

볼나사를 이용한 이송계에 관한 연구

A Study on the Driving System Using Ball Screw

이상조(연세대 공대), 남원우(연세대 대학원)

S.J.Lee(Yonsei Univ), W.W.Nam(Graduate School, Yonsei Univ)

ABSTRACT

The feed driving system using ball screw is constructed by ball screw, support bearing and LM guide, and servo systems for driving ball screw. AC servo motor drives ball screw which was connected by coupling. In this study, a new axial direction dynamic modeling of ball screw driving system was developed, and forced vibration test using the impact hammer was experimented. The simulation result is compared with experimental result, which defines the reliability of mathematical modeling.

Key Words : Ball Screw(볼스크류), Driving System(이송계), Dynamic Modeling(동력학적 모델링), Vibration Test(진동 실험)

1. 서론

자동화기기 및 공작기계의 이송장치로서 볼스크류를 많이 이용하고 있지만 우리나라는 아직 이에 대한 구체적인 연구가 실행되지 못하고 있다. 많은 공작기계 제조업체에서 이송기구를 설계할 때 카탈로그 수준에서 설계하고 있으며 이송시스템 전반에 대한 구조해석, 동특성해석, 소음·진동해석 또는 열변형에 대한 해석은 거의 이루어지지 못하고 있다. 특히, 정밀 이송계를 이루기 위해서는 이송계의 제어가 필요하므로 이를 위하여 계의 전달함수를 측정하여 모델링할 필요가 있다. 먼저, 이송계의 수학적 모델링을 하고, 이 모델링의 타당성을 실험 결과와 비교하여 결정한다. 이렇게 하여 얻어진 수학적 모델링으로부터 계의 전달함수를 계산하여 제어시 파라미터로 사용한다.

볼스크류를 이용한 구동계가 설계되기 이전에는 리드스크류를 많이 사용하였는데, 이를 1자유도로 모델링하여 동강성의 이론해석을 수행한 연구가 이루어졌고^[1], 응답성을 평가함수로 하는 볼나사 이송계의 최적설계에 대한 연구^[2] 및 이송계를 각 요소의 강성을 고려한 1자유도로 모델링하고 실험을 하여 이론과 실험을 비교 검토하였다.^[5] 또한, Kakino^[7] 등은 이송 구동계의 토탈 튜닝을 위하여 계의 수학적 모델링을 4자유도로 작성하고, 2자유도의 모델링과 비교함으로써 2자유도 모델로도 충분히

튜닝이 가능하다는 결론을 얻었으나 지지베어링부의 모델링이 미흡하였으며, Tsusumi 등은 이송계를 4자유도로 모델링하면서 Kakino 등이 빠뜨린 지지베어링부의 모델링을 고려하였고 미끄럼 안내면의 마찰을 고려하여 연구하였다.^[8]

본 연구에서는 이송계의 고속·고정도를 실현하기 위하여 볼나사의 강성 및 지지부의 강성을 완전히 고려한 새로운 수학적 모델을 완성하고, 실험을 통하여 이론의 타당성을 검토함으로써 차후에 이송계를 설계할 때 필요한 파라미터를 확정하고자 한다.

2. 볼나사 이송계

2.1 볼나사 이송계의 형태

일반적으로 공작기계 및 자동화기계의 직선 운동기구로서 나사를 이용한 구동계가 많이 사용되고 있다. 그 중에서 리드스크류 또는 볼나사를 이용한 구동장치가 널리 이용되고 있는데, 특히 볼나사는 구조상 백래쉬가 거의 없고, 강성이 클 뿐만 아니라 정밀 위치 제어가 가능한 제품이기 때문에 최근들어 많이 사용되고 있는 편이다

볼나사 이송계는 Fig. 2.1에서 보는 바와 같이 볼나사를 축으로 하여, 볼나사를 지지하기 위한 베어링 및 베어링 하우스가 있고, 너트에 브라켓을 설치하여 상부에 테이블을 부착시켰다. 또한, 테이블의

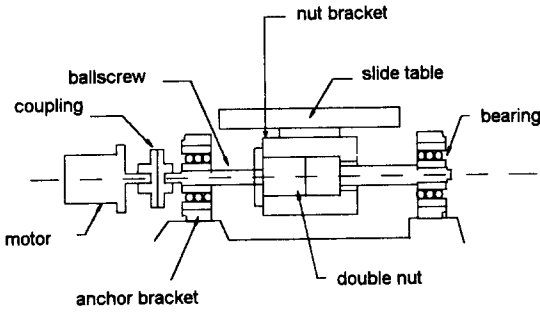


Fig. 1. The feed drive mechanism

Fig. 2.1 Ball Screw Driving System

슬라이드부는 미끄럼 안내 또는 직선 구름 안내(LM Guide) 기구에 의해서 지지되고 있다. 볼나사를 지지하는 베어링의 형태에 따라 고정-고정, 고정-지지로 이루어진다. 그리고, 서보모터를 커플링으로 직결시켜서 볼나사를 구동하며 모터에 부착된 엔코더 또는 기계의 몸체에 부착된 리니어스케일을 이용하여 이송 테이블의 속도 및 위치를 제어한다.

2.2 이송 구동 기구의 모델링

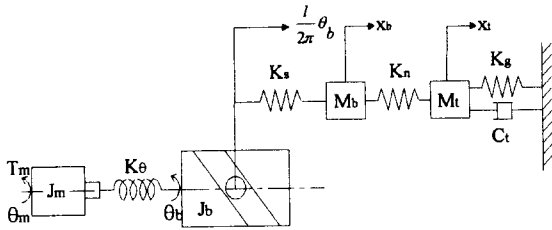


Fig. 2.2 Modeling of ball screw driving system

본 연구에서는 이송계의 모델화를 위하여 Fig. 2.2에 보이는 것 같이 모터와 부하의 관성 모멘트를 분리하여 볼나사 축의 비틀림 강성 K_θ 를 고려했다. 그리고, 볼나사 축과 기계본체 사이에는 볼나사를 지지하는 부분(볼나사 축, 지지베어링, 베어링 브라켓으로 구성되는 부분)의 축방향 강성 K_s 가 존재하는 것으로 생각하고, 볼나사와 테이블 사이에는 너트의 축방향 강성 K_n 을 고려할 수 있도록 했다.

Fig. 2.2에 보이는 것 같이 모터에 전압이 인가되면 토크 T_m 이 발생하여 관성 모멘트 J_m 의 로터가 회전하고, 모터축이 θ_m 만큼 회전한다. 모터축이 θ_m 만큼 회전하면 커플링을 끼운 볼나사 축이 회전한다. 그런데 볼나사 축은 비틀림 강성 K_θ 를 가지

기 때문에 회전각은 θ_m 과 일치하지 않고 θ_b 가 된다. 또한, 이 때 볼나사 축에 작용하는 토크는 $K_\theta(\theta_m - \theta_b)$ 가 되지만 볼나사는 너트를 끼워 테이블과 접촉되어 있으므로 볼나사 축의 관성 모멘트는 볼나사 축 이외에, 너트와 테이블의 부하를 볼나사 축에 환산하여 관성 모멘트를 더한 J_b 가 된다.

볼나사는 너트에 예압을 주어 백래쉬를 제거할 수가 있다. 이 때 볼나사가 θ_b 만큼 회전하면 너트는 이론적으로는 $\theta_b \cdot l / 2\pi$ 만큼 변위한다. 그런데, 볼나사 축은 부드러운 회전을 확보하기 위하여 그 양단이 베어링으로 지지되고, 게다가 베어링도 브라켓으로 지지되고 있다. 따라서, 지지부가 축방향으로 변화하면서 실질적인 너트의 변위는 차이가 생기게 된다. 이 때의 변위를 여기서는 x_b 라고 정했다. 또한, 볼나사는 축과 너트의 사이에 볼이 들어가 구동되는 기계 구조를 갖고 있으므로, 볼의 접촉에 따른 너트의 강성에 따라 너트의 변위가 다르게 나타난다. 이 때의 변위를 x_t 라고 표현하며, 너트와 테이블은 보통 볼트로 체결되어 있으므로 이 변위는 바로 테이블의 이송량이 된다. 따라서, 본 모델에서는 이 x_b 를 볼나사 너트의 변위, x_t 를 테이블의 변위로 나타내어 설명을 한다. 또한, 볼나사를 관성모멘트를 가진 볼나사 J_b 와 질량을 가진 볼나사 M_b 로 나누어 표현하여 모델을 이상화하였다. 이상과 같이 Fig. 2.2에 보인 모델은 실제의 운동을 예측하여 표현할 수 있다고 생각된다.

본 논문에서 이송계의 모델에 사용되는 주요 기호를 이하에 보인다.

- l : 볼나사의 리드(m)
- C_t : 미끄럼 운동면의 점성감쇄계수(Ns/m)
- J_b : 부하의 관성 모멘트(Nms²)
- J_m : 모터의 관성모멘트(Nms²)
- K : 이송 방향의 등가강성(N/m)
- K_n : 볼나사 너트의 축방향강성(N/m)
- K_s : 볼나사 지지계의 축방향강성(N/m)
- K_g : 테이블 가이드의 강성(N/m)
- K_θ : 회전축의 비틀림 강성(Nm/rad)
- M_b : 볼나사의 질량(kg)
- M_t : 테이블의 질량(너트의 질량도 포함) (kg)
- T : 구동 토크(Nm)
- X_b : 볼나사 너트의 변위(m)

X_t : 테이블의 변위(m)

θ_m : 모터축의 회전각(rad)

θ_b : 볼나사의 회전각(rad)

Fig. 2.1의 모델을 이용하여 운동방정식을 구해보면 다음과 같다.

(1) θ_m 에 대하여

$$J_m \ddot{\theta}_m = K_\theta(\theta_b - \theta_m) + T_m$$

$$J_m \ddot{\theta}_m + K_\theta(\theta_m - \theta_b) = T_m$$

(2) θ_b 에 대하여

$$J_b \ddot{\theta}_b = -K_\theta(\theta_b - \theta_m) + \frac{l}{2\pi} K_s(X_b - \frac{l}{2\pi} \theta_b)$$

$$J_b \ddot{\theta}_b + K_\theta(\theta_b - \theta_m) + \frac{l}{2\pi} K_s(\frac{l}{2\pi} \theta_b - X_b) = 0$$

(3) X_b 에 대하여

$$M_b \ddot{X}_b = -K_n(X_t - X_b) - K_s(X_b - \frac{l}{2\pi} \theta_b)$$

$$M_b \ddot{X}_b + K_n(X_b - X_t) + K_s(X_b - \frac{l}{2\pi} \theta_b) = 0$$

(4) X_t 에 대하여

$$M_t \ddot{X}_t = -K_n(X_t - X_b) + K_g X_t - C_t \dot{X}_t$$

$$M_t \ddot{X}_t + K_n(X_t - X_b) - K_g X_t - C_t \dot{X}_t$$

위의 식들을

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F$$

의 형태로 나타내면 다음식과 같이 된다.

$$X = [\theta_m \ \theta_b \ X_b \ X_t]^T$$

$$M = \begin{bmatrix} J_m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_b & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_t \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_t \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} K_\theta & -K_\theta & 0 & 0 \\ -K_\theta & K_\theta + \left(\frac{l}{2\pi}\right)^2 K_s & -\frac{l}{2\pi} & 0 \\ 0 & -\frac{l}{2\pi} & K_s + K_n & -K_n \\ 0 & 0 & -K_n & K_n - K_g \end{bmatrix}$$

$$F = \begin{bmatrix} T_m \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

3. 실험

본 연구에서 실험한 볼나사 이송 구동계의 실험장치를 Fig. 3.1에 보인다. 이송계의 수직방향의 벤딩

모드 및 축방향의 동특성을 측정하기 위하여 테이블의 윗면과 옆면에 가속도계를 설치하고, 임팩트 해머로 가진하여 이때의 가속도 신호를 받아서 벤딩모드 및 전달함수를 구하였다. 여기서, 수직방향의 벤딩모드는 Star modal이라는 모드해석 장치를 이용하여 구하고, 축방향의 전달함수는 FFT Analyzer를 이용하여 구하였다.

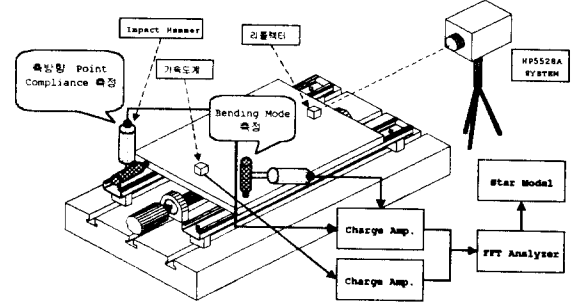


Fig. 3.1 Experimental setup for measurement of driving system

Table 3.1에 진동 및 위치정도의 실험을 위하여 본 실험실에서 보유하고 있는 (주)통일중공업의 수직형 머시닝센터(Model : TNV40)의 사양을 나타내고 있으며, 머시닝센터의 구동계에 사용된 볼나사, 지지베어링 및 실험장치 등의 사양을 Table 3.2에 보인다.

Table 3.1 Vertical machining center(TNV40)

Specification	치수 및 내용	단위
제작회사	(주) 통일중공업	
모델명	TNV-40A	
X축 이송거리	560	mm
X축 급이송속도	24	m/min
최소설정단위	0.001	mm
위치제어정도	±0.01/Full Stroke	mm

Table 3.2 Specification for ball screw driving system

제품 Spec.	볼나사	지지베어링	
		고정단	지지단
직경	40 mm	강성	155 kgf/μm
리드	12 mm		
나사부 길이	800 mm		
총길이	1046 mm		
강성	75 kgf/μm		
권 × 열	2.5 권 1열	지지단	105 kgf/μm
기본동정격 하중	3430 kgf/μm		

4 진동실험 결과

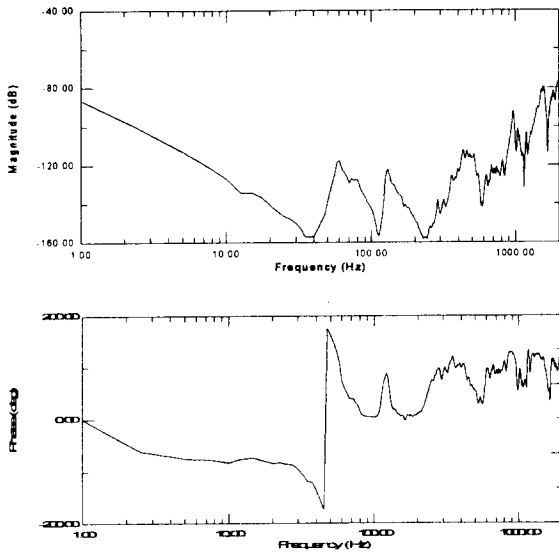


Fig. 4.1 Experimental result of driving system

Fig. 4.1은 이송계의 축방향으로 임팩트 햄머를 이용하여 가진을 하고, 축방향의 가속도 신호를 받아서 FFT Analyzer에서 분석한 결과이다. 본 실험에서 사용한 FFT는 HP3562A 기종이다. 전달함수의 Gain에서 보면 고유진동수는 약 58Hz, 127Hz, 434Hz, 974Hz, 1580Hz 정도에 있는 것을 알 수 있다.

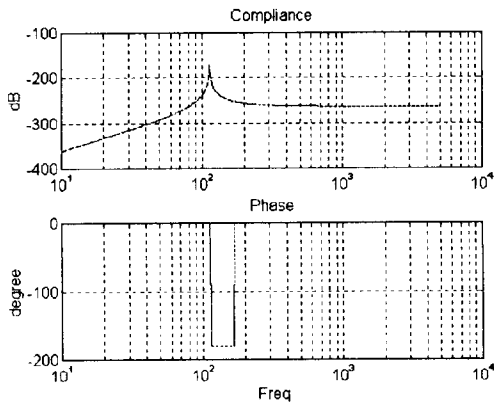


Fig. 4.2 Simulation result of modelling

다음의 Fig. 4.3은 Star-modal을 이용하여 분석한 이송계의 mode shape이다. 127Hz에는 볼나사의 축방향 진동에 의한 mode가 나타남을 알 수 있고, 회전체에 의한 mode는 1580Hz에 있음을 알 수 있다.

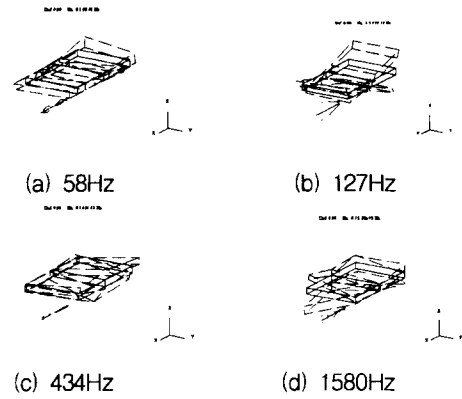


Fig. 4.3 Mode Shape of Driving System

5. 결론

볼나사로 구동되는 이송계의 수학적모델링을 세우고 실험과 비교한 결과, 4자유도계 모델링에서 2개의 강제 모드가 존재하고, 축방향 이동에 의한 모드가 실험과 비슷한 진동수(125Hz)를 갖는다는 것을 알았다. 따라서, 저주파에서는 본 논문에서 개발한 모델링이 타당하다는 결론에 도달하였다.

6. 참고문헌

- [1] 塩崎進 外, "工作機械送り駆動系の動特性", 日本機械學會論文集(C便), 45권, 398호, 1979, pp.1143-1150
- [2] 東本曉美, "應答性を評價函數としたねじ送り駆動機構の最適設計(第1報)", 1986年度精密工學會秋季大會學術講演會論文集, pp.81-82
- [3] 垣野義昭, 東本曉美 外, "ボールねじ送り駆動系の動特性とその改善に関する研究(第1報)", 1988年度精密工學會秋季大會學術講演會論文集, pp.607-610
- [4] H.Kato, Y.Nakano, "Method of Measuring Dynamic Stiffness by Means of Manual Impact Technique in Which Exciting Force is Monitored", JSPE, Vol.54, No.9, pp.142-147, 1988
- [5] 垣野義昭, 東本曉美, "ボールねじ送り駆動機構の動特性に関する研究", 1989年度精密工學會秋季大會學術講演會論文集, pp.49-50
- [6] 千葉大工 外, "案内面の状態が工作機械の動剛性に及ぼす影響", 1989年度精密工學會秋季大會學術講演會論文集, pp.83-84
- [7] Y.Kakino, A.Matsubara, "A Study on the Total Tuning of Feed Drive Systems in NC Machine Tools", JSPE, Vol.60, No.8, pp.1097-1101, 1994
- [8] M.Tsutsumi, Y.Okazaki, etc, "Mathematical Model of Feed Drive Mechanical System and Friction for CNC Machine Tools", JSPE, Vol.61, No.10, pp.1458-1462, 1995