

# 반경 방향 하중을 받는 원통형 로울러 베어링의 음장 해석

노병후<sup>†</sup> · 김대곤\* · 김경웅

한국과학기술원 기계공학과, \*㈜알피엠텍 부설연구소

## Sound Field Analysis of Cylindrical Roller Bearings Under Radial Load

Byoung-Hoo Rho<sup>†</sup>, Dae-Gon Kim\* and Kyung-Woong Kim

*Department of Mechanical Engineering, KAIST, \*R&D Center, RPMTECH Co., Ltd.*

**Abstract** – The purpose of the paper is to numerically investigate the acoustic noise characteristics of cylindrical roller bearings under radial load. For the sake of simplifying of the analysis, it was assumed that the cylindrical roller bearings are infinitely long. Furthermore, the effects of following on the noise of the bearing were also examined: the radial clearance of the bearing, the viscosity of the lubricant, and the number of the rollers. The results and discussions of the present paper could aid in the design of low-noise cylindrical roller bearings.

**Key words** – cylindrical roller bearings, noise.

### 1. 서 론

구름 베어링은 적은 마찰력으로 큰 부하를 지지할 수 있기 때문에 모터 및 펌, 그리고 펌프 및 발전기 등과 같은 여러 종류의 회전 기계의 지지 베어링으로서 광범위하게 사용되고 있다. 최근 회전 기계들의 효율 증대와 고성능화를 위하여 구름 베어링으로 지지되는 회전 기계들의 고속화가 점차적으로 증대되고 있으며, 이러한 회전 기계의 고속화와 더불어 구름 베어링과 관련된 진동 및 소음 문제가 고속 회전 기계에서 빈번히 발생되고 있다. 특히 구름 베어링의 소음 문제와 관련된 연구는 지난 1960년대 이후로 꾸준히 연구되어 오고 있다. Igarashi[1-3]는 단순 볼베어링과 압입된 볼베어링에 대한 음압 측정 실험을 통하여 볼베어링 소음의 주 요인은 외륜 및 내륜의 진동 특성에 기인한다고 보고하였다. 또한 모터 내에 장착된 볼베어링이 모터 소음에 미치는 영향을 음압 측정 실험을 통하여 알아보았다. Scanlan[4]은 구름 베어링의 소음원에 대하여 구름 베어링이 완벽하게 조립되었다라든 구름 요소와 내/외륜의 탄성 변형에 의한 탄성파가 발생

할 수 있음을 보고하였다. Jayaram & Jarchow[5]는 음압 측정 실험을 통하여 축의 운전 속도 및 부가 하중이 볼베어링의 소음 특성에 미치는 영향을 여러 종류의 윤활제에 대하여 볼베어링의 소음 특성 변화를 분석하였다. Nagamatsu & Fukuda[6]는 수직으로 설치된 고속 볼베어링에 대하여 베어링을 지지하는 지지부의 재질 변화에 따른 볼베어링 부의 소음 특성을 음압 측정 실험을 통하여 분석하였다. Johansson[7]은 볼베어링이 장착된 모터 소음에 대해서 베어링과 관련 없는 소음과 베어링과 관련 있는 소음원으로 분류하고 있으며, 특히 베어링과 관련 있는 소음은 진동에 의한 영향이 크다고 보고하였다. Ananthapadmanaban & Radhakrishnan[8]은 구름과 미끄럼 접촉 상태에 대하여 표면의 불규칙성에 의해 나타나는 소음 발생 스펙트럼을 음압 측정 실험을 통하여 분석하였다. Igarashi & Yabe[9]는 축방향 하중이 가해지는 볼베어링에 대하여 내륜 및 외륜 그리고 볼에 각각 하나의 결함이 존재하는 경우에 대한 소음 발생 주파수 성분을 음압 측정 실험을 통하여 분석하였다. Tandon & Nakra[10]와 Tandon & Choudhury[11]는 볼베어링의 결함을 감지하는 수단으로서 인텐시티 측정 기법을 이용하였으며, 인텐시티 측정 기법이 음압 측정 기법보다 결함을 감

<sup>†</sup>주저자 · 책임저자 : okmr@kaist.ac.kr

지하는 효과적인 방법으로 사용되어 질 수 있음을 보고하였다. 그러나 이러한 연구들의 대부분은 실험에 의한 것이며, 이론 해석이라 하더라도 소음 발생 주파수와 이의 요인 분석에 초점을 두고 있다. 베어링에서 발생하는 방사 소음의 이론 해석과 관련된 연구로서, Rho & Kim[12]은 유체 윤활 저널 베어링에 대하여 축의 불균형 질량을 고려한 축-베어링 시스템의 비선형 과도 응답 해석을 통하여 베어링 내 윤활막에서 발생되어지는 압력 변동에 의한 소음 특성을 규명하였다. 그리고 베어링 내 윤활막에서의 압력 변동에 기인하는 소음원에 대하여 평면파의 전달 이론을 적용하여, 베어링의 소음을 예측할 수 있는 기법을 제시하였으며, 또한 축의 운전 속도 및 윤활제 점도, 그리고 베어링 간극 등이 베어링의 진동 및 소음 특성에 미치는 영향을 함께 분석하였다[13,14]. 이러한 이론적인 해석은 저널 베어링에 대하여 초점을 두고 있다. 일반적으로 구름 베어링이 저널 베어링에 비하여 소음이 크며, 소음원의 주파수 대역도 넓게 분포되고 있다는 것은 잘 알려져 있다. 따라서 구름 베어링과 관련된 소음 해석이 보다 절실히 요구되고 있으며, 이와 관련된 연구로서 본 저자들은 무부하 상태에 있는 무한장 원통형 로울러 베어링에 대한 소음 특성을 이론 해석을 통하여 연구하였다[15].

본 연구의 내용은 본 저자들의 이전 연구에 대한 추가적인 연구 내용으로서, 반경 방향의 정하중을 받고 있는 무한장 원통형 로울러 베어링에 대한 소음 특성을 알아보았다. 본 연구에서는 하중 변화에 대한 베어링 소음 변화는 물론 하중을 받고 있는 상태에서의 베어링 틈새와 윤활 유체의 점도 그리고 로울러 개수가 베어링 소음에 미치는 영향을 함께 알아보았다. 이러한 연구는 구름 베어링의 음향학적 특성을 평가하는데 도움을 줄 수 있을 뿐만 아니라, 구름 베어링으로 지지 되는 회전 기계의 저소음 설계는 물론 이상 현상에 대한 진단에도 큰 도움을 줄 것으로 기대된다.

## 2. 로울러 베어링의 운동학

무한장 원통형 로울러 베어링의 개략도를 Fig. 1에 나타내었으며, 로울러는 순수구름접촉 상태에 있다고 가정하였다. 베어링 외륜이 고정되어 있는 경우에 Fig. 2(a)에 나타낸 바와 같이 로울러 중심 혹은 리테이너의 각속도  $\omega_c$ 는 다음과 같이 된다.

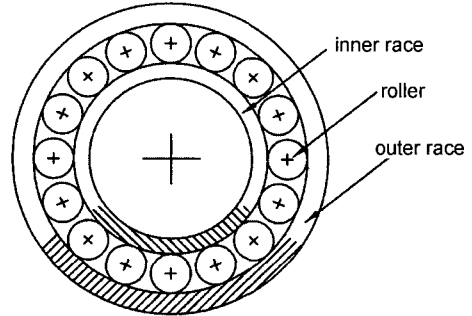


Fig. 1. Schematic diagram of the roller bearing.

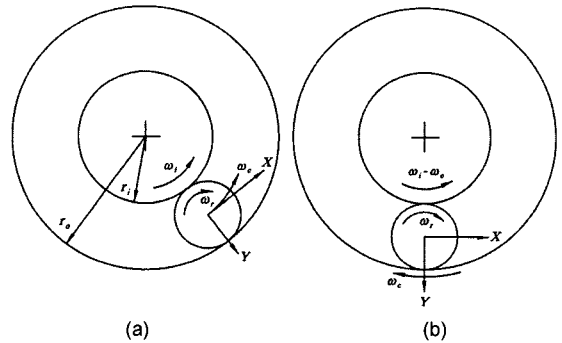


Fig. 2. Angular velocity of the roller.

$$\omega_c = \frac{\omega_i}{2} \left( 1 - \frac{2r_r}{r_i + r_o} \right) \quad (1)$$

여기서  $\omega$ 는 내륜의 각속도,  $r_i$ 는 내륜의 외반경,  $r_o$ 는 외륜의 내반경,  $r_r$ 은 로울러의 반경이다.

로울러 중심이 고정되어 있는 좌표계를 생각할 때의 베어링 내륜과 외륜의 상대 각속도는 Fig. 2(b)와 같이 나타낼 수 있다.

## 3. 지배방정식

원통형 로울러 베어링에서의 윤활 문제는 Fig. 3(a)에 보인 바와 같이 반경이  $r_1$ ,  $r_2$ 인 두 원통 사이의 문제로 생각할 수 있으며, 이 경우 Fig. 3(b)에 보인 바와 같이 등가 반경  $r_c$ 를 가지는 하나의 원통과 무한 평판 사이의 문제로 바꾸어 해석할 수 있다.

$$\frac{1}{r_c} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \quad (2)$$

본 연구에서는 베어링에서 방사되는 소음 특성을 규명하기 위하여 로울러와 베어링 외륜 사이의 윤활 문

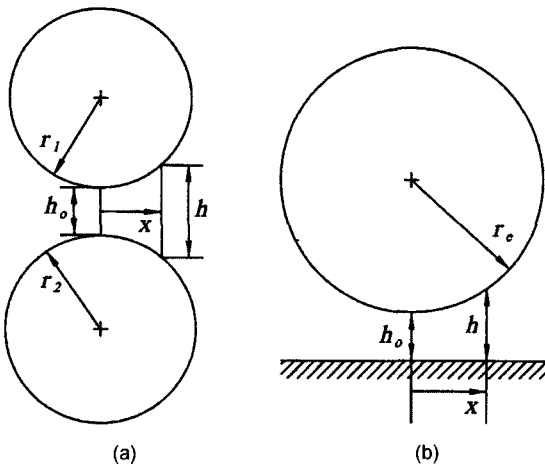


Fig. 3. Equivalent radius of the roller.

체를 다루었으며, 이 경우의 등가 반경은 다음과 같이 표현되어 질 수 있다.

$$\frac{1}{r_e} = \frac{1}{r_r} + \frac{1}{r_o} \quad (3)$$

윤활 유체의 유동 방향이 Fig. 3(b)에 보인 바와 같이  $x$  방향이고, 등은 조건하의 비압축성 뉴턴 유체의 경우, 무한장 원통형 로울러 베어링에서의 윤활 유체 압력을 지배하는 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 된다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12\mu u_m \frac{\partial h}{\partial x} \quad (4)$$

여기서  $p$ 는 윤활 유체의 압력,  $h$ 는 유막두께,  $\mu$ 는 점성계수,  $u_m$ 은 윤활 유체의 평균 유동 속도이다.

한편 로울러의 탄성 변형을 고려하지 않는 경우의 유막두께  $h$ 는 다음의 관계식으로 표현될 수 있다.

$$h = h_o + \frac{x^2}{2r} \quad (5)$$

여기서  $h_o$ 는 최소유막두께이며, 로울러의 원심력을 고려하지 않는 무부하 상태에서는 근사적으로 반경 방향 내부틈새  $c$ 의 1/4값을 갖는다. 즉, 내륜에 하중이 가해진 경우에 로울러 중심의 각위치가  $\theta$ 가 되는 로울러에서의 최소유막두께는 다음과 같은 근사식으로 표현될 수 있다.

$$(h_o)_i = \frac{c_r}{4} + \frac{1}{2}(x \cos \theta_i + y \sin \theta_i) \quad (6)$$

여기서  $\theta$ 는 로울러 중심의 각좌표이며,  $x$ 와  $y$ 는 내륜 중심의 좌표로서, 좌표계는 외륜 중심을 기점으로 하중이 작용하는 방향이  $x$ , 이의 수직인 방향이  $y$ 이다.

한편 내륜의 중심은 다음의 힘-평형 조건을 만족해야 한다.

$$\sum_i (F_{px})_i = \sum_i \left[ \int_A (p \cos \theta) dA \right]_i = W \quad (7)$$

$$\sum_i (F_{py})_i = \sum_i \left[ \int_A (p \sin \theta) dA \right]_i = 0 \quad (8)$$

본 연구에서는 로울러의 임의 각도 위치에 대하여 주어진 하중 조건을 만족하는 내륜의 중심위치를 2차원 Newton-Raphson 방법을 이용하여 구하였으며, 로울러에서 발생하는 윤활 유체의 압력은 유한차분법을 이용하여 구하였다.

#### 4. 베어링 소음

로울러와 외륜 사이의 임의 위치(Fig. 4의 A)에서의 압력 변동 크기는 다음과 같이 제공된 평균으로 나타내었다.

$$p_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_t^{t+T} [p(t) - p_m]^2 dt} \quad (9)$$

여기서  $T$ 는 정상 상태 응답의 주기,  $p_m$ 은 압력의 시간 평균값이다.

베어링 내 윤활 유체의 압력 변동에 의하여 발생하는 음원은 베어링의 반경 방향으로 전달되는 선음원으로 가정하였으며, 베어링 외륜에서의 에너지 손실은 무

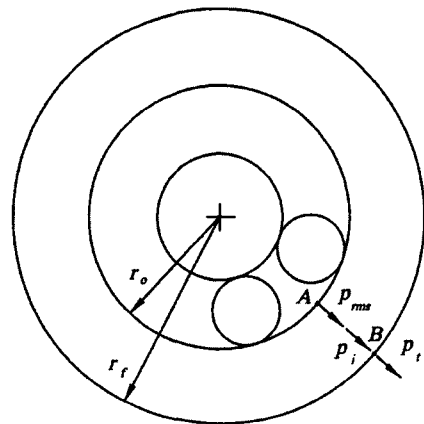


Fig. 4. Transmission of plane waves.

시하였다. 이 경우, Fig. 4에서 보는 바와 같이 베어링 외륜의 내경부 A에서는 압력 경계조건으로 인하여 식 (9)에 의하여 구하여진  $p_{ms}$  크기를 갖으며, 베어링 외륜의 외경부 B에서 입사되는 압력  $p_i$ 는 다음과 같은 관계식을 만족한다.

$$(p/p_{rms})^2 = (r/r_f) \quad (10)$$

여기서  $r_f$ 는 베어링 외륜의 외반경이다. 한편 베어링 외륜의 외경부에서 반경 방향으로 외부 공기에 전달되어지는 압력 크기는 경계면에서의 평면파 전달 이론을 적용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$p_i = p_{ms} \frac{2z_a}{z_a + z_s} \quad (11)$$

여기서  $z_a$ 와  $z_s$ 는 각각 공기와 베어링에서의 음향 임피던스로서, 각 매질의 밀도와 음속의 곱이다.

베어링의 소음은 베어링 외륜의 외경부에서 반경 방향으로 외부 공기에 전달되는 음압 수준의 에너지 평균값으로 정의하였으며, 이는 다음과 같다[15].

$$N_b = 10 \log \left[ \frac{1}{A} \int 10^{0.1N} dA \right] \quad (12)$$

여기서  $A$ 는 베어링 외륜의 외경부 면적이며,  $N$ 은 베어링 외륜의 외경부 임의 위치에서 반경 방향으로 외부 공기에 전달되는 음압 수준으로서 다음과 같다.

$$N = 20 \log(p/p_{ref}) \quad (13)$$

여기서  $p_{ref}$ 는 기준 압력 변동 크기로서,  $20 \times 10^{-6}$  N/m<sup>2</sup>이다.

## 5. 해석결과 및 고찰

본 해석에서 사용한 무한장 원통형 로울러 베어링의 사양 및 변수값들을 Table 1에 나타내었으며, 이는 단 열 원통형 로울러 N210EC 사양과 비슷하다.

로울러 개수가 16개인 경우에 대하여 하중 변화에 따른 베어링의 소음 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 베어링 소음은 회전 속도 증가와 더불어 증가하고 있으며, 하중이 클수록 베어링 소음이 크게 나타나고 있다. 하중 변화의 효과는 고속보다는 저속에서 크게 나타나고 있다. 이러한 결과는 내륜이 고속으로 회전할수록 로울러와 외륜 사이에 발생하는 압력이 커지기 때문이며, 하중 변화에 의한 압력 변화의 상대적인 변화가 고속보

Table 1. Specification and parameter values

Outer radius of the outer race, $r_f$ [mm]	45.00
Inner radius of the outer race, $r_o$ [mm]	40.75
Outer radius of the inner race, $r_i$ [mm]	29.75
Radius of the roller, $r_r$ [mm]	5.50
Radial clearance of the bearing, $c_r$ [ $\mu$ m]	55.0
Number of the roller, $Z$	16
Oil dynamic viscosity, $\mu$ [Pa·sec]	0.0411
Density of the bearing, $\rho_b$ [kg/m <sup>3</sup> ]	7700.0
Sound speed of the bearing, $c_b$ [m/s]	5050.0
Density of the air, $\rho_a$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1.18
Sound speed of the air, $c_a$ [m/s]	344.0

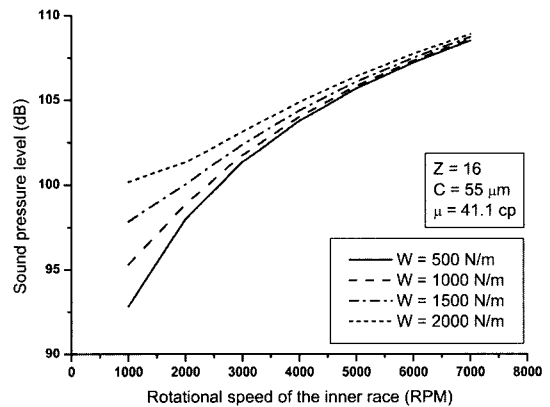


Fig. 5. Sound pressure level with respect to the radial load (for  $Z=16$ ).

다는 저속에서 크게 나타나기 때문인 것으로 판단된다.

로울러 개수가 10개인 경우에 대하여 하중 변화에 따른 베어링의 소음 변화를 Fig. 6에 나타내었다. 하중이 클수록 베어링 소음이 증가하고 있으나, 특이한 현상은 하중이 큰 경우에 대하여 저속 영역에서는 오히려 속도가 증가할수록 베어링 소음이 감소하고 있다. 이러한 현상을 설명하기 위하여 하중이 큰( $W=2000$  N/m) 경우에 대하여 로울러 위치에 따른 하중분포와 소음분포를 Fig. 7과 Fig. 8에 나타내었다. 저속인 1000 rpm에서는 하중이 작용하는 방향쪽에 위치한 로울러에서 받는 하중 분담력이 고속에서 받는 하중 분담력보다 크게 나타나고 있음을 볼 수 있다. 따라서 저속 영역에서는 하중이 작용하는 방향쪽에 큰 압력이 발생하여 베어링 소음이 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 그러나 로울러에 큰 압력이 발생하면 로울러의 탄성 변형으로 인하여 유막 두께는 변화하게 되며, 이에 따라 발생 압력도 틀러지며, 결과적으로 베어링 소음이

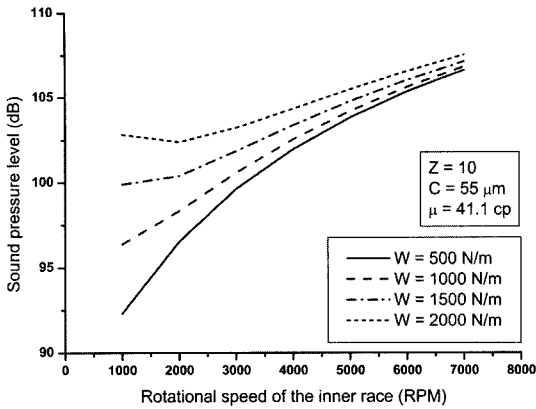


Fig. 6. Sound pressure level with respect to the radial load (for Z=10).

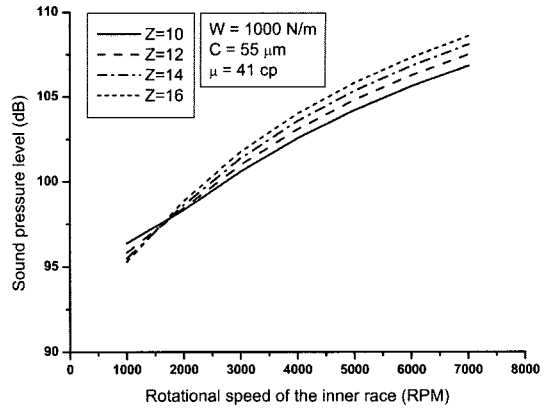


Fig. 9. Sound pressure level with respect to the roller number.

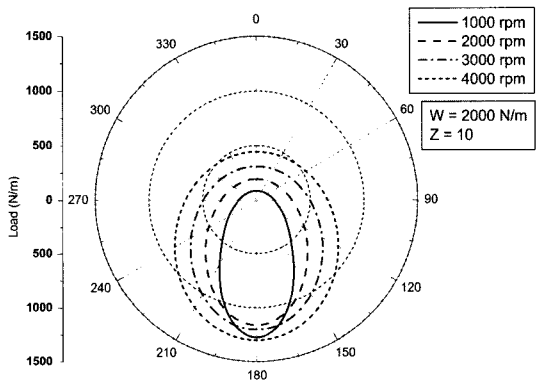


Fig. 7. Load distributions with respect to rotational speed of the inner race (for W=2000 N/m, Z=10).

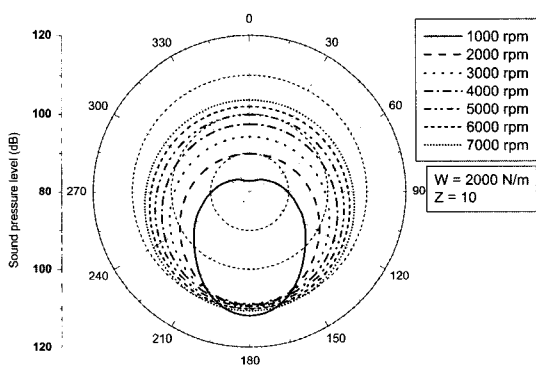


Fig. 8. Sound pressure level distributions with respect to rotational speed of the inner race (for W=2000 N/m, Z=10).

달라지게 될 것이다. 향후 탄성 변형의 효과를 추가적으로 고려함으로써, 로울러 개수가 작고, 고하중 조건에서의 저속 영역에 대한 하중 분담 및 소음 분포를

살펴보아야 할 것으로 판단된다.

로울러 개수 변화에 따른 베어링 소음 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 저속 영역에서는 로울러 개수가 감소할수록 베어링 소음이 커지며, 고속 영역에서는 로울러 개수가 증가할수록 베어링 소음이 크게 나타나고 있다. 저속 영역에서는 로울러 개수가 감소할수록 로울러가 받는 하중 분담력의 상승 효과가 커져, 로울러에서 발생하는 압력을 크게한다. 따라서 베어링 소음이 커질 수 있는 것으로 판단된다. 고속 영역에서는 로울러 개수가 증가할수록 로울러의 선회 주파수가 커져, 로울러에서 발생하는 압력의 제곱평균값을 크게 한다. 따라서 베어링 소음이 커질 수 있는 것으로 판단된다. 그 이유는 로울러에서 발생하는 압력이 케비테이션 압력보다 작지 않기 때문이다.

내륜이 1000 rpm으로 회전하는 경우에 대해서 로울러 위치 변화에 따른 하중 분포와 소음 분포를 각각 Fig. 10과 Fig. 11에 나타내었다. 로울러 개수가 작아질수록 로울러에 작용하는 하중 분담력이 커지고 있음을 볼 수 있다. 결과적으로 이는 높은 압력을 발생시키게 되며, 따라서 로울러 개수가 작아질수록 하중이 작용하는 방향에서의 소음이 커지고 있음을 알 수 있다.

내륜이 7000 rpm으로 회전하는 경우에 대해서 로울러 위치 변화에 따른 하중 분포와 소음 분포를 각각 Fig. 12와 Fig. 13에 나타내었다. 로울러 개수 변화에 따른 하중 분담력의 변화는 저속에서의 하중 분담력 변화보다 작게 나타나고 있음을 볼 수 있다. 그럼에도 불구하고, 고속에서 로울러 개수가 증가할수록 베어링 소음이 크게 증가하는 이유는 하중 분담력의 변화에 의한 소음 상승이라기 보다는 로울러 개수가 증가할수

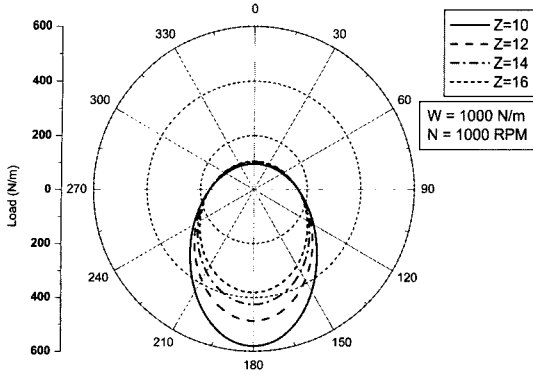


Fig. 10. Load distributions with respect to the roller number (for W=1000 N/m at 1000 rpm).

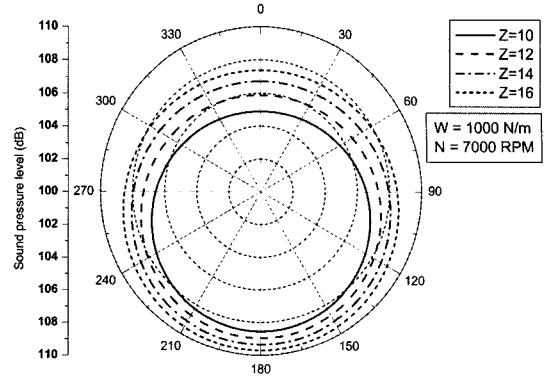


Fig. 13. Sound pressure level distributions with respect to the roller number (for W=1000 N/m, at 7000 rpm).

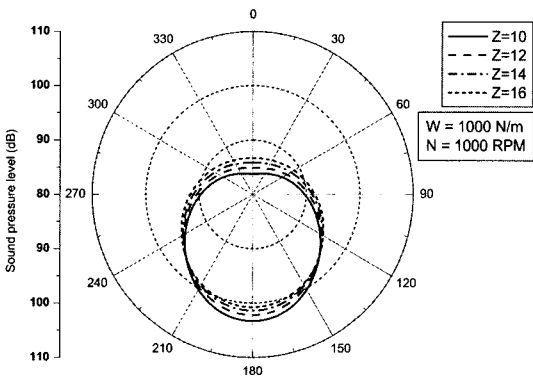


Fig. 11. Sound pressure level distributions with respect to the roller number (for W=1000 N/m, at 1000 rpm).

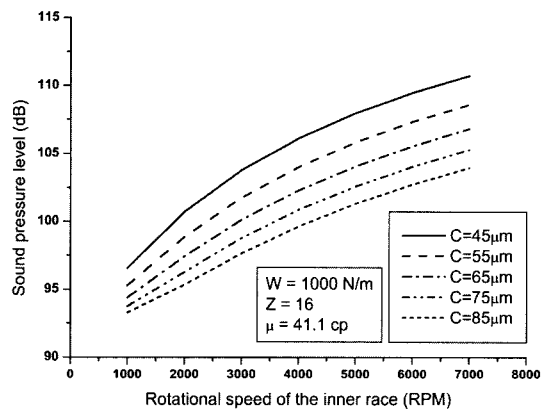


Fig. 14. Sound pressure level with the change of the radial clearance.

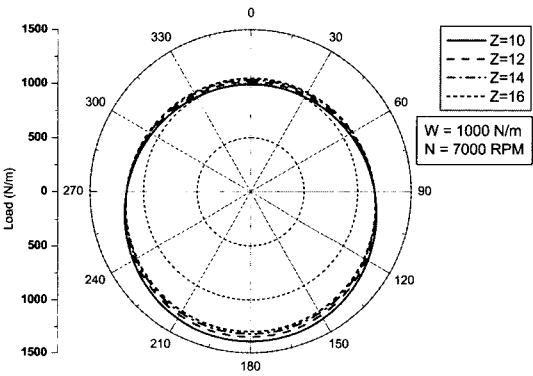


Fig. 12. Load distributions with respect to the roller number (for W=1000 N/m at 7000 rpm).

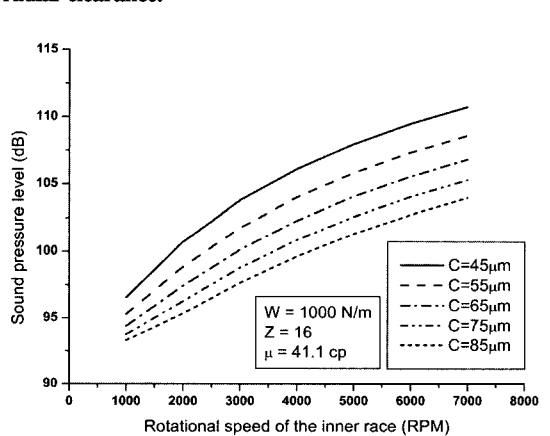


Fig. 15. Sound pressure level with the change of the oil viscosity.

록 로울러의 선회 주파수가 커짐으로 인한 압력 변동 값의 상승이 베어링 소음을 크게 하고 있는 것으로 판단된다.

반경 방향 내부 틈새 변화에 따른 베어링 소음의 변

화를 Fig. 14에 나타내었다. 반경 방향 내부 틈새가 증가할수록 베어링 소음은 감소하고 있음을 알 수 있다. 그 이유는 반경 방향 내부 틈새가 증가하면, 로울

러와 외륜 사이의 유막 두께가 커져 작동유의 발생 압력이 작아질 것으로 예상되는데, 이에 따라 베어링 소음이 작게 나타나고 있는 것으로 판단된다. 그러나 베어링의 반경 방향 내부 틈새가 커지면, 일반적으로 내륜의 진동이 커지기 때문에 향후 내륜 혹은 축의 불균형 질량을 고려한 진동 해석을 함께 수행함으로써, 반경 방향 내부 틈새의 영향을 다시 한 번 살펴보아야 할 것으로 판단된다.

작동유의 점도 변화에 따른 베어링 소음의 변화를 Fig. 15에 나타내었다. 윤활제 점도가 증가할수록 베어링 소음은 크게 나타나고 있다. 점도가 증가하면 베어링 내 발생 압력이 커져, 베어링 소음이 증가하는 것으로 판단된다.

## 6. 결 론

반경 방향의 정하중을 받고 있는 무한장 원통형 로울러 베어링에 대한 소음 특성을 수치 해석을 통하여 알아보았으며, 다음의 결론을 얻을 수 있었다.

첫째, 하중이 증가하면 베어링 소음은 증가한다. 그러나 고하중인 경우에 저속 영역에서는 속도가 증가할수록 베어링 소음은 감소할 수 있다.

둘째, 로울러 개수가 증가할수록 저속 영역에서는 베어링 소음은 감소하며, 고속 영역에서는 베어링 소음이 증가한다.

셋째, 반경 방향 내부 틈새가 클수록, 윤활제 점도가 작을수록 베어링 소음은 감소한다.

## 참고 문헌

1. T. Igarashi, "Noise of Ball Bearing (1st Report, Case of Simple Ball Bearing)," *Bulletin of JSME*, Vol. 3, No. 10, pp. 220-227, 1960.
2. T. Igarashi, "Noise of Ball Bearing (2nd Report, Case of Fitted Ball Bearing)," *Bulletin of JSME*, Vol. 5, No. 17, pp. 184-194, 1962.
3. T. Igarashi, "Noise of Ball Bearing in Electric

- Motor," *Bulletin of JSME*, Vol. 7, No. 25, pp. 200-208, 1964.
4. R. H. Scalan, "Noise in Rolling-Element Bearings," ASME Paper 65-WA/MD-6, 1965.
5. V. D. Jayaram and F. Jarchow, "Experimental Studies on Ball Bearing Noise," *Wear*, Vol. 46, pp. 321-326, 1978.
6. A. Nagamatsu and M. Fukuda, "Sound Noise Generated from Ball Bearing in High Speed Rotation," *Bulletin of the JSME*, Vol. 21, No. 158, pp. 1306-1310, 1978.
7. L. Johansson, "Bearing Noise in Electric Motors," *Ball Bearing Journal*, Vol. 200, pp. 28-31, 1979.
8. T. Ananthapadmanaban and V. Radhakrishnan, "An Investigation of the Role of Surface Irregularities in the Noise Spectrum of Rolling and Sliding Contacts," *Wear*, Vol. 83, pp. 399-409, 1982.
9. T. Igarashi and S. Yabe, "Studies on the Vibration and Sound of Defective Rolling Bearings (Second Report: Sound of Ball Bearings with One Defect)," *Bulletin of the JSME*, Vol. 26, No. 220, pp. 1791-1798, 1983.
10. N. Tandon and B. C. Nakra, "The Application of the Sound-Intensity Technique to Defect Detection in Rolling-Element Bearings," *Applied Acoustics*, Vol. 29, pp. 207-217, 1990.
11. N. Tandon and A. Choudhury, "A Review of Vibration and Acoustic Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Element Bearings," *Tribology International*, Vol. 32, pp. 469-480, 1999.
12. B. H. Rho and K. W. Kim, "Acoustical Properties of Hydrodynamic Journal Bearings," *Tribology International*, Vol. 36, No. 1, pp. 61-66, 2003.
13. B. H. Rho, D. G. Kim and K. W. Kim, "Noise Analysis of Oil-Lubricated Journal Bearings," *IMEchE, Part C, J. of Mechanical Engineering Science*, Vol. 217, No. C3, pp. 365-371, 2003.
14. B. H. Rho, D. G. Kim and K. W. Kim, "Effects of Design Parameters on the Noise of Rotor-Bearing Systems," *Tribology International*, 2004. (In press)
15. B. H. Rho, D. G. Kim and K. W. Kim, "A Study on the Noise Characteristics of Cylindrical Roller Bearings," *J. of KSTLE (Korean)*, Vol. 19, No. 6, pp. 342-348, 2003.