

축-베어링계의 저소음 설계

노병후[†] · 김대곤* · 김경웅

한국과학기술원 기계공학과
*㈜알피엠텍 연구개발센터

Low Noise Design of Rotor-Bearing System

Byoung-Hoo Rho[†], 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 investigate the effects of design parameters on the noise of a rotor-bearing system supported in oil lubricated journal bearings. Effects of radial clearance and width of the bearing, lubricant viscosity and mass eccentricity of the rotor are also examined. Numerical results of the parametric studies are summarized through graph for the A-weighted sound pressure level of the bearing with respect to the rotational speed of the rotor. Results show that the sound pressure level of the bearing is markedly influenced by the mass eccentricity of the rotor and the radial clearance and the width of the bearing. The high viscosity of the lubricant slightly decreases the noise of the bearing, but its effect is relatively very low at high speed. The results of the paper could be an aid in the low noise design of rotor-bearing system supported in oil lubricated journal bearings.

Key words – hydrodynamic journal bearing, noise, rotor-bearing system.

1. 서 론

산업 기술의 발달은 회전 기계의 고성능화를 요구하고 있으며, 이로 인하여 산업 기계에서의 회전 기계들이 점차 고속으로 운전되도록 설계되고 있다. 이러한 회전 기계의 고속화로 인하여 회전 기계의 진동 및 소음이 설계자에게 큰 관심으로 대두되고 있다. 회전 기계를 구성하는 기계 요소 중 회전 기계를 지지하는 베어링은 회전 기계의 안전한 운전 및 그 성능을 좌우하는 핵심 부품으로서, 이 베어링들에 대한 진동 특성 및 이의 저감과 관련된 연구는 현재까지도 많이 수행되어 오고 있다[1-5]. 축-베어링계에 대한 음향학 관점에서의 연구는 주로 불순물 및 이상 현상 등에 의한 베어링의 마모 및 이상 현상 진단 측면에서의 음향방출에 초점을 두고 있으며[6-7], 이러한 음향방출은 가청주파수 이상의 고주파 영역을 포함하는 신호처리 문제에 근본을

두고 있다. 가청주파수 범위에서의 축-베어링계에 대한 음향 특성과 관련된 연구로서, 최근에 Rho & Kim은 유체 윤활 저널 베어링으로 지지 되는 축-베어링계에 대하여 축의 불균형 질량을 고려한 비선형 해석으로부터 얻어진 베어링 내 유막에서의 압력 변동을 주파수 분석함으로써 베어링 내 유막에서 발생하는 압력 변동에 의한 음원 특성을 규명하였다[8]. 그리고 Rho, Kim & Kim은 베어링 내에서의 베어링 두께 효과와 에너지 손실을 무시한 평면파 전달 이론을 적용하여 회전 기계의 베어링부에서 발생하는 압력 변동에 의한 소음을 계산할 수 있는 방법을 제시하였다[9].

본 논문의 목적은 유체 윤활 저널 베어링으로 지지 되는 축-베어링계에 대하여 각 설계 변수들에 대한 인자가 베어링 소음에 미치는 영향을 알아보는 것이다. 이를 위하여 축의 불균형 질량에 의한 질량 편심, 베어링 길이 및 간극 그리고 윤활 오일의 점도가 베어링 소음에 미치는 영향을 여러 가지 운전 조건에 대하여 비교하였다.

[†]주저자 · 책임저자 : bhrho@mail.kaist.ac.kr

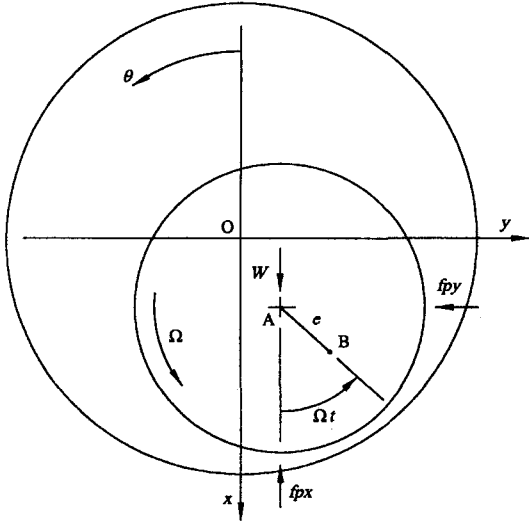


Fig. 1. Coordinate system.

2. 지배방정식

축-베어링계의 좌표계를 Fig. 1에 나타내었다. 축과 베어링은 진원형이며, 하중은 x 방향으로 작용한다. 베어링은 상단에 설치된 축방향 급유홈으로 대기압의 윤활유가 공급된다. 베어링 내 윤활유의 압력을 지배하는 비정상상태 미분 방정식의 일반적인 형태는 식 (1)과 같이 주어진다.

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu\Omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

여기서 R 는 베어링 반경, h 는 유막 두께, p 는 유체의 압력, μ 는 윤활유의 점성계수, Ω 는 축의 회전각속도, t 는 시간이다.

식 (1)을 풀기 위한 유체의 압력 경계조건으로 유량 보존을 만족시키기 위하여, 유막 재형성 위치에서는 JFO 경계조건, 유막 파단 위치에서는 Reynolds 경계조건을 사용하였다. 그리고 식 (2)에 표현된 바와 같이 베어링 사양에 의한 급유 조건 및 기하학적 조건 그리고 주기 조건을 적용하였다.

$$p \Rightarrow \begin{cases} p = p_s \text{ at the axial groove } (\theta = 0^\circ) \\ p = p_a \text{ at the axial ends } (z = \pm L/2) \\ p(\theta, z) = p(\theta + 2\pi, z) \end{cases} \quad (2)$$

여기서 p_s 는 급유홈에서의 급유 압력으로 대기압으

로 가정하였으며, p_a 는 베어링 외부 압력으로 대기압으로 가정하였다.

식 (1)을 풀기 위한 수치 해석 방법으로, 베어링 내 전 윤활 영역에서 유량 연속을 만족하는 케비테이션 알고리즘[10]을 적용하여 수치 해석을 수행하였으며, 본 해석에서 사용된 축 방향 급유홈이 있는 경우에 대하여 매우 유용한 컬럼 방법[11]을 적용하였다. 수치 해석을 위한 격자는 축방향 대칭성을 이용하여 베어링의 축방향 반쪽 면에 대하여 원주방향 및 길이방향으로 각각 151개와 23개의 등간격으로 분할하였다.

3. 운동방정식

Fig. 1에 표현된 바와 같은 좌표계에 대하여, 축의 불균형 질량을 포함하는 축-베어링계에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$m\ddot{x} = me\Omega^2 \cos\Omega t + f_{px} + W \quad (3)$$

$$m\ddot{y} = me\Omega^2 \cos\Omega t + f_{py} \quad (4)$$

여기서 m 은 축의 질량, e 은 축의 질량편심, W 는 베어링 하중이다. 그리고 f_{px} 와 f_{py} 는 각각 베어링 내 유막에서 발생하는 x , y 방향으로의 반력 성분으로, 베어링 내 유막에서의 압력을 적분하여 구할 수 있다.

4. 유막에서의 압력 변동

운동방정식의 적분은 4차 Runge-Kutta 적분법을 이용하였으며, 이의 비선형 해석으로부터 얻은 축 중심의 정상 상태 응답에 대하여, 각 위치에서의 유막 압력 변동은 다음과 같은 RMS 크기로 나타낼 수 있다.

$$p_f = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (p - p_m)^2 dt} \quad (5)$$

여기서 T 는 정상 상태 응답의 주기이며, p_m 은 정상 상태 응답에서의 유막 압력의 시간 평균값이다.

5. 베어링의 음압수준

평면파가 균일한 하나의 매질에서 또 다른 매질로 통과할 때, 각 매질의 밀도와 음속 그리고 평면파의 입사 경사각에 따라 그 일부가 다른 매질로 전달되어진다. 본 연구에서는 해석의 간편성을 위하여 베어링 내 유막에서의 압력 변동과 베어링의 반경방향으로

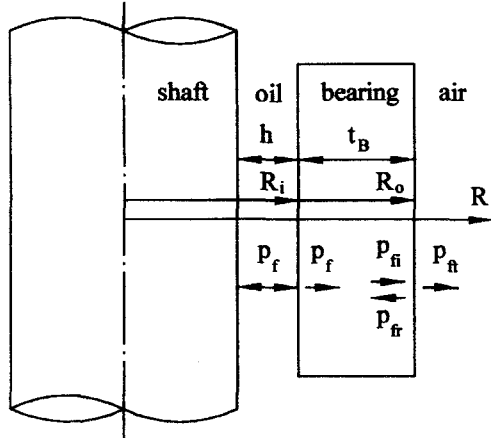


Fig. 2. Reflection and transmission of plane waves.

만 전달된다고 가정하였다. 이 경우 Fig. 2에서 보는 바와 같이, 베어링 외면에서 외부 공기로 전달되는 평면파의 압력 크기는 다음과 같이 계산할 수 있다[12].

$$p_{fr} = p_{fi} \frac{2z_a}{z_a + z_s} \quad (6)$$

여기서 p_{fi} , p_{fr} 는 베어링 외경 경계면에서의 입사파와 투과파의 압력 크기이며, z_a , z_s 는 각각 공기와 베어링에서의 음향 임피던스로서 각 매질의 밀도와 음속의 곱으로 표현된다. 베어링 외경 경계면에서의 입사파는 베어링에서의 에너지 손실을 무시할 때의 베어링 두께를 고려하는 경우 다음과 같이 표현될 수 있다[12].

$$\left(\frac{p_{fr}}{p_{fi}}\right)^2 = \frac{R_i}{R_o} \quad (7)$$

여기서 R_i , R_o 는 각각 베어링의 내반경과 외반경이다. 본 연구에서는 베어링의 외반경을 베어링의 하우징을 포함한 외반경으로 취하였으며, 베어링과 하우징은 동일한 재질로 가정하였다.

베어링 외면에서 반경 방향으로 외부 공기에 전달되는 베어링의 평균 음압수준을 다음과 같이 에너지 평균화한 값으로 정의하였다[9].

$$N_b = 10 \log \left[\int_A 10^{0.1W} dA \right] \quad (8)$$

여기서 N_b 는 베어링 외면의 임의 위치에서 반경 방향으로 외부 공기에 전달되는 음압수준으로서 다음과 같다.

Table 1. Specifications and parameter values

Mass of the rotor	$m = 100$ kg
Static load of the bearing	$W = 981$ N
Diameter of the bearing	$D = 80$ mm
Thickness of the bearing	$t_B = 120$ mm
Length of the bearing	$L = 24$ mm
Radial clearance of the bearing	$C = 80$ μ m
Mass eccentricity of the rotor	$e = 0.8$ μ m
Oil viscosity	$\mu = 29$ cp
Density of the steel bearing	$\rho_s = 7700$ kg/m ³
Sound speed of the steel bearing	$c_s = 5050$ m/s
Density of the air	$\rho_a = 1.18$ kg/m ³
Sound speed of the air	$c_a = 344$ m/s

$$N = 20 \log(p_{fr}/p_{ref}) \quad (9)$$

여기서 p_{ref} 는 음압의 표준 압력 변동 크기로서, 20×10^{-6} N/m²의 크기를 갖는다.

6. 결과 및 고찰

본 연구에서 사용한 축-베어링계의 사양과 윤활제의 물성치를 Table 1에 나타내었다. Table 1에 주어진 축-베어링계의 사양과 운전 조건에 대하여 축 중심의 정적평형위치는 2차원 Newton-Raphson 법을 이용하여 구하였으며, 이 위치를 비선형 과도 응답 해석의 초기치로 정하였다. 운동방정식의 적분은 4차 Runge-Kutta 적분법을 이용하였으며, 이 비선형 해석의 시간 간격은 축의 한 회전 주기를 3000개로 분할한 시간 간격으로 정하였다. 이의 비선형 해석으로부터 얻어진 정상 상태 응답 신호에 대하여 식 (8)에 정의된 베어링의 음압수준을 구하였으며, 이 음압수준을 A-청감 보정된 음압수준으로 변환하였다.

축의 불균형 질량에 의한 질량 편심 변화에 따른 베어링의 A-청감 보정된 음압수준을 Fig. 3에 나타내었다. 주어진 운전 조건에서 축의 질량 편심이 클수록 축의 진동 진폭이 커지게 되며, 이는 베어링 내 유막에서 발생하는 압력 변동을 크게 한다. 따라서 축의 질량 편심이 클수록 베어링의 소음이 크게 나타나는 것으로 판단된다. 이 결과는 축의 밸런싱 정도에 따라 베어링 소음이 크게 달라질 수 있음을 의미한다.

윤활유 점도 변화에 대한 베어링의 A-청감 보정된 음압수준을 Fig. 4에 나타내었으며, RMS 크기를 갖는

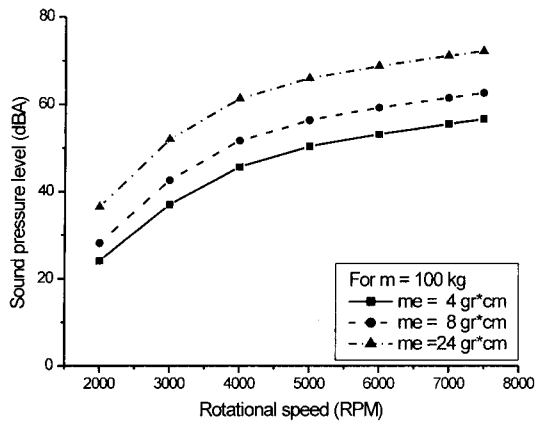


Fig. 3. Sound pressure level change with respect to mass eccentricity of the rotor.

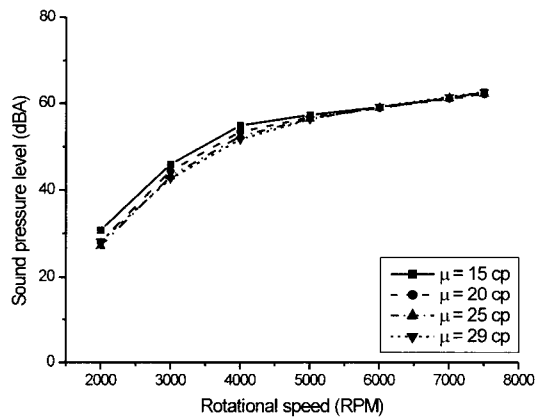


Fig. 4. Sound pressure level change with respect to viscosity of the lubricant.

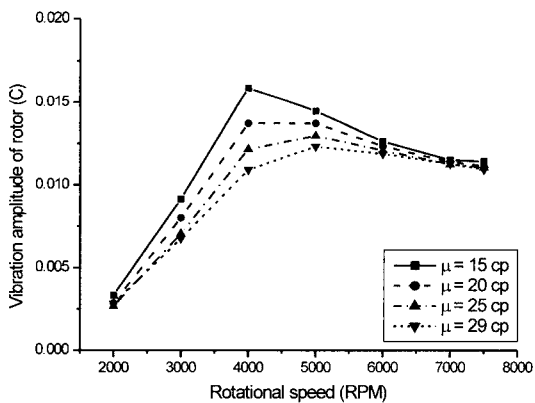


Fig. 5. Vibration amplitude change with respect to viscosity of the lubricant.

축의 최대 진동 진폭 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 윤활유 점도가 클수록 베어링의 음압수준이 작아지고 있음을 볼 수 있다. 그러나 고속에서는 윤활유 점도에 의한 영향이 매우 작음을 볼 수 있다. 이는 Fig. 5에서 보는 바와 같이 축의 진동 진폭의 변화가 고속에서 줄어들기 때문인 것으로 판단된다.

베어링 길이 변화에 대한 베어링의 A-청감 보정된 음압수준을 Fig. 6에 나타내었다. 베어링 길이가 짧아질수록 베어링의 음압수준이 증가하는 경향을 보이고 있으나, 고속에서는 오히려 감소하는 구간도 있음을 보이고 있다. 이의 설명을 위하여 베어링 길이가 24와 40 mm인 두 경우에 대하여, 축의 불균형 응답과 이때의 완전유막영역이 전 윤활영역에서 차지하는 평균 비율의 변화를 Fig. 7에 나타내었다. 전 운전 구간에 걸쳐 베어링 길이가 40 mm인 경우의 진동 진폭이 24

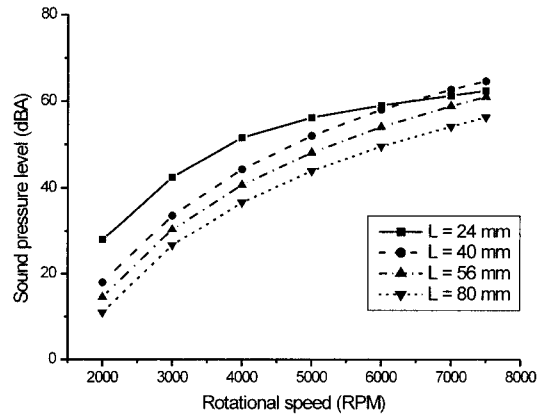


Fig. 6. Sound pressure level change with respect to width of the bearing.

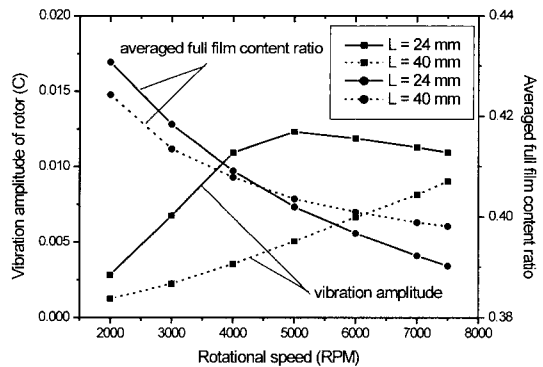


Fig. 7. Vibration amplitude and averaged full film content ratio.

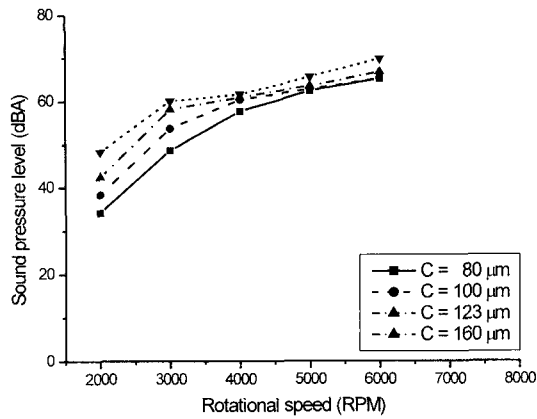


Fig. 8. Sound pressure level change with respect to radial clearance of the bearing.

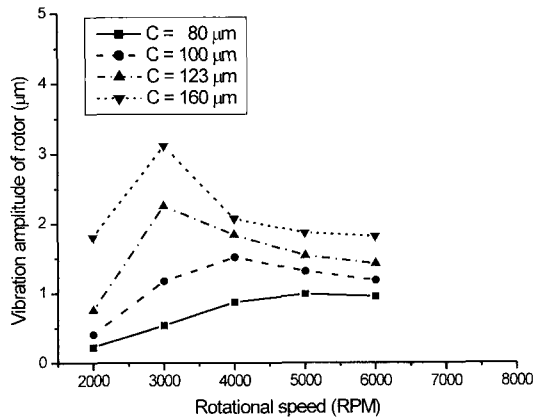


Fig. 9. Vibration amplitude change with respect to radial clearance of the bearing.

mm인 경우에 비하여 작다. 그러나 완전유막영역이 차지하는 평균 비율은 고속에서 크게 나타나고 있음을 볼 수 있다. 즉 동일한 운전 조건에서 베어링 길이가 길어질 때, 축의 진동이 줄더라도 이에 비례해서 베어링 소음이 반드시 감소하는 것은 아니며, 압력 변동이 발생하는 완전유막영역의 평균 비율이 커져, 이로 인하여 베어링 소음이 증가할 수 있는 것으로 판단된다.

베어링 간극 변화에 따른 베어링의 A-청감 보정된 음압수준을 Fig. 8에 나타내었다. 베어링 간극이 증가할수록 베어링의 소음은 증가하는 것을 알 수 있다. 베어링 간극 변화에 대한 축 중심의 최대 진동 진폭 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 베어링 간극이 증가하면서, 축 중심의 진동 진폭이 커짐을 볼 수 있으며, 이의 영향에 의하여 베어링의 소음이 증가하는 것으로 판단

된다. 고속에서 진동 진폭의 차가 작아지면서 베어링 소음의 영향도 고속에서 작아지는 것을 볼 수 있다.

7. 결 론

유체 윤활 저널 베어링으로 지지 되는 축-베어링계에 대하여, 베어링의 설계 변수 및 윤활제 점도 그리고 축의 질량편심이 베어링의 소음에 미치는 영향을 분석하였으며, 다음의 결론을 얻었다.

베어링 소음은 축의 진동과 밀접한 관련이 있으나, 경우에 따라서 축 진동이 작더라도 베어링 소음은 증가할 수 있다. 이 경우 베어링 내 유막에서 발생하는 압력 변동 영역의 변화가 베어링 소음에도 큰 영향을 줄 수 있음을 알 수 있었다. 축-베어링계의 저소음 설계를 위해서는 베어링 간극을 작게하거나, 베어링 길이를 길게하거나, 윤활제 점도가 큰 윤활유를 사용하거나, 축의 불균형 질량에 의한 질량편심을 줄이는 것이 좋다.

후 기

본 연구는 산업자원부 산업기반기술개발사업(A03-A07-2207-01)의 위탁과제에서 일부 지원을 받아 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

1. F. K. Choy, M. J. Braun and Y. Hu, "Nonlinear Transient and Frequency Response Analysis of a Hydrodynamic Journal Bearing," ASME J. of Tribology, Vol. 114, pp. 448-454, 1992.
2. H. Diangui, "Experiment on the Characteristics of Torsional Vibration of Rotor-to-Stator Rub in Turbomachinery," Tribology International, Vol. 33, No. 2, pp. 75-79, 2000.
3. B. H. Rho and K. W. Kim, "A Study on Nonlinear Frequency Response Analysis of Hydrodynamic Journal Bearings with External Disturbances," STLE, Tribology Transactions, Vol. 45, No. 1, pp. 117-121, 2002.
4. J. P. Hathout, A. El-Shafei and R. Youssef, "Active Control of Multi-Mode Rotor-Bearing Systems Using HSFDS," ASME J. of Tribology, Vol. 119, pp. 49-56, 1997.
5. B. H. Rho and K. W. Kim, "A Study on Stability Characteristics of Actively Controlled Hydrodynamic

- Journal Bearings," JSME International Journal, Series C, Vol. 45, No. 1, pp. 239-245, 2002.
6. D. J. Yoon, O. Y. Kwon, M. H. Jung and K. W. Kim, "Early Detection of Damages in Journal Bearings by AE Monitoring," Journal of Acoustic Emission, Vol. 13, No. 1, pp. 1-10, 1995.
 7. J. Miettinen and P. Anderson, "Acoustic Emission of Rolling Bearings Lubricated with Contaminated Grease," Tribology International, Vol. 33, No. 11, pp. 777-787, 2000.
 8. B. H. Rho and K. W. Kim, "A Study on the Characteristics of Sound Source of Hydrodynamic Journal Bearings," J. of KSTLE, Vol. 18, No. 5, pp. 333-338, 2002.
 9. 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. 3, pp. 365-371, 2003.
 10. H. G. Elrod, "A Cavitation Algorithm," ASME J. of Lubrication Technology, Vol. 103, No. 3, pp. 350-354, 1981.
 11. W. A. Gross *et al.*, Fluid Film Lubrication, John Wiley & Sons, 1980.
 12. L. L. Beranek and I. L. Ver., Noise and Vibration Control Engineering, John Wiley & Sons, 1992.