력[N]
- P : 시스템 압력[MPa]
- A : 피스톤 단면적[cm²]
- η : 브레이크 효율
- μ : 마찰계수
- T : 볼트 토크[N·mm]
- k : 볼트 마찰 계수
- d : 볼트 호칭경[mm]
- N : 볼트 축력[N]

후 기

본 연구는 상신브레이크(주) 지원에 의해 수행 되었으며, 관계자 여러분께 깊은 감사의 뜻을 전합니다.

참고문헌

1. W.D. Joo, J. H. Park, J. H. Choi, C.W. Lim, and J.-P. Park, "Development Status of 3 MW Class Offshore Wind Turbine," 한국 신재생 에너지학회 춘계학술대회 논문집, pp. 366-369, 2007.
2. J.-H. Choi, C.-J. Moon, Y.-H. Jang, and H.-J. Lee, "풍력발전시스템의 강풍제어기 개발 및 시스템 구성," 한국조명전기설비학회 춘계 학술 대회 논문집, pp. 424-428, 2004.
3. Dadkhah and Freydoon, "ANSYS Workbench software tutorial with multimedia," SDC Publications, 2008.
4. J.-Y. Ryu et al. "Development of the First Commercial 750 kW Wind Turbine in Korea," Unison Co., Ltd.