

# 3원호 미끄럼 베어링을 적용한 공작기계 주축계의 정적 및 동적 특성 해석시스템 개발

조재완\*, 김석일\*\*, 이군석\*\*\*, 김춘배\*\*\*

## Development of a Static and Dynamic Characteristics Analysis System for Machine-Tool Spindle Systems with 3 Lobe Sliding Bearings

Jae-Wan Cho\*, Seok-II Kim\*\*, Gun-Seok Lee\*\*\*, Chun-Bae Kim\*\*\*

### Abstract

In this study, a static and dynamic characteristics analysis system for machine tool spindle systems with 3 lobe sliding bearings is developed based on Timoshenko theory, finite element method and windows programming techniques. And the characteristic values of 3 lobe sliding bearings such as eccentricity ratio, attitude angle, friction coefficient, stiffness coefficients, damping coefficients and so on, are determined by using the thermal equilibrium condition of spindle systems. Since the developed system has various analysis modules related to static deformation analysis, modal analysis, frequency response analysis and so on, it can be utilized to perform systematically the design and evaluation processes of spindle systems with 3 lobe sliding bearings under windows GUI environment.

**Key Words :** Machine Tool(공작기계), Spindle System(주축계), 3 Lobe Sliding Bearing(3원호 베어링), Static and Dynamic Characteristics(정적 및 동적 특성)

### 1. 서론

다양한 종류의 회전기계에서 사용되고 있는 미끄럼 베어링은 회전체의 자중, 기어의 전달 토크 등과 관련된 정적 하중만을 지지하는 것이 아니라, 회전축에 작용하는 동적 하중인 가진력에 대해서 감쇠력을 유발할 수 있는 기계요소이다.<sup>(1)</sup> 최근에는 대형 회전기계의 다단화, 그리고 소형 회전기계의 고속 고효율화가 진행되고 있기 때문에

정적 하중만이 아니라 가진력도 상대적으로 커지게 되었으며, 결과적으로 미끄럼 베어링의 역할이 점점 중요하게 되고 있다.

일반적으로 연삭기의 경우에는 높은 가공정밀도를 얻기 위해서 진동 레벨이 낮고, 감쇠능과 동적 안정성이 우수한 주축계를 필요로 한다. 따라서 연삭기의 주축계에는 미끄럼 베어링이 많이 사용되고 있으며, 특히 동압 베어링으로 회전정밀도가 높고 자력진동에 대한 안정성이 우수한

\* 한국항공대학교 대학원  
\*\* 한국항공대학교 기계설계학과  
\*\*\* FAG한화베어링(주) R&D센터

다원호 베어링과 텀링패드 베어링이 많이 채용되고 있다.<sup>1)</sup> 구름 베어링의 경우에는 전문 베어링 제조업체에서 성능이 안정되고 표준화된 상품을 시판하고 있기 때문에 그 특성을 쉽게 파악할 수 있지만, 미끄럼 베어링의 경우에는 공작기계 제조업체에서 직접 설계 및 제작하는 경우가 대부분이기 때문에 미끄럼 베어링을 적용한 주축계의 특성을 체계적으로 해석할 수 있는 기술은 공작기계의 성능 향상 측면에서 매우 중요하다고 말할 수 있다.

본 연구에서는 3원호 미끄럼 베어링을 적용한 공작기계 주축계의 유한요소모델을 Timoshenko 이론<sup>2)</sup>에 기반을 두고 구축하였고, 그 모델을 토대로 주축계의 제원과 정적 및 동적 특성의 관계를 체계적으로 해석할 수 있는 시스템을 개발하였다. 특히 3원호 미끄럼 베어링의 편심을, 편심각, 마찰계수, 강성계수, 감쇠계수 등과 같은 정적 및 동적 특성값들은 베어링의 치수와 운전조건에 대한 공작기계 주축계의 열적 평형조건<sup>3)</sup>과 주축-베어링의 역학적 평형상태를 고려해서 결정하였는데, 이러한 개념은 3원호 미끄럼 베어링의 설계를 효율적으로 수행할 수 있는 토대를 제공하고 있다. 또한 본 연구에서 개발한 3원호 미끄럼 베어링을 적용한 공작기계 주축계의 정적 및 동적 특성 해석시스템은 시스템 사용법의 습득이 용이하도록 모든 정보의 입출력이 GUI(graphic user interface) 환경에서 이루어지게 구성하였으며, 일괄적인 정보의 입력, 관리, 분석, 출력을 위한 DB 체계를 구축함으로써 주축계의 정적 변형, 진동모드, 주파수응답 등을 해석 및 평가하는 데 소요되는 시간과 노력을 크게 줄였다.

## 2. 3원호 미끄럼 베어링의 특성 해석

일반적으로 미끄럼 베어링의 특성들인 편심을, 편심각, 마찰계수, 강성계수, 감쇠계수 등은 Reynolds 방정식을 이용해서 얻어지는 유막 압력을 토대로 계산할 수 있는데, 이러한 미끄럼 베어링의 특성들은 아래와 같이 주어지는 무차원 수인 베어링 폭경비( $L/D$  ratio)  $\zeta$ , 예압계수  $m_p$ , Sommerfeld 수  $S$ 에 의해서 큰 영향을 받는다.

$$\zeta = \frac{L}{D} \quad (1)$$

$$m_p = 1 - \frac{C_b}{C_p} \quad (2)$$

$$S = \frac{\mu N D L}{\psi^2 W} \quad (3)$$

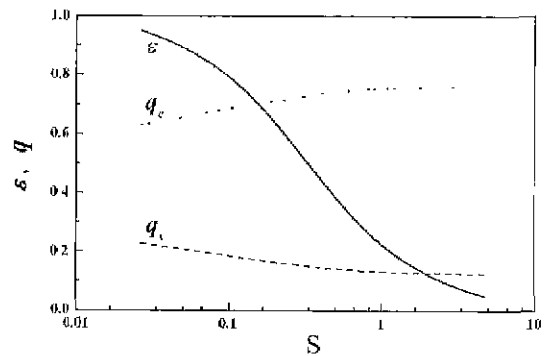


Fig. 1 Eccentricity ratio and nondimensional oil flows

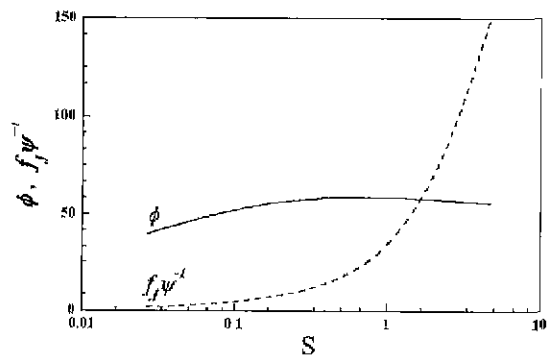


Fig. 2 Attitude angle and friction-coefficient/clearance-ratio

여기서  $L$ 은 베어링 폭(m),  $D$ 는 베어링 내경(m),  $C_b$ 는 베어링의 조립 반경틈새(m),  $C_p$ 는 베어링의 가공 반경틈새(m),  $\mu$ 는 윤활유의 평균 점도(Pa s),  $N$ 은 회전수(rps),  $W$ 는 베어링 하중(N), 그리고  $\psi = 2C_p/D$ 는 틈새비를 각각 의미한다.

3원호 미끄럼 베어링은 한 위치에서만 췌기현상이 일어나는 진원 베어링의 동적 불안정성과 낮은 회전정밀도를 개선하기 위해서 120° 간격마다 췌기현상이 일어날 수 있도록 베어링의 내면을 3개의 원호로 형성한 베어링이다.<sup>4)</sup> 본 연구에서는 3원호 미끄럼 베어링을 축방향과 원주방향으로 각각 10등분과 60등분하고, 경계조건으로서 Reynolds 조건을 사용하여 다양한 폭경비, 예압계수 및 Sommerfeld 수에 대해서 FEM 해석한 결과<sup>5)</sup>들을 보간함으로써 3원호 미끄럼 베어링의 특성을 결정하는 방법을 사용하였다. Fig. 1~4는 폭경비와 예압계수가 모두 0.5인 조건에 대한 3원호 미끄럼 베어링의 정적 및 동적 특성들

을 Sommerfeld 수의 함수로서 제시한 예들을 보여주고 있다.

### 3. 3원호 미끄럼 베어링의 열적 평형조건

3원호 미끄럼 베어링의 열적 평형상태는 동작기계 주축계에서의 열량 수급이 평형을 이루고 있다는 조건식인 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

$$H = H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + H_5 - H_6 \quad (4)$$

여기서  $H$ 는 유막의 발열량(W),  $H_1$ 은 윤활유의 흡열량(W),  $H_2$ 는 베어링 하우징에서 주위 대기로의 방열량(W),  $H_3$ 는 베어링 하우징에서 기계 기초 부위로의 열전도량(W),  $H_4$ 는 베어링 냉각수의 흡열량(W),  $H_5$ 는 주축에서 주위 대기로의 방열량과 기타 회전부품으로의 열전

도량(W),  $H_6$ 는 고온 기계 부위로부터의 흡열량(W)을 각각 의미한다.

일반적으로 안전 측면을 고려해서  $H_3, H_4, H_5$ 는 무시되고 있으며, 또한  $H_6$ 는 특별한 경우로서 동작기계 주축계에 대해서는 해당되지 않기 때문에 본 연구에서는 무시하였다. 따라서 식 (4)는 다음과 같은 형태로 정리할 수 있다.

$$H = H_1 + H_2 \quad (5)$$

단위 시간당의 마찰열  $H$ 는 식 (6)과 같이 마찰토크  $T_f$ 와 회전속도  $\omega$ 의 곱으로 주어진다.

$$H = T_f \omega = f_j r W \omega \quad (6)$$

여기서  $r$ 은 회전축의 반경(m),  $f_j = T_f / rW$ 는 베어링의 마찰계수이다.

또한 윤활유의 흡열량  $H_1$ 과 베어링 하우징에서 주위 대기로의 방열량  $H_2$ 는 아래와 같다.

$$H_1 = \hat{C} \rho q (\theta_o - \theta_i) \quad (7)$$

$$H_2 = \hat{a} A (\theta_A - \theta_E) \quad (8)$$

여기서  $\hat{C}$ 는 윤활유의 비열(J/kg°C),  $\rho$ 는 윤활유의 밀도(kg/m<sup>3</sup>),  $q$ 는 윤활유의 유량(m<sup>3</sup>/s),  $\theta_i$ 는 베어링 입구에서의 윤활유 온도(°C),  $\theta_o$ 는 베어링 출구에서의 윤활유 온도(°C),  $\hat{a}$ 는 베어링 하우징 표면의 열전도율(W/m<sup>2</sup>°C),  $A$ 는 베어링 하우징의 표면적(m<sup>2</sup>),  $\theta_A$ 는 베어링 하우징의 표면 온도(°C),  $\theta_E$ 는 주위 대기 온도(°C)이다.

베어링과 하우징 내의 온도가 균일하고, 그 평균 온도가 평균 유막온도  $\theta$ 와 같다고 근사화하면, 식 (8)은 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$H_2 = \hat{a} A (\theta - \theta_E) \quad (9)$$

따라서 식 (6), (7), (9)를 식 (5)에 대입해서 정리하면, 3원호 미끄럼 베어링의 열적 평형조건식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$f_j r W \omega = \hat{C} \rho q (\theta_o - \theta_i) + \hat{a} A (\theta - \theta_E) \quad (10)$$

식 (10)에서 볼 수 있는 평균 유막온도  $\theta$ 와 베어링 입구

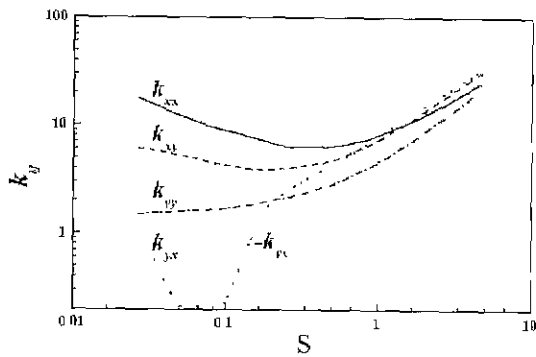


Fig. 3 Nondimensional stiffness coefficients

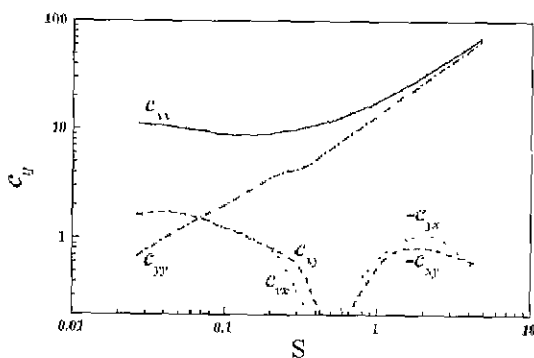


Fig. 4 Nondimensional damping coefficients

및 출구에서의 윤활유 온도인  $\theta_i$ ,  $\theta_o$  사이에는 명확한 관계식이 없지만, 식 (11)과 같이  $\theta_i$  와  $\theta_o$  에 대한 선형적인 가중값을 적용함으로써  $\theta$  를 표현하는 것이 가능하다.

$$\theta = \lambda\theta_i + (1-\lambda)\theta_o \quad (11)$$

여기서  $\lambda$  는 0과 1 사이의 값을 갖는 상수이다. 그리고 식 (10)과 (11)을 이용해서 베어링 출구에서의 윤활유 온도  $\theta_o$  를 소거한 후 정리하면, 다음과 같이 평균 유막온도  $\theta$  를 얻게 된다.

$$\theta = \frac{(1-\lambda)(f_j r W \omega + \hat{a} A \theta_E) + \hat{C} \rho q \theta_i}{\hat{C} \rho q + \hat{a} A (1-\lambda)} \quad (12)$$

본 연구에서는 식 (12)와 같이 주어지는 평균 유막온도  $\theta_o$  로부터 윤활유의 점도를 구하기 위해서 식 (13)에 제시한 Waither 식<sup>(1)</sup>을 이용하였다.

$$\log \log(\psi^* + 0.8) = -m \log(\theta + 273.15) + k \quad (13)$$

여기서  $m$  과  $k$  는 윤활유에 따라서 정해지는 상수이고,  $\psi^*$  는 윤활유의 동점도(cSt)를 의미한다.

결과적으로 윤활유의 점도  $\mu$  는 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$\begin{aligned} \mu &= \rho \nu \\ &= \rho \exp\{\exp\{-m \log(\theta + 273.15) + k\} \\ &\quad - 0.8\} \times 10^{-6} \end{aligned} \quad (14)$$

여기서  $\nu$  는 윤활유의 동점도(m<sup>2</sup>/s)로서  $\nu^* \times 10^{-6}$ 의 값을 갖는다.

### 4. 3원호 미끄럼 베어링의 강성/감쇠계수 규명

3원호 미끄럼 베어링의 정적 특성인 편심율, 편심각, 마찰계수 등과 마찬가지로 동적 특성인 강성계수와 감쇠계수도 폭경비, 예압계수 및 Sommerfeld 수의 함수이다. 3원호 미끄럼 베어링의 치수와 운전조건이 주어지면 폭경비와 예압계수는 직접 결정되지만, Sommerfeld 수는 식 (14)에서 알 수 있는 것과 같이 평균 유막온도의 영향을 크게 받는 윤활유의 점도와 밀접한 관련이 있기 때문에 쉽게 구할 수 없다. 따라서 본 연구에서는 Fig.5에 제시한 개념과

같이 3원호 미끄럼 베어링의 열적 평형조건을 만족하는 평균 유막온도와 윤활유의 점도를 구한 후 3원호 미끄럼 베어링의 정적 특성값과 동적 특성값을 결정하였다.

또한 Fig. 3과 4에 제시한 예에서 알 수 있듯이 3원호 미끄럼 베어링의 동적 특성값들은 모두 무차원 수로 주어지기 때문에 실제 공작기계 주축계로의 적용을 위해서는 열적 평형조건을 만족하는 상태에서 규명된 유막의 무차원 강성계수  $k$  와 감쇠계수  $c$  를 다음과 같은 관계식들을 이용해서 대응되는 3원호 미끄럼 베어링의 강성계수  $K$  와 감쇠계수  $C$  로 변환해야 한다.

$$K_y = \frac{W}{C_p} k_y \quad (15)$$

$$C_y = \frac{W}{C_p \omega} c_y \quad (16)$$

여기서  $i$  와  $j$  는  $x$  및  $y$  를 각각 의미한다.

## 5. 공작기계 주축계의 정적 및 동적 특성 해석

### 5.1 회전요소의 수학적 모델

공작기계 주축계는 주축, 슬리브, 스페이서 등과 같은 회전부품들과 주축을 지지하는 베어링들로 구성된다. 일반적으로 공작기계 주축계는 세장비가 비교적 작기 때문에 정량적인 진동특성 해석을 위해서는 구성요소들에 대한 회전관성과 전단변형 효과를 모두 고려할 필요가 있다.<sup>(3)</sup>

따라서 Timoshenko 이론을 토대로 회전요소의 양쪽 경계점에서 각각 2개씩의 병진운동과 회전운동을 하는 8개의 자유도를 가지고 있는 것으로 모델화하면 회전요소의 운동방정식은 식 (17)과 같이 쓸 수 있다.<sup>(3,4)</sup>

$$\begin{aligned} & (M_T^e + M_R^e) \ddot{q}^e + (\eta_1^e K_B^e - \Omega G^e) \dot{q}^e \\ & + \left\{ \frac{1 + \eta_h^e}{\sqrt{1 + \eta_h^{e2}}} K_B^e - K_A^e + \left( \eta_1^e \Omega + \frac{\eta_h^e}{\sqrt{1 + \eta_h^{e2}}} \right) K_C^e \right\} q^e \\ & = Q^e \end{aligned} \quad (17)$$

여기서  $q^e = \{q_1^e \ q_2^e \ q_3^e \ q_4^e \ q_5^e \ q_6^e \ q_7^e \ q_8^e\}^T$  는 회전요소의 변위벡터,  $Q^e$  는 회전요소에 작용하는 외력벡터,  $\eta_1^e$  와  $\eta_h^e$  는 회전요소 재료의 점성감쇠계수와 이력감쇠계수,  $\Omega$  는 주축회전수이다. 또한  $M_T^e$  와  $M_R^e$  는 회전요소의 병진질량행렬과 회전질량행렬,  $K_A^e$  와  $K_B^e$  는 축하중

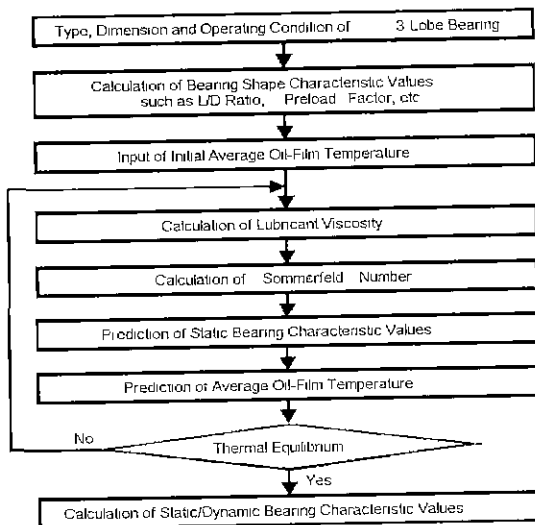


Fig. 5 Characteristics determination of 3 lobe bearings

강성행렬과 굽힘 강성행렬,  $G^e$  와  $K_c^e$  는 자이로스코픽행렬과 순환행렬을 각각 의미한다.

### 5.2 베어링의 수학적 모델

주축을 지지하는 베어링의 특성은 공작기계 주축계의 정적 및 동적 특성과 밀접한 관계가 있다. 특히 구름 베어링과는 달리 본 연구에서 다루고 있는 3원호 미끄럼 베어링의 특성은 이방성이기 때문에 베어링의 연성효과가 주축계의 정적 및 동적 특성에 큰 영향을 주게 되며, 주축의 편심상태에 따라서 미끄럼 베어링의 특성이 달라지므로 미끄럼 베어링의 특성을 올바르게 해석하기 위해서는 주축-베어링의 역학적 평형상태를 고려할 필요가 있다. 3원호 미끄럼 베어링의 지지특성을 일반화한 베어링 모델은 식 (18)에 제시하였다.

$$C^b \dot{q}^b + K^b q^b = Q^b \quad (18)$$

여기서  $q^b = \{q_1, q_2, q_3, q_4\}^T$  는 베어링 지지부의 변위벡터,  $Q^b$  는 베어링 지지부에 작용하는 반력벡터이다. 또한 베어링의 감쇠행렬과 강성행렬인  $C^b$  와  $K^b$  는 반경 방향의 감쇠계수  $C_R$  과 강성계수  $K_R$ , 모멘트방향의 감쇠계수  $C_M$  과 강성계수  $K_M$  에 의해서 일반적으로 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$C^b = \begin{pmatrix} C_{R1r} & C_{R1v} & 0 & 0 \\ C_{R1v} & C_{R1r} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{M1r} & C_{M1v} \\ 0 & 0 & C_{M1v} & C_{M1r} \end{pmatrix} \quad (19)$$

$$K^b = \begin{pmatrix} K_{R1r} & K_{R1v} & 0 & 0 \\ K_{R1v} & K_{R1r} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{M1r} & K_{M1v} \\ 0 & 0 & K_{M1v} & K_{M1r} \end{pmatrix} \quad (20)$$

### 5.3 공작기계 주축계의 유한요소해석

식 (17)과 (18)에 제시한 회전요소와 베어링의 운동방정식들을 절점에서의 연속조건과 평형조건을 토대로 조합하면 공작기계 주축계의 운동방정식은 식 (21)과 같이 쓸 수 있다.

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = Q \quad (21)$$

여기서 주축계의 변위벡터  $q$  와 외력벡터  $Q$  는 분할요소의 수가  $n$ 인 경우에  $(4n+4)$ 의 크기를 갖는다. 또한 주축계의 질량행렬  $M$ , 감쇠행렬  $C$  및 강성행렬  $K$  의 크기는 모두  $(4n+4) \times (4n+4)$ 가 된다. 3원호 미끄럼 베어링을 채용한 공작기계 주축계의 감쇠행렬  $C$  와 강성행렬  $K$  는 베어링계수, 재료의 점성감쇠계수와 이력감쇠계수, 그리고 자이로스코픽 효과 때문에 대칭행렬이나 왜대칭행렬의 형태로 주어지지 않는다.

공작기계 주축계의 정적 특성은 정강성과 정적 하중의 관계로 표현할 수 있기 때문에 식 (21)에서 관성항과 감쇠항을 무시한 후 식 (22)와 같은 형태로 변환하면 그 해석이 가능하다.

$$q = K^{-1}Q \quad (22)$$

그리고 주축계의 주파수응답특성은 동강성과 동적 하중의 관계를 나타내는 것이기 때문에 식 (21)을 아래와 같이 변환함으로써 해석할 수 있다.

$$q = (-\omega^2 M + j\omega C + K)^{-1}Q \quad (23)$$

여기서  $\omega$  는 동적 하중의 가진주파수이다. 특히 공작기계 주축계의 모드해석을 위해서는 2계 미분

방정식인 식 (21)을 다음과 같은 1계 미분방정식의 형태로 재구성할 필요가 있다.

$$\dot{p} + Dp = P \quad (24)$$

여기서  $D = \begin{pmatrix} 0 & -I \\ M^{-1}K & M^{-1}C \end{pmatrix}$ ,  $P = \begin{pmatrix} q \\ q \end{pmatrix}$ ,  $F = \begin{pmatrix} 0 \\ M^{-1}Q \end{pmatrix}$  이다.

그리고 주축계의 모드 매개변수는 식 (24)의 벡터  $P$ 를 영벡터 0로 대체한 고유값 문제의 표준형인 식 (25)로부터 구할 수 있다.

$$\dot{p} + Dp = 0 \quad (25)$$

식 (25)와 같이 크기가  $(8n+4) \times (8n+8)$ 로 증대된 진동계의 고유값과 진동모드는 모두 공액 복소수쌍의 형태로 나타난다. 본 연구에서는 QR 반복법<sup>(6)</sup>을 이용해서 식 (25)와 같은 형태의 고유값 문제로부터 모드 매개변수를 구하였다.

### 6. 시스템의 적용례 및 고찰

본 연구에서는 미끄럼 베어링의 하나인 3원호 미끄럼 베어링을 적용한 공작기계 주축계의 정적 변형, 진동모드, 주파수응답 등을 효율적으로 해석할 수 있는 기반을 구축하기 위해 Timoshenko 이론과 유한요소법에 토대를 둔 정적 및 동적 특성 해석시스템을 개발하였다. 특히 정보의 입력, 분석, 관리, 출력 등이 모두 윈도우즈 GUI 환경에서 통합적으로 이루어지도록 DB 체계를 구축하였다. 그리고 시스템 개발환경은 IBM PC 586, 윈도우즈 98/NT, Visual C++ 등이다.<sup>(7)</sup>

Fig. 6과 7은 주축, 슬리브, 스페이서, 베어링내륜 등과 같은 회전요소의 체원, 그리고 3원호 미끄럼 베어링의 체원과 운전조건에 대한 입력례를 보여주고 있으며, Fig. 8과 9에는 주축계의 열적 평형조건을 만족하는 3원호 미끄럼 베어링의 정적 특성과 동적 특성(강성계수와 감쇠계수)에 대한 해석례를 제시하였다. 이러한 3원호 미끄럼 베어링의 특성 해석기능은 주어진 운전조건에 대해서 요구되는 성능을 만족하는 3원호 미끄럼 베어링의 체원을 결정하는 데 응용할 수 있다. 또한 Fig. 10은 주축계의 입력 정보를 검증하기 위한 시스템의 주축계 가시화 기능을 보여주고 있다. 출력례에서 볼 수 있듯이 해석 대상인 공작

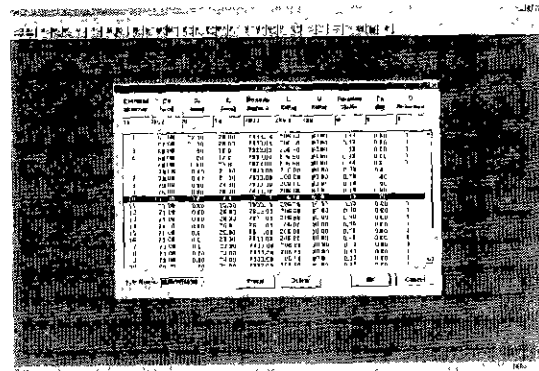


Fig. 6 Setup of shaft data

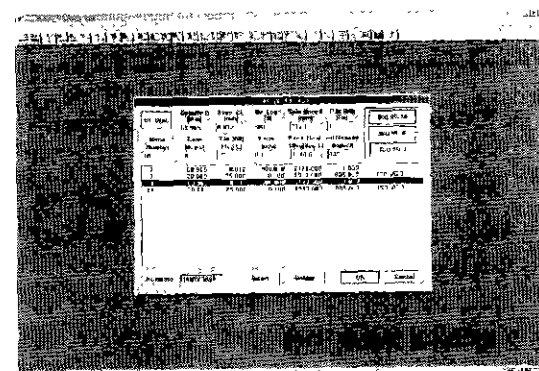


Fig. 7 Setup of bearing data

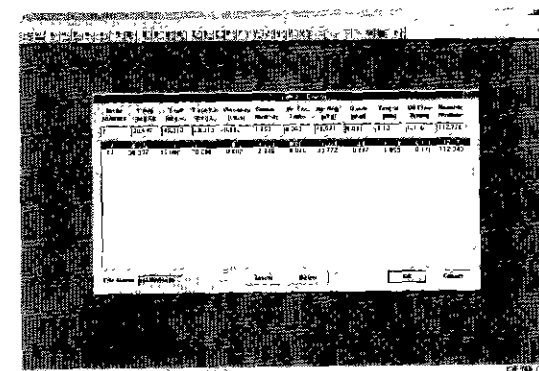


Fig. 8 Static characteristics of bearing

기계 주축계는 전반부 베어링과 후반부 베어링이 모두 3원호 미끄럼 베어링인 연삭기 주축계(주축회전수

Table 1 Data of spindle-bearing system

Shaft data								
Node No	Outer Dia (mm)	Inner Dia. (mm)	Length (mm)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	E (GPa)	G (GPa)	Poisson Ratio	Fa (N)
1	52.6	22.00	28.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
2	57.6	22.00	28.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
3	60.0	0.00	16.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
4	60.0	0.00	17.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
5	70.0	0.00	23.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
6	70.0	0.00	23.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
7	70.0	0.00	23.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
8	70.0	0.00	24.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
9	77.0	0.00	20.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
10	102.0	0.00	14.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
11	71.0	0.00	25.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
12	71.0	0.00	26.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
13	71.0	0.00	26.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
14	71.0	0.00	26.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
15	71.0	0.00	25.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
16	70.0	0.00	23.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
17	70.0	0.00	23.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
18	70.0	0.00	23.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
19	70.0	0.00	24.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
20	60.0	0.00	31.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
21	50.0	0.00	21.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
22	50.0	0.00	21.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
23	50.0	0.00	22.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
24	43.20	16.00	22.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00
25	39.50	16.00	23.00	7833.00	206.80	80.00	0.30	0.00

Bearing data											
Node No	Shaft Dia (mm)	Assv. Cl. (mm)	Bi Load (N)	Speed (rpm)	Pin (Oil) (Pa)	Tenv (°C)	Tm (Oil) (°C)	Vwind (m/s)	Spec Head (J/kg/°C)	Oil Dens (kg/m <sup>3</sup> )	Oil
7	69.965	0.012	400.0	2170.0	1.0	20	25	0.1	1940.681	805.0	ISO VG 3
18	69.965	0.012	300.0	2170.0	1.0	20	25	0.1	1940.681	805.0	ISO VG 3

Static characteristics of bearing											
Node No.	Tavg. (°C)	Tout (°C)	Tout-Tm (°C)	Viscosity (Pa·s)	Somn. Number	Br. Ecc Ratio	Att. Ang (°)	Hmin (mm)	Torque (Nm)	Oil Flow (l/min)	Reynolds Number
7	38.542	45.313	20.313	0.002	1.753	0.069	41.571	0.011	1.130	0.176	112.778
18	38.337	45.006	20.006	0.002	2.346	0.048	40.772	0.012	1.059	0.176	112.349

Dynamic characteristics of bearing									
Node No	Direction	Kxx (MN/m)	Kxy (MN/m)	Kyx (MN/m)	Kyy (MN/m)	Cxx (kN/m/s)	Cxy (kN/m/s)	Cyx (kN/m/s)	Cyy (kN/m/s)
7	Radial	412.62	373.86	-338.35	467.71	3245.15	67.45	71.77	3508.47
	Moment	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
18	Radial	388.22	343.65	-315.87	428.59	3028.98	45.93	49.74	3231.08
	Moment	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

2,170rpm)이다. 그리고 Table 1은 Fig. 6~9에 제시한 주축계의 정보들을 표의 형태로 정리해서 나타낸 것이다.

Fig. 11은 Fig. 9에 제시한 3원호 미끄럼 베어링의 강성 계수와 감쇠계수를 토대로 주축 선단부에 1N의 정적 하중이 수평방향으로 작용할 때 해석한 주축계의 정적 변형상태를 보여주고 있다. 이러한 시스템의 정적 특성 해석 기능은 3원호 미끄럼 베어링을 채용한 주축계의 정적 강

성을 평가하는 데 사용할 수 있다. 연삭기 주축계의 모드 해석 결과는 Fig. 12에 제시하였다. 회전상태의 주축계는 자이로스코프 효과 때문에 전진운동과 후진운동을 하게 되는데, 시스템에서는 그에 대응되는 모드 매개변수들을 모드해석 결과로서 출력하고 있다. Fig. 12에 표시한 MDI(multiple document interface) 화면의 좌측에는 고유 진동수와 감쇠비, 우측에는 전진운동에 대한 진동모드의

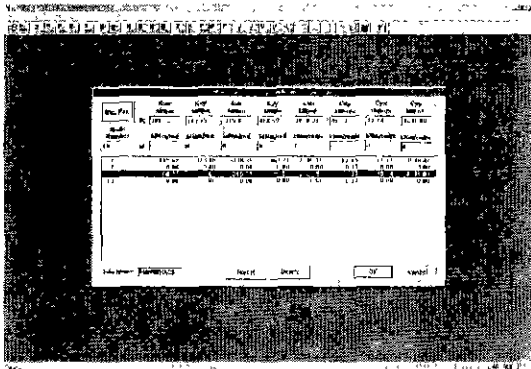


Fig. 9 Dynamic characteristics of bearing

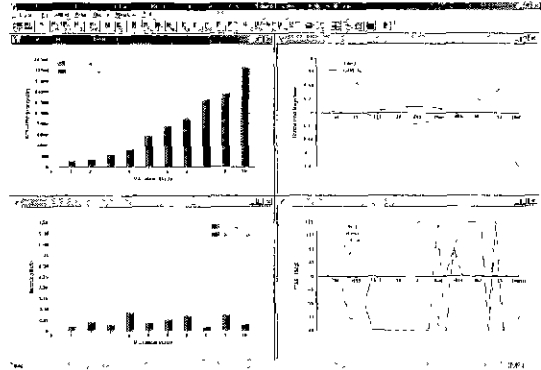


Fig. 12 Modal analysis of spindle system

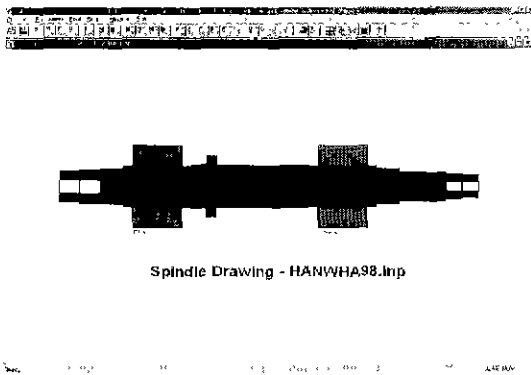


Fig. 10 Visualization of spindle system

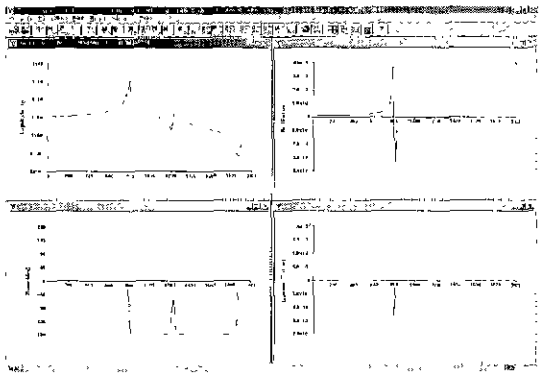


Fig. 13 Frequency response analysis of spindle system

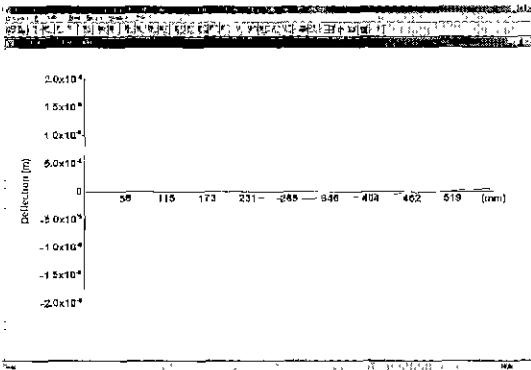


Fig. 11 Static deformation of spindle system

진폭과 위상을 나타내었다. 또한 Fig. 13은 시스템의 주파수 응답 해석기능을 보여주고 있는데, 해석결과는 주축 선

단부에 1N의 동적 하중을 수평방향으로 부가한 상태에서 얻었다. MDI 화면의 좌측에는 주파수응답의 크기와 위상, 우측에는 실수부와 허수부가 각각 표시되어 있다. 특히 모드 해석, 주파수 응답해석 등과 관련된 시스템의 동특성 해석기능은 3원호 미끄럼 베어링을 채용한 주축계의 구조 진동, 채터진동 등을 평가하는 데 유용한 정보들을 제공하게 된다.

본 연구에서 개발한 주축계의 정적 및 동적 특성 해석시스템은 이상과 같은 일련의 시스템 적용례들로부터 알 수 있듯이 3원호 미끄럼 베어링을 적용한 공작기계 주축계의 설계단계에서 요구되는 다양한 형태의 JIT(just-in-time) 분석이 가능하도록 구축되어 있다. 그리고 정보의 입출력이 모두 윈도우즈 GUI 환경에서 이루어지기 때문에 시스템 사용법의 습득이 용이하며, 일괄적인 정보의 입력, 관리, 분석, 출력이 가능하기 때문에 3원호 미끄럼 베어링을 적용



한 공작기계 주축계의 정적 및 동적 특성을 해석, 평가하는데 소요되는 시간과 노력을 크게 줄일 수 있다.

## 7. 결 론

본 연구에서는 3원호 미끄럼 베어링을 적용한 공작기계 주축계의 정적 변형, 진동모드, 주파수응답 등을 효율적으로 해석할 수 있는 기반을 구축하기 위해서 Timoshenko 이론과 유한요소법에 토대를 둔 주축계의 정적 및 동적 특성 해석시스템을 개발하였다. 특히 3원호 미끄럼 베어링의 정적 및 동적 특성값들을 결정하기 위해서 주축계의 일적 평형조건과 주축-베어링의 역학적 평형상태를 고려하였다. 이러한 3원호 미끄럼 베어링의 특성 해석기능은 요구되는 성능을 확보하기 위한 3원호 미끄럼 베어링의 설계에 직접 응용될 수 있다.

또한 시스템 사용자의 편의성을 고려해서 정보의 입력, 분석, 관리, 출력 등이 모두 윈도우즈 GUI 환경에서 통합적으로 이루어지도록 DB 체계를 구축하였다. 그리고 시스템 정보의 입출력이 모두 윈도우즈 GUI 환경에서 이루어지기 때문에 초보자인 경우에도 시스템 사용법의 습득이 용이하며, 3원호 미끄럼 베어링을 적용한 공작기계 주축계의 정적 및 동적 특성에 대한 해석 및 평가를 JIT화하였다.

## 참 고 문 헌

- (1) 日本機械學會, すべり軸受の靜特性および動特性資料集, 日本工業出版, 1984.
- (2) 김석일 외, 최신 공작기계 설계기술, 반도출판사, 1995.
- (3) 김석일, 조정준, 최대봉, "모터내장형 주축의 동특성 해석", 한국정밀공학회 논문집, 제11권, 제3호, pp. 184~190, 1994.
- (4) H.D. Nelson, "A Finite Rotation Shaft Element using Timoshenko Beam Theory", *Trans. ASME, J. of Mech. Design*, Vol.102, pp. 793~803, 1980.
- (5) G. Vogelpohl, *Betriebssichere Gleitlager*, Springer, 1967.
- (6) G.H. Golub and C.F. van Loan, *Matrix Computation*, The Johns Hopkins University Press, 1989.
- (7) Jeff Prosis, *Programming Windows 98 with MFC*, Microsoft Press, 1998.