

유체 윤활 저널베어링의 음원 특성에 관한 연구

노병후 • 김경웅

한국과학기술원 기계공학과

A Study on the Characteristics of Sound Source of Hydrodynamic Journal Bearings

Byoung-Hoo Rho and Kyung-Woong Kim

Department of Mechanical Engineering, KAIST

Abstract – Results of theoretical investigations on acoustical properties of hydrodynamic journal bearings are presented. Nonlinear analysis of rotor bearing system including rotor imbalance is performed in order to obtain acoustical properties of hydrodynamic journal bearings. Furthermore, a cavitation algorithm, implementing the Jakobsson-Floberg-Olsson boundary condition, is adopted to predict cavitation regions in a fluid film. Acoustical properties of hydrodynamic journal bearings are identified through frequency analysis of pressure fluctuation calculated from the nonlinear transient analysis. The results show that the acoustical frequency spectra of hydrodynamic journal bearings are pure tone spectra, containing the frequency of the shaft rotation and its super-harmonics. The analysis also shows that the super-harmonics are predominant at neighborhood of the fluid film reformation and rupture regions.

Key words –Journal Bearing, Noise, Unbalance

1. 서론

산업 기술의 발달로 인한 회전 기계의 고성능화 요구로, 산업 기계에서의 회전 기계들은 고속으로 운전되도록 설계되고 있다. 이 결과 발전기 및 압축기 등의 고속 회전 기계 분야에 있어서 기계적인 진동 및 소음은 설계자에게 큰 관심으로 대두되고 있다. 회전 기계를 지지하는 베어링은 회전 기계의 안전한 운전 및 그 성능을 좌우하는 핵심적인 기계 요소이다. 이 베어링들에 대한 진동 특성에 대한 연구는 많이 수행되고 있지만[1-3], 베어링의 음향학적 특성에 대한 유용한 정보는 찾아보기 힘들다. 지금까지 이루어진 베어링의 음향학적 연구의 주 관심은 불순물 등으로 인한 베어링의 마모현

상 진단 측면에서 메가 주파수 범위의 음향 방출에 대한 연구에 초점을 두고 있었으며 [4-5], 유체 윤활 저널 베어링에 대한 가청 주파수 범위에서의 음향학적 특성에 대한 해석적인 연구는 없었다. 고속 회전 기계에서 발생하는 소음과 관련된 문제점을 예방하고 보다 정숙한 회전 기계의 설계를 위하여 베어링의 음향학적 특성에 대한 연구가 필요하다. 이러한 연구는 베어링의 음향학적 특성을 평가하거나 이해하는데 도움을 줄 수 있을 뿐만 아니라, 회전 기계의 이상 현상에 대한 진단에도 큰 도움을 줄 것으로 기대된다.

따라서 본 논문의 목적은 유체 윤활 저널 베어링의 음향학적 특성을 기술하는 것이다. 유체윤활 저널 베어링의 음향학적 특성을

알아보기 위하여 유체 윤활 저널 베어링으로 지지된 축-베어링 계에 대하여 축의 불균형 질량을 포함하는 비선형 해석을 수행하였으며, 케비테이션 알고리즘[6]을 적용하여 수치 해석하였다. 이 비선형 해석으로부터 얻은 정상 상태 응답에서의 유막 압력 변동 값을 주파수 분석함으로써 베어링의 음향학적 특성을 조사하였다.

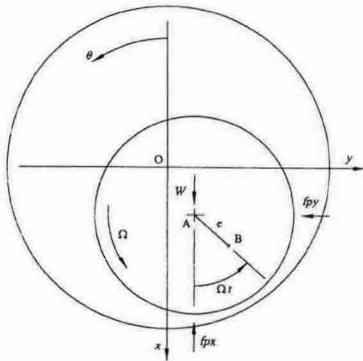


Fig. 1 Coordinate system

2. 지배방정식

축-베어링 계의 좌표계를 Fig. 1에 나타내었으며, 본 해석에서 고려한 유체윤활 베어링은 베어링 상단에 축방향 급유홈이 있는 경우로서 일반적으로 많이 채택되고 있는 형식이다. 베어링과 축은 진원이며, 하중은 x 방향으로 작용하고, 급유홈에는 일정 압력의 유체가 꼭 채워져 있다고 가정하였다. 유체의 압축성 효과를 고려하는 층류상태의 2차원 비정상상태 유니버설 레이놀즈 방정식은 다음과 같다[7].

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(g_s h^3 \frac{\partial \theta_f}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(g_s h^3 \frac{\partial \theta_f}{\partial z} \right) = \frac{6\mu}{\beta} \left[V_x \frac{\partial}{\partial x} (\theta, h) + 2 \frac{\partial}{\partial t} (\theta, h) \right] \quad (1)$$

여기서 공동함수 g_s 는 케비테이션 영역에서는 0의 값을, 유체의 압력이 발생하는 완

전유막영역에서는 1의 값을 갖는다. 그리고 유체의 유막 함유율 θ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\theta_f = \frac{p}{p_c} \quad (2)$$

여기서 p_c 는 유체의 공동 압력에서의 윤활제 밀도이다. Fig. 1에 나타낸 각좌표 θ 를 사용하면, 베어링의 유막 두께는 다음과 같다.

$$h = C + x \cos \theta + y \sin \theta \quad (3)$$

여기서 x, y 는 저널 중심의 변위이며, C 는 베어링 간극이다. 추가적으로, 완전유막영역에서의 유체 압력은 유체의 체적탄성계수와 공동함수를 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다[6].

$$p = p_c + \beta g_s (\theta_f - 1) \quad (4)$$

여기서 p_c 는 유체의 공동압력이며, 본 연구에서는 절대압력 0으로 취하였다.

베어링 내 윤활제 압력에 대한 경계조건은 기하학적 형상, 급유조건 그리고 주기 조건에 의하여 결정되며 다음과 같다.

$$p = \begin{cases} p_c & \text{at the axial groove } (\theta=0^\circ) \\ 0 & \text{at axial ends} \\ p(\theta, z) = p(\theta+2\pi, z) \end{cases} \quad (5)$$

여기서 p_s 는 축방향 급유홈에서의 급유압력으로, 본 연구에서는 대기압으로 급유된다고 가정하였다.

지배방정식인 식 (1)을 수치해석하기 위하여 케비테이션 알고리즘[6]을 사용하였으며, 컬럼방법[8]을 이용한 유한차분 해석을 수행하였다. 컬럼방법은 본 연구에서 수행한 축방향 급유홈을 갖는 베어링과 같은 축방향 경계조건이 있는 경우에 매우 유용한 방법이다. 수치 해석을 위한 격자는 등간격으로

분할하였으며, 대칭성을 이용하여 베어링의 반쪽면에 대하여 원주방향 및 축방향으로 각각 151개와 21개로 구성하였다. 이 수치 해석의 수렴 조건은 다음과 같다.

$$\frac{\sum_i \sum_j |(\theta_f)_{i,j}^k - (\theta_f)_{i,j}^{k-1}|}{\sum_i \sum_j (\theta_f)_{i,j}^k} < 10^{-6}, \quad (g_s)_{i,j}^k = (g_s)_{i,j}^{k-1} \quad (6)$$

여기서 k 는 반복 횟수이다.

3. 운동방정식

축의 불균형 질량을 고려하는 축-베어링 시스템의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$m\ddot{x} = me\Omega^2 \cos\Omega t + f_{px} + W \quad (7)$$

$$m\ddot{y} = me\Omega^2 \sin\Omega t + f_{py} \quad (8)$$

여기서 m 은 축 질량이며, e 는 질량편심, Ω 는 축의 회전 각속도, W 는 x 방향으로의 하중이다. 그리고 유막에서의 반력 f_{px} 와 f_{py} 는 베어링 내 유막 압력을 적분하여 계산할 수 있다.

$$f_{px} = \int_A p \cos\theta dA \quad (9)$$

$$f_{py} = \int_A p \sin\theta dA \quad (10)$$

본 연구에서는, 4차 Runge-Kutta 적분법을 이용하여 저널 중심의 과도 응답을 계산하였다. 베어링 내 발생하는 유막 압력은 매 시간마다 식 (1)을 수치적으로 풀어서 구하였다. 이러한 비선형 해석 초기 위치는 주어진 운전 조건에서의 정적평형위치로 취하였다.

4. 유막에서의 음압수준

이의 비선형 과도 응답 해석으로부터 계산된 정상상태 응답에 대하여, 각 노드 점

에서의 압력변동을 계산할 수 있으며, 정상상태 응답의 한 주기에 대하여 RMS 크기로 나타내었다.

$$p_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^{T+T} (p - p_m)^2 dt} \quad (11)$$

여기서 T 는 정상상태응답의 주기이며, 유체의 평균 압력 p_m 은 시간 평균값으로 다음과 같다.

$$p_m = \frac{1}{T} \int_0^{T+T} p dt \quad (12)$$

소음은 압력 변동의 크기로서 정의되며, 식 (11)과 같이 표현되는 각 노드 점에서의 압력 변동 크기는 유막에서의 음압 수준으로 표현되어질 수 있다[7].

$$N = 20 \log \left(\frac{p_{rms}}{p_{ref}} \right) [dB] \quad (13)$$

여기서 p_{ref} 는 기준이 되는 압력 변동값으로 1×10^{-6} Pa의 값으로 취하였다.

Table 1 Specification of the bearing and parameter values

$W = 981.0$ [N]	$D = 80$ [mm]
$L/D = 0.3$	$C = D/1000$
$p_s = 1$ atm	$e = 0.01C$
$\beta = 1 \times 10^9$ [Pa]	$\mu = 0.029$ [Pa·sec]

5. 결과 및 고찰

본 해석에서 사용한 베어링의 사양 및 윤활제의 물성치를 Table 1에 나타내었다. 축의 회전 속도는 6000 rpm 이며, 이의 회전 주파수 성분은 100 Hz이다. 시스템의 정적평형 위치는 2차원 Newton-Raphson 법을 이용하여 구하였으며, 이 위치로부터 4차 Runge-Kutta 법을 이용하여 축의 불균형 질량이 존재하는 경우의 비선형 과도 응답 해석을 수행하였다.

축 중심의 시간 응답을 Fig. 2에 나타내었으며, 정상 상태 응답에서의 x, y 방향으로의 축 중심의 주파수 스펙트럼을 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 2에서 보는 바와 같이 정적평형 위치로부터 축의 불균형 질량에 의하여 축 중심은 교란되어 초기 과도 응답이 나타난다. 이후 축 중심의 궤적이 타원형 모양으로 수렴하는 정상 상태 응답에 도달하게 된다. Fig. 3에서 보인 바와 같이 정상상태 저널 응답은 회전속도 성분에 동기된 주파수 성분이 지배적임을 알 수 있다

이러한 정상 상태 응답에서의 압력 변동값과 이의 음압 크기를 Fig. 4에 나타내었다. 베어링 내 유막에서의 음압 크기는 압력이 발생하는 유막 재형성 위치 및 유막이 파단되는 케비테이션 위치 근방에서도 피크값이 나타나고 있음을 볼 수 있다.

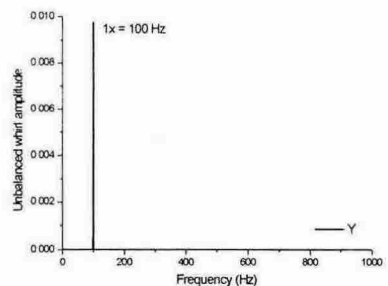
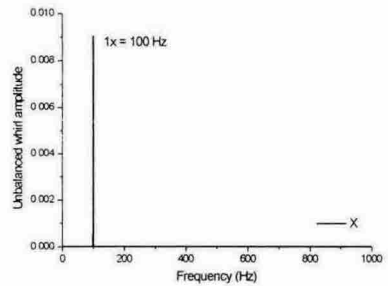


Fig. 3 Frequency spectra of the journal center

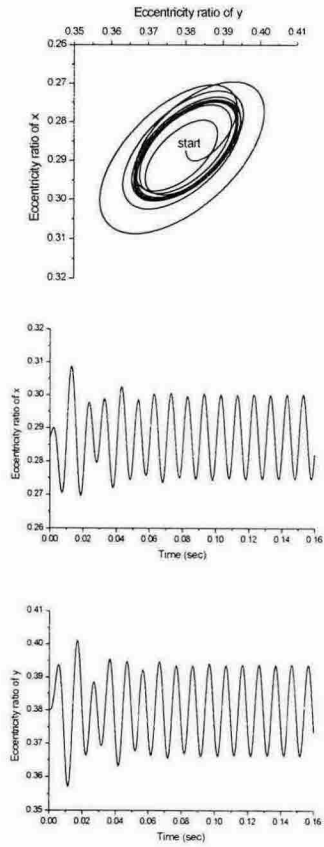


Fig. 2 Nonlinear transient responses

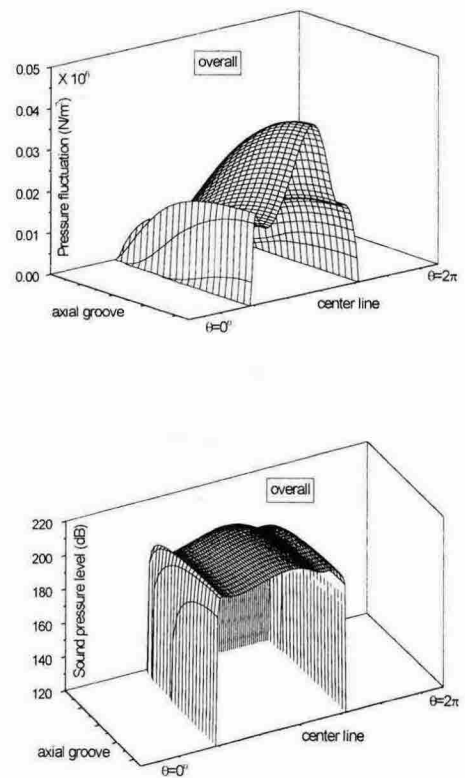


Fig. 4 Pressure fluctuation and sound pressure

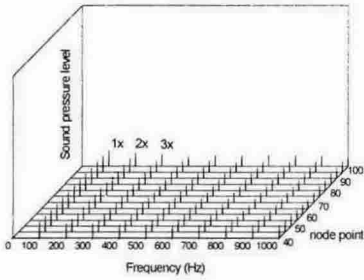


Fig. 5 Frequency spectra of the sound pressure

베어링의 축 방향 중앙 위치에서 원주방향으로의 각 노드점에 대한 주파수 스펙트럼을 Fig. 5에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이, 소음원의 주파수 성분은 회전 속도 성분 뿐만 아니라, 축의 회전속도와 동기된 고조파 성분들임을 알 수 있다.

유막에서의 소음 성분에 대하여, 회전 속도 성분 및 이의 고조파 성분들에 대한 음압을 Fig. 6에서 Fig. 10에 나타내었다. 유막에서의 음압 레벨은 1차 성분의 크기가 지배적임을 알 수 있다. 축 회전 주파수의 고조파 성분들의 경우에는 유막이 형성되는 위치와 유막 파단이 발생하는 위치 근방에서 피크값을 갖게 됨을 알 수 있다. 즉, 고주파의 소음이 유막 재형성 위치와 유막 파단 위치 근방에서 크게 발생되어질 수 있음을 의미한다

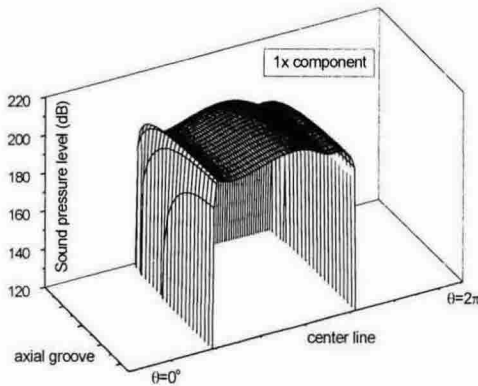


Fig. 6 Sound pressure level for 1x component

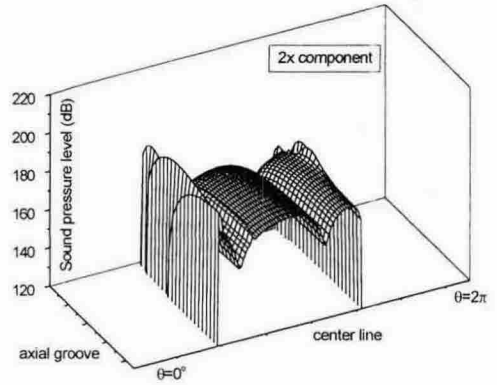


Fig. 7 Sound pressure level for 2x component

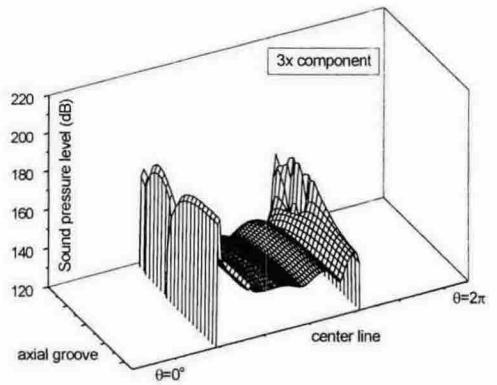


Fig. 8 Sound pressure level for 3x component

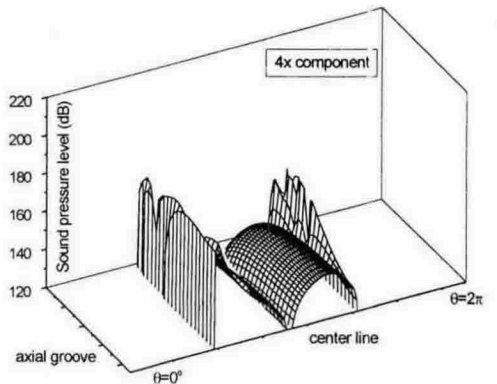


Fig. 9 Sound pressure level for 4x component

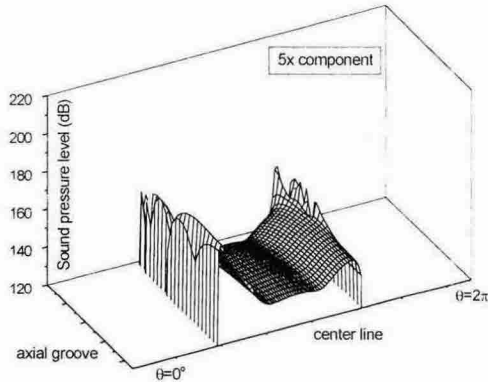


Fig. 10 Sound pressure level for 5x component

6. 결론

축의 불균형 질량을 고려한 비선형 해석을 통하여 유체 윤활 저널 베어링의 음향 특성을 연구하였으며, 다음의 결론을 얻었다. 첫째, 베어링 내 유막에서의 소음 성분은 축 회전수에 대응하는 주파수와, 이의 고조파 성분들로 구성된다. 둘째, 베어링 내 유체 소음의 크기는 축 회전과 동기된 1차 성분의 주파수 성분이 지배적이다. 셋째, 축 회전수와 동기된 고조파 성분들의 소음은 유막 재형성 위치 및 유막 파단 위치 부근에서 피크값을 갖는다.

후기

본 연구는 과학기술정책연구원(STEPI) 국제공동연구사업(98-I-03-030)에서 일부 지원을 받아 수행되었으며, 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, 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's Tribology Transactions, Vol. 45, No. 1, pp. 117-121, 2002.
- [4] D. J. Yoon, O. Y. Kwon, M. H. Jung and K. W. Kim, "Early Detection of Damages in Journal Bearings by AE Monitoring," J. of Acoustic Emission, Vol. 13, No. 1, 1995.
- [5] J. Miettinen and P. Anderson, "Acoustic Emission of Rolling Bearings Lubricated with Contaminated Grease," Tribology International, Vol. 33, No. 11, pp. 777-787, 2000.
- [6] H. G. Elrod, "A Cavitation Algorithm," ASME J. of Lubrication and Technology, Vol. 103, No. 3, pp. 350-354, 1981.
- [7] D. Vijayaghavan and T. G. Keith, "Development and Evaluation of a Cavitation Algorithm," STLE's Tribology Transactions, Vol. 32, No. 2, pp. 225-233, 1989.
- [8] W. A. Gross et al., Fluid Film Lubrication, John Wiley & Sons, 1980.
- [9] L. L. Beranek and I. L. Ver, Noise and Vibration Control Engineering, John Wiley & Sons, 1992.