

공작기계 시스템의 모델링과 동적특성 분석 (제 2 보) - 이송계의 모델링과 동적특성 분석 -

박용환*, 신흥철*, 문희성*, 최종플*

Modeling and Dynamic Analysis of Electro-mechanical System in Machine Tools (2nd Report) - Modeling and Dynamic Analysis of Feed Drive System -

Yong-Hwan Park*, Heung-Chul Shin*, Hee-Sung Moon* and Song-Yul Choe*

ABSTRACT

In the feed drive systems of machine tools that consist of many mechanical components such as motor, coupling, ballscrew, nut or table, a torsional vibration is often generated because of its elastic elements in torque transmission. Generally, the accuracy of motion control system is strongly influenced by the dynamic behavior of coupled transmission components. Especially, a torsional vibration caused by the elasticity of mechanical elements might deteriorate the quick movement of system and lead to shorten the life time of the mechanical transmission elements. So, it is necessary to analyze the electromechanical system mathematically to optimize the dynamic characteristics of the feed system.

In this paper, the mathematical model of a feed drive system was developed and its mechanical characteristics were analyzed on the basis of the proposed model. The design concepts of speed control loop to stabilize a feed drive system were also proposed.

Key Words : Machine tools(공작기계), Feed drive system(이송계), Mathematical model(수학적 모델), Mechanical resonance(기계적 공진), Speed control(속도제어)

1. 서론

일반적으로 공작 기계의 이송계는 동력을 발생시키는 모터와 모터의 회전 운동을 직선 운동으로 변환하는 볼스크류(ballscrew), 너트(nut) 등의 동력전달장치, 그리고 가공물이 놓이는 테이블 또는 가공공구가 장착되는 터렛(turret)으로 구성된다.

Fig. 1 은 공작 기계 이송계의 구성을 간략하게 도시한 것으로, 그림에서 보듯이 모터에서 발생하

는 토크는 커플링, 볼스크류, 너트를 통하여 테이블 또는 터렛에 전달되고, 볼스크류는 베어링에 의하여 지지된다. 이송계 제어에 필요한 이송계의 이송속도로는 모터의 회전축에 연결된 엔코더(encoder)를 통하여 모터의 회전 속도가 측정된다.

이와 같이 다수의 기계 요소의 결합으로 구성되는 이송계는 기계적 구조에 의한 탄성 운동을 수반하게 되는데, 이러한 탄성 운동에 의한 이송계의 진동을 억제하기 위해서는 이송계를 포함하

* (주)현대정공 공작기계기술부

고 있는 속도제어계 설계시 이송계의 기계적 특성을 고려하여 제어이득 설정 등의 작업이 이루어져야 한다. 그런데, 이송계의 진동을 야기하는 기계적 공진모드들은 다수개가 존재하고 그 특성이 다수 기계요소의 복합적인 작용에 의해 결정되기 때문에, 이송계의 기계적 특성에 대한 분석이 이루어지지 않으면, 속도제어계 설계 단계에서 이송계의 기계적 특성을 충분히 고려하기 어렵다. 이러한 이유로 이송계를 구성하는 각 기계요소들의 복합적인 작용에서 기인하는 기계적 공진특성에 대한 분석과 기계적 공진특성이 속도제어계에 미치는 영향에 대한 분석이 요구되며, 이를 위해 이송계에 대한 수학적 모델 유도가 반드시 따라야 한다.⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾ 이송계의 수학적 모델은 해석하고자 하는 계의 특성 영역에 따라 그 접근 방법이 다양하나, 본 논문에서는 이송계를 구성하는 주요 기계요소들을 회전질량체로 단순화하고 이송계를 이러한 회전질량체들의 탄성연결계로 모델링함으로써 이송계의 전반적인 특성을 살펴볼 수 있는 접근 방법을 제안하였다.

2. 이송계의 수학적 모델

2.1 이송계의 수학적 모델 유도

Fig. 2는 Fig. 1의 이송계에 대한 질량체 모델을 나타낸 것이며, 가공물을 포함하여 7개의 단순 질량체 모델로 유도하였다. 볼스크류의 백래쉬(backlash)나 마찰(friction)과 같은 비선형 특성은 고려하지 않았으며, 커플링과 볼스크류는 일반적

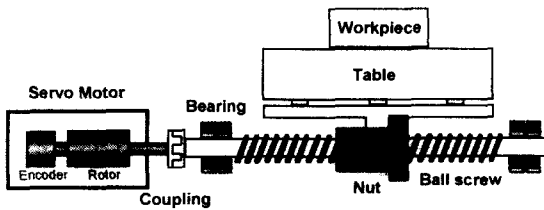


Fig. 1 Mechanical structure of feed drive system

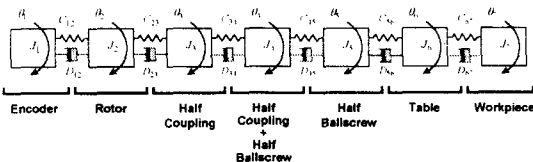


Fig. 2 Mechanical model of feed drive system

으로 저장성의 기계적 특성을 갖기 때문에 커플링과 볼스크류의 탄성 특성을 독립적으로 반영하기 위하여 각각 두개의 질량체로 반분하여 모델링하였다. 그림에서 $J_{(i)}$, $D_{(i)}$, $C_{(i)}$ 는 각각 각 질량체의 관성모멘트(moment of inertia), 감쇠계수(damping coefficient), 비틀림강성(torsional stiffness)을 나타내며, $\theta_{(i)}$ 는 각 질량체의 각변위량을 나타낸다. 직선 운동을 하는 테이블부는 회전 운동체로 등가 변환하여 모델링하였으며, 다음과 같이 운동 에너지 등가식을 이용하여 테이블의 등가관성모멘트 J_t 를 계산하였다.

$$\frac{1}{2} M_t v_t^2 = \frac{1}{2} M_t \left(\frac{v_t n_m}{n_m \omega_m} \omega_m \right)^2 \quad (1)$$

$$= \frac{1}{2} M_t \left(\frac{h}{2\pi} \right)^2 \omega_m^2 = \frac{1}{2} J_t \omega_m^2$$

$$\Rightarrow J_t = M_t \left(\frac{h}{2\pi} \right)^2 \quad (2)$$

여기서 M_t 는 테이블의 질량, v_t 는 테이블의 초당 이송속도, n_m 은 모터의 초당 회전수, ω_m 은 모터의 회전 각속도를 나타낸다. 그리고 h 는 볼스크류의 피치(pitch)를 나타낸다.

테이블과 볼스크류간의 등가비틀림관성 C_t 도 유사한 과정으로 유도되며, 다음과 같이 표현된다⁽¹⁾.

$$C_t = \alpha \cdot (C_s^{-1} + C_n^{-1} + C_{br}^{-1})^{-1} \cdot \left(\frac{h}{2\pi} \right)^2 \quad (3)$$

상기식에서 계수 α 는 실험적 경험에 의한 보정 계수로 커플링 연결 방식의 이송계의 경우 약 0.6의 값을 가진다. C_s, C_n, C_{br} 은 각각 볼스크류, 너트, 베어링의 축방향 강성(axial stiffness)을 나타내며, C_s, C_n 은 다음의 수식에 의하여 계산된다⁽³⁾.

$$C_s = \frac{\pi \cdot E \cdot g \cdot dr^2}{L_s} \text{ [N/mm]} \quad (4)$$

$$C_n = 0.8 \cdot C \cdot g \cdot \left(\frac{F_{a0}}{\varepsilon \cdot K_a} \right)^{1/3} \text{ [N/mm]} \quad (5)$$

여기서 E :종탄성계수(2.1e4Kgf/mm²), C :치수표 상의 강성값[Kgf/mm], g :중력 가속도(9.8e3mm/sec²), K_a :기본 동정격 하중[Kg], F_{a0} :중절삭 저항[Kg], ε :탄성계산기준계수(0.1), dr :볼스크류의 직경[mm], L_s :볼스크류 지지점간 거리[mm]를 나타낸다.

볼스크류의 관성모멘트 J_b , 비틀림 강성 C_g 는 볼스크류를 직경 dr , 길이 L_s 의 원통형 단일 질량체로 단순화하여 다음과 같이 계산한다.

$$J_b = \frac{\pi \cdot \rho \cdot L_s \cdot dr^4}{32} \text{ [Kg mm}^2\text{]} \quad (6)$$

$$C_g = \frac{\pi \cdot G \cdot g \cdot dr^4}{32 \cdot L_s} \text{ [N mm/rad]} \quad (7)$$

Fig. 2 의 질량체 모델로부터 운동 방정식을 유도하고, 각 질량체의 회전각변위와 회전각속도를 상태변수로 한 상태방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{X} = AX + BT_{mo} \quad (8)$$

$$X = \begin{pmatrix} \Theta \\ \dot{\Theta} \end{pmatrix}, A = \begin{pmatrix} 0_{7 \times 7} & I_{7 \times 7} \\ -J^{-1}C & -J^{-1}D \end{pmatrix}, B = \begin{pmatrix} 0_{7 \times 1} \\ J^{-1}F \end{pmatrix} \quad (9)$$

여기서

$$\Theta = \begin{pmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \vdots \\ \theta_7 \end{pmatrix}, F = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ \vdots \\ 0 \end{pmatrix}, J = \begin{pmatrix} J_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & J_2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & J_7 \end{pmatrix}, \quad (10)$$

$$D = \begin{pmatrix} D_{12} & -D_{12} & \cdots & 0 \\ -D_{12} & D_{12} + D_{23} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & D_{67} \end{pmatrix}, \quad (11)$$

$$C = \begin{pmatrix} C_{12} & -C_{12} & \cdots & 0 \\ -C_{12} & C_{12} + C_{23} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & C_{67} \end{pmatrix} \quad (12)$$

상기식에서 T_{mo} 는 모터의 토크를 나타내며, $I_{n \times n}$, $0_{n \times m}$ 은 각각 n-by-n 단위 행렬과 n-by-m 영행렬을 나타낸다.

본 논문에서는 공작기계의 이송계를 위와 같이 7개의 질량체로 나누어 수학적 모델을 유도하였으나, 적용범위에 따라 좀 더 낮은 차수의 모델로 근사화할 수 있다. 예를 들어 5kHz 이상의 고주파 영역에서의 특성은 요구되지 않는 경우에 모터의 회전축과 엔코더 또는 테이블과 가공물은 각각 하나의 질량체로 간주하여 좀 더 간략화된 모델을 유도할 수 있다.

2.2 공작기계 이송계의 특성 분석

Fig. 3 은 식(8)의 이송계 모델에서 테이블과 가공물을 하나의 질량체로 간략화한 경우에 모터의 토크로부터 모터의 회전속도까지의 주파수 응답을 시뮬레이션을 수행하여 도시한 것이다. 이 경우에 이송계의 수학적 모델은 12 차 상태 방정식으로 표현되며, 그림에서와 같이 5 개의 기계적 공진모드를 갖는다. 이러한 기계적 공진모드들은 이송계를 구성하는 각 기계요소의 파라미터들의 복합적인 작용에 의해 형성된다. 본 절에서는 이러한 기계적 공진 모드와 각 기계요소들의 기계 파라미터 간의 연관 관계를 살펴보기 위하여, 임의의 기계요소의 파라미터에 변화를 주고 시뮬레이션을 수행하여, 모터의 토크로부터 모터의 회전속도까지의 주파수 응답의 변화를 살펴 보았다.

Table 1 은 시뮬레이션 고찰 후 각 기계공진모드와 이송계의 기계요소 파라미터들간의 연관 관계를 정리한 것이다. 표의 결과로부터 각각의 기계 파라미터들이 주로 영향을 미치는 기계공진모드를 파악할 수 있다. 예를 들어, 1 차 공진모드는 주로 테이블과 관련된 기계 파라미터에 의존하는 것을 알 수 있으며, 커플링의 특성은 주로 2 차 공진모드와 4 차 공진모드에 영향을 미치고 있음을 볼 수 있다.

제어적인 관점에서 볼 때 이송계의 기계공진 모드 중 주로 고려하여야 할 공진 모드는 1 차 공진모드와 2 차 공진모드이다. 1,2 차 공진모드를 제외한 나머지 공진모드들은 고주파수 영역대에 존재하고, 이득도 작기 때문에 이송계와 연결된 제어계에 미치는 영향은 무시할 수 있기 때문이다.

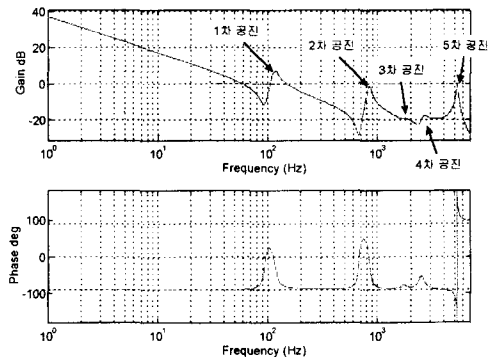


Fig. 3 Frequency response of feed system

Table 1 Influence of mechanical elements on resonance mode of feed drive system

		이송계의 기계요소				
		엔코더	모터	커플링	볼스크류	테이블
공진 모드	1차		회전관성			질량 강성 감쇠계수
	2차		회전관성 감쇠계수	회전관성 강성 감쇠계수	회전관성	감쇠계수
	3차			회전관성	회전관성 강성 감쇠계수	
	4차		강성 감쇠계수	강성 감쇠계수		
	5차	회전관성 강성 감쇠계수				

공작기계의 속도제어계는 지령속도에 대하여 이송계가 빠르고 정확하게 지령속도를 추종할 수 있도록 설계되어야 한다. 일반적으로 이송계를 포함한 속도제어계의 속응성이 좋을수록 가공정도가 향상되고 가공시간의 단축을 기대할 수 있기 때문이다. 이러한 이유로 보통 속도제어계는 가능한 넓은 주파수 대역폭을 갖도록 설계한다. 그러나 안정적인 속도제어를 위해서는 속도제어계의 주파수 대역폭 설정과정에서 기계계의 기계적 공진 모드에 대한 고려가 반드시 수반되어야 한다. 예를 들어 속도제어계의 대역폭 내에 이송계의 기계적 공진모드가 포함되면, 속도제어기가 속도제어계에 인가되는 지령입력의 주파수 성분에서 기계적 공진주파수에 해당하는 주파수 성분을 충분히 감쇠시키지 못하기 때문에, 이송계가 진동할 수 있다. 따라서 속도제어계는 가능한 한 넓은 주파수 대역폭을 갖도록 설계하되, 기계적 공진주파수보다 낮은 주파수대에서 대역폭이 결정되도록 하여야 하며, 더불어 기계적 공진모드의 영향을 충분히 감쇠시킬 수 있도록 하여야 한다. 또한 속도제어계의 주파수 대역폭을 어느 폭 이상으로 설정할 필요가 있을 경우에 기계적 공진모드가 대역폭보다 높은 주파수대에서 형성되도록 이송계를 구성하는 기계요소들의 선정 및 설계가 이루어져야 한다.

3. 실측정 실험 및 시뮬레이션 비교

본 절에서는 당사 선반기종의 시험기에 대한 속도제어계의 주파수 응답을 실측정하고, 본 논문에서 제안한 이송계 모델과 함께 속도제어계를 모델링하여 시뮬레이션 결과를 실측정 결과와 비교함으로써 제안된 이송계 모델의 타당성 입증과 함께 이송계를 포함한 속도제어계의 제어특성에 대해서 고찰하였다.

Table 2는 실측정 실험에 사용한 당사 시험기의 각 축 기계요소 파라미터값을 계산하여 정리한 것이다. 단, 기계요소간의 감쇠계수는 이론적 계산이나 실험을 통한 측정이 난해하기 때문에 추정값을 사용하였다.

시험기에 적용된 제어기는 디지털제어기이며, 전류 제어계와 속도 제어계가 사용하는 샘플링 간격은 125 μ sec로 동일하다. Fig. 4는 시뮬레이션을 위해 모델링한 이송계를 포함하는 속도제어계의 블럭선도를 나타낸 것이다. 이송계 모델은 식(8)~(12)의 상태 방정식으로 구현되었으며, 이송계 모

Table 2 Parameter values of mechanical elements

	기계 파라미터값	
	X 축	Z 축
모터관성[Kgm ²]	8.5e-4	30.0e-4
엔코더관성[Kgm ²]	2.5e-6	2.5e-6
커플링관성[Kgm ²]	4.0e-4	4.0e-4
볼스크류관성[Kgm ²]	3.1697e-4	11.2458e-4
테이블등가관성[Kgm ²]	6.5859e-4	11.6722e-4
모터강성[Nm/rad]	3.16e4	9.05e4
엔코더강성[Nm/rad]	2.8e3	2.8e3
커플링강성[Nm/rad]	1.0314e4	1.0314e4
볼스크류강성[Nm/rad]	8.4295e3	1.5399e4
테이블등가강성[Nm/rad]	1.8673e2	3.7769e2
모터감쇠비[%]	0.01	0.02
엔코더감쇠비[%]	0.02	0.02
커플링감쇠비[%]	0.04	0.06
볼스크류감쇠비[%]	0.01	0.01
테이블등가감쇠비[%]	0.12	0.06

Table 3 Speed controller gains of each axis

	X 축	Z 축
속도제어계감쇠비 ζ	0.7	0.7
속도제어계대역폭 Δ_{BW} [Hz]	70	70
전체 회전관성[Kg \cdot m 2]	2.245e-3	5.711e-3
비례이득 K_{pn} [Nmsec/rad]	0.6746	1.7162
적분이득 K_{in} [Nm/rad]	103.4	263.1

델의 출력은 모터 엔코더의 각변위량이다. 그림에서 전류전처리필터(current prefilter)는 저역통과필터(low-pass filter) 또는 노치필터(notch filter)로 구성되며, 저역통과필터는 속도제어기가 차단하지 못한 고주파 성분의 지령을 추가적으로 감쇠시키는 역할을 하고, 노치필터는 특정 주파수 대역의 주파수 성분만 차단할 수 있어 속도제어기로만 감쇠시키기 힘든 주파수 성분이 이송계에 전달되지 않도록 하는 역할을 한다.

Fig. 5, Fig. 6은 시험기의 각 축에 대하여 속도제어계의 주파수 응답과 단위계단입력 응답을 실측정하고, Table 2의 기계 파라미터값으로 시뮬레이션을 수행한 후 얻은 각 응답을 비교한 것이다. 그림에서 점선은 실측정 응답을 나타내며, 실선은 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 이 때, 속도 제어기의 이득설정은 속도제어기의 이득설정에 관한 논문에서 제안한 방법을 사용하였으며, 두 축 모두 속도제어계의 감쇠비 ζ 는 0.7, 주파수 대역폭 Δ_{BW} 은 70Hz로 속도제어계의 설계 사양을 결정하였으며, Table 3에 각 축의 제어이득 계산값을 정리하였다⁽⁶⁾. 전류전처리필터는 대역폭 2kHz의 저역통과필터를 하나 사용하였으며, 전류제어계는 약 1kHz의 대역폭을 갖도록 전류제어기의 제어이득을 조정하였다.

Fig. 5, Fig. 6의 비교결과를 살펴 보면, 시뮬레이션 결과가 시험기의 이송계를 포함한 속도제어계의 특성을 잘 반영하고 있음을 확인할 수 있다. 주파수 응답의 경우에 속도제어기의 이득설정시 속도제어계가 70Hz의 대역폭을 갖도록 하였으나, 1차 기계공진모드의 영향으로 실제 대역폭은 좀 더 크게 형성됨을 볼 수 있다. X축의 경우에 1차 공진주파수는 약 110Hz, 2차 공진주파수는 약 700Hz에서 나타나고 있고, 2차 공진모드의 경우에 2차 공진주파수에서의 상대적인 이득값이 상당히 크게 나타나고 있어 2차 공진모드에 의한 기계적 진동이 발생할 소지가 크다고 할 수 있다. 2차 공진주파수에서의 이득증가폭이 2차 반공진주파수에서의 이득감소폭보다 크게 나타나고 있는데, 이것은 커플링을 중심으로 모터측 관성의 합에 비하여 부하측 관성의 합이 크기 때문인 것으로 판단된다. 따라서 X축의 경우에는 좀 더 큰 관성모멘트를 갖는 모터를 사용하여 2차 공진주파수에서의 상대적인 이득을 줄이거나, 속도제어계의 대역폭을 좀 더 작게 설정하여 2차 공진모드의 영향을 억제할 필요가 있다. Z축의 경우에는 2차 공진모드가 약 500Hz에서 나타나고 있으며, X축보다는 감쇠효과가 커 상대적인 이득값이 그리 크지 않게 나타나고 있다. Table 2의 기계 파라미터값을 살펴 보면, Z축의 경우에 커플링을 중심으로 모터측 관성의 합에 대한 부하측 관성의 합의 비율이 X축에 비하여 상대적으로 작은 것을 확인할 수 있어, Z축에서의 2차 공진모드 영향이 X축보다는 작으리라는 것을 예측할 수 있다.

공진 주파수에서의 속도제어계 이득값과 함께 제어계의 위상지연도 고려하여 제어계를 설정하여야 한다. Fig. 4의 블록도에서 볼 수 있듯이 지령 속도와 측정속도와의 편차가 속도제어기의 입력단

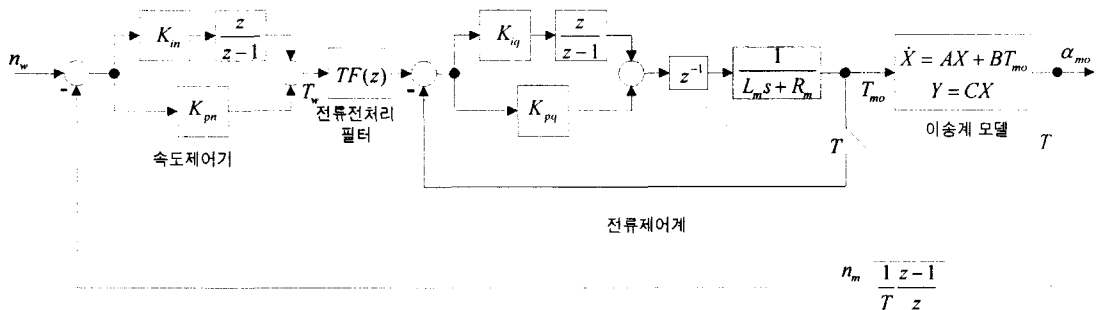


Fig. 4 Block diagram of speed control loop in feed drive system

에 인가된다. 따라서 지령속도신호와 측정속도신호의 위상이 서로 반대인 경우에는 지령속도신호가 증폭되어 속도제어기에 인가된다. 시험기의 경우에 2차 공진모드는 두 축 모두 이러한 위상반전이 이루어지는 주파수대에 존재하기 때문에, 2차 공진모드의 영향이 충분히 감소되도록 속도제어기 설정이 이루어지지 않으면 2차 공진모드에 의한 기계공진이 쉽게 유발될 수 있으므로 유의하여야 한다.

앞에서는 속도제어계의 감쇠비 ζ 를 0.7로 하여 속도제어기의 이득을 설정하였는데, 동일한 대역폭에 대하여 감쇠비 ζ 를 크게 하였을 경우에 이송계의 기계적 특성이 속도제어계에 미치는 영향 변화를 살펴 보았다. Fig. 7은 감쇠비 ζ 를 2로 하여 제어계를 설정하였을 경우의 속도제어계의 주파수 응답을 나타낸 것이다. 이 때, 속도제어기의 비례 이득 K_{pm} 은 0.9293Nmsec/rad, 적분 이득 K_{im} 은 24.049Nm/rad로, Table 3의 감쇠비 ζ 가 0.7인 경우와 비교해 보면 적분 이득은 감소한 반면, 비례 이득은 증가하였다. 비례 이득은 전주파수 영역대에 걸쳐 속도제어계의 개루프 응답에 영향을 주므로, 비례 이득이 증가하게 되면 각 기계 공진주파수에서의 개루프 응답이 증가하게 되어 결국 기계 공진의 영향이 증가하게 된다. 그림에서 점선이 실측정 결과를 나타내고, 실선이 시뮬레이션 결과를 나타내는데, 결과에서 볼 수 있듯이 큰 감쇠비 설정으로 대역폭 내의 이득값이 0dB 이하로 낮아졌으나, 2차 공진주파수에서의 이득은 감쇠비 ζ 가 0.7인 경우보다 크게 나타난다. 결국 X축의 경우에는 속도제어계의 감쇠비 ζ 를 크게 설정할 수록 2차 공진모드에 의한 기계공진의 영향은 더욱 커져 제어계의 안정도는 오히려 저하된다. 더불어 일반적으로 감쇠비 ζ 가 커질수록 외란에 대한 제어계의 보상능력은 저하되기 때문에 속도제어계의 감쇠비를 크게 설정하는 것은 그리 바람직하지 못할 것으로 판단된다. 그러나 속도제어계의 감쇠비가 작아질 수록 단위계단입력에 대한 속도제어계 시용답의 오버슈트는 커지기 때문에 이러한 여러 조건들이 서로 타협하는 수준에서 감쇠비를 설정하여야 할 것이다. 본 논문에서 살펴 본 구조의 이송계 경우에 속도제어계의 감쇠비는 약 0.7 정도로 설정하면 적절할 것으로 판단된다.

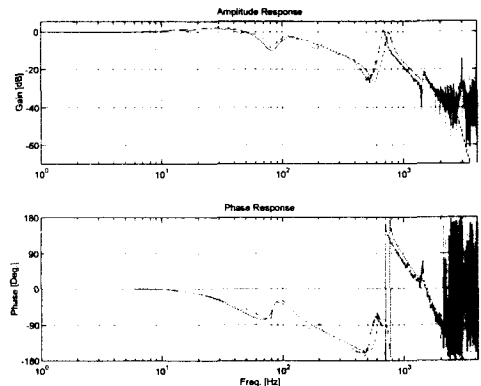
4. 결론

본 논문에서는 공작기계 이송계의 수학적인 운동 모델을 유도하였으며, 시뮬레이션과 실측정 결과의 비교를 통하여 제안된 수학적 모델의 타당성을 검증하였다.

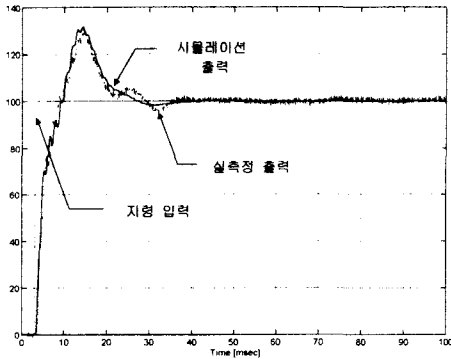
이송계 모델은 이송계를 구성하는 주요 기계요소들을 각각 단일 질량체로 단순화하여 유도하였으며, 유도된 이송계 모델을 토대로 이송계의 진동모드와 각 기계요소 파라미터간의 연관관계를 살펴 보았다.

또한 이송계를 포함하는 속도제어계의 설계 방향에 대해서도 논하였다. 속도제어계는 이송계의 기계적 진동을 유발하지 않도록 설계되어야 하며, 이를 위해 이송계의 1차 공진주파수보다 낮은 주파수대에서 속도제어계의 대역폭을 설정하여야 하고, 특히 속도제어계의 감쇠비가 고주파 영역에서의 기계계 공진모드에 영향을 미쳐 시스템의 안정도를 저하시킬 수 있음을 확인하였다.

본 논문에서 제안된 이송계의 수학적 모델은 이송계의 설계 단계에서 설계된 기계구조에 대한 사전검증 도구로서 사용될 수 있을 뿐 아니라, 시뮬레이션을 통하여 이송계를 포함하는 속도제어계의 특성을 미리 살펴 볼 수 있어 실제 실험을 통한 제어기 이득 설정에서 발생할 수 있는 기계적 손상이나 위험을 방지할 수 있고, 나아가 다양한 상황에서 제어기의 제어효과를 사전에 살펴 볼 수 있게 할 것으로 기대된다.



(a) Frequency response



(b) Step response

Fig. 5 Comparison of speed control loop response (X-Axis : $\zeta = 0.7$, $\Delta_{BW} = 70\text{Hz}$)

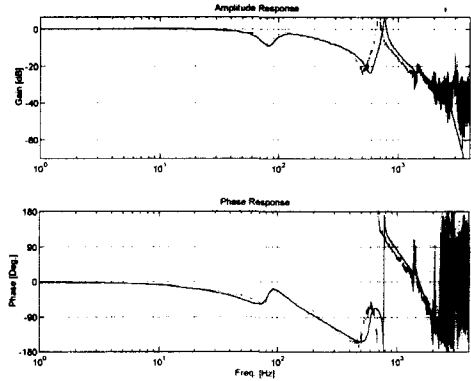
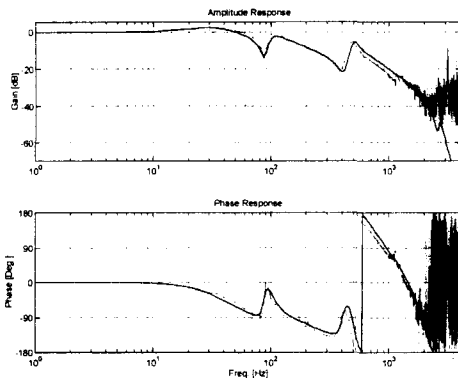
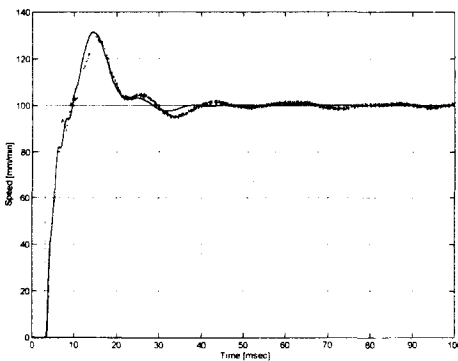


Fig. 7 Comparison of frequency response (X-Axis : $\zeta = 2$, $\Delta_{BW} = 70\text{Hz}$)



(a) Frequency response



(b) Step response

Fig. 6 Comparison of speed control loop response (Z-Axis : $\zeta = 0.7$, $\Delta_{BW} = 70\text{Hz}$)

참고문헌

1. Hamann J., "Reduzierung von Torsions-schwingungen an Werkzeug-maschinen durch geeignete Wahl der mechanischen Übertragungselemente," Antriebstechnik 32 Nr. 4, 1993.
2. Wanke P. and Reiß T., "Modellgestützte Überwachung des Zerspanprozesses beim Fräsen und Bohren," Symposium 'Fehlerfrüherkennung in der spanenden Fertigung, Düsseldorf, 1990.
3. Yoshiaki Kakino, Atsushi Matsubara, "A study on the Total Tuning of Feed Drive Systems in NC Machine Tools (1st Report)," 日本 精密工學會誌 Vol. 60, No. 8, pp. 1097-1101, 1994.
4. Yoshihiro Matsui, "Speed Control of 2-Mass System by PID Controller," T. IEE Japan, Vol. 116-D, No. 4, pp. 442-447, 1996.
5. Brandenburg G., "On the Design and Optimization of Digital Drive Controls for Machine Tools and Similar Mechatronic Systems," Lectures an School of Electrical Engineering-Seoul National University, 1996.
6. 박용환, 문희성, 최종률, "공작기계시스템의 모델링과 동적특성분석(제 1 보)," 한국정밀공학회지, 제 16 권, 제 1 호, pp. 265-271, 1999.
7. Hidehiko Sugimoto, AC サーボシステムの理論と設計の實際, 日本総合電子出版社.