

틸팅 운동을 고려한 유체 동압 베어링의 안정성 해석 Stability Analysis of a Fluid Dynamic Journal Bearing Considering the Tilting Motion

김 명 규* · 장 건 희 †
Myunggyu Kim and Gunhee Jang

Key Words: Fluid Dynamic Bearing(유체 동압 베어링), Polygon Mirror Scanner Motor(폴리곤 미러 스캐너모터), Stability Analysis(안정성 해석), Tilting Motion(틸팅 운동)

ABSTRACT

This paper presents an analytical method to investigate the stability of FDBs (fluid dynamic bearings) considering the tilting motion. The perturbed equations of motion are derived with respect to translational and tilting motion for the general rotor-bearing system with five degrees of freedom. The Reynolds equations and their perturbed equations are solved by using the FEM in order to calculate the pressure, load capacity, and the stiffness and damping coefficients. This research introduces the radius of gyration to the equations of motion in order to express the mass moment of inertia with respect to the critical mass. Then the critical mass of FDBs is determined by solving the eigenvalue problem of the linear equations of motion. This research is numerically validated by comparing the stability chart of FDBs with the time response of the whirl radius obtained from the direct integration of the equations of motion. This research shows that the tilting motion is one of the major design considerations to determine the stability of rotating system. It also shows that the stability of FDBs considering only translation is overestimated in comparison with the stability of FDBs considering both translational and tilting motion.

1. 서론

폴리곤 미러 스캐너 모터(Polygon mirror scanner motor)는 PC 및 기타 매체로부터 정보를 출력하는 레이저 빔 프린터(Laser beam printer)의 핵심 부품인 LSU(Laser scanner unit) 구동 고속 스핀들 모터로서 폴리곤 미러에 주사된 레이저 빔을 지정된 위치로 편향시키는 역할을 한다. 폴리곤 미러 스캐너 모터의 회전 속도는 인쇄물을 고속으로 출력하기 위하여 최근 50,000 rpm 이상까지 증가했으며 그 속도는 더욱 증가하고 있는 추세이다. 그리고 폴리곤 미러 스캐너 모터는 프린터의 인쇄 품질을 향상시키기 위해 저진동 특성이 요구될 뿐만 아니라 최근에는 사용자의 쾌적한 사용 환경을 위해 저소음 특성이 지속적으로 요구된다. 그루브 저널 베어링은 우수한 진동 및 소음 특성 때문에 기존의 플레인 저널 베어링을 대체하여 폴리곤 미러 스캐너 모터의 지지 요소로 사용하는 추세이다. 폴리곤 미러 스캐너 모터의 진동과 소음은 그루브 저널 베어링의 강성·감쇠 계수와 밀접한 관련이 있다. 그러나 그루브 저널 베어링을 포함하여 유체 동압 베어링의 강성·감쇠 계수는 설계 변경에 따라 증가하는 성분과 감소하는 성분이 동시에 존재하기 때문에 설계자가 강성·감쇠 계수만으로 유체 동압 베어링의 성능을 평가하는 것은 어렵다.

많은 연구자들은 유체 동압 베어링의 성능 지표로 유체 동압 베어링의 안정성을 연구해왔다. Pai 와 Majumdar⁽¹⁾는 여러 하중 조건 하에서 플레인 저널

베어링의 안정성을 해석하였다. Kakoty 와 Majumdar⁽²⁾는 유체 관성의 효과를 고려하여 저널 베어링의 안정성을 해석하였다. Ono⁽³⁾ 등은 저널 베어링과 플레인 베어링으로 지지되는 디스크-스핀들 시스템의 안정성을 해석하였다. 그러나 이들의 연구들은 단지 플레인 저널 베어링의 안정성에만 국한되었다. Kang⁽⁴⁾ 등은 정·동특성을 계산하기 위한 수치 해석을 수행하였고 또한 8 개의 원형 형상의 그루브가 고정된 슬리브에 파여진 그루브 저널 베어링의 안정성을 해석하였다. Jang 과 Yoon⁽⁵⁾는 그루브가 회전하는 경우에는 정상 상태라 하더라도 동특성 계수가 변화하기 때문에 흡이 회전하는 그루브 저널 베어링의 안정성을 해석하였다. 그러나 이전의 연구들은 단지 그루브 저널 베어링 내에서 축의 병진 운동만을 고려한 안정성에 국한되어 있어 실제 틸팅 운동이 존재하는 유체 동압 베어링의 성능 지표로는 한계가 존재한다.

본 논문은 병진과 틸팅 운동을 동시에 고려한 유체 동압 베어링의 안정성을 해석하기 위한 방법을 제시하였다. 유체 동압 베어링의 강성·감쇠 계수는 Reynolds 방정식과 유한요소법을 이용하여 구하였다. 유체 동압 베어링의 안정성은 병진과 틸팅 운동에 따른 강성·감쇠 계수를 모두 포함한 선형 운동 방정식의 고유치 문제를 해석함으로써 구하였다. 선형 운동 방정식은 회전 반경을 도입하여 임계 질량과 임계 질량 관성 모멘트를 하나의 안정성 지표로 통합할 수 있도록 했다. 그리고 안정성 선도와 운동 방정식으로부터 구한 휠 반경의 시간 응답을 비교하여 본 연구의 타당성을 수치적으로 검증하였다. 본 연구는 병진과 틸팅 운동을 동시에 고려한 유체 동압 베어링의 안정성과 병진 운동만 고려한 유체 동압 베어링의 안정성의 차이를 비교하였으며, 회전체의 운동과 작동 조건에 따른 유체 동압 베어링의 안

† 교신저자: 정희원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : ghjang@hanyang.ac.kr

Tel : (02) 2220-0431, Fax : (02) 2292-3406

* 정희원, 한양대학교 대학원 기계공학과

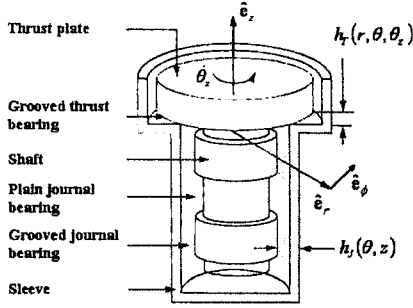


Fig. 1 Cylindrical coordinate of the coupled journal and thrust bearings

정성 변화를 고찰하였다.

2. 해석 방법

2.1 동특성 계수 결정

Fig. 1 은 저널과 스러스트가 연성된 유체 동압 베어링 시스템의 좌표계를 나타낸다. Reynolds 방정식을 Fig. 1 에 표시된 좌표계에 대하여 정리하면 저널 베어링과 스러스트 베어링의 지배 방정식에 대하여 각각 식 (1)과 (2)로 표현할 수 있다.

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

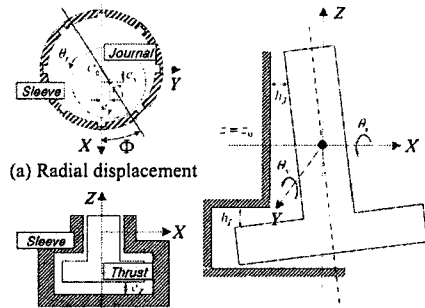
$$\frac{\partial}{r\partial r} \left(r \frac{h_t^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{r\partial\theta} \left(\frac{h_t^3}{12\mu} \frac{\partial p}{r\partial\theta} \right) = \frac{r\dot{\theta}_z}{2} \frac{\partial h_t}{r\partial\theta} + \frac{\partial h_t}{\partial t} \quad (2)$$

여기서, p , h , μ 와 $\dot{\theta}_z$ 는 각각 압력, 유막 두께, 유체 점성과 회전속도이다.

유체 동압 베어링의 강성·감쇠 계수는 준평형 상태의 베어링에 대한 미소 섭동을 가하였을 때 발생하는 유막 두께, 유막 두께의 시간 미분항과 압력의 변화를 1 차 Taylor series 의 형태로 선형화하여 Reynolds 방정식에 대입한 후, 각 섭동항에 대한 1 차식에 대하여 정리해서 구한 저널과 스러스트 베어링의 섭동 방정식을 적분하여 구할 수 있다. 그리고 저널과 스러스트가 연성된 전체 유체 동압 베어링의 강성·감쇠 계수는 저널과 스러스트 각각의 동특성 계수의 합으로 나타낼 수 있다⁽⁶⁾.

2.2 안정성 해석

Fig. 2 는 회전체의 위치와 자세를 나타낸 것으로 Fig. 2 (a)와 Fig. 2 (b)는 각각 저널 베어링과 스러스트 베어링에 대하여 병진 변위에 의한 회전체의 위치를 나타내며, Fig. 2 (c)는 회전체의 각 변위에 의한 자세를 나타낸다. 이와 같이 유체 동압 베어링으로 지지되는 회전체는 병진과 틸팅에 의한 5 자유도 운동이 가능하다. 그러므로, 회전체-베어링 시스템의 정확한 성능 평가를 위해서는 회전체의 병진과



(a) Radial displacement (b) Axial displacement (c) Angular displacement

Fig. 2 Translational and angular displacement of the rotating part

틸팅 운동을 동시에 고려한 유체 동압 베어링의 안정성 해석이 필요하다.

회전체가 강체이고 회전체에 가해지는 외력이 없다고 가정하였을 경우, 저널과 스러스트가 연성된 유체 동압 베어링으로 지지되는 회전체의 5 자유도 운동 방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다. 다음의 운동 방정식은 틸팅 운동과 그로 인한 강성·감쇠 계수를 모두 포함한다.

$$\begin{bmatrix} m_x & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_z \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta\ddot{x} \\ \Delta\ddot{y} \\ \Delta\ddot{z} \\ \Delta\ddot{\theta}_x \\ \Delta\ddot{\theta}_z \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} & c_{xz} & c_{x\theta_x} & c_{x\theta_z} \\ c_{yx} & c_{yy} & c_{yz} & c_{y\theta_x} & c_{y\theta_z} \\ c_{zx} & c_{zy} & c_{zz} & c_{z\theta_x} & c_{z\theta_z} \\ c_{\theta_x x} & c_{\theta_x y} & c_{\theta_x z} & c_{\theta_x \theta_x} & c_{\theta_x \theta_z} + \dot{\theta}_z I_z \\ c_{\theta_z x} & c_{\theta_z y} & c_{\theta_z z} & c_{\theta_z \theta_x} - \dot{\theta}_x I_x & c_{\theta_z \theta_z} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta\dot{x} \\ \Delta\dot{y} \\ \Delta\dot{z} \\ \Delta\dot{\theta}_x \\ \Delta\dot{\theta}_z \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} & k_{xz} & k_{x\theta_x} & k_{x\theta_z} \\ k_{yx} & k_{yy} & k_{yz} & k_{y\theta_x} & k_{y\theta_z} \\ k_{zx} & k_{zy} & k_{zz} & k_{z\theta_x} & k_{z\theta_z} \\ k_{\theta_x x} & k_{\theta_x y} & k_{\theta_x z} & k_{\theta_x \theta_x} & k_{\theta_x \theta_z} \\ k_{\theta_z x} & k_{\theta_z y} & k_{\theta_z z} & k_{\theta_z \theta_x} & k_{\theta_z \theta_z} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \\ \Delta\theta_x \\ \Delta\theta_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

여기서, m_x , I_x , I_y 와 I_z 는 각각 회전체의 질량과 x , y , z 축 질량 관성 모멘트이다. 질량 관성 모멘트는 회전 반경(radius of gyration)을 도입하면 다음과 같이 회전체의 질량에 대한 함수로 표현할 수 있다.

$$I_j = K_j^2 m \quad (4)$$

여기서 K_j 는 회전 반경이고 첨자 j 는 x , y 와 z 를 표시한다. 유체 동압 베어링의 강성·감쇠 행렬은 앞 절에서 기술한 바와 같이 섭동 방정식을 해석함으로써 계산할 수 있기 때문에 회전 반경을 도입함

으로써 회전체의 운동 방정식은 회전체의 질량만의 함수로 통합할 수 있다.

식 (3)에 대한 재차(homogenous) 해는 다음과 같이 지수 함수의 형태로 가정할 수 있다.

$$\begin{cases} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \\ \Delta \theta_x \\ \Delta \theta_y \end{cases} = \begin{cases} x_h \\ y_h \\ z_h \\ \theta_{xh} \\ \theta_{yh} \end{cases} \exp(\Omega t) \quad (5)$$

식 (4)과 (5)을 식 (3)에 대입하고 정리하면 다음과 같은 식 (6)을 얻을 수 있다. 고유값 Ω 는 일반적으로 $\Omega = -\Omega_{real} + i\Omega_{img}$ 와 같이 복소수의 형태로 나타낼 수 있다. 여기서 회전체-베어링 시스템의 진동은 $\Omega_{real} > 0$ 이면 안정하고, $\Omega_{real} < 0$ 이면 불안정하다. 그러므로 회전체-베어링 시스템이 안정 영역에서 불안정 영역으로 천이되는 임계 조건은 $\Omega_{real} = 0$ 이다.

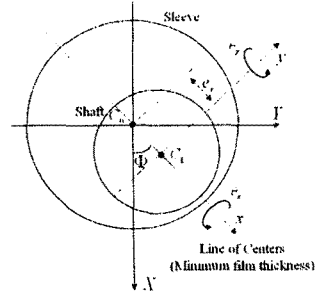
식 (6)에 대한 고유치 문제를 해석하고, 회전체-베어링 시스템의 불안정이 시작되는 임계 조건을 적용하면 실수부와 허수부에서 다음과 같은 각각의 특성 방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} & A_1(m_o)_c^2(\Omega_{img}^2)_c^5 + A_2(m_o)_c^5(\Omega_{img}^2)_c^4 + A_3(m_o)_c^4(\Omega_{img}^2)_c^4 \\ & + A_4(m_o)_c^4(\Omega_{img}^2)_c^3 + A_5(m_o)_c^3(\Omega_{img}^2)_c^4 + A_6(m_o)_c^2(\Omega_{img}^2)_c^3 \\ & + A_7(m_o)_c^3(\Omega_{img}^2)_c^2 + A_8(m_o)_c^2(\Omega_{img}^2)_c^3 + A_9(m_o)_c^2(\Omega_{img}^2)_c^2 \\ & + A_{10}(m_o)_c^2(\Omega_{img}^2)_c + A_{11}(m_o)_c(\Omega_{img}^2)_c^3 + A_{12}(m_o)_c(\Omega_{img}^2)_c^2 \\ & + A_{13}(m_o)_c(\Omega_{img}^2)_c + A_{14}(\Omega_{img}^2)_c^2 + A_{15}(\Omega_{img}^2)_c + A_{16} = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

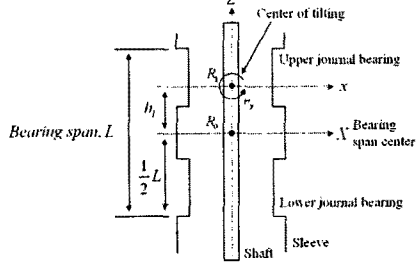
$$\begin{aligned} & B_1(m_o)_c^4(\Omega_{img}^2)_c^4 + B_2(m_o)_c^4(\Omega_{img}^2)_c^3 + B_3(m_o)_c^3(\Omega_{img}^2)_c^3 \\ & + B_4(m_o)_c^3(\Omega_{img}^2)_c^2 + B_5(m_o)_c^2(\Omega_{img}^2)_c^3 + B_6(m_o)_c^2(\Omega_{img}^2)_c^2 \\ & + B_7(m_o)_c^2(\Omega_{img}^2)_c + B_8(m_o)_c(\Omega_{img}^2)_c^2 + B_9(m_o)_c(\Omega_{img}^2)_c \\ & + B_{10}(m_o)_c + B_{11}(\Omega_{img}^2)_c^2 + B_{12}(\Omega_{img}^2)_c + B_{13} = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

여기서, $A_i (i=1,2,\dots,16)$ 와 $B_j (j=1,2,\dots,13)$ 는 병진과 틸팅 운동에 의한 유체 동압 베어링의 강성·감쇠 계수와 회전체의 회전 반경 그리고 회전 속도의 함수로 표현된다.

위의 두 특성 방정식을 만족하는 $(m_o)_c$ 는 병진과 틸팅 운동을 동시에 고려하여 유체 동압 베어링의 안정성을 판단할 수 있는 지표인 임계 질량으로, 그 크기에 따라 회전체-베어링 시스템의 안정성과 불안



(a) Translation motion



(b) Tilting motion

Fig. 3 Coordinate system for the displacement of a rotating part

정성의 경계의 존재를 예상할 수 있다. 즉, m_o 가 $(m_o)_c$ 보다 작으면 시스템은 안정하고, m_o 가 $(m_o)_c$ 보다 크면 시스템은 불안정하다. 또한 m_o 가 $(m_o)_c$ 와 동일한 경우 시스템은 안정과 불안정의 경계가 된다.

2.3 유체 동압 베어링의 tilting ratio 정의

본 논문에서는 회전체의 병진과 틸팅 운동을 동시에 고려한 유체 동압 베어링의 안정성을 해석하기 위해 유체 동압 베어링의 tilting ratio 를 정의하였다. Fig. 3 는 병진과 틸팅 운동의 중심을 정의하는 좌표계이다. Fig. 3(a)와 같이 회전축이 반경 방향으로 e_r 만큼 병진 운동을 하였을 경우 편심률(eccentricity ratio)은 일반적으로 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$e = \frac{e_r}{c} \quad (9)$$

여기서, c 는 저널 베어링의 간극이다. 그리고 Fig. 3(b)와 같이 회전축이 R_t 를 중심으로 θ_t 만큼 틸팅 운동을 하였을 경우 tilting ratio 는 다음과 같이 정의

$$\begin{bmatrix} m_o \Omega^2 + c_{xx} \Omega + k_{xx} & c_{xy} \Omega + k_{xy} & c_{x\theta} \Omega + k_{x\theta} & c_{y\theta} \Omega + k_{y\theta} & c_{\theta\theta} \Omega + k_{\theta\theta} \\ c_{yx} \Omega + k_{yx} & m_o \Omega^2 + c_{yy} \Omega + k_{yy} & c_{y\theta} \Omega + k_{y\theta} & c_{\theta\theta} \Omega + k_{\theta\theta} & c_{\theta\theta} \Omega + k_{\theta\theta} \\ c_{z\theta} \Omega + k_{z\theta} & c_{\theta z} \Omega + k_{\theta z} & m_o \Omega^2 + c_{zz} \Omega + k_{zz} & c_{z\theta} \Omega + k_{z\theta} & c_{\theta z} \Omega + k_{\theta z} \\ c_{\theta x} \Omega + k_{\theta x} & c_{\theta y} \Omega + k_{\theta y} & c_{\theta z} \Omega + k_{\theta z} & K_{\theta}^2 m_o \Omega^2 + c_{\theta\theta} \Omega + k_{\theta\theta} & (c_{\theta\theta} + \theta_t K_z^2 m_o) \Omega + k_{\theta\theta} \\ c_{\theta x} \Omega + k_{\theta x} & c_{\theta y} \Omega + k_{\theta y} & c_{\theta z} \Omega + k_{\theta z} & (c_{\theta\theta} - \theta_t K_z^2 m_o) \Omega + k_{\theta\theta} & K_{\theta}^2 m_o \Omega^2 + c_{\theta\theta} \Omega + k_{\theta\theta} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} x_h \\ y_h \\ z_h \\ \theta_{xh} \\ \theta_{yh} \end{bmatrix} \exp(\Omega t) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

할 수 있다.

$$\psi = \frac{h_f}{\frac{1}{2}L} \quad (10)$$

여기서, L 은 저널 베어링의 길이이고, h_f 은 베어링 중심 R_0 와 틸팅 중심 R_1 사이의 거리이다. Tilting ratio, ψ 는 틸팅 중심이 베어링 중심에 위치하면 0이고, 베어링 중심에서 +Z 방향 또는 -Z 방향에 위치하면 각각 양의 값 또는 음의 값을 갖는다.

3. 해석 결과

3.1 해석 모델 및 해석 절차

Table 1은 폴리곤 미러 스캐너 모터의 지지 요소로 사용하는 유체 동압 베어링의 주요 설계 변수로 본 논문의 유체 동압 베어링의 안정성 해석에 사용됐다. 폴리곤 미러 스캐너 모터의 지지 요소로 사용하는 유체 동압 베어링은 두 개의 그루브 저널 베어링으로 구성되어 있다. 유한 요소 모델은 5,264 개의 4 절점 사각형 요소를 사용하여 모델링 하였다. Table 2는 선형 운동 방정식의 고유치 문제를 해석하기 위한 입력 변수로서, 회전체의 주요 설계 변수이다.

본 논문에서는 우선 tilting ratio의 변화에 따른 강성·감쇠 계수의 변화를 Fig. 4와 같이 병진 변위

Table 1 Major design parameters of FDBs

Design variables	Journal bearing
Bearing width of journal [mm]	upper : 3.2 lower : 2.4
Groove pattern	herringbone
Groove depth [μ m]	6.0
Radial clearance [μ m]	3.5
Radius of journal [mm]	2.5
Number of grooves	8
Total number of elements	5264

Table 2 Major design parameters of a polygon mirror scanner motor

Design variable	Value
Mass [g]	14.141
Moment of inertia about z [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]	17.720×10^{-7}
Radius of gyration about z [m^2]	11.2×10^{-3}
Moment of inertia about x and y [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]	10.685×10^{-7}
Radius of gyration about x and y [m^2]	8.7×10^{-3}
Rotating speed [rpm]	45000
Location	Mass center
along	Top of upper journal
z direction	Bearing span center
[mm]	Bottom of lower journal

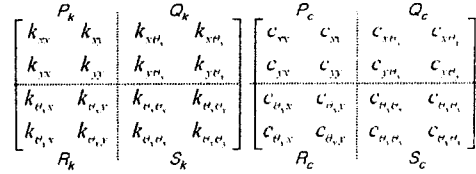


Fig. 4 Subdivision of stiffness and damping coefficients of FDBs

에 의해 발생하는 강성·감쇠 계수의 병진 성분(P_k, P_c)과 틸팅 각 변위에 의해 발생하는 강성·감쇠 계수의 틸팅 성분(S_k, S_c), 그리고 병진과 틸팅이 상호 결합(cross-coupled)되어 있는 틸팅 각 변위에 의해 발생하는 강성·감쇠 계수의 병진 성분(Q_k, Q_c)과 병진 변위에 의해 발생하는 강성·감쇠 계수의 틸팅 성분(R_k, R_c)으로 각각 구분하여 고찰하였다. 그리고 tilting ratio의 변화에 따른 유체 동압 베어링의 안정성을 기존의 안정성 해석 방법과 본 논문에서 제안한 안정성 해석 방법에 기초하여 고찰한 후 각 동특성 계수가 안정성에 미치는 영향을 분석하였다. 또한 편심률과 회전 속도에 따른 유체 동압 베어링의 안정성 변화도 고찰하였다. 마지막으로 안정성 선도와 운동 방정식으로부터 구한 휠 반경의 시간 응답을 비교하여 본 연구의 타당성을 수치적으로 검증하였다.

3.2 동특성 계수 해석

Fig. 5와 Fig. 6은 편심률이 일정 ($\varepsilon=0.1$)할 때 tilting ratio 변화에 따른 강성·감쇠 계수를 나타낸 것이다. Fig. 5 (a)와 Fig. 6 (a)에 나타난 K_{xv}, K_{yv} 와 C_{xv}, C_{yv} 같이 병진 변위에 의해 발생하는 강성·감쇠 계수의 병진 성분은 tilting ratio의 변화에 무관하게 일정하다. 그리고 Fig. 5 (b)와 Fig. 6 (b)에 나타난 $K_{\theta x\theta x}, K_{\theta x\theta y}$ 와 $C_{\theta x\theta x}, C_{\theta x\theta y}$ 같이 틸팅 각 변위에 의해 발생하는 강성·감쇠 계수의 틸팅 성분은 tilting ratio가 베어링 중심에 인접하여 존재할 때 최소가 되고 베어링의 중심에서 멀어질수록 증가한다. 그 이유는 틸팅 중심이 베어링의 중심에서 멀어질수록 틸팅에 대한 반력 모멘트가 증가하기 때문이다. 또한 병진과 틸팅이 상호 결합(cross-coupled)되어 있는 Fig. 5 (c)와 Fig. 6 (c)에 나타난 $K_{x\theta x}, K_{y\theta y}$ 와 $C_{x\theta x}, C_{y\theta y}$ 같이 틸팅 각 변위에 의해 발생하는 강성·감쇠 계수의 병진 성분, 그리고 Fig. 5 (d)와 Fig. 6 (d)에 나타난 $K_{\theta xv}, K_{\theta yv}$ 와 $C_{\theta xv}, C_{\theta yv}$ 같이 병진 변위에 의해 발생하는 강성·감쇠 계수의 틸팅 성분 모두는 틸팅 중심이 베어링 중심 부근의 특정 위치에서는 0이 되지만 베어링 중심에서 멀어질수록 방향성을 가지고 증가 혹은 감소한다.

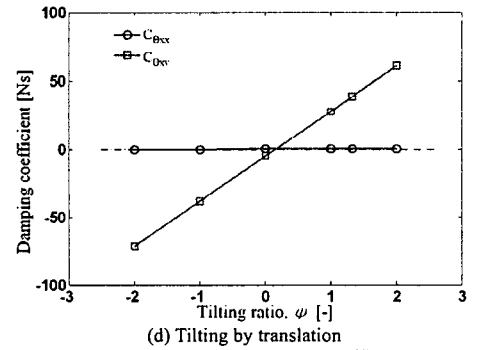
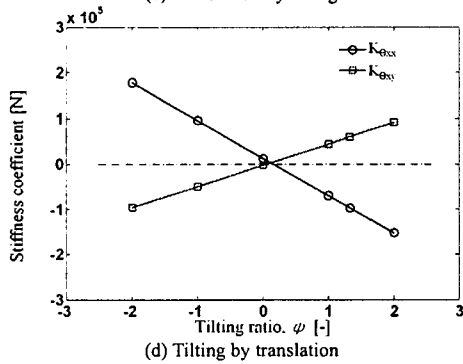
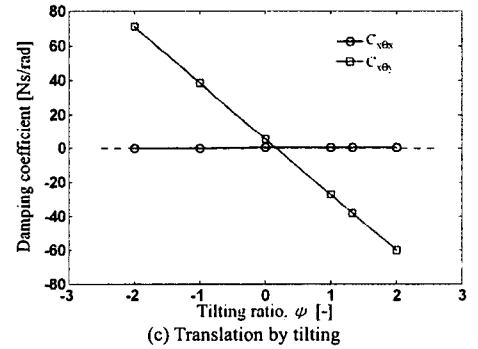
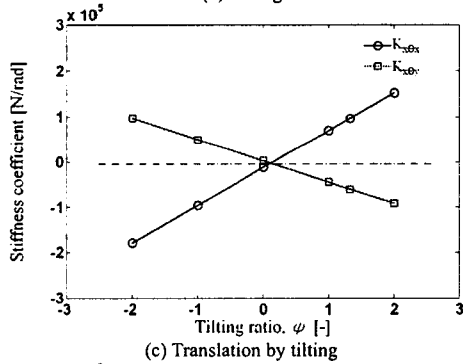
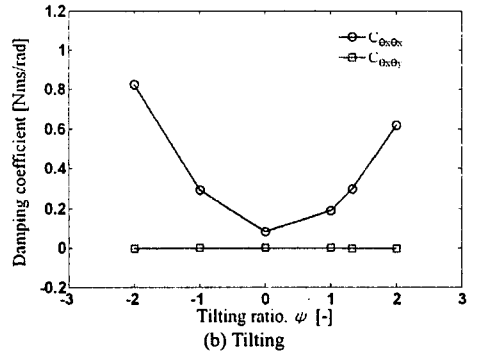
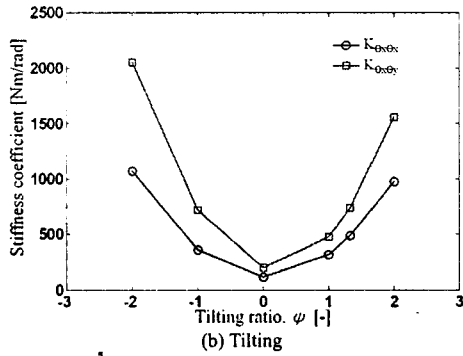
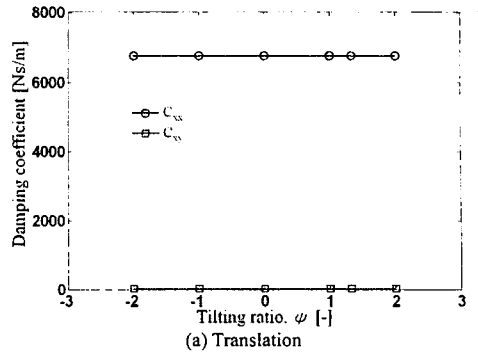
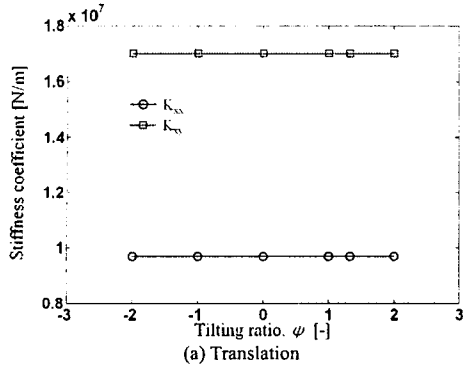


Fig. 5 Variation of the stiffness coefficients due to tilting ratio

Fig. 6 Variation of the damping coefficients due to tilting ratio

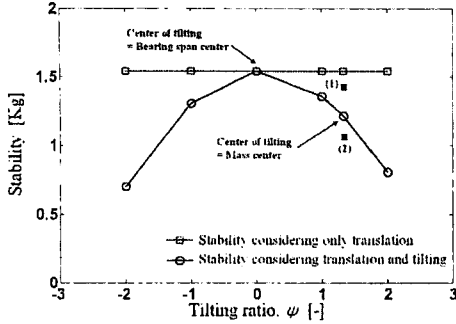


Fig. 7 Stability chart due to tilting ratio

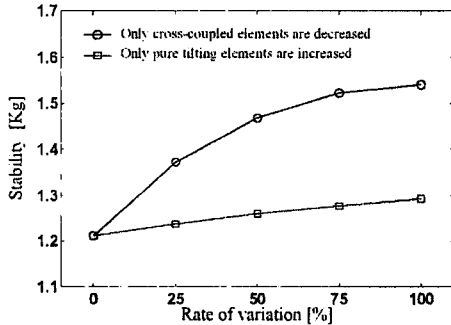


Fig. 8 Variation of stability due to cross-coupled elements and pure tilting elements

3.3 안정성 해석

Fig. 7은 앞서 구한 동특성 계수를 이용하여 편심률이 일정 ($\varepsilon=0.1$) 할 때 tilting ratio에 따른 유체 동압 베어링의 안정성의 변화를 나타낸 것이다. 기존의 병진 운동만 고려한 안정성은 틸팅 중심의 변화에 무관하게 일정하지만, 본 논문에서 제안한 병진과 틸팅 운동을 동시에 고려한 안정성은 틸팅 중심이 베어링 중심에 인접하여 존재할 때 최대가 되고 베어링 중심에서 멀어질수록 감소한다. 이것은 틸팅 중심이 베어링 중심에서 멀어질수록 유체 동압 베어링의 불안정 영역은 증가한다는 것을 의미한다. 또한, 틸팅 중심이 베어링 중심에 존재하지 않을 경우에는 병진 운동만 고려한 안정성은 병진과 틸팅 운동을 동시에 고려한 안정성보다 과대평가 되어있고, 틸팅 중심이 베어링 중심에서 멀어질수록 과대평가 정도가 증가하는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 편심률이 일정 ($\varepsilon=0.1$) 하고 틸팅 중심이 회전체의 질량 중심과 일치 ($\psi=1.33$) 할 경우 강성·감쇠 계수의 변화에 따른 병진과 틸팅 운동을 동시에 고려한 유체 동압 베어링의 안정성의 변화를 나타낸 것이다. 순수 틸팅에 의한 Fig. 4의 S_{K1} , S_C 성분은 증가시키고 다른 성분들은 고정하면 안정성은 증가한다. 그러나 병진과 틸팅이 상호 결합

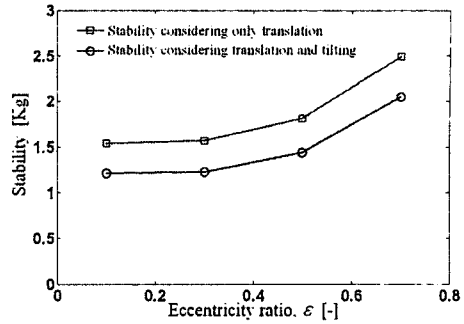


Fig. 9 Stability chart due to eccentricity ratio

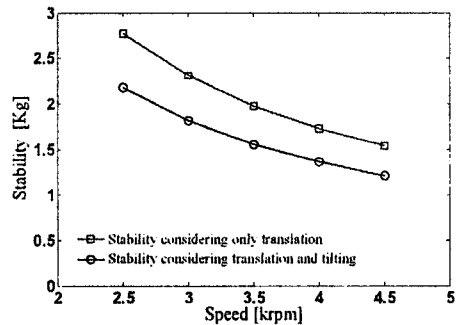


Fig. 10 Stability chart due to rotating speed

(cross-coupled) 되어 있는 Fig. 4의 Q_K , Q_C , R_K , R_C 성분을 감소시키고 다른 성분들은 고정하면 S_{K1} , S_C 성분을 증가시킨 경우보다 더욱 큰 폭으로 안정성이 증가하여 병진과 틸팅을 동시에 고려한 안정과 병진만 고려한 안정성의 차이가 감소한다. 그러므로, 상호 결합되어 있는 강성·감쇠 계수는 유체 동압 베어링의 안정성에 지배적인 영향을 주고, 틸팅 중심이 베어링 중심에서 멀어질수록 그 크기가 증가하여 유체 동압 베어링의 불안정성을 야기시킬 수 있다는 것을 의미한다.

Fig. 9와 Fig. 10은 틸팅 중심이 회전체의 질량 중심과 일치 ($\psi=1.33$) 할 때 편심률과 회전 속도에 따른 유체 동압 베어링의 안정성의 변화를 나타낸 것이다. 병진과 틸팅 운동을 동시에 고려한 안정성과 병진 운동만 고려한 안정성 모두는 편심률이 증가하면 증가하고, 회전 속도가 증가하면 감소한다. 그리고 두 안정성의 차이는 편심률이 증가하거나 회전 속도가 증가하여도 큰 차이가 없기 때문에 유체 동압 베어링의 tilting ratio가 결정되면 편심률과 회전 속도가 변하여도 상호 결합되어 있는 강성·감쇠 계수가 안정성에 거의 일정한 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

3.4 수치적 검증

Fig. 11은 Fig. 7에 표시된 병진 운동만 고려한

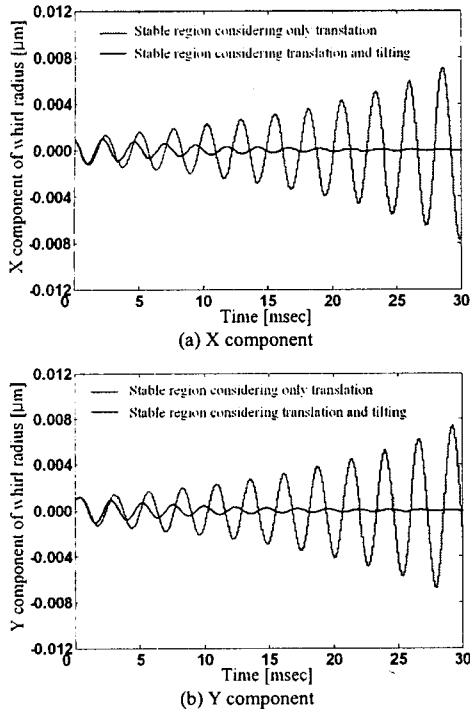


Fig. 11 Time response of the whirl radius due to proposed stability analysis and previous stability analysis

안정성 선도에서 안정 영역에 존재하는 (1) 지점과 병진과 틸팅 운동을 동시에 고려한 안정성 선도에서 안정 영역에 존재하는 (2) 지점에 대한 45,000rpm으로 회전하는 폴리곤 머러 스케너 모터의 지지 요소로 사용되는 유체 동압 베어링의 휠 반경 (whirl radius)의 시간 응답을 나타낸 것이다. 초기 휠 반경은 $0.0014 \mu\text{m}$ 로 가정하였다. 병진 운동만 고려한 안정성 영역에서의 휠 반경은 발산을 하지만, 병진과 틸팅 운동을 동시에 고려한 안정성 영역에서의 휠 반경은 수렴하는 것을 볼 수 있다. 유체 동압 베어링의 휠 반경의 시간 응답은 본 논문에서 제안한 안정성 해석의 타당성을 입증하고 있다.

4. 결 론

본 논문은 병진과 틸팅 운동을 동시에 고려한 유체 동압 베어링의 안정성을 해석하기 위한 방법을 제시하였다. 유체 동압 베어링의 강성·감쇠 계수는 Reynolds 방정식과 유한요소법을 이용하여 구하였다. 유체 동압 베어링의 안정성은 병진과 틸팅 운동에 따른 강성·감쇠 계수를 모두 포함한 선형 운동 방정식의 고유치 문제를 해석함으로써 구하였다. 선형 운동 방정식은 회전 반경을 도입하여 임계 질량

과 임계 질량 관성 모멘트를 하나의 안정성 지표로 통합할 수 있도록 했다. 그리고 안정성 선도와 운동 방정식으로부터 구한 휠 반경의 시간 응답을 비교하여 본 연구의 타당성을 수치적으로 검증하였다. 유체 동압 베어링의 안정성 해석 결과, 병진 운동만 고려한 안정성은 병진과 틸팅 운동을 동시에 고려한 안정성보다 과대평가 되어있고, 틸팅 중심이 베어링 중심에서 멀어질수록 과대평가 정도가 증가한다. 그리고 유체 동압 베어링의 불안정성을 야기시킬 수 있는 지배적인 요소는 병진과 틸팅이 상호 결합되어 있는 강성·감쇠 계수이다. 따라서 병진과 틸팅 운동을 동시에 고려한 유체 동압 베어링의 안정성 해석은 유체 동압 베어링의 성능 및 회전체의 운동에 미치는 영향을 미리 정확하게 예측할 수 있으며 이를 통하여 회전체-베어링 시스템의 동적 특성을 향상시키기 위한 유체 동압 베어링의 강건 설계에 적용할 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

- (1) Pai, R. and Majumdar, B. C., 1991, "Stability of Submerged Oil Journal Bearings under Dynamic Load," *Wear*, 146, pp. 125-135.
- (2) Kakoty, S. K. and Majumdar, B. C., 2000, "Effect of Fluid Inertia on Stability of Oil Journal Bearings," *ASME J. Tribol.*, 122, pp. 741-745.
- (3) Ono, K., Murashita, S. and Yamaura, H., 2005, "Stability analysis of a disk-spindle supported by a plain journal bearing and pivot bearing," *Microsystem technologies*, 11(8/10), pp. 734-740.
- (4) Kang, K., Rhim, Y. and Sung, K., 1996, "A Study of the Oil-Lubricated Herringbone-Grooved Journal Bearing-Part I: Numerical Analysis," *ASME J. Tribol.*, 118, pp. 906-911.
- (5) Jang, G. H. and Yoon, J. W., 2003, "Stability Analysis of a Hydrodynamic Journal Bearing With Rotating Herringbone Grooves," *ASME J. Tribol.*, 125, pp. 291-300.
- (6) Jang, G. H. and Lee, S. H., 2006, "Determination of the Dynamic Coefficients of the Coupled Journal and Thrust Bearings by the Perturbation Method," *Tribology Letters*, 22(3), pp.239-246.