

이산형 2 자유도 제어기를 이용한 이송계의 통합설계 (II) -통합설계의 정식화와 해석-

김민석* · 정성중†

(2003년 12월 24일 접수, 2004년 3월 16일 심사완료)

Integrated Design of Feed Drive Systems Using Discrete 2-D.O.F. Controllers (II) -Formulation and Synthesis of Integrated Design-

Min-Seok Kim and Sung-Chong Chung

Key Words : Abbe offset(아베오프셋), Contour error(윤곽오차), Integrated Design (통합설계), Multi-objective function(다목적함수), Nonlinear optimal design(비선형 최적설계), Optimum motor selection (최적모터선정), Stability(안정도)

Abstract

In order to acquire high-speed and high-precision performances in servomechanisms, an integrated design method have been proposed. Based on strict mathematical modeling and analysis of system performance according to design and operating parameters, a nonlinear constrained optimization problem including the relevant subsystem parameters of the servomechanism is formulated. Optimum design results of mechanical and electrical parameters are obtained according to the design parameters specified by designers through the integrated design processes. Motors are optimally selected from the servo motor database. Both the geometric errors referring to Abbe offset and the contour errors are minimized while required constraints such as stability conditions and saturated conditions are satisfied. This design methodology both offers the improved possibility to evaluate and optimize the dynamic motion performance of the servomechanism and improves the quality of the design process to achieve the required performance for high-speed/precision servomechanisms.

기호설명

A_m^* : 허용 이득여유, dB
 $C_f(z)$: 위치제어기 이산전달함수
 $C_f(z)$: 속도제어기 이산전달함수
 D_a : 아베오프셋, m
 D_{a0} : 아베오프셋 초기값, m
 E_r : 반지름오차
 E_{r0} : 반지름오차 초기값
 J_{eq} : 이송계 등가관성, $kg \cdot m^2$

J_{eq0} : 이송계 등가관성 초기값, $kg \cdot m^2$
 $F(z)$: 앞먹임제어기 이산전달함수
 $G_c(z)$: 이송계 페루프 이산전달함수
 $G_m(z)$: 이송계 기계부 이산전달함수
 $G_o(z)$: 이송계 개루프 이산전달함수
 T_f : 이송계에 작용하는 외란토크, $N \cdot m$
 T_{max} : 최대 모터토크, $N \cdot m$
 T_s : 샘플링 주기, sec
 δ_c^* : 최대 허용변위량, m
 ϕ_m^* : 허용 위상여유, $degree$
 ω_b : 시스템 대역폭, rad/sec
 ω_{b0} : 시스템 대역폭 초기값, rad/sec
 ω_k : 이득교차주파수, rad/sec
 ω_p : 위상교차주파수, rad/sec
 ω_s : 샘플링 주파수, $1/sec$

* 한양대학교 기계설계학과

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : schung@hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0444 FAX : (02)2298-4634

1. 서론

우주항공, 반도체, 그리고 고속·고정밀 생산시스템 등의 첨단산업에 필수적으로 요구되는 위치결정 시스템은 기계요소 및 제어요소로 이루어진 대표적인 메카트로닉 시스템(mechatronic system)이다. 이러한 메카트로닉 시스템의 설계 시 각 구성요소의 성능을 개별적으로 최적화 및 최대화 하는 요소설계를 이용할 경우 원하는 고성능의 메카트로닉 시스템을 설계할 수 없다.⁽¹⁻³⁾ 예를 들어 고속 이송계의 경우, 볼나사의 지름과 위치제어기 이득값 사이의 상호작용에 의해 원호보간시의 반지름오차가 급격하게 증가하는 조합이 존재하며 단순한 요소설계에 의해서는 이러한 기계요소와 제어요소 사이의 시스템 성능을 저하시키는 상호관계를 고려할 수 없다.⁽³⁾ 또한 이송계 속도제어기의 적분이득이 상대적으로 낮은 경우 볼나사의 리드가 증가할수록 이득여유도 증가하지만 속도제어기의 적분이득이 어느 범위 이상이 되면 볼나사의 리드가 증가할수록 오히려 이득여유가 감소한다⁽³⁾. 따라서, 고속 이송계와 같은 고성능의 메카트로닉 시스템을 설계하기 위해서는 기존의 요소설계가 아닌 전체 시스템의 정적 및 동적 특성과 시스템의 각 요소에 대한 설계 필요사항을 만족시킬 수 있는 통합설계가 요구된다.⁽⁴⁻⁵⁾

능동자기베어링(active magnetic bearing)의 설계에서 Park 등⁽⁶⁾과 Chang 등⁽⁷⁾은 PID 제어기를 이용한 축방향 자기베어링 시스템의 통합설계를 수행하였다. 이송계의 경우 Dequidt 등⁽⁸⁾은 기계요소와 제어요소(비례-미분제어기)의 상호관계를 고려하여 이송계의 대역폭과 최적의 관성비 설계법을 제안하였지만 제어기의 설계변경 정보와 기계요소의 치수정보들을 제공하지 못하였다. Kakino 등⁽⁹⁾은 구성요소들의 여러 조합을 통해 얻을 수 있는 역학 파라미터들을 이용하여 강성 및 상승시간 등의 평가함수와 설계변수의 민감도를 도식적으로 표현한 JK-map 을 이용하여 이송계를 설계하였다. 그러나 이와 같은 설계법은 볼나사의 지름 등 기계요소의 최종적인 설계결과를 제공하지 못하며 단지 설계자가 전체 시스템의 성능을 직관적으로 이해하는데 도움을 주는 역할을 한다. 또한 일반적인 이송계 설계의 경우 구동모터의 선정이 완료된 후 일련의 설계과정을 수행하기 때문에 모터의 특성 및 성능변화가 설계 과정에 충분히 고려되지 못하였다.

본 논문에서는 각 구성 요소의 독립적인 성능 및 구성 요소들 사이의 상호관계를 고려하며, 이산영역에서 설계된 2 자유도 제어기의 제어이득과

볼나사의 지름 및 리드 등 기계요소의 최종적인 설계결과까지 제공할 수 있는 이송계 통합설계 방법론을 제안한다.

이와 같은 통합설계를 위해서는 이송계의 기계요소 및 제어요소의 정확한 모델을 바탕으로 각 구성 요소들 사이의 상호작용이 이송계의 성능에 미치는 영향을 분석·평가하는 과정⁽³⁾이 선행되어야 한다. 이러한 과정을 바탕으로 고속·고정밀 이송계 설계시 필수적으로 고려되어야 할 윤곽오차 및 아베오차(Abbe error)를 최소화하면서 시스템의 안정성 및 응답성, 그리고 경제성 등을 고려한 비선형 최적화 문제를 정형화 한다. 여러 성능함수들을 다양하게 고려 할 수 있는 다목적 함수를 도입하여 각 목적 함수에 부여되는 가중치에 의해 설계자의 다양한 의도를 반영할 수 있도록 한다. 또한 기존연구⁽⁹⁾와 달리 최적화 과정 중에 발생할 수 있는 발산 및 유효숫자 등과 관련된 계산오차를 최소화하기 위해 무차원 변수를 도입하며, 모터 선정과정을 통합설계 과정에 포함시켜 원하는 성능의 이송계에 가장 적합한 최적의 모터를 선정한다. 선정된 모터는 소비전력을 최소로 하는 경제적인 효과와 전체 이송계의 관성을 최소화 할 수 있는 효과를 가진다. 마지막으로 다양한 사례 연구로부터 통합설계된 이송계는 제한조건을 위배하지 않으며 요구되는 시스템의 성능들을 모두 만족하는 것을 보인다.

2. 이송계 모델링 및 성능함수

2.1 이송계 모델링

엄격한 모델링 및 검증과정으로부터 수립된 이송계 기계요소의 모델과, 이산영역에서 설계된 강인성과 추종성을 동시에 만족시킬 수 있는 2 자유도 제어기 모델로부터 설계 대상 이송계의 개루프 및 폐루프 전달함수는 각각 다음과 같다.^(3,5)

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

$$G_c(z) = \frac{N_c(z)}{D_c(z)} = \frac{C_2(z)G_m(z)[C_1(z)+F(z)]T_s z}{(1+C_1(z) \cdot C_2(z) \cdot G_m(z))T_s z + C_2(z)G_m(z)(z-1)} \quad (2)$$

2.2 이송계 성능함수

이송계의 성능을 평가하는 기준으로는 공칭안정

성 및 상대안정성, 응답성, 윤곽오차 등이 있다. 시스템의 공칭안정성은 식 (3)과 같이 특성방정식의 근으로부터 평가할 수 있으며, 상대안정성은 식 (4)와 같은 이득여유 A_m 및 위상여유 ϕ_m 로부터 평가할 수 있다.

$$|z_i| < 1, z_i = \{z: D_c(z^{-1}) = 0\}, i = 1 \sim n \quad (3)$$

$$A_m = 1 / \left| G_o(e^{j\omega_s T_s}) \right| \quad (4)$$

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

시스템의 응답성은 페루프 전달함수의 대역폭으로부터 평가할 수 있다. 식 (2)의 이산영역 전달함수로부터 대역폭에 대한 수식을 통합설계 과정에 응용할 수 있는 양함수 형식으로 표현하면 다음과 같다.⁽³⁾

$$\omega_b = \frac{\omega_s}{\pi} \tan^{-1} \frac{\pi \omega_b^*}{\omega_s} \quad (5)$$

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

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

이송계에 존재하는 여러 오차 중 원호보간 시 발생하는 윤곽오차는 정현파 입력 R_i 와 정상상태에서의 출력 R_o 로 나타낼 수 있다.

$$E_r = \frac{R_i - R_o}{R_i} = 1 - \frac{R_o}{R_i} \quad (6)$$

$$= 1 - \frac{\text{Re} \left[G_c(e^{j\omega_s T_s}) \right]}{\text{Re} \left[G_c(e^{j\omega_s T_s}) \right] + \text{Im} \left[G_c(e^{j\omega_s T_s}) \right]^2}$$

또한 외력에 의한 이송계 구조부의 변형 및 볼나사 축의 좌굴하중, 볼나사의 공진에 의한 한계 속도 그리고 제어기의 포화 등도 이송계의 통합설계시 반드시 고려해야 한다.^(3,5)

3. 통합설계의 정식화

3.1 통합설계의 목적

본 논문에서는 여러 성능조건 및 제한조건들을 만족하면서 이송계의 아베오차, 윤곽오차 그리고 등가관성을 최소화하고 응답성을 최대화하는 다목적 함수(multi-objective function)의 통합설계를 수행

한다. 다목적 함수는 식 (7)과 같이 아베오차 D_a , 윤곽오차 E_r , 이송계 등가관성 J_{eq} 그리고 응답성에 대한 항목 ω_b 으로 구성된다.⁽³⁾

$$F(x) = C_1 D_a + C_2 J_{eq} + C_3 |E_r| + C_4 \frac{1}{\omega_b} \quad (7)$$

여기서, C_k ($k=1 \sim 4$) 는 각 목적함수의 가중치이다. 본 논문에서는 최적화 과정 중에 발생할 수 있는 설계변수의 발산 및 유효숫자 등과 관련된 계산오차를 최소화하기 위해 다목적 함수의 각 항을 정규화(normalization) 과정을 통해 무차원 변수로 변환하여 통합설계 과정에 사용한다.

$$F_N(x) = C_1 D_a^* + C_2 J_{eq}^* + C_3 E_r^* + C_4 \omega_b^* \quad (8)$$

여기서,

$$D_a^* = \frac{D_a}{D_{a0}}, J_{eq}^* = \frac{J_{eq}}{J_{eq0}}, E_r^* = \left(\frac{E_r}{E_{r0}} \right)^2, \omega_b^* = \frac{\omega_{b0}}{\omega_b}$$

아베오차는 측정물과 측정 눈금선 사이의 거리를 뜻하는 아베오프셋(Abbe offset)과 각도 α_o 에 의한 회전오차로서, 이송계의 경우 Fig. 1 과 같이 엔코더(encoder)에 의해 위치검출이 이루어지는 볼나사의 중심 축과 실제 가공물이 위치하는 테이블 윗면과의 직선거리를 아베오프셋 D_a 으로 정의할 수 있다.⁽¹⁰⁾ 아베오프셋이 증가할수록 제어기로 되먹임 되는 위치와 실제 가공이 이루어지는 위치 사이의 오차 ϵ (아베오차)가 증가하게 되므로 고정도의 이송계를 설계하기 위해서는 이러한 아베오프셋을 반드시 고려해야 한다.

본 논문에서 사용한 다목적 함수의 통합설계는 각 목적함수에 부여되는 가중치에 의해 설계자의 의도를 다양하게 반영할 수 있다. 예를 들어, 고속 드릴링 공정이나 Die Bonder 를 위한 이송계의 설계시 윤곽오차에 관련된 목적함수보다 응답성에 관련된 목적함수의 가중치를 높게 설정함으로써

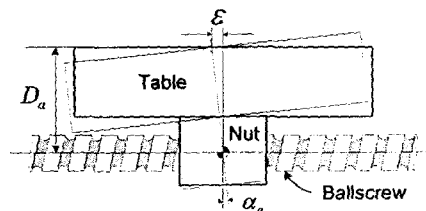


Fig. 1 Abbe offset and error in a feed drive system

요구되는 특성에 더욱 적합한 이송계를 설계할 수 있다.

3.2 통합설계 고려사항

이송계의 공칭 및 상대 안정성, 가공물 하중 및 절삭력 등의 외력에 의한 이송계 구조부의 변형, 이송계 기계요소의 한계속도, 그리고 제어입력 포화 등은 통합설계 시 고려되어야 할 사항이며^(3,5) 이와 같은 제한조건들을 Table 1에 정리하였다. 또한 시스템에 입력되는 지령치 등 통합설계 과정에서 설계자에 의해 정의되는 설계변수들은 Table 2에 나타내었다. Table 2의 설계변수들은 제 1보⁽³⁾의 시스템 규명작업에 사용된 이송계의 사양과 고속 이송계의 작동범위⁽¹¹⁾를 바탕으로 선정하였다.

이송계 설계 시 설계 대상 이송계에 적합한 구동모터를 새롭게 설계·제작하는 것은 경제적인 측면이나 효율적인 측면에서 바람직하지 않다. 따라서 이송계 설계 시 최적의 모터를 선정하는 과정은 중요하다. 최적의 모터를 선정하는 방법으

로는 열과 마찰 등으로 소비되는 에너지를 최소화하는 기법⁽¹²⁾이나, 이송계 성능에 관련된 모터의 여러 사양들을 특정한 기준에 대해 정규화 시킨 후 그것을 바탕으로 최적의 모터를 선정하는 기법⁽¹³⁾ 등이 있다. 본 논문에서는 이송계의 설계과정에 모터 선정과정을 포함시켜 설계하는 이송계에 가장 적합한 모터를 선정한다. 이송계 설계 시 초기설계에서의 성능조건을 만족하는 모터를 일차적으로 선정, 통합설계의 초기값으로 사용하여 일련의 통합설계 과정을 수행한 후 통합설계를 통해 도출된 이송계 사양으로부터 최적의 모터를 다시 선정하는 과정을 반복하게 된다. 이러한 과정을 통해 선정된 모터는 최소의 소요전력을 가지는 경

Table 1 Constraints for the integrated design

Description	Equation
Maximum feedrate V_{max}^c	$g_1: V_{max} - V_{max}^c < 0$ $V_{max}^c = \lambda^2 \frac{D_{bs} P}{8\pi L_{sp}^2} \sqrt{\frac{E_{bs}}{\rho_{bs}}}$
Maximum deformation δ_c	$g_2: \delta_c - \delta_c^* < 0$ $\delta_c = \frac{\beta}{2k} \left(\frac{2 + \cos \beta a_{ib} + \cosh \beta a_{ib}}{\sin \beta a_{ib} + \sinh \beta a_{ib}} \right) (F_c^x + F_w)$
Buckling load P_b	$g_3: F_c^x - P_b < 0$ $P_b = \frac{4\pi^2 E_{bs} I_{bs}}{L_{sp}^2}$
Stability conditions	Nominal stability: $g_4: z_i - 1 < 0$ $z_i = \{z: D_c(z^{-1}) = 0\}, i = 1 \sim n$ Gain margin: $g_5: A_m^* - A_m < 0$ $A_m = 20 \log_{10} \left[\frac{1}{ G_o(e^{j\omega_p T_s}) } \right]$ Phase margin: $g_6: \phi_m^* - \phi_m < 0$ $\phi_m = \angle \left[G_o(e^{j\omega_p T_s}) \right] + \pi$
Saturation conditions	$g_7: \tau_{sat} - \tau_m^{\max} < 0$ $g_8: \tau_m^{\max} - T_{\max} < 0$ $\tau_m^{\max} = \frac{J_{eq} d^2}{R dt^2} a_{\max}$ $\tau_{sat} = \max \left\{ \nu G_{tot}(e^{j\omega T_s}) \cdot X_c(e^{j\omega T_s}) \right\}$

Table 2 Design parameters specified by a user

Description	Value	
Motor specification (from motor selection procedure)	Torque constant K_t	0.498 [N·m/A _{rms}]
	Back-emf constant K_{emf}	0.0142 [V _{rms} /rpm]
	Maximum speed ω_{motor}^{\max}	5000 [rpm]
	Peak torque T_{max}	3.82 [N·m]
	Rotor inertia J_{rt}	0.173e-4 [kg·m ²]
Mechanical dimension	Table width a_{ib}	0.3 [m]
	Table length b_{ib}	0.3 [m]
	Stroke L_u	0.3 [m]
Motion command	Circular radius R_i	0.1 [m]
	Circular velocity ω_i	5 [rad/sec]
	Maximum acceleration a_{\max}	2g [m/sec ²]
	Maximum feedrate V_{\max}	45 [m/min]
External forces	Cutting force $\vec{F}_c = F_c^x + F_c^y + F_c^z$	(100, 100, 100) [N]
	Load capacity F_w	50 [kgf]
Constraints	Gain margin A_m^*	5 [dB]
	Phase margin ϕ_m^*	30 [degree]
	Allowable deflection δ_c^*	5×10^{-6} [m]
	Time constant of I-controller, τ_i	0.01 [sec]
Order of closed-loop Transfer function, n	7	

제적인 효과와 전체 이송계의 관성을 최소화 할 수 있는 효과를 가진다. 본 논문에서는 기존의 여러 모터 제작 업체들의 기술자료를 참조하여 모터의 성능과 사양에 대하여 Fig. 2 와 같은 데이터베이스

를 구축한 후 이송계의 통합설계 및 모터의 최적 선정과정에 사용하였다.

3.3 통합설계의 정식화

통합설계를 위한 설계변수로서 볼나사 지름(D_{bs}), 볼나사 리드(l), 아베오프셋(D_a), 그리고 제어기의 제어이득(K_f, K_{pp}, K_{vp} , 그리고 K_w)을 선정한다. 이와 같은 설계변수들은 기계요소와 제어요소의 변수가 모두 포함되어 있으므로 기존의 요소설계에서 시스템 설계로 확장된 것을 알 수 있다. 따라서 고속 이송계의 통합설계는 식 (9)와 같이 일반화된 비선형 최적화 문제로 정식화 시킬 수 있으며, 모터의 선정과정을 포함한 통합설계 과정의 전반적인 흐름도는 Fig. 3 과 같다. 또한 본 논문에서는 Microsoft Visual C++(14)을 사용하여 모터에 대한 데이터베이스를 구축하였으며, MATLAB(15)을 사용하여 통합설계 프로그램을 작성하고 식 (9)와 같은 제한조건이 있는 비선형 최적화 문제의 해를 도출하였다.

모델	토크(Nm)	속도(rpm)	기타	비고
FMA-CN01	3.25	9.75	300	3000
FMA-CN02	6.5	19.5	300	3000
FMA-CN05	13	39	300	3000
FMA-CN10	26	78	400	3000
FMA-CN15	40.7	146	1500	3000
FMA-CN22	71.4	214	2200	3000
FMA-CN30	97.4	292	3000	3000
FMA-F222	107	292	2200	2000
FMA-TN17	110	330	1500	1500
FMA-F216	38.53	115.5	600	2000
FANUC-0a	23.9184	266.3061	600	1500
FANUC-5S	60	540	300	1500
FANUC-15S	120	810	1800	1500
FANUC-30S	240	1620	900	1500
FANUC-35S	300	2304	2800	1500

Fig. 2 Database of servo motors

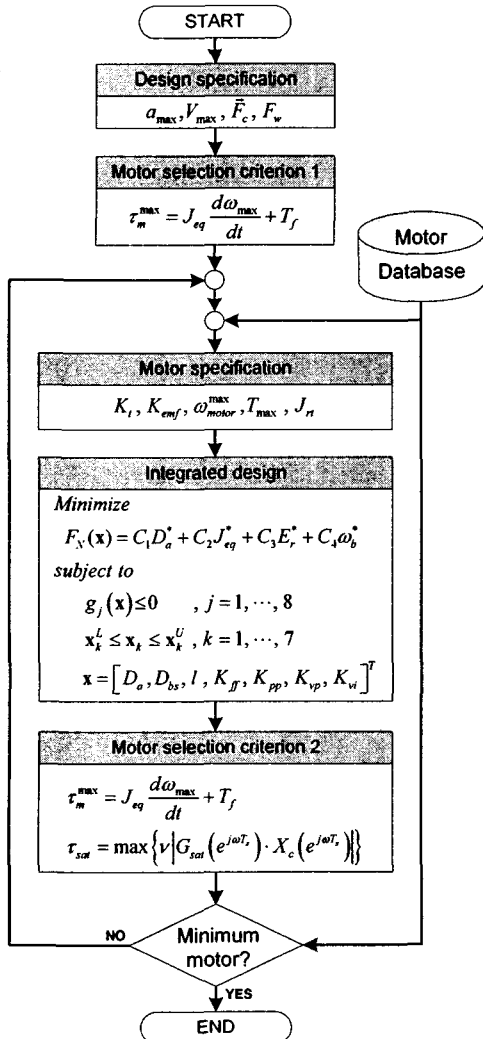


Fig. 3 Flow chart of the integrated design procedure

Minimize

$$F_N(x) = C_1 D_a^* + C_2 J_{eq}^* + C_3 E_r^* + C_4 \omega_b^*$$

subject to

$$g_i(x) \leq 0, \quad i = 1, \dots, 8 \tag{9}$$

$$x_j^L \leq x_j \leq x_j^U, \quad j = 1, \dots, 7$$

$$x = [D_a, D_{bs}, l, K_f, K_{pp}, K_{vp}, K_w]^T$$

4. 이송계 통합설계 결과

4.1 통합설계 - 사례 1

식 (9)의 가중치를 모든 목적함수가 최적화 과정에 동일한 영향을 미치도록 선정한 후 통합설계를 수행하였다. 통합설계의 결과를 Table 3, 4 에 나타내었으며, 이송계의 Bode 선도를 Fig. 4 에 나타내었다.

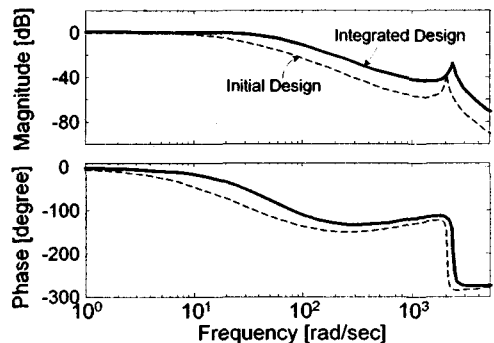


Fig. 4 Comparisons of Bode diagrams

Table 3 Integrated design results: design variables

Design variable	Units	Initial design	Integrated design
$X_1 (D_a)$	m	0.0410	0.0257
$X_2 (D_{bs})$	m	0.016	0.0125
$X_3 (I)$	m	0.005	0.0132
$X_4 (K_{ff})$	V/V	0.1	0.1400
$X_5 (K_{pp})$	V/V	100	98.6717
$X_6 (K_{vp})$	V/V	1	2.9772
$X_7 (K_{vi})$	V/V	0.1	0.3974

Table 4 Integrated design results: system performance

Performance index	Units	Initial design	Integrated design
E_r	%	6.6800	0.0668
ω_b	rad/sec	12.717	40.030
J_{eq}	kg·m ²	1.03×10^{-4}	8.13×10^{-5}
τ_{sat}	N·m	1.29	0.829
A_m	dB	86.828	25.201
ϕ_m	degree	81.749	75.761

통합설계 후 시스템의 대역폭은 Fig. 4 와 Table 4 에서와 같이 3 배 가량 증가하였으며, 아베오프셋의 경우 초기설계에 비해 37% 정도 감소하여 고정도의 이송계가 설계되었음을 알 수 있다. 또한 Table 4 로부터 원호보간 시의 윤곽오차가 초기설계에 비해 약 90% 감소하는 것을 확인할 수 있다. 또한 Table 4 의 τ_{sat} 의 값에서 알 수 있듯이 초기설계에 사용된 모터보다 더 작은 용량과 부피의 모터가 최종적으로 선정되었다. 이와 같은 결과는 등가관성 및 아베오프셋을 최소화 하는 과정과 제어기 포화라는 제한조건에 의해 요구되는 모터 출력 및 그에 따른 제어 입력이 감소했기 때문이다.

본 논문에서 제시한 통합설계는 엄격한 모델링과 해석을 통해 도출된 제한조건을 위배하지 않고 요구되는 시스템의 성능을 고르게 향상시킨 결과를 보인다. 따라서 통합설계 후 시스템의 상대안정도가 초기설계에 비해 감소한 결과를 보이지만 이는 이송계 초기 설계의 제어 이득이 낮게 설정되어 있었고 기계요소가 과설계(over-design)되어 초기 시스템의 안정도가 상대적으로 높았기 때문이다.

또한 앞먹임 제어기가 포함된 이산형 2 자유도 제어기를 도입함으로써 기존의 통합설계결과⁽⁵⁾에 비해 높은 상대안정도를 유지하면서 제어요소의

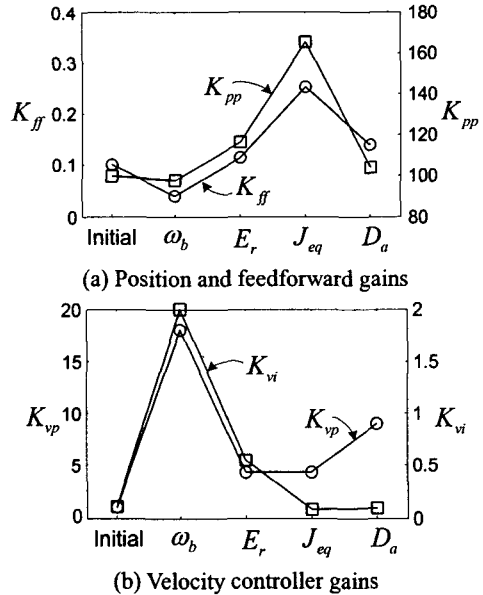


Fig. 5 Design variables vs. different weighting factors

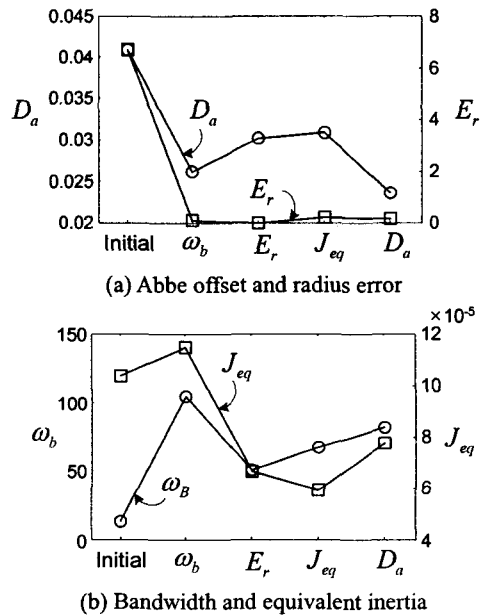


Fig. 6 Cost functions vs. different weighting factors

제어이득이 전반적으로 증가하였으며, Table 2 와 같은 외력이 존재하는 경우에도 원하는 강인성(상대안정도) 및 추종성(윤곽오차)을 만족시킨다.

4.2 통합설계 - 사례 2

드릴링 공정이나 Die Bonder 의 경우 PTP (Point-To-Point) 제어를 사용하므로 이송계의 윤곽제어 성능 및 추종성 보다 응답성이 더욱 많이 요구되며, 절삭력 등과 같은 외력이 상대적으로 감소한다.

이와 같은 경우 식 (9)의 다목적 함수에서 시스템의 응답성능에 관련된 목적함수에 가중치를 부과하여 통합설계를 수행할 경우 특정한 성능이 요구되는 이송계를 설계할 수 있다. 따라서 앞 절의 경우와 다르게 다목적 함수의 각 항이 최적화 과정에 지배적인 영향을 미치도록 가중치를 부여한 후 통합설계 과정을 수행하였으며, 그 결과를 Fig. 5~7 과 Table 5, 6 에 나타내었다. Fig. 5~7 에서 x 축은 지배적인 가중치가 부여된 목적함수의 항을 나타낸다. 모든 경우에서 초기설계보다 통합설계된 이송계의 성능이 향상되었으며, 이미 언급한 바와 같이 상대 안정성은 다소 감소하였다.

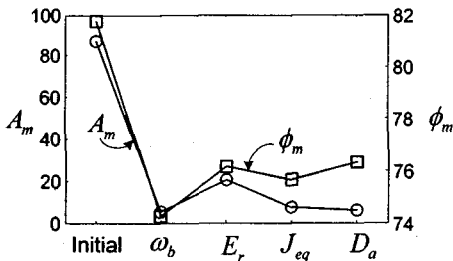


Fig. 7 Relative stability vs. different weighting factors

Table 5 Integrated design results vs. weighting factors: design variables

Design variable	Weighted D_a^*	Weighted E_r^*	Weighted J_{eq}^*	Weighted ω_b^*
$X_1 (D_a)$	0.024	0.030	0.031	0.026
$X_2 (D_{bs})$	0.011	0.012	0.012	0.011
$X_3 (l)$	0.014	0.010	0.009	0.017
$X_4 (K_{ff})$	0.140	0.116	0.253	0.040
$X_5 (K_{pp})$	103.836	116.298	165.030	97.361
$X_6 (K_{vp})$	9.028	4.296	4.321	17.995
$X_7 (K_{vi})$	0.090	0.539	0.074	1.996

Table 6 Integrated design results vs. weighting factors: system performance

Performance index	Weighted D_a^*	Weighted E_r^*	Weighted J_{eq}^*	Weighted ω_b^*
E_r	0.139	0.000	0.196	0.085
ω_b	80.947	49.865	66.602	104.20
J_{eq}	7.74E-5	6.64E-5	5.89E-5	1.14E-5
τ_{sat}	0.71	0.82	0.84	0.87
A_m	5.76	20.56	7.56	5.51
ϕ_m	76.33	76.12	75.66	74.27

이와 같은 통합설계 결과에서 시스템 응답성(대역폭)에 관련된 목적함수의 항목에 지배적인 가중치를 부과한 경우, 초기 설계 보다 등가관성은 증가하고 아베오프셋은 감소하며 제어요소 중 속도제어기 이득이 큰 폭으로 증가하는 것을 알 수 있다. 따라서 불나사의 지름 및 속도제어기의 이득을 전반적으로 증가시키면 드릴링 공정이나 Die Bonder 에 적합한 응답성이 향상된 고속 이송계를 설계할 수 있다.

4.3 최대 이송속도 및 최대 가속도의 영향

식 (9)의 가중치를 모든 목적함수가 최적화 수행과정에 동일한 영향을 미치도록 선정 한 후, Table 2 의 설계변수 중 입력지령의 속도(최대 이송속도) 및 가속도(최대 가속도)를 변화시키면서 통합설계를 수행한 결과를 Table 7, 8 및 Fig. 8~11 에 나타내었다.

최대이송속도 설계변수를 증가시키에 따라 Fig. 8, 9 에서와 같이 등가 관성은 미소하게 증가하고 있으며 위치제어기 및 속도제어기의 이득은 감소하고 있다. 아베오프셋의 경우 최대 이송속도에 비례하여 증가하다가 어느 수준 이상이 되면 더 이상 증가하지 않는다. 또한 제어요소의 설계변수

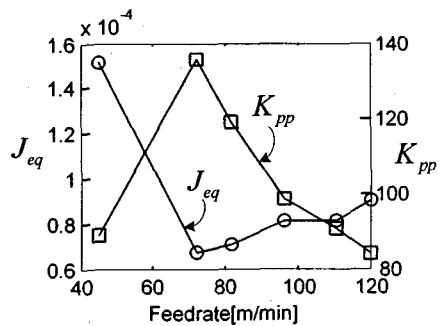


Fig. 8 Equivalent inertia and position controller gain vs. maximum feedrates

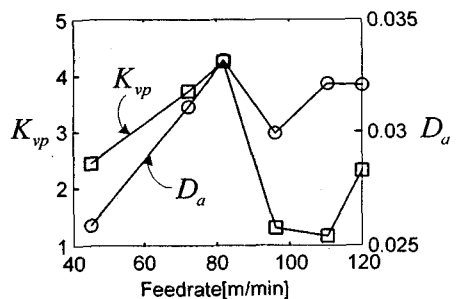


Fig. 9 Abbe offset and velocity controller gain vs. maximum feedrates

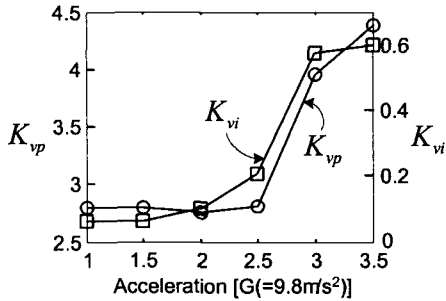


Fig. 10 Velocity controller gains vs. maximum accelerations

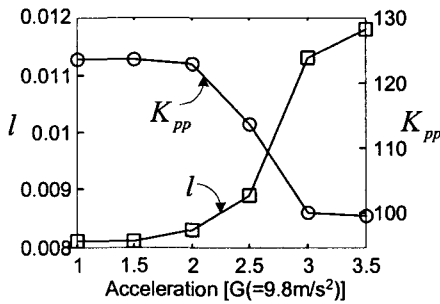


Fig. 11 Mechanical and electrical parameters vs. max. accelerations

Table 7 Integrated design results vs. max. feedrates

Max. Feedrate	72 m/min	96 m/min	110 m/min	120 m/min
$X_1 (D_a)$	0.032	0.036	0.025	0.028
$X_2 (D_{bs})$	0.014	0.013	0.013	0.015
$X_3 (l)$	0.009	0.013	0.013	0.013
$X_4 (K_{ff})$	0.075	0.140	0.129	0.127
$X_5 (K_{pp})$	135.504	98.672	90.530	83.946
$X_6 (K_{vp})$	3.447	2.977	3.860	3.833
$X_7 (K_{vi})$	0.418	0.397	0.597	0.581

Table 8 Integrated design results vs. max. accelerations

Max. Acc/Dec	1×9.8 m/sec ²	1.5×9.8 m/sec ²	2×9.8 m/sec ²	3×9.8 m/sec ²
$X_1 (D_a)$	0.035	0.035	0.035	0.029
$X_2 (D_{bs})$	0.018	0.018	0.018	0.014
$X_3 (l)$	0.008	0.008	0.008	0.011
$X_4 (K_{ff})$	0.062	0.063	0.062	0.076
$X_5 (K_{pp})$	123.492	123.468	122.722	100.010
$X_6 (K_{vp})$	2.796	2.796	2.758	3.959
$X_7 (K_{vi})$	0.061	0.060	0.100	0.576

인 위치제어기의 이득과 기계요소의 설계변수인 등가관성은 최대 이송속도의 변화에 따라 서로 상반되는 거동을 보인다.

한편, 최대 가속도의 영향에 의한 기계요소 및 제어요소 설계변수의 변화를 Fig. 10, 11에 나타내었다. 최대 가속도가 어느 수준 이상 증가하면 제어기 포화에 대한 제한조건에 의해 위치제어기의 이득은 감소하고 불나사의 리드와 속도제어기의 이득이 증가하여 원하는 가속도 성능을 만족하게 된다. 최대 이송속도의 변화에서와 같이 최대 가속도 설계변수를 증가시키기에 따라 속도제어기 이득과 불나사의 리드는 서로 유사한 거동을 보이며 이와 같은 현상은 기계요소와 제어요소를 동시에 고려할 수 있는 통합설계 과정을 통해 확인할 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 비선형 최적설계 기법을 이용하여 고속 이송계의 통합설계를 수행하였다. 기존의 이송계 설계 방법과는 달리 불나사 지름, 불나사 리드, 그리고 각 제어루프의 제어이득 등과 같은 기계요소 및 제어요소의 변수들을 동시에 고려하여 경제성, 응답성, 안정성을 만족하면서 아베오차 및 윤곽오차를 최소화 하는 고속 이송계를 설계하였다. 본 논문의 주요 연구 내용 및 결과는 다음과 같다.

(1) 기계요소의 설계변수로서 아베오프셋을 고려하여 고정도 시스템의 설계가 가능하도록 하였다.

(2) 모터의 성능과 사양에 대한 데이터베이스를 구축하였으며, 이송계의 통합설계 과정에 모터 선정과정을 포함시켜 설계하는 이송계에 가장 적합한 모터를 선정하였다.

(3) 다목적 함수의 최적화 문제를 정식화 하여 각 목적함수에 부여되는 가중치에 의해 설계자의 의도를 다양하게 반영하였다.

(4) 다목적 함수의 각 항을 정규화 과정을 통해 무차원 변수로 변환하여 최적화 과정 중에 발생할 수 있는 설계변수의 발산 및 유효숫자 등과 관련된 계산오차를 최소화하였다.

(5) 통합설계 된 고속 이송계는 제한조건을 위반하지 않으며 요구되는 성능을 모두 만족시킴으로써 제안된 통합설계 방법의 타당성을 입증하였다.

(6) 이산형 2 자유도 제어기를 도입함으로써 기존의 통합설계결과에 비해 높은 상대안정도를 유지하면서 제어요소의 제어이득이 전반적으로 증가

하는 등 원하는 강인성 및 추종성을 만족시킨다.

(7) 사례 1의 통합설계된 고속 이송계는 주어진 제한조건 및 성능을 만족시키면서 기존의 이송계에 비해 응답성이 3배 가량 향상되고 반지름오차는 약 90%, 아베오프셋은 약 37% 감소하였으며 초기 설계에 비해 작은 용량의 모터가 선정되었다.

(8) 사례 2와 같이 목적함수에 설계목적에 따라서 서로 다른 가중치를 부과하는 경우에도 본 논문에서 제안된 통합설계는 적절한 해를 도출하였으며, 반지름오차, 응답성 그리고 안정성 등과 같은 시스템의 성능이 기계요소 설계변수와 제어요소 설계변수의 상호작용에 의해 결정되는 것을 확인하였다.

(9) 최대 이송속도 설계변수를 증가시킴에 따라 등가 관성은 미소하게 증가하고 있으며 위치제어기 및 속도제어기의 이득은 감소한다. 또한 제어요소의 설계변수인 위치제어기의 이득과 기계요소의 설계변수인 등가관성은 최대 이송속도의 변화에 따라 서로 상반되는 거동을 보인다.

(10) 최대 가속도 설계변수를 어느 수준 이상 증가시키면 제어기 포화에 대한 제한조건에 의해 위치제어기의 이득은 감소하고 볼나사의 리드와 속도제어기의 이득이 증가하여 원하는 가속도 성능을 만족시킨다.

참고문헌

- (1) 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.
- (2) 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.
- (3) Kim, M., S. and Chung, S., C., "Integrated Design of Feed Drive Systems using Discrete 2-D.O.F. Controllers(1)-Modeling and Performance Analysis," *Trans. of KSME(A)* (in Korean).
- (4) Skelton, R. E., 1997, "Integrated Design, Modeling and Control of Structure," *Proc. of KACC*, pp. 1~4.
- (5) Kim, M., S. and Chung, S., C., 2003, "Integrated Design of High-Speed Feed Drive System," *Trans. of KSME(A)*, Vol. 27, No. 12, pp. 2028~2038 (in Korean).
- (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) Chang, H. D. and Chung, S. C., 2002, "Integrated Design of Radial Active Magnetic Bearing Systems Using Genetic Algorithms," *Mechatronics*, Vol. 12, pp. 19~36.
- (8) Dequidt, A., Castelain, J. M. and Valdés, E., 2000, "Mechanical Pre-Design of High Performance Motion Servomechanisms," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 35, pp. 1047~1063.
- (9) Kakino, Y., Matsubara, A., Li, Z., Ueda, D., Nakagawa, H., Takeshita, T. and Maruyama, H., 1997, "A Study on the Total Tuning of Feed Drive Systems in NC Machine Tools (4th report)," *JSPPE*, Vol. 63, No. 3, pp. 368~372.
- (10) Nakazawa H., 1994, *Principles of Precision Engineering*, New York, Oxford University Press, pp. 135~320.
- (11) Thusty, J., 1993, "High-Speed Machining," *Annals of the CIRP*, Vol. 42, No. 2, pp. 733~738.
- (12) Kim, S. W. and Park, J. S., 1990, "Computer Aided Optimum Motor Selection for D.C. Servo Drive Systems," *Int. J. Machine Tools & Manufacture*, Vol. 30, No. 2, pp. 227~236.
- (13) Herman, J. S. Joris, D. S. and Ronnie, B., 1999, "An Efficient Procedure for Checking Performance Limits in Servo Drive Selection and Optimization," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 4, No. 4, pp. 378~386.
- (14) <http://msdn.microsoft.com/vstudio/>.
- (15) *MATLAB Optimization User Guide*, Mathworks, Inc., 2000.