

실측형상오차를 이용한 3.5인치 HDD 스피들 볼베어링의 NRRO 해석

NRRO Analysis of 3.5" HDD Spindle Ball Bearings Utilizing the Measured Geometric Imperfection

이영근* · 최상규* · 윤기찬** · 이영신***

Young-Keun Lee, Sang-Kyu Choi, Ki-Chan Yoon, and Young-Shin Lee

Key Words : HDD, Ball bearing, NRRO, Waviness, Phase, Preload, Clearance

ABSTRACT

It has been widely known that geometrical or form errors of ball bearings such as ball size error, ball waviness, inner and outer race waviness due to inherent manufacturing imperfection are one of the major sources of uncontrollable non-repeatable run-out (NRRO) vibration in HDD spindle motor. NRRO in HDD is also known to be the primary cause of limiting the storage capacity of HDD. In this paper, We performed vibration analysis for NRRO of a ball bearing being used in 3.5" HDD spindle motor. To theoretically estimate NRRO considering the geometrical errors of ball bearing components, a simple three degrees of freedom model was proposed and then vibration analysis for axial and radial NRRO was conducted utilizing the measured geometric imperfection of a bearing with both the waviness magnitude and phase taken into account. Effects of bearing preload and clearance on NRRO was also investigated as an effort to predict their optimum values minimizing bearing NRRO.

1. 서 론

초소형 볼 베어링을 사용하는 HDD 시스템에서는 베어링에서 유발되는 가진력으로 인하여 자기기록밀도(magnetic track density)의 저하 및 트랙 비정렬 현상이 발생하며, 이에 대한 대안으로서 진동성분의 규명 및 불규칙적인 진동(이하 NRRO, non-repeatable runout)의 저감이 필수적이다. NRRO의 발생의 주요인자는 베어링 내부의 가공정밀도 및 볼 진원도의 불완전성에 기인하며, 윤활제의 윤활 불량 및 충격에 의해서도 발생되어진다. 가공상에서 발생하는 waviness의 일반적인 특성은 정확하게 파악되어야 하며, 이를 통하여 발생하는 진동성분은 규명되어야 한다. 또한 볼베어링 구성요소에서 측정되는 waviness는 차수별 크기와 위상을 함께 고려하여 해석이 수행되어야 한다. 이것은 측정된 waviness의 형상을 동일하게 구현하여 해

석에 적용하기 위함이다. 그렇지만 국내외의 몇몇 연구는 waviness의 차수별 크기만을 고려한 연구가 선행되어졌다. 볼베어링의 NRRO 해석에 관한 선행된 연구들을 보면 다음과 같다. Yhland^{(1)~(2)}는 볼베어링의 waviness에 의해 발생하는 축방향 진동과 반경방향 진동을 실험을 통해 연구하였으며, Wardle^{(3)~(4)}과 Poon은 볼의 개수와 waviness 차수와의 관계를 연구하였으며, Akturk^{(5)~(6)}은 강체축을 지지하는 볼베어링에 대해서 waviness를 적용하여 3자유도 모델을 제안하여, 예압과 볼의 수의 변화 및 waviness의 효과를 고려한 베어링 진동해석을 수행하여 기존 연구결과와 비교하였다. Ono^{(7)~(8)}는 반경방향만을 고려한 2자유도 계에서 NRRO 성분을 해석적으로 구하고, 실측한 waviness의 차수별 크기를 이용하여 볼 개수의 변화에 따른 NRRO의 저감을 위한 방안을 실험을 수반하여 연구하였다. 또한 waviness를 가지고 있는 볼의 배열에 따른 NRRO 크기에 대해서 논하였다. Jang과 Jeong^{(9)~(10)}은 waviness가 존재하며 볼의 원심력과 자이로 스크롭 모멘트가 작용하는 볼베어링으로 지지된 5자유도 회전계의 진동해석을 수행하였다. Kim et al^{(11)~(13)}은 볼베어링 구성요소에서 측정된 waviness의 차수별 크기를 이용하여 반경방향과 축방향의 NRRO 진동성분을 파악하였고, 이를 이용하여 NRRO의 저감을 위해서 축방향 예압과 반경방향 틈

* 한국기계연구원 기전응용그룹
E-mail : skchoi@mailgw.kimm.re.kr
Tel : (042)868-7351, Fax : (042)868-7611

** (주) FAG한화베어링 연구소

*** 충남대학교 기계설계공학과

새와의 관계를 통한 경향을 파악하였다. 하지만 실측 waviness의 차수별 크기를 고려한 연구는 있었지만 waviness의 차수에 해당하는 위상을 고려한 연구는 없는 실정이며, 35인치 HDD에 적용되는 외륜 회전형 볼베어링 해석의 연구내용은 부족한 실정이다. 그러므로 본 연구에서는 35인치 외륜회전형 볼베어링의 구성요소에서 측정된 waviness를 이용하여 차수별 크기와 위상을 구하고, 이를 반경방향과 축방향을 고려한 3자유도 NRRO 해석 프로그램에 적용함으로써 NRRO 진동의 실제 성분들을 구현했다. 또한 축방향 예압과 반경방향 틈새와의 관계를 이용하여 NRRO의 크기를 최소화 할 수 있는 설계인자를 제시하고자 한다.

2. NRRO 해석 이론

2.1 축방향 예압에 의한 단일볼의 정적 강성해석

볼베어링이 축방향 하중을 받을 경우 그 하중에 의해서 모든 볼에는 동일한 변위가 발생하게 된다. 이때 자유접촉각 α_0 는 α_p 로 접촉각이 변하게 되며 접촉각 방향의 탄성 변위 δ 가 발생하게 된다. Fig. 1은 볼베어링의 단면을 표현하며 축방향 예압에 의해서 외륜곡률 반경중심 (O_o)은 변하고 내륜곡률 반경중심 (O_i)은 고정되어 있다. 이는 내륜이 고정된 외륜회전형 볼베어링으로서 O_i 는 고정되어 있다고 가정하고 해석 모델을 제시하기 위함이다.

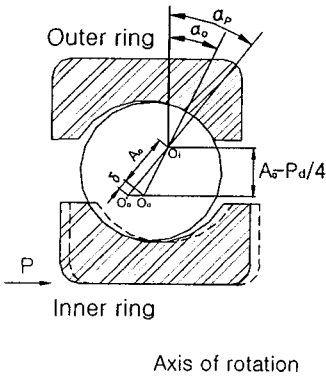


Fig. 1 Geometry of the ball bearing under thrust load

Hertzian 접촉이론에 따르면 단일 볼에서 접촉각 방향으로 발생하는 접촉력과 변형과의 관계는 식(1)과 같다.

$$P_a = C\delta^{3/2} = CA_0^{3/2} \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_p} - 1 \right) \quad (1)$$

여기서, C 는 볼과 내륜 및 외륜과의 접촉에 의한 강성계수이다. Z 개의 볼로 이루어진 볼베어링의 각 볼에서 접촉

력의 축방향 성분의 합과 축방향 예압과는 식(2)과 같은 평형을 이루게 된다.

$$P = ZP_a \sin \alpha_p \quad (2)$$

여기서, P 는 축방향 예압이다. 식(2)는 α_p 에 대한 비선형 방정식으로서 축방향 예압의 변화에 따른 접촉각 α_p 를 Newton-Raphson 방법으로 구할 수 있다.

2.2 Waviness 에 의한 동적 강성해석

각각의 볼은 궤도론과의 탄성접촉으로 구름운동을 하게 된다. 이때 볼은 회전하면서 지속적으로 궤도론과의 변하는 접촉력과 접촉각을 갖게 된다. 이것은 볼베어링의 구성요소가 이상적인 조건이 아닌, 제조상의 결함이라고 할 수 있는 waviness를 가지고 있기 때문이다. 그러므로 식(1)에서 δ 와 C 는 k 번째 볼의 탄성 변형량과 강성계수로 각각 δ_k 와 C_k 로서 표현되어진다. 이에 내륜과 외륜의 곡률반경 중심을 포함하여 탄성 변형량을 표현할 수 있는 좌표계는 다음과 같이 도입할 수 있다.⁽¹⁴⁾

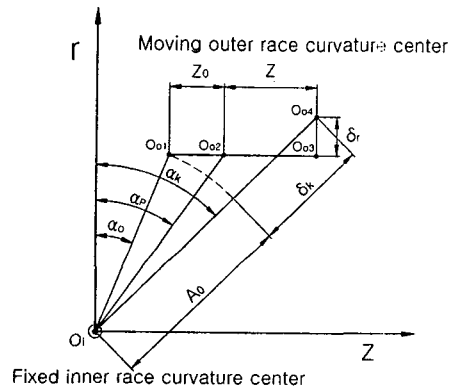


Fig. 2 Positions of raceway groove curvature centers at angular position α .

즉, k 번째 볼과 내외륜에 작용하는 힘 P_k 과 변형량 δ_k 은 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$P_k = C_k \delta_k^{3/2} \quad (4)$$

여기서, C_k 는 강성계수로서, 볼과 내륜 및 외륜과의 접촉 강성 K_i 및 K_o 에 의해 다음과 같이 구해진다.

$$C_k = \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{K_i} \right)^{2/3} + \left(\frac{1}{K_o} \right)^{2/3}} \right]^{3/2} \quad (5)$$

Fig. 2에서 Z 축과 r 축은 각각 축방향과 반경방향의 좌표축을 의미한다. 깊은홈 볼 베어링의 반경방향 틈새(clearance)로 인해 자유접촉각 α_0 는 발생한다. 축방향 예압에 의해 초기 외륜 곡률중심은 O_{01} 에서 O_{02} 로 이동하게 되며, 접촉

각은 α_p 로서 모든 볼이 같은 접촉각을 갖게 된다. 하지만 볼과 레도륜의 waviness 로 인하여 볼이 회전하면서 접촉 각 α_p 는 모든 볼에 대해 일정하지 않고 볼의 위치에 따라 변하게 된다. 즉, 축방향으로는 O_{02} 에서 O_{03} 로 변하고, 반경방향으로는 O_{03} 에서 O_{04} 로 변하게 된다. Fig. 2의 기하학적인 조건에 축 방향 성분 Δ_{zk} 및 반경방향 성분 Δ_{rk} 은 식(6), 식(7)로 나타낼 수 있으며, 볼의 탄성변형량 δ_k 는 식(8)로서 나타낼 수 있다.

$$\Delta_{zk} = A_0 \sin(\alpha_0) + Z_0 + Z \quad (6)$$

$$\Delta_{rk} = \delta_r + A_0 \cos(\alpha_0) \quad (7)$$

$$\delta_k = \sqrt{\Delta_{rk}^2 + \Delta_{zk}^2} - A_0 \quad (8)$$

여기서, A_0 는 탄성 변형전 초기에 두 곡률중심간 거리로서 식(10)로서 표현된다. 변형후 접촉각은 식(9)와 같다.

$$\alpha_k = \tan^{-1} \frac{\Delta_{zk}}{\Delta_{rk}} \quad (9)$$

$$A_0 = r_i + r_o - D_k \quad (10)$$

레도륜과 볼에 waviness 가 있을 경우에 시간에 따른 볼의 위치에 따라 내륜과 외륜의 초기 곡률 중심거리 A_0 는 A 로 변하게 된다. 이와 같은 원리를 이용하여 볼베어링 구성 요소의 waviness 모델을 표현 할 수 있다.

$$A = r_i(\theta_k) + r_o(\theta_k) - D(w_b t) \quad (11)$$

그러므로 내륜 및 외륜 곡률반경과 볼의 직경에 waviness 를 정의하면 식(12)~식(14)로 표현할 수 있다.

$$r_i(\theta_k) = r_i + \sum_{n=1}^N a_{rn} \cos(n\theta_k + \phi_{rn}) \quad (12)$$

$$r_o(\theta_k) = r_o + \sum_{n=1}^N a_{rn} \cos(n(\theta_k - wt) + \phi_{rn}) \quad (13)$$

$$D_k(w_b t) = D + \sum_{n=0}^N a_{bn} [\cos(nw_b t + \phi_{bn}) + \cos(n(w_b t + \pi) + \phi_{bn})] \quad (14)$$

여기서, N은 waviness 차수를 의미하며 a_{index} 와 ϕ_{index} 는 차수별 크기와 위상을 의미한다. 그리고 θ_k 는 시간의 변화에 따른 waviness 의 위치각을 의미한다.

2.3 비선형 힘평형방정식

외륜이 회전하는 볼 베어링의 경우에, 외륜에 미치는 x, y, z 방향의 힘은 평형을 이루게 된다. 이것은 내재되어 있는 레도륜의 waviness 의 표면과 임의시간에 위치하는 각각의 볼과의 상호 작용에 의해서 발생하는 힘과 탄성변형과의 평형을 의미한다.

이때 볼과 레도륜의 waviness 에 기인하여 발생하는 각 방향의 평형 위치는 외륜이 회전하는 시간마다 변하게 된다. 볼과 내륜 및 외륜에 waviness를 고려한 x, y, z 방향의 힘

평형 방정식은 다음과 같다.

$$F_x = \sum_{k=1}^Z C_k \delta_k^{3/2} \cos \alpha_k \cos \theta_k = 0 \quad (15)$$

$$F_y = \sum_{k=1}^Z C_k \delta_k^{3/2} \cos \alpha_k \sin \theta_k = 0 \quad (16)$$

$$F_z = \sum_{k=1}^Z C_k \delta_k^{3/2} \sin \alpha_k - P = 0 \quad (17)$$

여기서, P 는 축 방향 예압(Preload)를 나타낸다.

식 (15)~(17)는 x, y, z 에 관한 비선형 방정식이므로, 다음과 같이 Newton-Raphson법에 의하여 해를 구한다.

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix}_{i+1} = \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix}_i - \begin{Bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial x} & \frac{\partial F_x}{\partial y} & \frac{\partial F_x}{\partial z} \\ \frac{\partial F_y}{\partial x} & \frac{\partial F_y}{\partial y} & \frac{\partial F_y}{\partial z} \\ \frac{\partial F_z}{\partial x} & \frac{\partial F_z}{\partial y} & \frac{\partial F_z}{\partial z} \end{Bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{Bmatrix}_i \quad (18)$$

시간의 변화에 따라 구해진 x, y, z 방향의 외륜진동은 FFT를 취함으로써 주파수영역으로 변환되어 진동성분들 파악 할 수 있게 된다.

3. 볼베어링의 형상오차

3.1 HDD 스피들 볼베어링 제원

3.5인치 HDD는 일반 PC에서 널리 사용되는 정보저장기 기이다. 이것은 외륜 회전형 볼베어링이 상하로 두 개가 장착된 구조를 가지며, 기본 사양은 Table 1 에 나타낸다.

외륜의 회전속도 f_r 이 120Hz(7200rpm) 이면 cage 공전속도 f_c 는 70Hz가 되고, 볼의 자전속도 f_b 는 335Hz 가 된다.

Table 1 Specification of a Spindle Ball bearing

Ball Diameter	D (mm)	1.5875
Number of Balls	Z	10
Pitch Diameter	d_m (mm)	9.1
Curvature Ratio of IRW	f_i	0.529
Curvature Ratio of ORW	f_o	0.535
Rotating Speed	f_r (Hz)	120

3.2 HDD 스피들용 볼베어링의 실측

볼베어링의 구성요소에 내재되어 있는 waviness 는 제조상의 연마과정에서 연삭 회전면의 불균일성과 기계요소의 진동에 의해서 발생할 수 있으며, 또한 가공표면과 연마의 상호 작용 및 가공 고정물의 미소 움푹임에 의해서도 발생할 수 있다. waviness 는 임의의 폭과 높이를 갖는 정현(sine) 및 여현(cosine) 함수의 조합으로서 표현 할 수 있다. 이는 waviness의 수학적 모델을 가능하게 하며

waviness 에 의한 영향을 해석적으로 접근 할 수 있도록 해준다. 그러므로 waviness 의 실측된 데이터를 해석에 적용함으로써 존재하는 진동성분의 특성을 구현할 수 있다.

따라서 볼 베어링 샘플을 한 개 추출하여 Fig. 3(a)~(c)과 같이 실제로 볼이나 내외륜 레도로부터 크기오차 및 형상 오차를 측정하였다. 측정된 데이터를 이용하여 Fourier 계수를 수치적인 해석 방법으로 접근하면 waviness 차수에 해당하는 크기와 위상을 구할수 있다. Table 2는 waviness 차수별 크기와 위상을 18차까지 해석하여 얻은 결과이다.

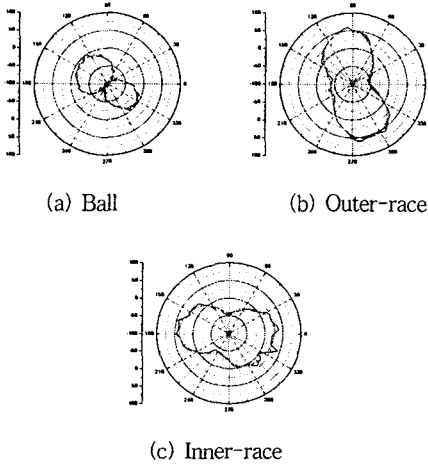


Fig. 3 Measured Waviness

Table 2 Waviness component values obtained numerical solution for Fourier coefficient.

Order	Ball		Inner Race		Outer Race	
	Amplitude (nm)	Phase (degree)	Amplitude (nm)	Phase (degree)	Amplitude (nm)	Phase (degree)
0	-78.19	.	-0.61	.	1.25	.
1	8.66	-67.85	3.29	-32.17	2.54	-51.94
2	36.58	-23.17	36.00	-80.16	53.68	53.94
3	11.77	7.91	10.93	-60.74	9.19	45.19
4	3.65	45.65	5.07	-2.68	4.14	-23.15
5	4.05	-43.04	3.28	-59.52	1.54	86.00
6	2.85	-82.72	2.13	-16.17	4.86	-52.07
7	1.87	12.14	1.49	79.53	0.74	3.33
8	1.22	-42.46	0.82	-8.17	2.10	4.72
9	0.19	6.91	1.53	85.74	1.66	-88.59
10	0.89	-9.27	1.54	-16.70	0.97	-49.34
11	0.15	-74.56	2.09	68.30	0.64	-79.26
12	1.13	-42.21	2.31	74.94	0.60	-53.41
13	1.20	-73.48	3.15	-28.26	1.03	48.79
14	0.42	60.42	2.78	-50.49	1.69	76.13
15	1.04	-8.66	2.05	-25.07	0.36	-1.86
16	1.90	-67.22	1.27	-21.07	1.20	-62.80
17	0.98	67.85	1.20	-73.74	0.58	63.85
18	0.69	90.00	0.49	16.38	0.50	-33.69

4. 실측 Waviness를 이용한 NRRO 해석

실측된 waviness의 차수별 크기와 위상을 함께 고려하여 NRRO 해석을 수행한 결과들을 논하겠으며, waviness 차수와 연관되는 주파수 성분들은 선행 연구들께 의해서 밝혀진 것들이지만 위상을 함께 고려한 측면에서 볼, 내륜, 외륜에 각각 적용하고 이들 성분들에 대해 언급하고자 한다. 또한 실측 waviness 에 의해 정확하게 구현된 주파수 성분들을 이용해 축방향 예압(Preload)과 반경방향 틈새(Clearance)와의 관계를 통해 NRRO 성분이 최소치가 되는 예압과 틈새의 기준치를 제시하고자 한다.

4.1 한 개의 볼에 실측 waviness를 적용한 경우

한 개의 볼에는 -78.19nm 의 크기오차와 18차까지의 waviness 크기와 위상이 존재하는 것을 Table 2에서 보여 준다. 이것을 NRRO 해석 프로그램에 적용함으로써 한 개의 볼에 의해서 나타나는 진동성분을 구현할 수 있다. 만약에 축방향 예압을 40N, 반경방향 틈새를 5 μ m 로 하고 해석을 수행해 보면 Fig. 4와 Fig.5 와 같으며 각각 반경방향과 축방향 진동성분인 시간영역과 주파수영역을 나타낸다.

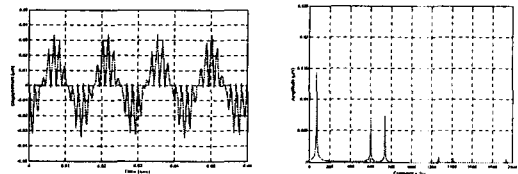


Fig. 4 Radial NRRO with one ball waviness

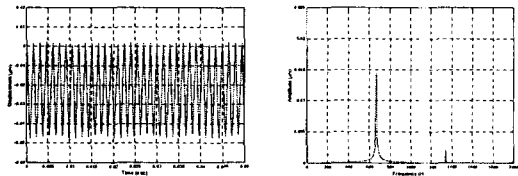


Fig. 5 Axial NRRO with one ball waviness

Fig. 4 로 부터 반경방향 진동은 볼의 크기오차 -78.19nm 에 의하여 14.3nm 크기의 f_c 성분이 존재함을 알 수 있고, 2차의 waviness 성분 에 의해서 $2f_b \pm f_c$ 인 600Hz와 740Hz 성분이 각각 6.9nm, 7.3nm 가 존재하며, $4f_b \pm f_c$ 인 1270Hz와 1410Hz 는 1nm 이하로 작게 나타난다. 축 방향 진동을 보면 2차와 4차의 waviness 성분 에 의해서 $2f_b$ 과 $4f_b$ 성분이 각각 14.4nm, 2nm 가 존재한다. waviness 차수에 의한 진동성분들을 비교해보면 축방향 진동이 반경방향 진동에 비해서 2배정도 크게 나타남을 알 수 있다.

4.2 내륜에 실측 waviness를 적용한 경우

내륜의 크기오차는 1nm 이하의 적은 양으로 볼의 크기오차에 비해서 비교적 정확하게 가공되어졌음을 알 수 있다. 내륜에 실측된 waviness로부터 구해진 18차 waviness 성분과 위상을 해석에 적용하면 Fig. 6과 Fig. 7 과 같은 축방향 진동과 반경방향 진동이 발생한다. 반경방향 진동은 9차와 11차의 waviness 성분에 의해서 Zf_c 인 698Hz성분이 5.4nm 크기로 나타나고, 축방향 진동은 10차의 waviness 성분으로 인하여 Zf_c 인 698Hz성분이 4nm 크기로 나타난다. 내륜에 실측 waviness를 적용했을 경우도 축방향 NRRO 진동이 반경방향 NRRO 진동보다 크게 나타남을 알 수 있었다.

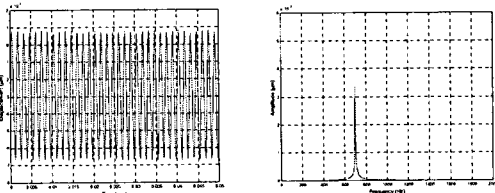


Fig. 6 Radial NRRO with inner race waviness

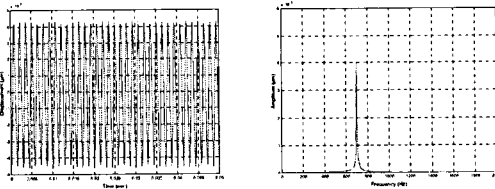


Fig. 7 Axial NRRO with inner race waviness

4.3 외륜에 실측 waviness를 적용한 경우

외륜에도 볼과 내륜과 동일하게 실측 waviness의 차수별 크기와 위상을 적용할 경우 Fig. 8, Fig. 9 와 같은 주파수 성분들이 나타남을 알 수 있다. RRO 성분인 f_r 은 회전체의 불균형 질량에 의해서 대부분 발생되지만 1차의 waviness 성분에 의해서도 추가된 f_r 성분이 2.5nm 존재함을 알 수 있다. 그리고, 반경방향 진동은 9차와 11차의 waviness 성분으로 인해 $Z(f_r - f_c) \pm f_c$ 인 377Hz와 621Hz 성분이 각각 1.16nm와 0.65nm가 존재한다. 축방향 진동은 10차의 waviness 성분으로 인해 $Z(f_r - f_c)$ 인 502Hz 성분이 2.3nm 존재한다. 외륜에 실측 waviness를 적용했을 경우도 축방향 NRRO 진동이 반경방향 NRRO 진동보다 2배 정도 크게 나타남을 알 수 있었다. 볼과 내륜 및 외륜에 각각의 실측 waviness를 적용 했을 때 반경방향보다 축방향의 NRRO 진동이 크게 발생하는 이유는 축방향의 강성이 반경방향의 강성보다 더 작기 때문이라고 판단된다.

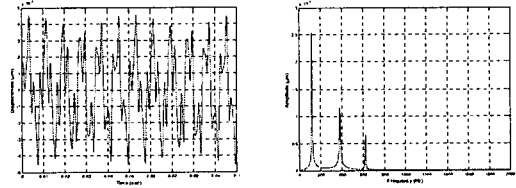


Fig. 8 Radial NRRO with outer race waviness

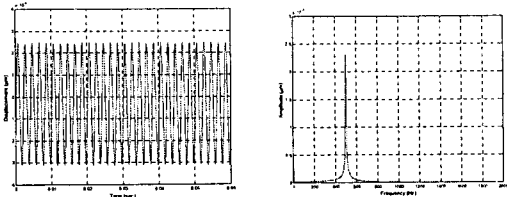


Fig. 9 Axial NRRO with outer race waviness

또한, 외륜보다 내륜에 의한 NRRO 진동이 더 크게 발생된 이유는 실측 waviness의 9, 10, 11 차 성분의 크기가 외륜보다 내륜이 1.6배 정도 더 크게 존재하고, 차수별 위상의 영향 때문이라고 판단된다.

4.4 축방향 예압과 틈새와 관련된 NRRO 경향

상기에서 입증된 성분들을 이용해 축방향 예압(Preload)과 반경방향 틈새(Clearance)에 따른 NRRO 성분의 저감에 대한 경향을 파악하고자 한다. Fig. 10는 내륜과 외륜의 반경방향 NRRO 성분들의 합으로 이루어진 예압과 틈새와의 관계이다. 마찬가지로 Fig. 11는 축방향 NRRO 성분들의 합으로 이루어진 예압과 틈새와의 관계이다. Fig. 10에서 보여주듯이 레도륜의 waviness에 의해서 발생하는 NRRO의 크기는 예압과 틈새가 각각 10N, 4 μ m 또는 20N, 3 μ m에서 가장 작은 NRRO의 크기를 나타냄을 알 수 있다. 이것은 Fig. 11에 나타난 축방향의 경향에서도 거의 타당한 것으로 판단된다. 보통 디스크의 트랙밀도에 직접적인 영향을 미치는 것은 반경방향 NRRO 성분이다.

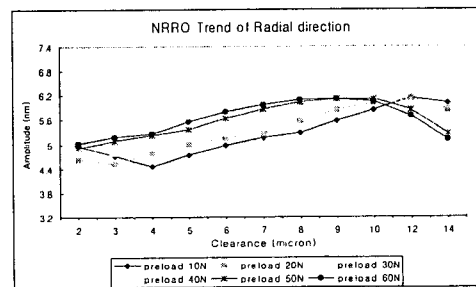


Fig. 10 Radial NRRO under preload and clearance

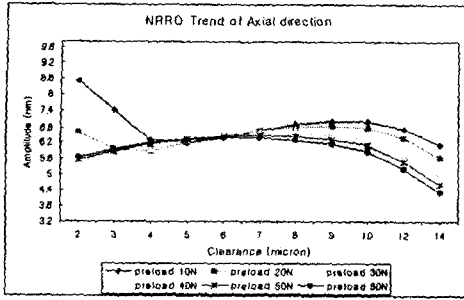


Fig. 11 Axial NRRO under preload and clearance

Fig. 10에서 보여주듯 반경방향 NRRO 성분의 크기는 $10\mu\text{m}$ 이내의 틈새에서는 예압이 증가할수록 크다는 것을 알 수 있다. Fig. 11에서의 축방향 NRRO 성분은 $3\mu\text{m}$, $4\mu\text{m}$ 를 기준으로 틈새에 따라 증가하다가 감소하는 경향이 있다. 또한 축방향 NRRO 성분의 크기는 $2\sim 4\mu\text{m}$ 의 범위를 제외하고 예압이 클수록 NRRO가 작아지는 것을 파악할 수 있다.

이제, 한개의 볼에 대한 효과를 파악해보면 Fig. 12와 Fig. 13과 같다. Fig. 12는 반경방향의 NRRO에 대한 경향으로서, $6\mu\text{m}$ 의 틈새를 기준으로 이내에서는 예압이 클수록 NRRO는 크게 나타남을 알 수 있고, 이후에서는 예압이 클수록 NRRO는 더 적은 것을 알 수 있다. 그러므로 $3\mu\text{m}$, $4\mu\text{m}$ 의 반경방향 틈새를 설계에 적용한다면 예압이 적은 10N 또는 20N을 설계인자로 하는 것이 타당하리라 판단된다.

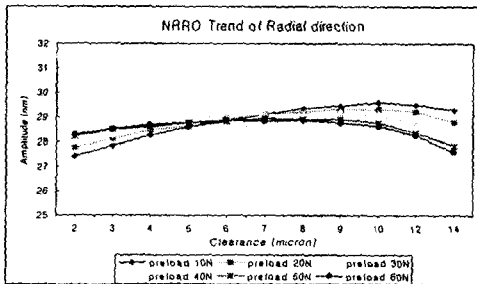


Fig. 12 Radial NRRO under preload and clearance

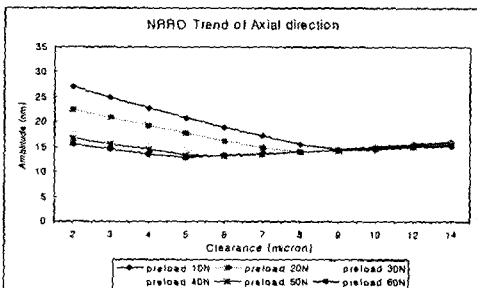


Fig. 13 Axial NRRO under preload and clearance

한개의 볼에 의한 축방향의 진동성분은 반경방향 틈새 $9\mu\text{m}$ 를 기준으로 이하에서는 축방향 예압이 클수록 NRRO는 작게 나타남을 알 수 있다. 하지만, Fig. 12과 Fig. 13와 같은 경우에는 한개의 볼에 waviness를 적용하여 경향을 파악하였으므로 실제 존재하는 NRRO 성분의 크기에 있어서는 다소 오차범위가 있으리라 판단된다. 실제 3.5인치 HDD 볼베어링에는 10개의 볼이 있고, 제각각 다른 waviness 크기를 갖고 waviness 차수별 다른 위상을 가지고 있기 때문이다.

5. 결론

본 연구에서는 3.5인치 외륜회전형 볼베어링의 구성요소에서 측정된 waviness를 이용하여 차수별 크기와 위상을 구하고, 이를 반경방향과 축방향을 고려한 3자유도 NRRO 해석 프로그램에 적용함으로써 NRRO 진동의 실제 성분들을 구현했다. 또한 축방향 예압(preload)과 반경방향 틈새(clearance)와의 관계를 이용하여 NRRO의 크기를 최소화할 수 있는 설계인자를 제시하고자 캐드토크와 볼의 영향에 대해서 각각을 고려했다.

- (1) 볼베어링의 구성요소에서 측정된 waviness를 NRRO 해석프로그램에서 동일하게 구현하기 위해서는 waviness 차수에 해당하는 크기와 위상이 함께 존재해야 한다. 이를 위해서 Fourier coefficients를 수치적 해석에 의해서 각각의 크기와 위상을 도출했다.
- (2) 실측된 waviness를 정확하게 구현하여 해석프로그램에 적용함으로써 내륜, 외륜 및 볼에 의한 영향을 고려할 수 있었다. 축방향 NRRO가 반경방향 NRRO 보다 2배정도 크게 존재하였으며, 이것은 축방향 강성이 반경방향 강성보다 더 적은 값을 가지고 있기 때문이라고 판단된다.
- (3) 내륜 및 외륜의 waviness를 정확하게 구현하여 해석을 수행하고 이를 축방향 예압과 반경방향 틈새와의 관계를 통해서 NRRO의 크기가 최소가 되는 기준설계인자를 도출해냈다. 즉, 예압과 틈새가 각각 10N, $4\mu\text{m}$ 와 20N, $3\mu\text{m}$ 일 때 NRRO 크기가 최소가 됨을 파악할 수 있었다. 보통 예압 10N~20N 범위와 틈새 $3\mu\text{m}\sim 4\mu\text{m}$ 의 범위가 적당할것으로 판단된다.
- (4) 볼 한개에 waviness를 정확하게 구현하여 해석을 수행하고 이를 축방향 예압과 반경방향 틈새와의 관계를 통한 경향을 파악했다. 틈새 $6\mu\text{m}$ 이내의 범위에서는 예압이 적을수록 반경방향 NRRO는 적어지는 것을 알 수 있었고, 이후에서는 예압이 적을수록 NRRO는 커짐을 알 수 있었다. 또한 예압이 클수록 축방향 NRRO는 작아짐을 알 수 있었다. 실제로 디스크의 트랙밀도에 영향을 주는 성분은 반경방향 NRRO이지만 축방향 NRRO의 영향도 고려한다면 적절한 예압 조건이 있어야 한다고 판단된다.

참 고 문 헌

- (1) Yhland,E., 1967, "Waviness Measurement - An Instrument for Quality Control in Rolling Bearing Industry", Proc. IMechE, Vol.182, pp.438~445
- (2) Yhland,E., 1992, "A Linear Theory of Vibrations Caused by Ball Bearings with Form Errors Operating at Moderate Speed," ASME, J. of Tribology, Vol.114, pp.348~359.
- (3) Wardle,F.P., 1988, "Vibration Forces Produced by Waviness of the Rolling Surfaces of Thrust Loaded Ball Bearing, Part 1 : Theory", Proc. IMechE, Vol.202, pp.305~312.
- (4) Wardle,F.P., 1988, "Vibration Forces Produced by Waviness of the Rolling Surfaces of Thrust Loaded Ball Bearing, Part 1 : Experimental Validation", Proc. IMechE, Vol.202, pp.305~312.
- (5) Akturk,N., Uneeb,M., and Gohar,R., 1997, "The Effects of Number of Balls and Preload on Vibrations Associated with Ball Bearings", ASME, J. of Tribology, Vol.119, pp.747~753.
- (6) Akturk,N., 1999, "The Effects of Number of Balls and Preload on Vibrations Associated with Ball Bearings", ASME, J. of Tribology, Vol.121, pp.667~677.
- (7) Ono,K. and Takahasi,K., 1996, "Theoretical Analysis of Shaft Vibration Supported by a Ball Bearing with Small Sinusoidal Waviness", IEEE Trans. on Magnetics, Vol.32, No.3, pp1709~1714.
- (8) Ono,K. and Takahasi,K., 1999, "Theoretical Analysis of a Ball bearing used in HDD Spindle Motors for Reduction of NRRO", IEEE Trans. on magnetics. Vol. 35. No.2. March 1999
- (9) 정성원, 장건희 2001, "Waviness 가 존재하며 볼의 원심력과 자이로스코픽 모멘트가 작용하는 볼베어링으로 지지된 5자유도 회전계의 진동해석" 한국소음진동공학회 추계학술대회, pp. 297~303.
- (10) 정성원, 장건희, 2001, "다수의 각접촉 볼베어링으로 지지된 5장도 회전계에서 볼베어링의 Waviness에 의해 발생하는 비선형진동모델", 한국소음진동공학회, 제 11권 제2호, pp.336~345.
- (11) 김영철, 최상규, 윤기찬, 2001, "기하학적 형상오차를 갖는 정보저장기기용 볼베어링의 NRRO 해석", 한국소음진동공학회 추계학술대회, pp810~816.
- (12) 김영철, 최상규, 윤기찬, 2001, "볼의 기하학적 불완전성을 갖는 볼베어링의 진동해석", 한국윤활학회 추계학술대회, pp237~242.
- (13) Kim,Y.C., Choi,S.K., and Yoon,K.C., 2002, "Clearance and preload effects on NRRO of Miniature Ball Bearings with Waviness", ASIATRIBO International Conference.
- (14) Harris, T.A., 1991, Rolling Bearing Analysis, 3rd Ed., John Wiley & Sons, INC.