

유체 윤활 저널 베어링의 소음 예측

노병후[†]·김경웅*

(2002년 5월 27일 접수, 2003년 5월 30일 심사완료)

Noise Estimation of Oil Lubricated Journal Bearings

Byoung-Hoo Rho and Kyung-Woong Kim

Key Words : Journal Bearings(저널 베어링), Noise(소음), Nonlinear Analysis(비선형 해석)

Abstract

Noise estimating procedures of oil lubricated journal bearings are presented. Nonlinear analysis of rotor-bearing system including unbalance mass of the rotor is performed in order to obtain acoustical properties of the bearing. Acoustical properties of the bearing are investigated through frequency analysis of the pressure fluctuation of the fluid film calculated from the nonlinear analysis. Noise estimating procedures presented in this paper could aid in the evaluation and understanding of acoustical properties of oil lubricated journal bearings.

기호설명

C : 베어링 간극 [m]
 c : 음속 [m/sec]
 e : 축의 질량 편심 [m]
 f_{px}, f_{py} : 유막 반력 성분 (x 방향, y 방향)
 g_s : 스위치 함수 또는 공동지수
 h : 유막두께 [m]
 m : 축의 질량 [kg]
 N : 음압수준 [dB]
 p : 유체 압력 [Pa]
 p_c : 유체의 공동 압력 [Pa]
 p_s : 유체의 공급 압력 [Pa]
 r : 음향 임피던스 [$\text{kg/m}^2\cdot\text{sec}$]
 r_a : 공기의 음향 임피던스 [$\text{kg/m}^2\cdot\text{sec}$]
 r_s : 베어링의 음향 임피던스 [$\text{kg/m}^2\cdot\text{sec}$]
 T_p : 압력 전달 계수
 t : 시간 [sec]
 V_x : 저널 면 선속도 [m/sec]
 W : 저널 베어링의 정적 하중 [N]
 x, y, z : 좌표 [m]

Ω : 축의 회전 각속도 [rad/sec]
 β : 유체의 체적탄성계수 [Pa]
 μ : 유체의 점성계수 [Pa·sec]
 θ : 각좌표 [rad]
 θ_f : 유막함유율
 ρ : 유체 밀도 [kg/m^3]
 ρ_c : 공동압력에서의 유체 밀도 [kg/m^3]

1. 서론

회전 기계의 고성능화 요구로 인하여 산업 기계에서의 회전 기계들이 점차 고속으로 운전되도록 설계되고 있다. 따라서 회전 기계에서의 기계적인 진동 및 소음이 설계자에게 큰 관심으로 대두되고 있다. 회전 기계를 지지하는 저널 베어링은 회전 기계의 성능을 좌우하는 핵심 기계 요소이다. 이 베어링들에 대한 진동 특성에 대한 연구는 많이 수행되고 있지만,⁽¹⁻³⁾ 이에 대한 음향학적 특성에 대한 유용한 정보는 찾아보기 힘들다. 저널 베어링의 음향학적 연구의 주 관심은 불순물로 인한 베어링의 마모 현상 진단 측면에서 메가 헤르쯔 대역의 음향방출에 대한 연구에 초점을 두고 있었으며,^(4,5) 이는 가청 주파수 영역을 벗어난다. 현재까지 유체 윤활 저널베어링의 소음은 다른 기계적인 부품들에 비하여 작은 것으로 알려져 있다.

[†] 책임저자, 회원, 한국과학기술원 기계공학과
 E-mail : okmr@webmail.kaist.ac.kr
 TEL : (042)869-3215 FAX : (042)869-3210

* 한국과학기술원 기계공학과

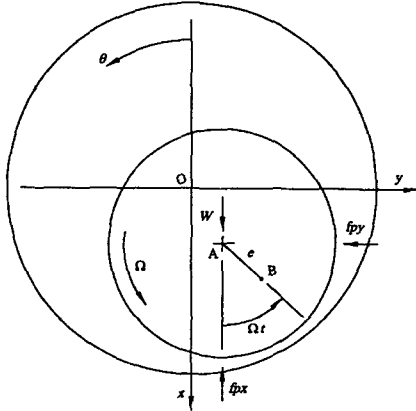


Fig. 1 Coordinate system

그러나 회전 기계가 점차 고속화 되고 있기 때문에 베어링 부의 소음 특성을 미리 예측해 보는 것이 필요하다. 따라서 가칭 주파수 범위 내에서의 베어링에 대한 음향학적 특성 규명에 대한 연구가 필요한 시점이다. 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 베어링에서 방사되는 소음을 예측할 수 있는 방법을 제시하는 것이다. 이를 위하여, 축의 불균형 질량을 포함하는 축-저널 베어링 시스템에 대하여, 캐비테이션 알고리즘⁽⁶⁾을 적용한 비선형 해석을 수행하였으며, 베어링 면에 대하여 평면파 전달 이론을 적용하였다.

2. 이론해석

2.1 지배방정식

축-저널 베어링 시스템의 좌표계를 Fig. 1에 나타내었다. 본 해석에서 고려한 유체 윤활 저널 베어링은 베어링 상단에 축방향 급유홈이 있는 경우로서, 이는 산업 회전 기계에서 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 2 차원 비정상상태 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.⁽⁷⁾

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(g_s h^3 \frac{\partial \theta_f}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(g_s h^3 \frac{\partial \theta_f}{\partial z} \right)$$

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

여기서 μ 는 유체의 점성계수이고, β 는 유체의 체적탄성계수이며, V_x 는 저널 면의 선속도이다. 그리고 캐비테이션 함수 g_s 는 캐비테이션영역에서는 0의 값을, 유체의 압력이 발생하는 완전유막영역에서는 1의 값을 갖는다. 그리고 유체의 유막함유율 θ_f 는 다음과 같이 정의된다.

$$\theta_f = \rho / \rho_c \quad (2)$$

여기서 ρ_c 는 유체의 캐비테이션 압력에서의 윤활제 밀도이다.

한편, 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 캐비테이션 함수를 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁶⁾

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

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

베어링 내 윤활제 압력에 대한 경계조건은 기하학적 형상, 급유조건 및 주기조건에 의하여 결정되며 다음과 같다.

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

여기서 p_s 는 축방향 급유홈에서의 오일 급유 압력으로, 본 연구에서는 대기압으로 급유 된다고 가정하였다.

지배방정식인 식 (1)을 수치해석하기 위하여 캐비테이션 알고리즘⁽⁶⁾을 사용하였으며, 컬럼방법⁽⁸⁾을 이용한 유한차분해석을 수행하였다. 컬럼방법은 본 연구에서 수행한 축방향 급유홈을 갖는 베어링과 같은 축방향 경계조건이 있는 경우에 매우 유용한 방법이다. 수치해석을 위한 격자는 등간격으로 분할하였으며, 대칭성을 이용하여 베어링의

반쪽면에 대하여 원주방향 및 축방향으로 각각 151 개와 21 개로 구성하였다. 이 수치해석의 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 수치해석의 반복횟수이다.

2.2 운동방정식

축의 불균형 질량을 고려하는 축-베어링 시스템의 운동방정식은 Fig. 1 에 보인 바와 같은 좌표계에 대하여 다음과 같이 표현되어질 수 있다.

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

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

여기서 m 은 축 질량이며, e 는 질량편심, Ω 는 축의 회전각속도, W 는 x 방향으로의 하중이다. 그리고 유막에서의 반력 f_{px} 와 f_{py} 는 식 (1)에서 구한 베어링 내 유막 압력을 적분하여 구할 수 있다.

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

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

본 연구에서는 4 차 Runge-Kutta 적분법을 이용하여 저널 중심의 과도 응답을 계산하였다. 이를 위하여 베어링 내 발생하는 유막 압력은 매 시간 간격마다 식 (1)을 수치적으로 풀어서 구하였으며, 이의 반력 성분을 구하여 식 (7), (8)에 대입하여 저널 중심의 위치를 구하였다. 이러한 비선형 해석의 저널 중심 초기 위치는 주어진 운전 조건에서의 정적평형위치로 취하였다.

2.3 유막에서의 압력변동

비선형 과도 응답 해석으로부터 계산되는 정상상태 응답에 대하여, 각 노드점에서의 유막 압력 변동을 계산할 수 있으며, 정상상태 응답의 한 주기에 대하여 다음과 같이 RMS 크기로 정의하였다.

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

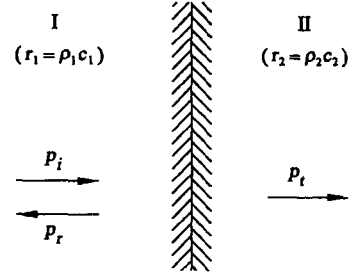


Fig. 2 Reflection and transmission of plane waves normally incident on a boundary

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

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

2.4 베어링 소음

베어링 내 유막에서의 압력 변동이 베어링을 통하여 외부 공기층으로 전달된다. 해석의 간편성을 위하여 Fig. 2 에 보인 바와 같은 평면파 전달 이론을 적용하였다. 에너지 손실은 무시하였으며, 베어링의 구조 감쇠를 무시하였다.

매질 I 에서 매질 II 로 평면파가 경계면에 수직으로 입사될 때의 압력 전달 계수는 다음과 같이 정의된다.⁽⁹⁾

$$T_p = \frac{p_t}{p_i} = \frac{2}{1 + r_1/r_2} \quad (13)$$

여기서 p_i 는 매질 I 에서의 입사파의 압력변동 크기, p_r 은 반사파의 압력변동크기이며, p_t 는 매질 II 로 전달되는 압력변동크기이다. 그리고 r_1 과 r_2 는 $\rho_1 c_1$ 및 $\rho_2 c_2$ 로 정의되는 각 매질에서의 음향 임피던스이다. 또한 c_1, c_2 는 각 매질에서의 음속이다.

베어링에서의 압력 전달 손실은 없다고 가정하였으며, 베어링 내 유막에서의 압력 변동에 의한 소음원은 베어링의 반경 방향으로 방사된다고 가정하였다. 이와 같은 가정에 의하여 베어링 외면에서 외부 공기면으로 반경 방향으로 방사되는 압력 변동의 크기는 식 (13)에 표현되는 경계면에서의 압력 전달 계수를 이용하여 다음과 같이 표현될 수 있다.

Table 1 Specifications 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]
$\rho_s = 7700$ [kg/m ³]	$c_s = 5050$ [m/sec]
$\rho_a = 1.18$ [kg/m ³]	$c_a = 344$ [m/sec]

$$P_a = P_f \frac{2}{(1+r_s/r_a)} \quad (14)$$

여기서 r_s 및 r_a 는 베어링과 공기의 음향 임피던스이며, 각 노드점에 대하여 베어링 외면에서 반경 방향으로 방사되는 소음 크기는 다음과 같다.

$$N_{ij} = 20 \log \left(\frac{P_a}{P_{ref}} \right) \text{ [dB]} \quad (15)$$

여기서 P_{ref} 는 기준 압력변동크기이며, 20×10^{-6} Pa 의 값을 갖는다. 이 때 베어링에서 방사되는 소음의 크기는 다음과 같이 에너지 평균화한 값으로 정의하였다.

$$N_b = 10 \log \left[\frac{\sum_i^{N_x} \sum_j^{N_y} 10^{(0.1N_{ij})}}{(N_x N_y)} \right] \quad (16)$$

여기서 N_x 와 N_y 는 원주방향과 축방향의 노드 개수로서 각각 151 과 21 의 값을 갖는다. 식 (16) 에서 정의된 베어링 소음은 베어링 외면에서 외부 공기면으로 방사되는 소음의 크기이다.

3. 결과 및 고찰

본 해석에서 사용한 베어링의 사양과 윤활계의 물성치를 Table 1 에 나타내었다. Table 1 에 나타낸 축-베어링 시스템에 대하여 주어진 운전 조건에서의 저널 중심의 정적평형위치는 2 차원 Newton-Raphson 법을 이용하여 구하였으며, 이 위치로부터 축의 불균형 질량을 고려한 비선형 과도 응답 해석을 수행하였다. 이 비선형 과도 응답 해석시의 시간 간격은 저널의 한 회전 주기를 3000 개로 분할한 시간으로 정하였다.

축이 6000 rpm 으로 회전하고 있는 경우의 비선형 과도 응답 해석에 의한 저널 중심의 궤적을 Fig. 3 에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 저널의 궤적은 초기에 과도 응답을 거쳐 타원형 모양의 정상상태 응답에 도달하게 됨을 알 수 있다.

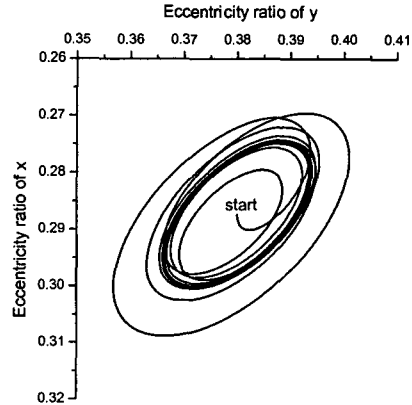


Fig. 3 Locus of the journal center

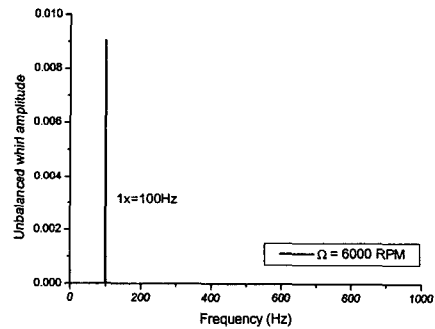
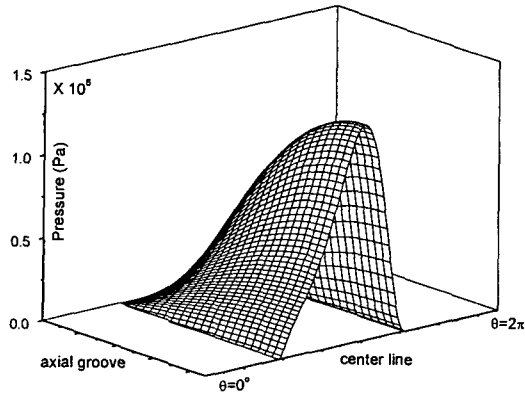


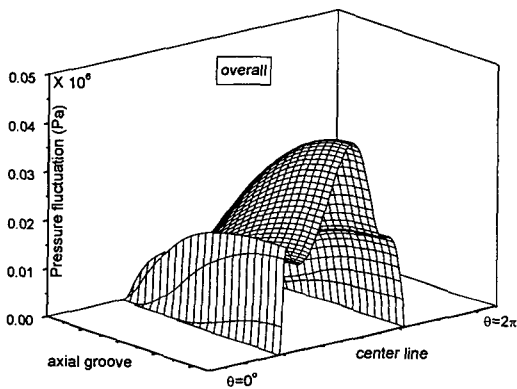
Fig. 4 Frequency spectra of the journal center

축이 6000 rpm 으로 회전하고 있는 경우에 대하여, 저널 중심의 x 방향에 대한 정상상태 시간 응답에 대하여 주파수분석(FFT)을 수행하였으며, 이의 주파수 스펙트럼을 Fig. 4 에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이, 이 정상상태 응답은 회전속도 성분에 동기된 1x 성분이 지배적임을 알 수 있다.

축이 6000 rpm 으로 회전하고 있는 경우에 대하여, 축에 불균형 질량이 없을 때의 정적평형상태에 대한 베어링 내의 윤활제 압력분포를 Fig. 5(a) 에 나타내었으며, 불균형 질량이 있을 때의 비선형 과도 응답 해석에 의한 압력변동분포를 Fig. 5(b)에 나타내었다. Fig. 5(b)에 보는 바와 같이, 베어링 소음에 영향을 미치는 압력 변동 성분은 정적평형상태에서 최대 유막 압력이 발생하는 위치뿐만 아니라, 공동 영역에서 유막 압력이 형성되는 유막 재형성 위치와 유막이 파단되는 유막 파단 위치 근방에서도 피크값이 나타나고 있음을 볼 수 있다.



(a) Pressure distribution



(b) Pressure fluctuation distribution

Fig. 5 Pressure and pressure fluctuation distributions

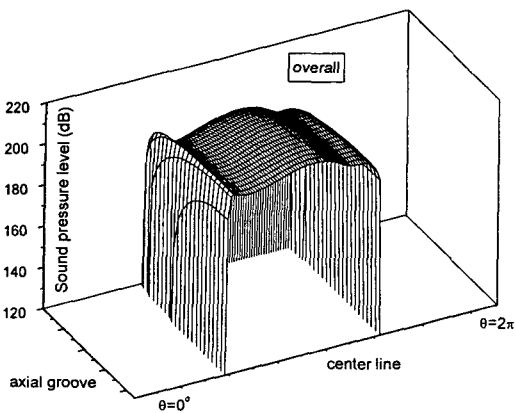


Fig. 6 Sound pressure level of the oil

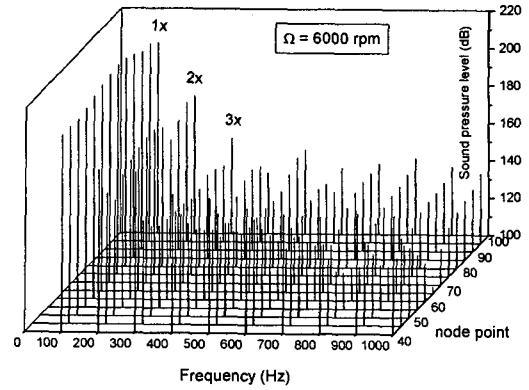


Fig. 7 Frequency spectra of the sound pressure

축이 6000 rpm 으로 회전하고 있을 때의 유막에서의 압력변동크기를 데시벨로 나타낸 값을 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 6에 나타낸 유막에서의 음압수준 계산시 사용한 기준압력변동크기는 1×10^{-6} Pa 이다.

축이 6000 rpm 으로 회전하고 있을 때, 베어링의 축방향 중앙 위치에서 원주방향으로의 노드점들에 대하여, 베어링 내 윤활막에서 발생하는 압력 변동의 정상 상태 시간 응답을 주파수분석(FFT)하였으며, 이의 주파수 스펙트럼을 Fig. 7에 나타내었다. 원주 방향으로의 노드 점 40 과 100 은 원주 방향으로의 각 좌표 96° 와 240° 에 대응되며, 이들은 각각 유막 재형성 위치와 유막 파단 위치 근방에 해당된다. 그리고 Fig. 7에 나타낸 유막에서의 음압수준 계산시 사용한 기준압력변동크기는 1×10^{-6} Pa 이다. 그림에서 보는 바와 같이 베어링 내 유막에서 발생하는 압력 변동의 주파수 성분은 축의 회전속도 성분 뿐만 아니라, 축의 회전 속도와 동기된 고조화 성분들로 구성되고 있음을 알 수 있다. 그리고 이의 소음원 성분의 크기는 축의 회전수와 동기된 1 차 성분이 다른 고조화 성분들보다 매우 크게 나타나고 있으며, 1 차 성분의 경우는 최대 압력 변동 지점에서 그 크기가 제일 크게 나타나고 있음을 볼 수 있다. 그러나 고조화 성분들의 경우는 유막 재형성 위치나 유막 파단 위치 근방에서 그 크기가 제일 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 이 이유는 유막 재형성 위치나 유막 파단 위치 근방에서는 유체의 캐비테이션 현상으로 인하여, 유막에서 발생하는 압력 발생 시간이 짧아져, 최대 압력 변동이 발생하는 지점보다 고주파 성분이 크게 나타날 수 있기 때문인 것으로 판단된다.

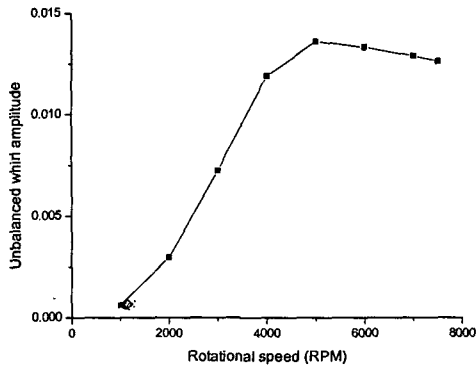


Fig. 8 Unbalanced whirl amplitude-

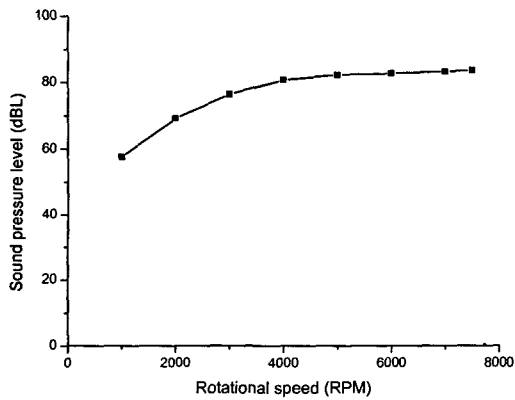


Fig. 9 Sound pressure level of the bearing

Table 1 에 주어진 축-저널 베어링 시스템의 사양에 대하여, 비선형 과도 응답 해석에 의한 축 회전 속도에 따른 축의 불균형 응답 크기를 Fig. 8 에 나타내었다. 본 해석에서 고려한 축-저널 베어링 시스템의 불안정개시속도는 약 7800 rpm 으로서, Fig. 8 에서는 7500 rpm 까지의 결과만을 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 축 회전속도가 증가하면서 축의 불균형 응답 크기는 증가하며, 5000 rpm 일 때 불균형 응답 크기가 최대가 된다. 이후 축의 회전 속도를 더욱 증가시키면 시스템의 불안정개시속도 부근까지 축의 진동 진폭이 점차 감소됨을 볼 수 있다.

베어링 내 유막에서의 압력변동값이 베어링면을 통과하여 외부 공기로 전달되어, 그 크기가 소음으로 나타날 것이다. 이 때 식 (16)에 표현된 바와 같이 베어링의 외경부에서 반경방향으로 전달되는 소음의 크기를 Fig. 9 에 나타내었다. 축의 회전 속도 증기에 따라 베어링 내 유막 압력 변동에 기인하는 소음은 증가함을 알 수 있다.

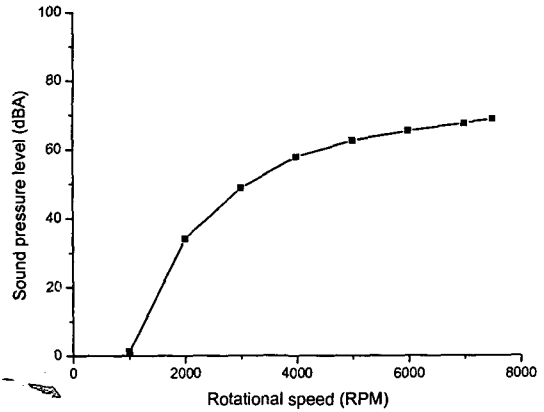


Fig. 10 A-weighted sound pressure level of the bearing

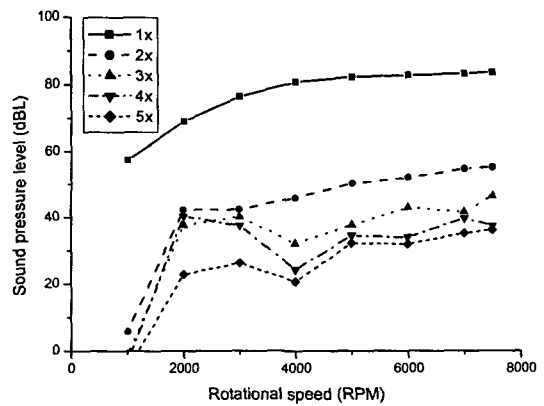


Fig. 11 Sound pressure level of the bearing

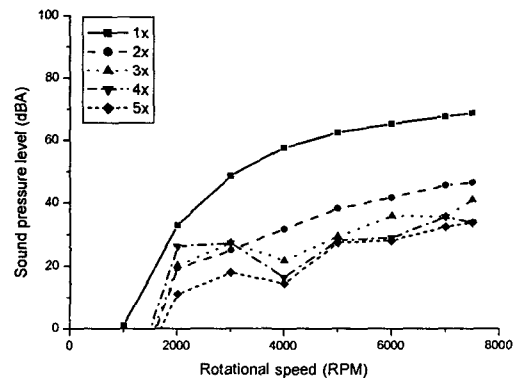


Fig. 12 A-weighted sound pressure level of the bearing

Fig. 9 에 나타내어진 베어링 소음의 A-청감 보정된 베어링의 소음 크기를 Fig. 10 에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 A-청감 보정된 베어링의 소음은 축의 회전속도 증가와 더불어 커지고

있음을 알 수 있다. Fig. 8 에서 보인 바와 같이 5000 rpm 이상에서 축의 진동 진폭이 줄어들지만, Fig. 9 와 Fig. 10 에 나타낸 베어링 소음의 크기는 계속 상승하고 있음을 알 수 있다. 그러나 베어링 소음의 증가는 축 회전 속도에 대하여 선형적으로 비례하여 증가하지는 않고 있음을 보여주고 있으며, 고속으로 갈수록 그 증가율이 감소함을 알 수 있다.

Fig. 10 에 나타내어진 베어링 소음에 대하여 축의 회전 속도에 동기된 1 차 성분 및 이의 고조화 성분들의 변화를 Fig. 11 에 나타내었으며, Fig. 12 는 A-청감 보정된 베어링 소음값을 보여주고 있다. 앞서 기술한 바와 같이 축의 회전 속도에 동기된 1 차 성분의 소음이 지배적이다. 그리고 고조화 성분일수록 베어링 소음의 크기는 주어진 운전 속도에 대하여 점차적으로 작아지는 경향을 나타내고 있다.

4. 결 론

축의 불균형 질량을 고려한 축-저널 베어링 시스템의 비선형 해석을 통하여 유체 윤활 저널 베어링의 소음 특성을 연구하였으며, 다음의 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 베어링 내 유막에서의 압력 변동에 기인하는 베어링의 방사 소음은 축 회전과 동기된 주파수 및 이의 고조화 성분들로 구성된다.

(2) 고속에서 축의 진동 진폭이 감소한다 하더라도 베어링에서 방사되는 소음은 축의 회전 속도에 따라 증가할 수 있다.

(3) 본 연구에서 제안한 유체 윤활 저널 베어링의 소음 예측 방법은 저널 베어링의 음향학적 특성을 평가하거나 이해하는데 도움을 줄 것이다.

후 기

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

참고문헌

- (1) Choy, F. K., Braun, M. J. and Hu, Y., 1992, "Nonlinear Transient and Frequency Response Analysis of a Hydrodynamic Journal Bearings," *ASME J. of Tribology*, pp. 448-454.
- (2) Diangui, H., 2000, "Experiment on the Characteristics of Torsional Vibration of Rotor-to-Stator Rub in Turbo-machinery," *Tribology International*, Vol. 33, No. 2, pp. 75-79.
- (3) Rho, B. H. and Kim, K. W., 2002, "A Study on Nonlinear Frequency Response Analysis of Hydrodynamic Journal Bearings with External Disturbances," *STLE Tribology Transactions*, Vol. 45, No. 1, pp. 117-121.
- (4) Yoon, D. J., Kwon, O. Y., Jung, M. H. and Kim, K. W., 1995, "Early Detection of Damages in Journal Bearings by AE Monitoring," *J. of Acoustic Emission*, Vol. 13, No. 1, pp. 1-10.
- (5) Miettinen, J. and Anderson, P., 2000, "Acoustic Emission of Rolling Bearings Lubricated with Contaminated Grease," *Tribology International*, Vol. 33, No. 11, pp. 777-787.
- (6) Elrod, H. G., 1981, "A Cavitation Algorithm," *ASME J. of Lubrication Technology*, Vol. 103, No. 3, pp. 350-354.
- (7) Vijayaghavan, D. and Keith, T. G., 1989, "Development and Evaluation of a Cavitation Algorithm," *STLE Tribology Transactions*, Vol. 32, No. 2, pp. 225-233.
- (8) Gross, W. A., 1980, "Fluid Film Lubrication," John Wiley & Sons.
- (9) Kinsler, L. E. and Frey, A. R., 1982, "Fundamentals of Acoustics," John Wiley & Sons.