

이산형 2 자유도 제어기를 이용한 이송계의 통합설계 (I) -모델링 및 성능해석-

김민석* · 정성중†

(2003년 12월 24일 접수, 2004년 5월 15일 심사완료)

Integrated Design of Feed Drive Systems Using Discrete 2-D.O.F. Controllers (I) - Modeling and Performance Analysis -

Min-Seok Kim and Sung-Chong Chung

Key Words : Abbe offset(아베오프셋), Discrete model(이산모델), Mechatronic system(메카트로닉 시스템), System identification(시스템구명), Optimization(최적화), Radius error(반지름오차), Stability(안정도), z-transform(z-변환), 2-D.O.F. controller(2 자유도 제어기)

Abstract

High-speed/precision servomechanisms have been widely used in the manufacturing and semiconductor industries. In order to ensure the required high-speed and high-precision specifications in servomechanisms, an integrated design methodology is required, where the interactions between mechanical and electrical subsystems will have to be considered simultaneously. For the first step of the integrated design process, it is necessary to obtain not only strict mathematical models of separate subsystems but also formulation of an integrated design problem. A two-degree-of-freedom controller described in the discrete-time domain is considered as an electrical subsystem in this paper. An accurate identification process of the mechanical subsystem is conducted to verify the obtained mathematical model. Mechanical and electrical constraints render the integrated design problem accurate. Analysis of the system performance according to design and operating parameters is conducted for better understanding of the dynamic behavior and interactions of the servomechanism. Experiments are performed to verify the validity of the integrated design problem in the X-Y positioning system.

기호설명

F_d : 직선운동 구동력, N
 J_m : 모터축 회전관성, $kg \cdot m^2$
 $G_o(z)$: 이송계 개루프 이산전달함수
 $G_c(z)$: 이송계 폐루프 이산전달함수
 K_{emf} : 역기전력상수, V_{rpm}/rpm
 K_{eq} : 이송계 등가강성, N/m
 K_{ff} : 속도 앞먹임제어기 이득, V/V

K_l : 운동방향(축방향) 등가강성, N/m
 K_{pp} : 위치제어기 비례이득, V/V
 K_t : 토크상수, $N \cdot m/A_{rms}$
 K_{vp} : 속도제어기 비례이득, V/V
 K_{vi} : 속도제어기 적분이득, V/V
 K_θ : 회전방향 등가강성, $N \cdot m/rad$
 M_t : 테이블 및 가공물의 질량, kg
 R : 직선-회전운동 변환 상수
 R_i : 원호보간 운동의 지령반지름, m
 R_o : 원호보간 운동의 실제반지름, m
 T_s : 샘플링 주기, sec
 x_c : 지령위치, m
 x_s : 너트 직선운동거리, m
 x_t : 테이블 직선운동거리, m

* 한양대학교 기계설계학과
 † 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부
 E-mail : chung@hanyang.ac.kr
 TEL : (02)2290-0444 FAX : (02)2298-4634

η	: 불나사 효율
θ_m	: 모터 회전각도, rad
θ_s	: 불나사 회전각도, rad
τ_m	: 모터축 회전토크, N·m
τ_{sat}	: 제어기 포화토크, N·m
τ_i	: 적분제어기 시정수, sec
ω_s	: 샘플링 주파수, rad/s

1. 서론

반도체, 정보통신, 항공, 그리고 고속·고정밀 생산 시스템 등과 같은 현대 산업사회의 기술발전을 주도하고 있는 첨단산업에서 가장 핵심적인 구성 요소 중의 하나는 고속·고정밀 이송계이다. 정보통신 및 IT(information technology) 산업의 발달에 따라 수요가 급격하게 증가하고 있는 고용량 정보 저장기의 경우 submicron의 정밀도를 가지는 고속·고정밀 이송계가 요구된다. 또한 고효율성, 고생산성 그리고 단납기 등과 같은 생산시스템에서 기본적으로 요구되는 사항 외에 복잡한 형상의 정밀 가공, 조립정밀도 및 표면품질 향상 등의 요구를 충족시키기 위해 고속 이송계는 필수적인 요소이다.⁽¹⁻²⁾

이송계는 테이블, 안내면, 불나사 및 너트, 지지베어링, 그리고 모터 및 모터 증폭기와 같은 기계요소와, 위치 및 속도제어기, 그리고 위치검출기 등과 같은 제어요소로 구성된 대표적인 메카트로닉 시스템(mechatronic system)이다. 메카트로닉 시스템의 구성 요소들은 에너지 관점으로 밀접한 연관성이 있으며 서로 구축조건을 부과하기 때문에 전체 시스템의 성능은 구성 요소간의 상호작용에 의해 결정된다.⁽³⁻⁴⁾ 예를 들어, 이송계의 고속화를 위해 기계요소의 관성을 감소시키면 기계요소의 고유진동수는 증가하는 반면 전체 시스템의 정강성 및 설정 가능한 제어기 이득의 범위가 감소한다. 이득의 범위가 감소하면 제어요소의 응답특성 및 동적특성이 저하되고 제어요소의 공진주파수(resonance frequency)가 기계요소의 공진주파수에 접근하게 되어 전체 시스템의 안정성을 보장할 수 없다. 따라서, 고속 이송계와 같은 고성능의 메카트로닉 시스템을 설계하기 위해서는 기존의 요소 설계를 시스템 설계로 확장 시킨 통합설계 방법론(integrated design methodology)이 요구된다.⁽⁵⁻⁷⁾

메카트로닉 시스템의 통합설계를 위해서는 시스템 구성 요소들에 대한 정확하고 신뢰성 있는 모델의 수립이 선행되어야 한다. 이송계의 수학적 모델은 설계하고자 하는 대상 및 목적에 따라 여

러 가지 방법으로 표현된다.⁽⁸⁻¹⁰⁾ 이송계의 제어요소를 설계하는 경우 기계요소의 모델은 강성을 무한대로 가정하고 일차의 시간지연 요소만으로 표현하며, 기계요소를 설계하는 경우 5차 이상의 고차 시스템으로 기계요소를 모델링하고 제어요소는 단순한 비례이득의 조합으로 모델링을 수행하고 있다. 그러나, 통합설계에서는 구성 요소들의 독립적인 성능과 구성 요소간의 상호작용에 대한 정확한 정보가 요구된다. 따라서 올바른 통합설계를 위해서는 기계요소 및 제어요소의 충분한 검토를 통해 수립된 정확한 시스템 모델을 바탕으로 각 구성 요소들 사이의 상호작용이 이송계의 성능에 미치는 영향을 분석·평가하는 과정이 선행되어야 한다.

본 논문에서는 일반적인 계단형(cascade) 구조의 위치 및 속도제어기를 연속영역에서 설계하여 통합설계에 응용한 기존연구⁽⁷⁾와 달리 강인성과 추종성을 동시에 만족시킬 수 있는 2 자유도 제어기를 이산영역에서 설계하여 기계요소와 함께 이송계의 수학적 모델을 수립한다. 수립된 이송계 기계부 모델의 신뢰성을 검증하기 위해 시스템 규명 작업을 수행한다. 이송계에 존재하는 비선형 특성들이 시스템 규명작업에 미치는 영향을 최소화 하기 위해 새롭게 고안된 입력신호와 주파수 영역에서의 가중 최소자승법을 사용하여 통합설계 및 고속화 설계과정에 적합한 시스템 모델을 검증한다.

검증된 시스템 모델을 바탕으로 하여 통합설계 및 고속화 설계과정에 응용될 수 있는 기계 및 제어요소에 대한 설계 변수들과 여러 성능함수들을 정식화한다. 기계 및 제어요소에 대한 설계 변수들의 상호작용과 이러한 상호작용이 시스템 각 구성 요소 및 전체 시스템의 성능에 미치는 영향을 모의실험 및 원호보간 실험을 통해 분석한다. 이러한 과정으로부터 이송계의 정확한 동적특성 및 제어특성을 파악하고 올바른 통합설계를 수행할 수 있도록 한다.

2. 이송계의 모델링 및 해석

2.1 기계요소 및 제어요소 모델

이송계 기계요소의 수학적 모델은 모터, 모터의 회전운동을 직선운동으로 변환하는 불나사와 너트(nut), 지지베어링, 직선안내면(linear guide), 그리고 테이블 사이의 운동방정식으로부터 수립한다. 이송계 기계요소의 자유물체도는 Fig. 1 과 같이 나타낼 수 있으며, 모터토크와 테이블의 직선속도 및 모터축의 회전속도 사이의 전달함수인 $G_m(s)$ 와 $G_p(s)$ 는 각각 식 (1), (2)와 같이 나타낼 수 있다.⁽⁷⁾

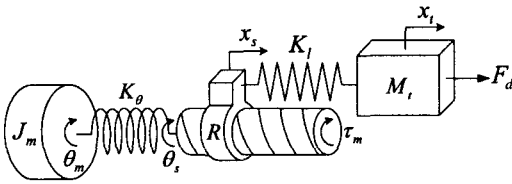


Fig. 1 Free-body diagram of a feed drive system

$$G_m(s) = \frac{RK_{eq}K_t}{J_m M_l} \cdot \frac{1}{s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3} \quad (1)$$

$$G_p(s) = \frac{K_t}{J_m} \cdot \frac{s^2 + b_1}{s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3} \quad (2)$$

여기서,

$$a_1 = \left(\frac{K_t K_{emf} + 1}{J_m} \right), a_2 = \left(\frac{J_m K_{eq} \eta + R^2 M_l K_{eq}}{J_m M_l \eta} \right)$$

$$a_3 = \left(\frac{K_t K_{emf} + 1}{J_m} \right) \frac{K_{eq}}{M_l}, b_1 = \left(s^2 + \frac{K_{eq}}{M_l} \right)$$

본 논문에서는 되먹임 제어기(비례-적분 제어기)에 앞먹임 제어기(속도 앞먹임 제어기)를 첨가한 2 자유도 제어기를 사용한다. 이와 같은 2 자유도 제어기는 마찰력 및 외란에 대하여 강인성을 보장할 수 있는 되먹임 제어기와 윤곽오차를 감소시키며 추종성이 뛰어난 앞먹임 제어기를 결합한 구조로서 강인성과 추종성을 동시에 만족시킬 수 있는 제어기이다.

일반적으로 이송계의 제어요소는 연속영역(continuous domain)에서 설계 및 해석이 수행된 후, Tustin 법 등과 같은 여러 근사화 방법을 통해 이산영역(discrete domain)으로 변환되어 실제 시스템으로 구현된다. 그러나 연속영역의 제어기를 이산영역으로 변환하는 과정에서는 필연적으로 정보손실이 발생하게 된다. 또한 연속영역에서 적용되는 제어 및 설계 범칙이 이산영역에서 모두 성립하지 않기 때문에 실제로 구현된 제어기와 설계 시의 제어기는 그 특징과 성능이 서로 일치하지 않는다. 따라서 본 연구에서는 이산영역에서 2 자유도 제어기의 설계 및 성능평가를 수행한다.

이송계 위치제어 시스템의 구조를 Fig. 2 에 나타낸다. 여기서, $F(z)$ 는 속도 앞먹임 제어기, $C_1(z)$ 는 위치제어기로서 비례제어기, 그리고 $C_2(z)$ 는 속도 제어기로서 비례-적분제어기를 나타낸다. 속도 앞먹임 제어기는 다른 앞먹임 제어기와는 달리 간단한 제어요소만을 추가함으로써 원하는 추종성능을 얻을 수 있다.

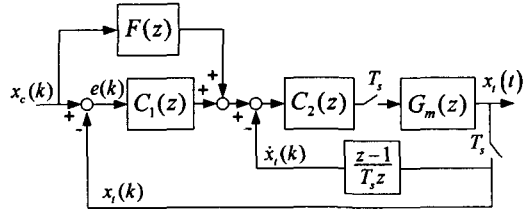


Fig. 2 Block diagram of the position control loop

$$F(z) = K_{ff} \left(\frac{z-1}{T_s z} \right) \quad (3)$$

$$C_1(z) = K_{pp}, C_2(z) = K_{vp} \left(1 + \frac{T_s}{\tau_i} \cdot \frac{K_m z}{z - e^{-T_s/\tau_i}} \right) \quad (4)$$

$G_m(z)$ 는 식 (1)의 $G_m(s)$ 에 위치출력을 위한 적분항을 첨가한 후 0 차 유지(zero order hold, ZOH)를 이용하여 이산영역으로 변환시킨 이송계 기계부의 이산전달함수이다.

$$G_m(z) = (1 - z^{-1}) Z \left[\frac{G_m(s)}{s^2} \right] \quad (5)$$

식(3)-(5) 와 Fig. 2 로부터 이송계의 개루프 전달함수 및 폐루프 전달함수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$G_o(z) = \frac{C_2(z)G_m(z)[C_1(z) + F(z)]T_s z}{(1 - F(z) \cdot C_2(z) \cdot G_m(z))T_s z + C_2(z)G_m(z)(z - 1)} \quad (6)$$

$$G_c(z) = \frac{N_c(z)}{D_c(z)} = \frac{C_2(z)G_m(z)[C_1(z) + F(z)]T_s z}{(1 + C_1(z) \cdot C_2(z) \cdot G_m(z))T_s z + C_2(z)G_m(z)(z - 1)} \quad (7)$$

3. 시스템 규명

3.1 이송계 기계요소 규명

앞 절에서 수립된 이송계 모델의 신뢰성을 평가하기 위해 시스템 규명작업을 수행한다. 규명대상 이송계의 전반적인 구조 및 사양을 Table 1 과 Fig. 3 에 보인다.

고속 이송계의 경우 제어주기가 일반적인 기계 시스템에 비해 짧기 때문에 정확한 규명이 어려우며, 이송계에 존재하는 비선형 특성에 의해 규명작업에 사용되는 입력신호에 왜곡이 발생하여 시스템 규명작업의 정확도를 저하시킨다. 본 논문

Table 1 Specification of the feed drive system

Motor	Power	400 [W]
	Max. Torque	3.82 [N·m]
	Max. Speed	5000 [rpm]
Table	Size	0.3×0.3 [m]
	Stroke	0.3 [m]
	Guide type	Rolling guide
Ballscrew	Lead	0.005 [m]
	Diameter	0.016 [m]

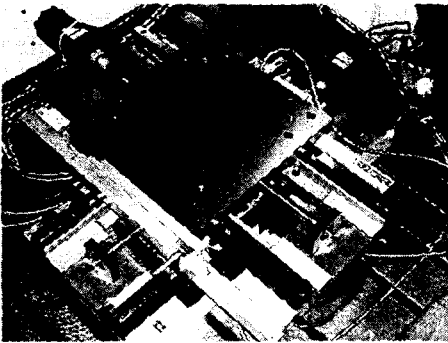


Fig. 3 Feed drive system for identification

에서는 새롭게 고안된 입력신호를 이용하여 이송계의 기구부에 존재하는 백래쉬(backlash) 및 로스트모션(lost motion)이 시스템 규명작업에 미치는 영향을 최소화하였다.⁽¹¹⁾

시스템 규명 알고리즘 중 가장 널리 쓰이는 방법은 선형 최소자승법이다. 공작기계의 이송계나 다른 기계 시스템의 입력지령은 일반적으로 저주파수 영역에 대부분의 에너지를 가지고 있다. 그러나 일반적인 선형 최소자승법을 사용할 경우 입력지령의 일반적인 주파수 범위가 아닌 고주파수 영역에 가중치를 두고 규명이 이루어진다. 따라서 본 논문에서는 특정한 주파수 영역에 가중치를 부여할 수 있는 가중 최소자승법 (weighted least square) 을 사용하여 시스템 규명작업을 수행하였다. 주파수 영역에서 가중 최소자승법의 목적함수는 다음과 같이 표현된다.⁽¹²⁾

$$J(\theta) = \int_{-\pi}^{\pi} |G_n(e^{-j\omega}) - G(e^{-j\omega}, \theta)|^2 \cdot Q(\omega, \theta) d\omega \quad (8)$$

여기서, $G_n(e^{j\omega})$ 는 실제 시스템의 입력전달함수, $G(e^{j\omega})$ 는 규명모델의 전달함수, Q 는 가중함수, 그리고 θ 는 파라미터 벡터이다. 본 논문에서는 식 (9)와 같은 ARX (Auto-Regressive with eXtra inputs) 모델을 사용한다.⁽¹²⁾

$$A_p(z)y(k) = B_p(z)u(k) + \varepsilon(k) \quad (9)$$

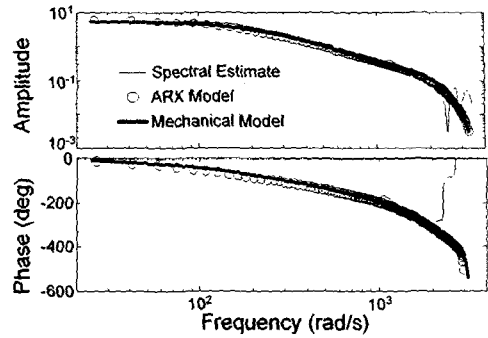


Fig. 4 Frequency response of the identified system

$$A_p(z) = 1 + a_1z + \dots + a_{na}z^{na}$$

$$B_p(z) = b_1z + \dots + b_{nb}z^{nb}$$

시스템 규명작업을 위한 식(9)와 같은 ARX 모델의 파라미터 벡터는 다음과 같이 표현된다.

$$\theta = [b_1 \ b_2 \ \dots \ b_{nb} \ a_1 \ a_2 \ \dots \ a_{na}]^T \quad (10)$$

3.2 규명결과

시스템 규명 시 입력신호인 토크지령은 대상시스템의 Nyquist 주파수까지 단위 스펙트럼을 가지는 Gaussian Pseudo-Random Binary Sequence (PRBS) 를 사용하였으며, 모터의 회전속도를 출력으로 사용하였다. 또한 이송계 기구부에 존재하는 비선형 특성들이 시스템 규명작업에 미치는 영향을 최소화 하기 위해 서로 다른 크기를 가지며 편향(bias)된 두 개의 입력신호를 사용하였다⁽¹¹⁾. ARX 모델의 $A_p(z)$ 및 $B_p(z)$ 는 앞 절에서 수립된 기계부 전달함수 $G_p(s)$ 의 이산 전달함수 $G_p(z)$ 와 동일한 차수로 설정하였으며, MATLAB⁽¹³⁾을 사용하여 시스템 규명작업을 수행하였다.

규명된 시스템 모델의 주파수 응답곡선을 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4에서 알 수 있듯이 고주파 영역에서는 다소의 근사오차(misfit)가 존재하지만, 우리가 관심을 가지고 있는 저주파 영역에서는 실제 모델과 잘 일치하고 있다. 따라서 통합설계를 위한 기계요소 모델은 신뢰성 있게 수립되었으며, 이와 같은 모델을 사용할 경우 설계변수에 따른 기계요소의 전반적인 특성을 올바르게 파악하며 통합설계를 수행할 수 있다.

4. 이송계 성능함수

4.1 시스템 안정성 및 응답성

설계된 이송계가 안정하기 위해서는 식 (7)에서의 이송계 특정방정식의 근이 z 평면에서 원점을

중심으로 하는 단위원(unit circle) 내에 존재해야 하며, 이는 시스템의 공칭안정성(nominal stability)을 나타낸다.

$$|z_i| < 1, z_i = \{z: D_c(z^{-1}) = 0\}, i = 1 \sim n \quad (11)$$

모델링 오차 및 불확실성(uncertainty)이 존재하더라도 설계된 시스템이 안정하기 위해서는 시스템의 공칭안정성 외에 이득여유(gain margin) A_m 와 위상여유(phase margin) ϕ_m 로 표현되는 상대안정성(relative stability)을 고려해야 한다. 이득여유와 위상여유는 단독적으로 상대안정성을 고려할 수 없으므로 시스템의 상대안정성을 고려하기 위해서는 두 항목을 동시에 고려해야 한다.

$$A_m = 20 \log_{10} \frac{1}{|G_o(e^{j\omega_p T_s})|} \quad (12)$$

$$\omega_p = \min \left\{ \omega : \angle G_o(e^{j\omega T_s}) = -\pi \right\}$$

$$\phi_m = \angle \left[G_o(e^{j\omega_s T_s}) \right] + \pi \quad (13)$$

$$\omega_s = \min \left\{ \omega : |G_o(e^{j\omega T_s})| = 1 \right\}$$

시스템의 응답성은 페루프 전달함수의 대역폭(bandwidth)으로부터 평가할 수 있다. 이산전달함수로부터 대역폭을 구하는 가장 일반적인 방법은 도식적인 방법이다.⁽¹⁴⁾ 그러나 연속영역에서와 같이 일반적인 이산영역 전달함수로부터 대역폭에 대한 수식을 통합설계 과정에 응용할 수 있는 양함수(explicit function) 형식으로 유도하기 위해 다음의 변환식을 이용한다.

$$w = \frac{2}{T_s} \left(\frac{z-1}{z+1} \right) = j \frac{\omega_s}{\pi} \tan \frac{\pi \omega}{\omega_s} \quad (14)$$

식(14)와 같은 변환식을 이용하면 z 평면의 단위원상의 점들이 또 다른 복소평면인 w 평면의 허수축으로 사상(mapping)되며, w 평면의 허수축은 연속영역(s 평면)의 $j\omega$ 축과 유사한 특성을 가진다. 따라서 z 평면에서의 이산 전달함수 $G_c(z)$ 를 w 평면에서의 이산 전달함수 $G_c(w)$ 로 변환시키면 대역폭은 식 (15)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\omega_b^w = \left\{ \omega_w : \left| \left[G_c(w) \right]_{w=j\omega_w} \right| = \frac{1}{\sqrt{2}} \right\} \quad (15)$$

식 (14), (15)로부터 식 (7)의 페루프 시스템의 대

역폭 ω_b 은 다음과 같이 표현된다.

$$\omega_b = \frac{\omega_s}{\pi} \tan^{-1} \frac{\pi \omega_b^w}{\omega_s} \quad (16)$$

4.2 윤곽오차

이송계에 존재하는 여러 오차 중 윤곽오차는 입력지령의 주파수에 비례하며 시스템의 동적특성에 의해 발생하기 때문에 고속 이송계의 윤곽오차를 감소시키기 위해서는 제어요소는 물론 기계요소의 특성을 동시에 고려하여 설계해야 한다.

이송계의 원호보간 시 발생하는 윤곽오차를 정형화하기 위해 크기 R_i , 주파수 ω_i , 그리고 주기 T_i 인 정현파 신호 $x_c(k)$ 를 고려한다. 입력신호 $x_c(k)$ 의 z 변환 $X_c(z)$ 은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} X_c(z) &= Z[x_c(k)] = Z[R_i \sin(\omega_i k T_i)] \\ &= \frac{R_i \sin(\omega_i T_i)}{z^2 - 2 \cos(\omega_i T_i) z + 1} \end{aligned} \quad (17)$$

이송계가 원운동을 하는 경우 식(17)과 같은 신호가 지령반지름 R_i 로 입력되면 정상상태에서의 출력의 크기는 실제원의 반지름 R_o 과 같다.

$$\begin{aligned} x_i^{ss}(k) &= \lim_{z \rightarrow 1} \left[(1-z^{-1}) G_c(z) X_c(z) \right] \\ &= \alpha e^{j\omega_i k T_i} + \alpha^* e^{-j\omega_i k T_i} \\ &= 2|\alpha| \sin(\omega_i k T_i + \phi) \end{aligned} \quad (18)$$

여기서, $\alpha = \frac{1}{2j} R_i G_c(e^{j\omega_i T_i})$, $\phi = \angle [G_c(e^{j\omega_i T_i})]$.

따라서 식 (17), (18)로부터 이송계의 반지름오차를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} E_r &= \frac{R_i - R_o}{R_i} = 1 - \frac{R_o}{R_i} \\ &= 1 - \sqrt{\text{Re} \left[G_c(e^{j\omega_i T_i}) \right]^2 + \text{Im} \left[G_c(e^{j\omega_i T_i}) \right]^2} \end{aligned} \quad (19)$$

식 (19)에서 $E_r < 0$ 이면 지령 보다 반지름이 큰 원운동을 수행한 경우 (반지름증가오차) 이고, $E_r > 0$ 이면 지령보다 반지름이 작은 원운동을 수행한 경우 (반지름감소오차) 이다.

4.3 이송계 기계 및 제어요소 제한조건

이송계에 가공물의 하중이나 절삭력 등과 같은 외력이 작용할 경우 이송계 기계요소에 변형이 발생한다. 또한 고속 이송 시 테이블의 직선이송

속도에 상응하는 볼나사의 회전속도가 볼나사의 고유진동수에 접근하면 공진이 발생할 수 있다. 따라서 외력에 의한 이송계 기계요소의 변형 및 볼나사 축의 좌굴하중, 그리고 볼나사의 공진에 의한 한계속도 등은 이송계의 성능평가 및 통합설계에 반드시 고려해야 한다.⁽⁷⁾

모든 제어기는 어느 한계 이상의 제어입력에서 포화되는 특성을 가지며 이송계의 제어요소는 이러한 제어기의 포화가 발생하지 않는 범위에서 동작할 수 있도록 설계되어야 한다.

$$\begin{aligned} \tau_{sar} &= \max \left\{ \left| \tau \left(e^{j\omega T_s} \right) \right| \right\} \\ &= \max \left\{ \left| v \left[G_{sar} \left(e^{j\omega T_s} \right) \cdot X_c \left(e^{j\omega T_s} \right) \right] \right| \right\} \end{aligned} \quad (20)$$

여기서,

$$G_{sar} \left(e^{j\omega T_s} \right) = G_{sar} (z) \Big|_{z=e^{j\omega T_s}}$$

$$G_{sar} (z) = \frac{T_s z C_2(z) \cdot [C_1(z) + F(z)]}{(1 + C_1(z) \cdot C_2(z) \cdot G_m(z)) T_s z + (z-1) C_2(z) \cdot G_m(z)}$$

또한 가·감속 시 이송계 기계요소의 관성에 의해 모터에 인가되는 부하토크도 기계요소의 설계 시 반드시 고려해야 한다.⁽⁷⁾

5. 설계변수에 따른 이송계 성능해석

5.1 설계변수 선정

통합설계를 위한 설계변수로서 볼나사 지름, 볼나사 리드, 그리고 각 제어루프의 제어이득 등을 동시에 선정한다. 이와 같은 설계변수들을 사용할 경우 기계요소와 제어요소의 설계변수를 모두 고려할 수 있기 때문에 기존의 요소설계에서 시스템설계로 확장할 수 있다. 본 논문에서는 시스템설계의 기본 단계로서 각 설계변수의 변화에 따른 이송계 성능 및 특성을 분석하였다. 이와 같은 이송계의 상호작용 및 성능해석에는 3 절에서 언급한 이송계의 설계변수들을 사용한다.

5.2 윤곽오차 해석

이송계 기계요소 설계변수의 변화에 따른 반지름오차 변화를 Fig. 5 에 나타내었다. 볼나사의 지름이 증가할수록 반지름감소 오차가 미소하게 증가하며 볼나사의 지름과 리드 사이에 반지름증가 오차가 급격하게 증가하는 조합이 존재하고 있다.

이송계 제어루프의 제어이득 변화에 따른 반지름오차 변화를 Fig. 6 에 나타내었다. 제어기 이득의 크기가 증가할수록 반지름오차는 감소하며 위

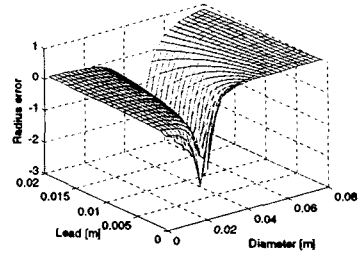


Fig. 5 Effects of mechanical parameters to radius error

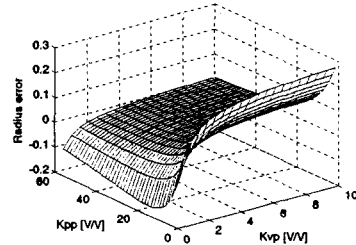


Fig. 6 Effects of electrical parameters to radius error

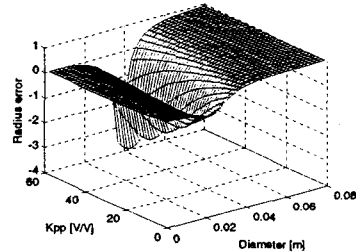


Fig. 7 Effects of mechanical-electrical interaction to radius error

치제어기 이득이 작은 경우는 반지름감소 오차를, 속도제어기 이득이 작은 경우는 반지름증가 오차를 유발한다.

이송계 기계요소 및 제어요소의 변화에 따른 반지름오차 변화를 Fig. 7 에 나타내었다. Fig. 5 와 유사하게 특정한 경우 기계요소와 제어요소 설계변수의 변화에 따라 반지름오차가 급격하게 증가하는 조합이 존재하는 것을 확인할 수 있다. 따라서 단순한 요소설계에 의해서는 이러한 기계요소와 제어요소 사이에 존재하는 시스템의 성능을 저하시키는 상호작용을 고려할 수 없으며, 통합설계를 통해 이러한 조합을 회피할 수 있다.

5.3 시스템 안정도 해석

이송계 기계요소와 제어요소의 변화에 따른 시스템 안정도(이득여유)의 변화를 Fig. 8, 9 에 나타내었다. Fig. 6 과 비교하였을 때 제어기의 이득이 증가할수록 반지름오차는 감소하지만 시스템의 안정도가 감소하는 것을 확인할 수 있다. 따라서

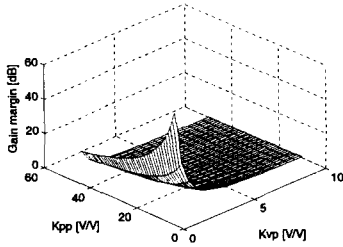


Fig. 8 Effects of electrical parameters to stability

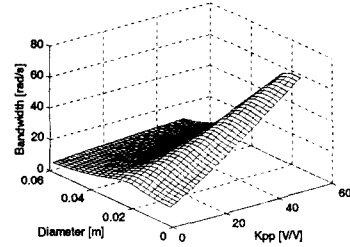
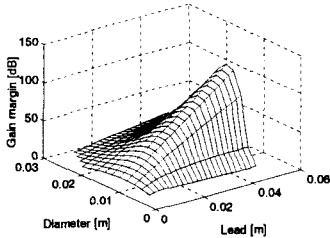
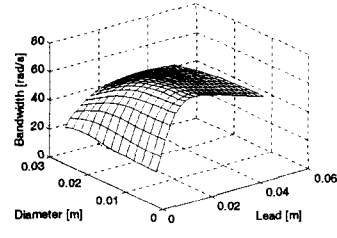


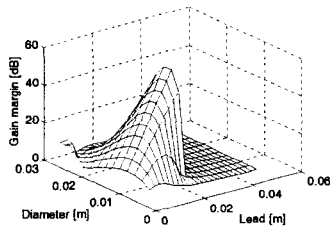
Fig. 10 Effects of mechanical-electrical interaction to response



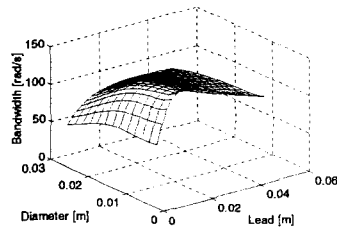
(a) Low velocity controller gain



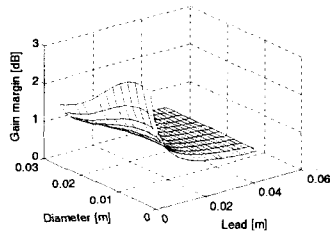
(a) Low velocity controller gain



(b) Medium velocity controller gain

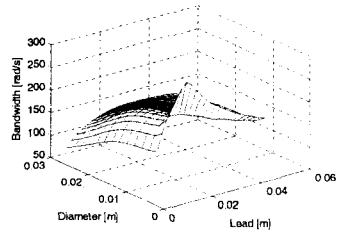


(b) Medium velocity controller gain



(c) High velocity controller gain

Fig. 9 Effects of mechanical-electrical variation to stability



(c) High velocity controller gain

Fig. 11 Effects of mechanical-electrical variation to response

반지름오차를 감소시키기 위해 일반적으로 제어기의 이득을 증가시킬 경우 시스템의 안정성을 확보할 수 없다. 기계요소 및 제어요소의 상호작용에 따른 안정도의 변화를 Fig. 9 에 나타낸다. Fig. 9 에 서 속도제어기의 적분이득변화에 따라 동일한 기계요소의 조합(볼나사의 지름과 리드)에서도 이득여유의 전반적인 거동이 확연하게 달라지는 것을 확인할 수 있다. 속도제어기의 적분이득이 상대적으로 낮은 경우 볼나사의 리드가 증가할수록 이득여유도 증가한다. 그러나 속도제어

기의 적분이득이 어느 범위 이상이 되면 볼나사의 리드가 증가할수록 오히려 이득여유가 감소한다.

5.4 시스템 응답성 해석

이송계 기계요소와 제어요소의 변화에 따른 시스템 응답성(대역폭)의 변화를 Fig. 10, 11 에 나타내었다. 일반적으로 기계요소의 크기가 감소하고 제어요소의 제어 이득이 증가할수록 시스템의 응답성이 향상되는 것을 확인할 수 있다. 속도제어기의 비례이득 K_{vp} 변화에 따른 동일한 기계요소의 조합(볼나사의 지름과 리드)에서 시스템 응답

성의 전반적인 거동을 Fig. 11에 나타내었다. 속도 제어기의 비레이득이 높아질수록 시스템의 응답성이 전반적으로 향상되며, 비레이득의 변화에 따라 불나사 반지름변화가 시스템 응답성에 서로 다른 영향을 주는 것을 확인할 수 있다.

5.5 원호보간 실험

이송계 기계 및 제어요소 설계변수들의 상호작용과 이러한 상호작용이 시스템의 윤곽오차에 미치는 영향을 실험적으로 분석하기 위해 Fig. 3의 이송계를 대상으로 원호보간 실험을 수행하였다. 따라서, 구성요소 사이의 상호작용이 잘 나타날 수 있는 범위에서 실험조건을 선정하였다. 예를 들어, 이송속도가 상대적으로 낮은 경우에는 마찰력 등과 같은 기계요소의 영향이 지배적이고 제어요소의 영향은 미비하며, 이송속도가 상대적으로 높은 경우에는 제어이득의 변화에 매우 민감하게 반응하기 때문에 구성요소 사이의 상호작용을 올바르게 파악할 수 없다. 실험조건은 원호반지름 25mm, 원호보간 속도 5000 mm/min으로 선정하였으며, 이송계 기계요소에서는 이송계의 관성(테이블 질량)을, 제어요소에서는 위치제어기의 비레이득을 변화시키면서 원호보간 실험을 수행하였다.

5.2 절의 윤곽오차 해석결과로부터 윤곽오차를 감소시키기 위해서는 위치제어기의 비레이득을 증가시켜야 한다. 이송계의 관성을 일정하게 유지시키고 비례제어기의 이득을 증가시키며 원호보간 실험을 수행한 결과를 Fig. 12에 나타내었다. Fig. 12으로부터 이송계의 윤곽오차는 위치제어기의 제어이득이 증가할수록 감소하는 것을 확인할 수 있다. 또한 제어이득이 비교적 큰 범위에서 변화한 경우(Fig. 12(b)~(c))에도 윤곽오차는 비슷한 수준을 유지하고 있다. 그러나 제어요소의 제어이득을 과도하게 설정한 경우 Fig. 12(d)와 같이 각축의 가-감속시 진동이 발생하여 시스템의 안정성을 보장할 수 없다.

이송계의 관성을 감소시키고 Fig. 12의 실험과 동일한 제어이득을 적용하여 원호보간 실험을 수행한 결과를 Fig. 13에 나타내었다. 고속 가공기를 이용한 금형가공 등에서는 가공이 진행됨에 따라 작업물의 질량이 최대 95%까지 큰 폭으로 변화하기 때문에^(1,2) 이러한 이송계 관성의 변화가 시스템 성능에 미치는 영향을 분석하는 것은 중요한 의미를 가진다. Fig. 13(a)에서 알 수 있듯이 위치제어기의 제어이득이 작은 경우에는 이송계의 관성과 상관없이 Fig. 12(a)와 비슷한 수준의 윤곽오차를 보이고 있다. 그러나 위치제어기의 이득값이

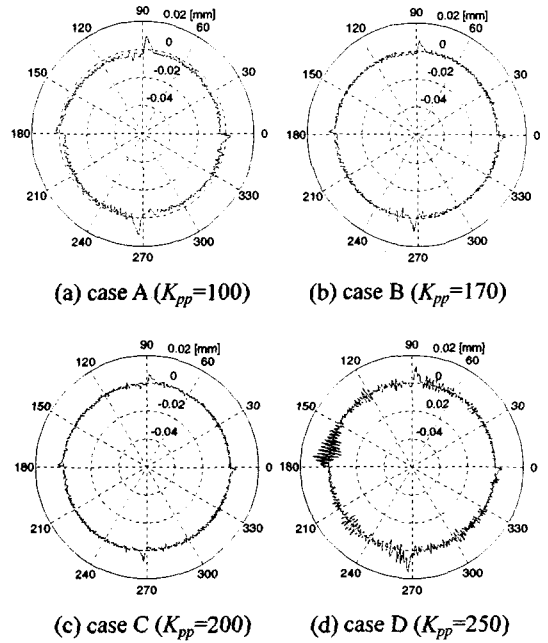


Fig. 12 Experimental results ($M_l=80$ kg)

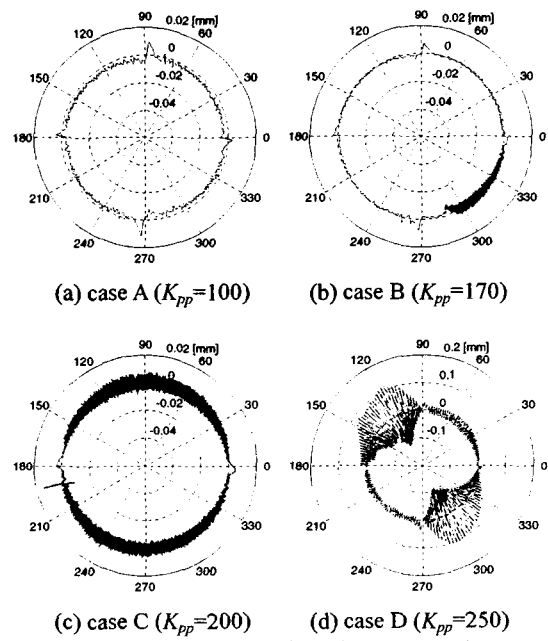


Fig. 13 Experimental results ($M_l=25$ kg)

약 170 이상부터는 이송계의 관성이 상대적으로 큰 Fig. 12의 경우와 달리 한계진동(limit cycle)이 발생하고 있다. 따라서 이송계의 고속화를 위해 기계요소의 관성만을 감소시키고 기존의 제어이득을 사용할 경우, 오히려 이송계의 성능을 더욱 악화시킬 수 있다. Fig. 12와 Fig. 13으로부터 제어요

소의 설계변경이 기계요소의 설계조건에 따라 시스템의 성능에 서로 다른 영향을 준다는 사실을 알 수 있다. 즉, 이송계의 윤곽오차 성능은 이송계의 관성이 작을수록 제어이득의 변화에 민감하게 반응하며, 시스템의 안정성을 보장하면서 설정 가능한 제어기 이득값의 범위가 감소한다. 따라서 단순히 이송계 기계요소 및 제어요소의 설계변경만으로는 원하는 성능을 달성할 수 없으며, 기계요소와 제어요소를 동시에 고려하는 설계가 이루어져야 한다.

6. 결론

본 논문에서는 이송계를 기계요소와 제어요소로 구성되는 메카트로닉 시스템으로 정의하였으며, 그에 따른 각 구성 요소의 엄격한 모델링 및 해석을 수행하여 이송계의 동적특성 및 제어특성에 대한 이해를 높이고 올바른 통합설계를 수행할 수 있도록 하였다. 본 논문의 주요 연구내용 및 결과는 다음과 같다.

(1) 이송계 기계요소의 충분한 검토를 통해 정확한 이송계 기계요소 모델을 수립하였으며, 강인성과 추종성을 동시에 만족시킬 수 있는 2 자유도 제어기를 이산영역에서 직접 설계·도입하였다.

(2) 새롭게 고안된 입력신호와 가중 최소자승법을 사용한 시스템 규명작업을 통해 이송계 모델의 신뢰성을 검증하였다. 규명결과 주요한 관심범위인 저주파 영역에서 실제 모델과 잘 일치하는 것을 확인하였다.

(3) 통합설계를 위해 불나사 지름, 불나사 리드, 그리고 각 제어루프의 제어이득 등의 설계 변수들이 시스템 각 구성요소 및 전체 시스템의 성능에 미치는 영향을 분석하였다.

(4) 제어기의 이득이 증가할수록 반지름오차와 시스템의 안정도가 동시에 감소하며 이러한 상호작용으로부터 단순한 요소설계만으로는 시스템의 안정성을 확보하면서 윤곽오차 성능을 향상시킬 수 없음을 확인하였다.

(5) 속도제어기의 적분이득 변화에 따라 동일한 기계요소의 조합(불나사의 지름과 리드)에서도 상대 안정도의 전반적인 거동이 확연하게 달라지는 것을 확인하였다.

(6) 원호보간 실험결과 이송계의 윤곽오차 성능은 이송계의 관성이 작을수록 제어이득의 변화에 민감하게 작용하며, 시스템의 안정성을 보장하면

서 설정 가능한 제어기 이득값의 범위가 감소하는 것을 확인할 수 있었다.

(7) 단순한 요소설계에 의해서는 기계요소와 제어요소 사이에 존재하는 시스템의 성능을 저하시키는 상호관계를 고려할 수 없으며, 통합설계를 통해 원하는 성능의 이송계를 설계할 수 있다는 것을 입증하였다.

참고문헌

- (1) Tlustý, J., 1993, "High-Speed Machining," *Annals of the CIRP*, Vol. 42, No. 2, pp. 733~738.
- (2) Miles, A., 1998, *High Performance Machining*, Hanser Gardner Publication, Cincinnati.
- (3) Youcef-Toumi, K., 1996, "Modeling, Design and Control Integration: A Necessary Step in Mechatronics," *IEEE/ASME Trans. On Mechatronics*, Vol. 1, No. 1, pp. 29~38.
- (4) Isermann, R., 1996, "On the Design and Control of Mechatronic Systems-A Survey," *IEEE Trans. On Industrial Electronics*, Vol. 43, No. 1, pp. 4~15.
- (5) Skelton, R. E., 1997, "Integrated Design, Modeling and Control of Structure," *Proc. of KACC*, pp. 1~4.
- (6) Park, Y. J. and Chung, S. C., 1999, "A Study on the Integrated Design of Axial Magnetic Bearing Systems," *Trans. of KSME(A)*, Vol. 23, No. 5, pp. 730~742 (in Korean).
- (7) Kim, M. S. and Chung, S. C., 2003, "Integrated Design of High-Speed Feed Drive Systems," *Trans. of KSME(A)*, Vol. 27, No. 12, pp. 2028~2038 (in Korean).
- (8) George, W. Y., William, D. M. and Robert, D. L., 1991, "Considerations for Low-inertia as Drives in Machine Tool Axis Servo Application," *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 27, No. 2, pp. 262~267.
- (9) Ho, W. K., Lim, K. W. and Xu, W., 1998, "Optimal Gain and Phase Margin Tuning for PID Controllers," *Automatica*, Vol. 34, No. 8, pp. 1009~1014.
- (10) Ebrahimi, M. and Whalley, R., 2000, "Analysis, Modeling and Simulation of Stiffness in Machine Tool Drives," *Computers & Industrial Engineering*, Vol. 38, pp. 93~105.
- (11) Kim, M. S. and Chung, S. C., 2003, "Identification of Nonlinear Characteristics for Precision Servomechanisms," *Proceedings of the ASPE 2003 Annual Meeting*, pp. 191~194.
- (12) Ljung, L., 1999, *System Identification-Theory for the User*, Prentice Hall PTR, New Jersey, pp.79~246.
- (13) *MATLAB System Identification Toolbox User Guide*, 2000, Mathworks, Inc.
- (14) Kuo, B. C., 1992, *Digital control Systems*, Saunders College Publishing, Florida, pp. 383~417.