풍력발전기용 피치베어링의 하중분배, 접촉 및 피로수명 해석

김영진[†] · 문석만 · 조용주^{*}

부산대학교 기계공학부

Load Distribution, Contact and Fatigue Life Analysis of Pitch Bearing for Wind Turbine

Youngjin Kim[†], Sukman Moon and Yongjoo Cho^{*}

Graduate School, Dept. of Mechanical Engineering, Pusan National University

Dept. of Mechanical Engineering, Pusan National University

(Received September 7, 2012 ; Revised November 12, 2012 ; Accepted November 13, 2012)

Abstract – This study is aimed to predict the fatigue life for pitch bearings under combined radial, thrust load and moment. In order to do this, a series of simulation such as bearing load distribution, initial surface stress, subsurface stress and fatigue analysis is needed. Fatigue life for pitch bearing can be predicted by using a bearing's material fatigue property.

Keywords – load distribution(하중분배), contact stress(접촉응력), fatigue analysis(피로해석), pitch bearing(피치베어링)

1. 서 론

베어링은 모든 기계장치에 널리 사용되며, 기계시스템의 필수요소이다. 이러한 베어링의 설계기술은 핵심적인 기반 기술이며 베어링의 파손은 곧 기계시스템 전체의 파손이 될 만큼 높은 신뢰성이 요구되는 기술이다.

풍력발전기는 초기 설치비가 높고 유지, 보수가 어렵기 때문에 20년 이상 장기간 전력생산을 해야 경제성이 있기에, 중요 부품의 하나인 피치베어링의 신뢰성 높은 설계가 필요하다.

본 연구에서는 이러한 신뢰성 높은 설계를 위해 2.5 MW급 피치베어링에 작용하는 모멘트 하중과 경방향, 축방향 하중이 동시에 작용할 경우의 실제 하중정보 Data를 바탕으로 베어링의 하중분배 및 접촉응력, 표면아래응력 해석, 피로해석을 통해서 수명을 예측하고자 하였다.

2. 이 론

2-1. 피치베어링의 하중분배

피치베어링의 접촉응력해석을 위해서는 베어링의 각 전동체에 작용하는 하중값이 필요하다. 아래의 Fig.1은 피치베어링의 형상과 경방향, 축방향, 모멘트 하중을 받을 경우 발생하는 변형량을 나타낸 그림이다. 이러한 변형량을 식(1)에 적용하여 하중값을 구할 수 있다.

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

변형량을 구하기 위해 먼저 위의 Fig. 2와 같이 좌표를 설정하고 기하학적으로 변형량을 수식화 할 수 있다.

변형량은 각 열의 4개의 궤도를 곡률중심 좌표의 변화량을 이용하여 구할 수 있다. 하중을 받는 베어링은 Fig. 3와 같이 3가지의 접촉형태를 가지게 된다. Fig. 3(a)의 하중을 q1, (b)의 하중을 q2라고 하였다. 이렇게 구해진 하중 q1, q2는 힘, 모멘트 평형방정식 (2),(3),(4)를 만족해야 한다. 힘, 모멘트 평형방정식을 만족하는 변형량으로 각 전동체의 하중값을 구할 수 있다[1].

[†]주저자 : mechanicjin@nate.com

^{*}책임저자 : yjcho@pusan.ac.kr

Fig. 1. Load direction and displacements of a pitch bearing.

Fig. 2. Coordinates of curvature and direction of load.

Fig. 3. Three modes for bearing of under the load.

$$F_r + \left(\sum_{i=0}^Z \sqrt{q_{1x}^2 + q_{1y}^2} + \sum_{i=0}^Z \sqrt{q_{2x}^2 + q_{2y}^2} \right)_{row1} + \left(\sum_{i=0}^Z \sqrt{q_{1x}^2 + q_{1y}^2} + \sum_{i=0}^Z \sqrt{q_{2x}^2 + q_{2y}^2} \right)_{row2} = 0 \quad (2)$$

$$F_z + \left(\sum_{i=0}^Z q_{1z} + \sum_{i=0}^Z q_{2z} \right)_{row1} + \left(\sum_{i=0}^Z q_{1z} + \sum_{i=0}^Z q_{2z} \right)_{row2} = 0 \quad (3)$$

$$M + \left(\sum_{i=0}^Z \sqrt{m_{1x}^2 + m_{1y}^2} + \sum_{i=0}^Z \sqrt{m_{2x}^2 + m_{2y}^2} \right)_{row1} + \left(\sum_{i=0}^Z \sqrt{m_{1x}^2 + m_{1y}^2} + \sum_{i=0}^Z \sqrt{m_{2x}^2 + m_{2y}^2} \right)_{row2} = 0 \quad (4)$$

2-2. 접촉해석 및 표면아래 해석

일반적인 두 탄성체의 접촉 해석은 상당표면과 강체

면의 접촉으로 생각할 수 있다. 본 연구에서는 기본적으로 영향 함수를 이용하여 3차원 접촉 해석을 이용하였다[2]. Fig. 4와 같은 등방성 및 균질한 두 non-conformal 탄성체에 수직 하중이 작용할 때 접촉 면적과 압력분포를 알기위해 사각조각 표면에 작용하는 균일한 분포하중에 의한 변위에 해를 이용하여 두 탄성체사이의 응력을 해석하고자 한다.

강체구의 등가 곡률 반경 R_{eq} 및 상대 탄성계수는 다음과 같다.

$$R_{eq} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{-1} \quad (5)$$

$$E_{eq} = \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (6)$$

Fig. 4의 표면 위의 두 점간의 접촉 전 거리는 다음식(7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$f(x, y) = R_{eq} - \sqrt{R_{eq}^2 - (x^2 + y^2)} \quad (7)$$

접촉문제를 풀기 위해서는 다음과 같은 구속조건을 통한 반복연산이 필요하다.

접촉영역에서는

$$p(x, y) > 0, e(x, y) = 0 \quad (8)$$

접촉영역 밖에서는

$$p(x, y) = 0, e(x, y) > 0 \quad (9)$$

$F_{i,j}$ 는 요소 j에서의 수직분포하중에 의한 요소 i에서의 영향함수(influence function)로서 식(10)와 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{i,j} = C_1 \left[(x+a) \ln \left\{ \frac{(y+a) + \sqrt{(y+a)^2 + (x+a)^2}}{(y-a) + \sqrt{(y-a)^2 + (x+a)^2}} \right\} + (y+a) \ln \left\{ \frac{(x+a) + \sqrt{(y+a)^2 + (x+a)^2}}{(x-a) + \sqrt{(y+a)^2 + (x-a)^2}} \right\} + (x-a) \ln \left\{ \frac{(y-a) + \sqrt{(y-a)^2 + (x-a)^2}}{(y+a) + \sqrt{(y+a)^2 + (x-a)^2}} \right\} + (y-a) \ln \left\{ \frac{(x-a) + \sqrt{(y-a)^2 + (x-a)^2}}{(x+a) + \sqrt{(y-a)^2 + (x+a)^2}} \right\} \right] \quad (10)$$

표면 아래 응력 해석은 Fig. 5와 같이 등방성이고 균질한 반무한체 표면의 임의의 영역 S위에 수직하중 $p(\xi, \eta)$ 이 작용할 때 반 무한체 내에서 생기는 응력을 다음과 같은 포텐셜함수를 도입하여 각각 표현할 수 있다.

Fig. 4. Contact geometry of an equivalent body.

Fig. 5. The normal and tangential loading applied to a closed area S of the elastic half space.

$$H_1 = \int_S \int p(\xi, \eta) (z \ln(\rho + z) - \rho) d\xi d\eta \quad (11)$$

여기서 ξ, η 는 하중이 작용하는 영역 S위의 임의의 점의 x,y축 방향으로의 좌표이다. 그리고 ρ 는 반 무한체내의 점 A(x,y,z)와 영역 S위의 점 B($\xi, \eta, 0$)와의 거리이다. 식 (11)을 깊이방향(z)에 대해 미분하면 다음과 같다[3].

$$H_1 = \frac{\partial H_1}{\partial z} = \int_S \int p(\xi, \eta) z \ln(\rho + z) d\xi d\eta \quad (12)$$

2-3. 피로해석

금속의 피로 거동은 여러 가지 영역(scale)으로 분석될 수 있다. 공학에서 사용되는 영역은 재료를 연속체

로 볼 수 있는 범위 즉 거시적(macroscopic) 영역을 주로 사용한다. 지금까지 제시된 피로 조건식은 이 영역에 해당한다. 금속의 피로거동은 미시적(microscopic) 영역 즉 전위(dislocation) 영역에서 분석될 수 있다.

재료의 결정 단위에서 발생하는 미시적 거동을 연속체 역학이 적용되는 거시적 거동과의 상관관계를 밝혀 고주기 피로 현상을 이론적으로 제시한 접근법을 mesoscopic scale 접근법이라 한다. Mesoscopic 피로 이론은 Dang Van에 의해 처음으로 소개되었으며, Papadopoulos에 의해 발전되었다[4][5]. 본 연구에서는 Papadopoulos에 의해 제안된 다음과 같은 피로 수명식을 사용하였다.

2-3-1. 피로판정식

피로 판정식이란 재료에 작용하는 하중으로 인하여 피로 균열의 판단 여부를 알려주는 식이다. Papadopolous에 의해 제안된 피로 판정식은 임계평면법의 형식을 따르면 다음과 같다.

$$\max T_a + 3\left(\frac{t_{-1}}{f_{-1}} - \frac{1}{2}\right) \sigma_{H, \max} \leq t_{-1} \quad (13)$$

일반 전단 응력(generalised shear stress, T_a)의 진폭이 최대값을 갖는 단면을 임계면이라 정의한다.

$$\max T_a = \max_{(\phi, \theta)} T_a(\phi, \theta) \quad (14)$$

일반 전단응력의 진폭 및 최대 정수압 응력(hydrostatic stress)은 각각 다음과 같다.

$$T_a(\phi, \theta) = \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_{\chi=0}^{\chi=2\pi} \tau_a^2(\phi, \theta, \chi) d\chi} \quad (15)$$

$$\sigma_{H, \max} = \max_{(t \in P)} [\sigma_{kk}(t)/3] \quad (16)$$

2-3-2. 피로 수명식

피로 판정식이란 재료가 반복 하중에 대한 수명을 구하는 식이다. Papadopoulos에 의해 제안된 피로 판정식은 두 개의 재료상수에 의존한다는 것을 알 수 있다. 여기서 재료상수를 구하기 위해 완전교변 비틀림 한도 T_{-1} 와 완전교변 굽힘에서의 피로한도 f_{-1} 를 사용하였다. $\max T_a$, $\sigma_{H, m}$, $\sigma_{H, a}$ 는 각각 최대 전단 응력 및 평균정수압응력, 정수압응력의 진폭을 말한다.

$$\frac{\max T_a + 3\left(\frac{t_{-1}}{f_{-1}} - \frac{1}{2}\right) \sigma_{H, a}}{1 - \frac{3}{t_{-1}} \left(\frac{t_{-1}}{f_{-1}} - \frac{1}{2}\right) \sigma_{H, m}} = \kappa N^{-\lambda} + t_{-1} \quad (17)$$

Table 1. Material properties and geometry of bearing

Modulus of elasticity	E	209(GPa)
Poissin's Ratio	ν	0.3
Number of balls	Z	141(ea)
Ball diameter	D	45(mm)
Distance of rows	d_r	68.6(mm)
Initial contact angle	α_0	40(deg)
Pitch circle diameter	d_m	2400(mm)

Table 2. Load information

Load Case	1	2	3
F_x [kN]	796.1	-94.0	506.8
F_y [kN]	22.9	-320.5	100.8
F_z [kN]	112.3	-1.8	294.6
M_x [kN]	-40.3	108.4	30.6
M_y [kN]	-2117.3	203.3	-7801.9
M_z [kN]	712.0	-6379.8	1294.6

κ, λ 는 단축 S-N커브에서 얻은 재료 상수를 말한다.

3. 해석 결과

해석한 베어링은 실제 2.5 MW급 풍력발전기용 피치베어링이다. 재료의 물성치 및 베어링 치수는 위의 Table 1에 정리하였다. 하중조건은 Table 2에 나타낸 실제 피치베어링의 하중 Data Case들을 이용하여 베어링의 하중분배, 접촉응력, 표면아래응력 및 피로수명 해석을 수행하였다.

3-1. 피치베어링 하중 분배 결과

Fig. 6는 피치베어링 Load Case 1의 하중분배 결과이다. 위에서부터 순서대로 Q_{1row1} , Q_{2row1} , Q_{1row2} , Q_{2row2} 의 하중분배 결과이다. 여기서 구해진 최대하중을 이용하여 접촉해석을 수행하게 된다.

3-2. 접촉해석 결과

하중분배의 결과인 최대하중값을 이용하여 접촉해석을 수행하고 접촉응력을 구하였다. conformal 접촉만 하는 외륜과 달리 non-conformal 접촉과 conformal 접촉을 동시에 하는 내륜이 보다 큰 접촉응력을 나타내었다. Fig. 7은 내륜에서 발생하는 접촉응력 분포이다.

Fig. 6. Result of load distribution for pitch bearing.

Fig. 7. Graph of contact stress distribution.

Fig. 8. Contour of subsurface stress distribution.

3-3. 표면아래응력해석 결과

구해진 접촉응력 결과를 이용하여 표면아래응력을 해석하였다. 아래의 Fig. 8은 표면아래응력 분포를 나타낸 그림이다.

3-4. 피로해석 결과

피로해석은 Fig. 8의 표면아래응력 분포를 이용하여 수행하였다. 피로물성치는 일반적인 베어링강인 AISI52100의 물성치를 이용하였다. 베어링강의 물성치는 Table 3에 나타나 있는 것과 같다[6]. 피로한도는 10^8 사이클로 정하였다.

Table 4는 앞의 해석 이론을 이용하여 Load case 1,2,3의 하중분배, 접촉, 표면아래응력, 피로수명 등의 해석을 수행하고 정리한 결과 이다. 위의 피로해석결과는 L_{50} 이고 실제의 파손과 다를 수 있다. 이러한 부분을 실험을 통해서 수정계수를 구하면 더욱 정확한 해석결과를 얻을 수 있을 것이다.

Table 3. Material properties of bearing

fatigue limit cycles 10^8		
tension-compression fatigue limit	f_{-1}	733 (MPa)
torsion fatigue limit	t_{-1}	583 (MPa)

Table 4. Result of contact and fatigue life analysis

Load Case	Max Load (N)	Max Contact Stress (GPa)	Max Subsurface Stress (GPa)	Fatigue Life (rev)
1	4938	1.3673	0.7913	3.08×10^8
2	592	0.6744	0.3904	4.72×10^{11}
3	3255	1.1894	0.6886	1.18×10^9

4. 결 론

본 연구에서는 경하중, 축하중, 모멘트 하중이 작용되는 피치베어링의 하중분배, 접촉 및 표면아래응력, 피로수명 해석을 통해서 피로수명을 예측하고자 하였다.

1. 실제 2.5 MW급 피치베어링에 작용되는 하중 값, 형상을 이용하여 하중분배 해석을 통해 각 전동체(볼)마다 작용되는 하중값을 구하였다.

2. 하중값을 이용하여 수행한 접촉해석 및 피로해석을 통해서 피치베어링의 수명을 접촉응력기반의 해석적인 방법으로 예측하였다.

3. 접촉 피로시험과 실제품의 수명을 비교해서 수정계수를 구하면 더욱 정확한 해석을 할 수 있을 것이다.

기호설명

a	x방향의 격자크기/2
b	y방향의 격자크기/2
E	탄성계수
E_{eq}	상당 탄성계수
R	구 반경
R_{eq}	상당 반경
ν	프아송 비
N	수직하중
$f(x,y)$	변형 전 두 물체 간의 거리
$e(x,y)$	강체면과 표면 간의 거리
F_{ij}	영향함수

δ	탄성변형량
$p(x,y)$	접촉압력
F_a	축하중(Thrust load)
F_r	경하중(Radial load)
M	모멘트하중(Moment load)

감사의 글

이 논문은 교육과학기술부와 한국연구재단의 지역혁신인력양성사업, 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 수행된 연구결과임

참고문헌

1. Harris, T. A., Rolling Bearing Analysis, John Wiley & Sons, New York, 1984.
2. K. L. Johnson, "Contact Mechanics," Cambridge University press, pp. 45-83, 1985.
3. Love, A. E. H., "Stress Produced in a Semi-infinite Solid by Pressure on Part of the Boundary," *Phil. Trans. Royal Society*, A28, pp. 377-420, 1929.
4. Dang Van, "Criterion for High Cycle Fatigue Failure Under Multiaxial Loading," *Biaxial and Multiaxial Fatigue, EGF3, Mechanical Engineering Publications, London*, pp. 459-478, 1989.
5. I. V. Papadopolous, "Long Life Fatigue Under Multiaxial Loading," *Int. J. Fatigue*, Vol. 23, pp. 839-849, 2001.
6. 김태완, 조용주, "응력 기반 볼 베어링의 접촉피로 수명 예측," *한국정밀공학회지*, 제24권, 제5호, 2007.