

# 풍력발전기용 대형 요베어링의 하중분배 및 접촉응력해석

## Load distribution and contact analysis for yaw bearings of wind generator

\*김영국<sup>1</sup>, #조용주<sup>2</sup>, 문석만<sup>3</sup>

\*Y. K. Kim<sup>1</sup>, #Y. J. Cho(yjcho@pusan.ac.kr)<sup>2</sup>, S. M. Moon<sup>3</sup>  
<sup>1,2,3</sup>부산대학교 기계공학부

Key words : Yaw bearing, Load distribution, Contact analysis, Slewing bearing, Wind generator

### 1. 서론

최근 지구 온난화, 이상기후 현상, 유가 급등 등의 문제로 화석연료를 대체할 친환경에너지에 대한 관심이 증가하고 있다. 그중 신재생에너지의 하나인 풍력발전기에 대한 연구개발이 활발히 진행되고 있다. 풍력발전기는 바람의 운동에너지를 기계적 변환과정을 거쳐서 전기에너지를 바꾸는 장치이다. 증속기, 타워, 발전기, 블레이드 및 각종 제어기등 고가의 장비가 필요하다. 그래서 초기 설치비가 높고 유지, 보수가 어렵기 때문에 20년 이상 장기간 전력생산을 해야지 경제성이 있다. 이러한 이유로 풍력발전의 부품 중 하나인 요베어링의 신뢰성 높은 설계가 필요하다. 이번 연구에서는 이러한 신뢰성 높은 설계를 위해 실제품에 적용되는 하중정보를 이용하여 요베어링의 볼(전동체)마다 작용되는 하중분배와 접촉응력해석을 하였다.

### 2. 이론

#### 2.1 베어링의 하중분배

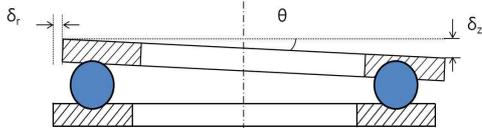


Fig. 1 Relative displacements between the raceways  
 레이디얼 하중, 축하중 및 모멘트 하중을 받는 베어링은 위의 그림 Fig. 1과 같이 변형량( $\delta_r$ ,  $\delta_z$ ,  $\theta$ )이 발생한다. 이러한 변형량을 식(1)을 이용하여 하중값을 구할 수 있다.

$$Q = K\delta^n \quad (\text{Ball bearing, } n=1.5) \quad (1)$$

그래서 변형량을 구해야 한다. 그러기 위해서 먼저 다음 그림 Fig. 2와 같이 좌표를 설정하고

기하학적으로 변형량을 수식화 할 수 있다.

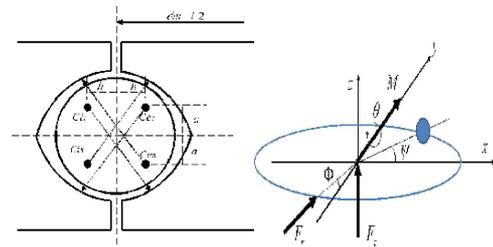


Fig. 2 Coordinates of curvature and direction of load  
 변형량은 4개의 궤도원 곡률중심 Cii, Cis, Cei, Ces의 좌표의 변화량을 이용하여 구할 수 있다.

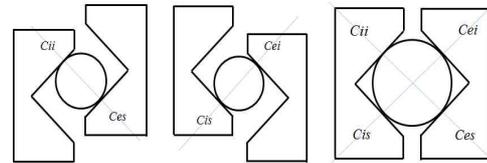


Fig. 3 Three modes for bearing of under the load  
 하중을 받는 베어링은 위의 Fig. 3와 같이 3가지 형태의 모습을 가지게 된다. 가장 왼쪽의 경우의 하중을 q1, 그 오른쪽의 경우를 q2 라고 하였다. 이렇게 구해진 하중 q1, q2는 힘, 모멘트 평형방정식 (2),(3),(4)를 만족 시켜야한다. 아래의 평형방정식을 만족하는 변형량을 구하면 볼마다 걸리는 하중값을 구할 수 있다.

$$Fr + \sum_{i=0}^Z \sqrt{q_{1x}^2 + q_{1y}^2} + \sum_{i=0}^Z \sqrt{q_{2x}^2 + q_{2y}^2} = 0 \quad (2)$$

$$Fz + \sum_{i=0}^Z q_{1z} + \sum_{i=0}^Z q_{2z} = 0 \quad (3)$$

$$M + \sum_{i=0}^Z \sqrt{(m_{1x}^2 + m_{1y}^2)} + \sum_{i=0}^Z \sqrt{(m_{2x}^2 + m_{2y}^2)} = 0 \quad (4)$$

#### 2.2 접촉응력 해석

일반적인 두 탄성체의 접촉 해석은 상당표면과 강체면의 접촉으로 생각할 수 있다. 본 연구에서는

기본적으로 영향 함수를 이용하여 3차원 접촉 해석을 이용하였다. Fig.4 와 같이 등방성 및 균질한 두 non-conformal 탄성체에 수직 하중이 작용할 때 접촉 면적과 압력분포를 알기위해 사각조각 표면에 작용하는 일한 분포하중에 의한 변위의 해를 이용하여 두 탄성체사이의 응력을 해석하고자 한다.

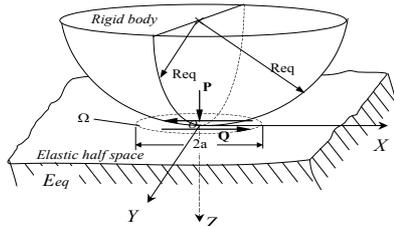


Fig. 4 Contact geometry of an equivalent body

### 3. 해석결과

#### 3.1 해석조건

Table 1 Extrem loads data at yaw bearing

Load Case	①	②	③
Fz[kN]	1856.6	1396.6	1619.9
Fx[kN]	-51.8	712.5	-15.5
Fy[kN]	-70.8	-6.1	-850.9
Mz[kNm]	-3098.1	2047.6	1441.4
Mx[kNm]	-3112.2	-1076.6	-4438.0
My[kNm]	824.5	-1286.0	856.4
Fxy[kN]	87.7	712.6	851.1
Mxy[kNm]	3219.6	1677.2	4519.8

Table 1은 가상 시뮬레이션을 통해서 Fx, Fy, Fz, Mx, My, Mz, Fyz, Myz의 하중데이터를 구하였다. 위의 3가지 하중 정보를 이용하였다. 베어링은 D=60mm, N=135ea, dm=2791mm의 2.5MW급 베어링의 하중분배 및 접촉응력 해석을 하였다.

#### 3.2 해석결과

위의 Table 1의 3가지의 하중정보를 이용하여 해석을 하였다. Fig. 5는 Load case ①의 경우의 하중 분배 해석 결과이다. q1과 q2의 하중이 동시에 작용하고 q1에서 최대 하중 37713.7N이 작용하였다. 그리고 Fig. 6은 최대 하중이 작용 될 경우 발생하는 접촉응력 분포이다. Inner와 Outer의 레도륜의 접촉형상이 다르다. Inner의 경우에는 conformal와 non-conformal 접촉이 동시에 발생하고 Outer의 경우에는 conformal 접촉만 발생되기 때문에 Inner의 경우 접촉응력이 더 높게 나타난다. Load case ①의 경우에 Inner 레도륜에서 최대접촉응력 2.06GPa이

작용된다.

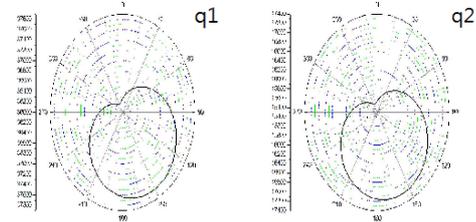


Fig. 5 Result q1 and q2 of load distribution

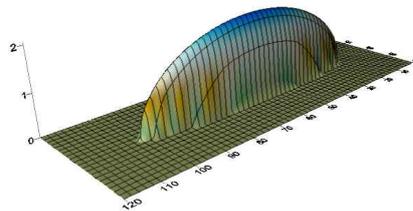


Fig. 6 Graph of contact stress distribution

Table 2는 Load case ①, ②, ③의 하중 분배 및 접촉응력 해석결과이다. Load case ③에서 최대 하중이 걸리고 최대 접촉응력이 발생한다.

Table 2 Result of analysis

Load case	Max load [N]	Location	Max contact stress[GPa]
①	37713.70	Inner	2.06
		Outer	2.03
②	41336.45	Inner	2.45
		Outer	2.38
③	43635.12	Inner	2.75
		Outer	2.68

### 4. 결론

본 연구에서는 실제 적용되는 하중조건에서 풍력발전기 요베어링의 하중분배 및 접촉해석을 통해서 접촉응력을 평가하였다.

### 후기

본 연구는 교육과학기술부와 한국연구재단의 지역혁신인력양성사업으로 수행된 연구결과임

### 참고문헌

- Harris, T. A., "Rolling Bearing Analysis, 3rd Edition," Wiley, New York, 1991.
- Love, A. E. H., "Stress Produced in a Semi-infinite Solid by Pressure on Part of the Boundary," Phil. Trans. Royal Society, A228, pp.377-420, 1929. of the CIRP, 39, 517-521, 1990.