

머시닝센터를 위한 윤곽오차 분석 및 이송축 제어기 최적화

김성현*, 윤강섭⁺, 이만형⁺⁺

(논문접수일 2003. 2. 14, 심사완료일 2003. 4. 9)

Contour Error Analysis and Feed Controller Optimization for Machining Center

Sung Hyun Kim*, Kang Sup Yoon⁺, Man Hyung Lee⁺⁺

Abstract

One of the most important performance criteria related to the gain tuning of controller for CNC machining center is the contour error. This study analyzed circular error by the axis-matched and mismatched cases. To reduce ellipse and radius error, it is necessary to set the gain for each axis to be same bandwidth and high response. Based on the analysis in the frequency domain, we simulate feed system by mathematical model and then predict bandwidth of each axis. For analysis of structure vibration while the each axis is moving, we try the various of measuring method and position loop is improved by jerk limit.

Key Words : Machining Center(머시닝센터), Machine Tools's Feed System(공작기계 이송계), Contour Error(윤곽오차), Ellipse Error(타원화 오차), Radius Error(반경 오차), Bandwidth(대역폭), Position Loop(위치 루프), Speed Loop(속도 루프), Structure(구조계), Jerk Limit(지크 제한)

1. 서론

일반적으로 공작 기계는 크게 구조계, 주축계, 이송계 3 부분으로 나누어지고, 가공시 각각의 요소 특성과 가공 조건에 따라 품질이 결정된다. 특히 머시닝센터의 경우 고속 가공기의 가공품에 대한 고 품질을 요구하는 바, 고속 주축계의 연구와 더불어 이송계 관점에서 제어계와 기계계 매

칭에 대한 최적화 연구를 많이 하고 있다⁽¹⁾. 이러한 배경 하에 이송계의 다축제어를 위한 이전 연구에서는 CNC 서보 모터의 제어방법과 윤곽오차(contour error)와의 관계를 이론적으로 규명하고 윤곽오차 최소화를 위해 위치루프(position loop)제어기 설계에서 PD제어기를 제안하였다.^{(2),(3),(7)} 본 연구에서는 다축제어를 위해 이송계의 기계부에 관한 수학적 모델링을 하고 Matlab에서 시뮬레이션 하여

* 주저자, 부산대학원 지능기계공학과 (pmi0901@hitel.net)
주소: 609-806 부산시 금정구 구서1동 465-17번지
+ 대구대 자동차산업기계공학과
++ 부산대 기계공학과

동특성을 예측하였으며, 각 축의 특성과 윤곽오차의 타원화 오차(ellipse error)와 반경 오차(radius error)에 대한관계를 도출하여 설계에 반영하고자 하였고, 또한 실험에서 제어기 튜닝을 통한 윤곽오차 최소화하는 과정을 연구하였다. 한편 반경 오차를 줄이기 위해 이송계의 고 이득 적용으로 응답성은 대폭 개선되지만 구조계에 영향이 미칠 수 있어, 구조계의 공진을 감안한 CNC 제어변수의 최적화 사례를 보여 주고자 한다⁽⁴⁾.

2. 윤곽 오차 분석

본 연구에서 연구 대상으로 하는 공작기계의 구조계(structure)는 컬럼(column) 고정형의 수직형 머시닝센터로서 가공중 테이블이 이송함으로 가공물 중량이 이송계의 이송특성에 직접적인 영향을 주는 Fig. 1과 같은 구조이다.

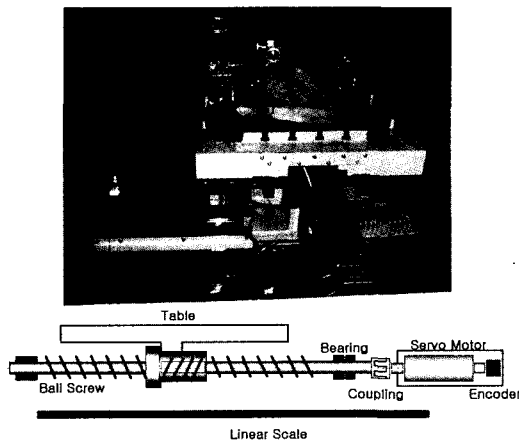


Fig. 1 Structure and feed system

이송계의 구성 요소는 토크를 발생시키는 모터와 모터의 회전 운동을 직선 운동으로 변환하는 동력 전달 기구 장치, 그리고 테이블, 공작물(work piece), 새들(saddle)로 구성되며, 이송계 운동은 위치, 속도, 전류루프의 캐스캐이드(cascade)형 피드백 제어를 거쳐 모터를 구동한다.

CNC 머시닝센터의 XY 이송테이블을 사용하여 원호운동 보간 지령시, 궤적오차와 이송계 응답성의 상호관계는 다음과 같은 수식으로 전개된다.

주어진 반경 R[m], 속도 V[m/sec]의 원호궤적지령에 대한 X, Y축의 위치지령값 $[x_m^*, y_m^*]$ 은 각각, $x_m^* = R \cos \omega t$, $y_m^* = R \sin \omega t$ 이 되며, 이것을 라플라스 변환하면, $x_m^*(s) = Rs / (s^2 + \omega^2)$, $y_m^*(s) = R\omega / (s^2 + \omega^2)$ 가 된다. 지령값에 대한 위치출력 $[x_m, y_m]$ 의 시간 응답은 이송계를 1차 시스템으로 간주하여 구할 경우, 식 (1)과 같이 된다.

$$x_m(s) = \frac{1}{T_{px}s + 1} x_m^*(s), \quad y_m(s) = \frac{1}{T_{py}s + 1} y_m^*(s) \quad (1)$$

식 (1)과 타원방정식 $x^2/R_a^2 + y^2/R_b^2 = 1$, $\sin 2\omega t + \cos 2\omega t = 1$ 의 수학 정리를 이용하여 구하면 장반경 $[R_a]$, 단반경 $[R_b]$ 은 식 (2)와 같다.

$$R_a, R_b = \frac{R}{2\sqrt{1 + (\omega T_{px})^2} 2\sqrt{1 + (\omega T_{py})^2}} \times [\sqrt{4 + (\omega T_{px} + \omega T_{py})^2} \pm |\omega T_{px} - \omega T_{py}|] \quad (2)$$

위 수식을 살펴보면 첫째 항은 반경오차 감소분이며 시스템의 시정수가 커짐에 따라 대체로 단조 증가하나 고차 시스템의 경우 항상 그렇지만은 않다. 둘째 항은 타원화 오차분이며 이송계의 동특성 차이 즉, 각 축의 시정수 불일치에

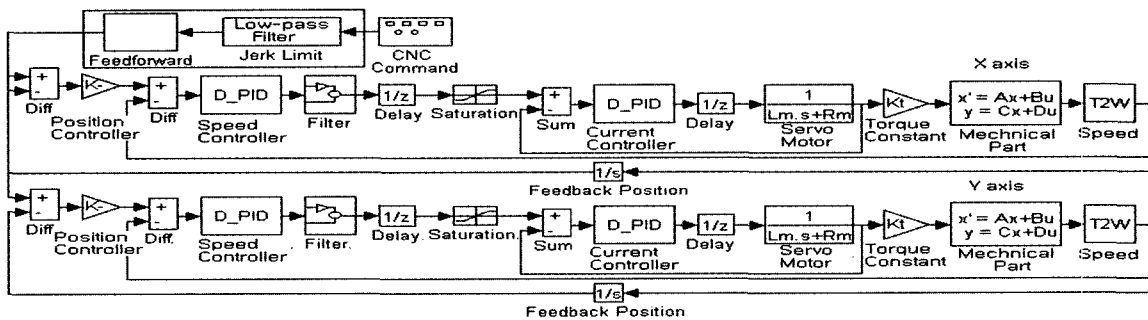


Fig. 2 Block diagram of drive controller in Matlab

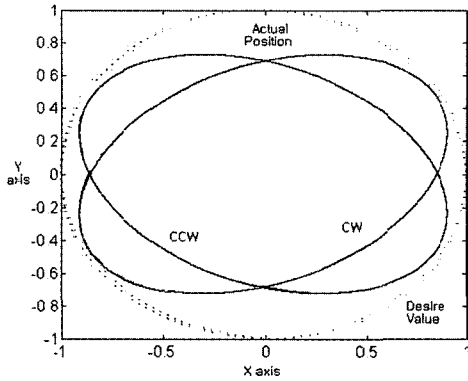


Fig. 3 Result of ellipse's error [simulation]

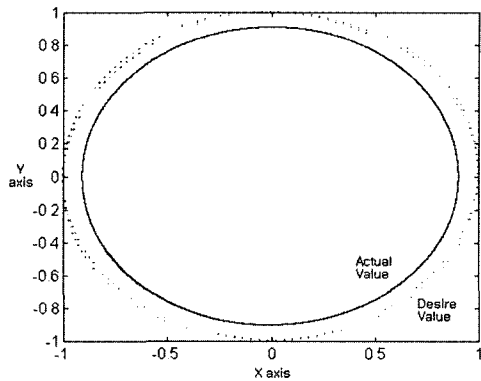


Fig. 4 Result of radius's error [simulation]

의해 생기는 오차분이다. Fig. 2는 각 제어루프 이득값과 기계사양에 따른 윤곽오차 변화 추이를 확인하기 위해 실제 장착한 SIEMENS SIMO-Drive 제어 구조와 유사하게 전류, 속도, 위치루프 및 기계부를 Simulink로 구성하였고, 직경 1m의 원호경로 궤적 시뮬레이션을 해보았다.

먼저 Fig. 3은 동일한 위치이득[$K_v=8.34\text{sec}^{-1}$]하에 X, Y축의 기계부 관성 모멘트를 서로 다르게 하여 속도루프 대역폭(bandwidth) 차이가 발생할 때 CW/CCW 방향에 따라 타원화 오차가 발생하였으며, Fig. 4는 이송속도를 0.75m/sec로 설정하고 이득을 낮추어 추종오차 과대에 따른 반경오차가 크게 발생하는 현상을 보여주었다.

3. 기계부 모델링 및 윤곽오차 실험

윤곽오차에 대한 시뮬레이션 결과를 이용하여 본 장에서는 먼저, 설계단계에서 기계사양에 따른 타원화 오차와 반경 오차를 줄이기 위한 노력으로 기계부에 대한 수학적 모델링을 시도하였다.⁽¹⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾ Fig. 5는 이송계의 기계요소를 각각 질량체로 간략화 하여 공작물 및 테이블을 포함한 7차 시스템으로 구성하였으며, 비선형 성분인 백래시와 마찰력을 제외한 시스템의 모델식 (3)을 시뮬레이션 하기 위해

Matlab에서 상태 방정식으로 구현하였다.

$$J\ddot{\Theta} + B\dot{\Theta} + K\Theta = FT_{m0} \quad (3)$$

$$\Theta = \begin{pmatrix} \theta_{en} \\ \theta_{m0} \\ \vdots \\ \theta_{m5} \end{pmatrix}, F = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ \vdots \\ 0 \end{pmatrix},$$

$$J = \begin{pmatrix} J_{en} & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & J_{m0} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & J_{m4-m5} \end{pmatrix},$$

$$B = \begin{pmatrix} B_{en} & -B_{en-m0} & \cdots & 0 \\ -B_{en-m0} & B_{en-m0} + B_{m0-m1} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & B_{m4-m5} \end{pmatrix},$$

$$K = \begin{pmatrix} K_{en-m0} & -K_{en-m0} & \cdots & 0 \\ -K_{en-m0} & K_{en-m0} + K_{m0-m1} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & K_{m4-m5} \end{pmatrix}$$

여기서 J, B, K는 각 기계요소의 관성 모멘트, 댐핑, 강성 계수를 나타내며, θ 는 각 기계 요소의 각 변위량[rad], T_{m0} 는 모터의 토크를 나타낸다. 실험 대상 장비의 기계본체는 (주)위아 KV45 모델의 수직형머시닝센터로서 Sie-

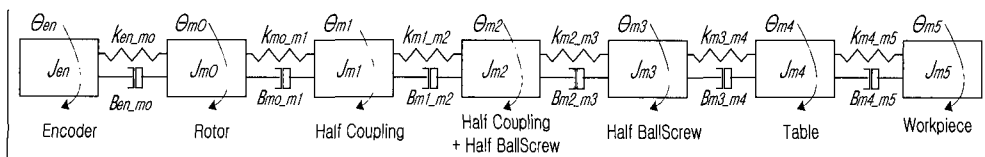


Fig. 5 Model of mechanical part

mens의 CNC 810D와 동일한 X, Y축 서브모터(모델: 1FK6), Simo-Drive 인버터를 탑재하였으며 최대 급이송속도는 30m/min, 주축 최고회전수는 10,000rpm의 제원을 갖고 있다. Table 1은 X, Y축의 모멘트, 강성, 댐핑값으로서 직선운동을 하는 테이블은 모터측에서 환산된 회전운동체로 변환하여 모델링하였으며, 테이블의 환산 모멘트[J_t]는 식 (4)와 같다.

$$J_t = M_t \left(\frac{h}{2\pi} \right)^2 \quad (4)$$

여기서, M_t 는 테이블의 질량, h 는 볼스크류의 피치를 나타낸다. 테이블의 회전강성계수는 식 (5)에서 구할 수 있다.

$$C_t = 0.6 \cdot (C_s + C_n + C_{br}) \left(\frac{h}{2\pi} \right)^2 \quad (5)$$

상기식에서 계수 0.6은 실험적 경험에 의한 보정 계수를 나타내며, C_s, C_n, C_{br} 은 각각 볼스크류, 너트, 베어링의 축방향 강성계수를 나타낸다. Ballscrew의 관성모멘트[J_b]와 회전강성계수[C_g]는 볼스크류 직경[d_r], 길이[L_s]의 원통형 단일 질량체로 간략화하여 식 (6), (7)과 같이 계산한다.

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

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

여기서, G : 횡탄성계수 ($8.3 \times 10^3 [Kg/mm^2]$), ρ : ballscrew 재질의 밀도 (Kg/mm^3)를 나타낸다. 이밖에 모터, 엔코더, 그리고 커플링의 관성모멘트와 강성계수는 제조사가 제공하는 사양표로부터 구할 수 있다. Fig. 6은 Table 1에 대해 모델링한 기계부의 오픈루프(open loop) 주파수 응답 선도이다.

1차 공진점인 Table Natural Frequency (zero)는 X, Y축에서 동일하게 32Hz, 2차 기계 공진점인 Torsional Natural Frequency (zero)는 X, Y축에서 각각 200, 170 Hz임을 알 수 있었다. 이송계에서 공진점에 대한 지배적인 요소

Table 1 Specification of prototype machine's feed system

Description	Unit	X axis	Y axis
Table Inertia	$Kg \cdot m^2$	4.93×10^{-3}	5.95×10^{-3}
Encoder Inertia	$Kg \cdot m^2$	2.5×10^{-6}	2.5×10^{-6}
Motor Inertia	$Kg \cdot m^2$	2.71×10^{-3}	2.71×10^{-3}
Coupling Inertia	$Kg \cdot m^2$	4.0×10^{-4}	4.0×10^{-4}
BallScrew Inertia	$Kg \cdot m^2$	1.562×10^{-3}	1.96×10^{-3}
Table Stiffness	Nm/rad	2.32×10^{12}	2.33×10^{12}
Encoder Stiffness	Nm/rad	2.80×10^{13}	2.80×10^{13}
Motor Stiffness	Nm/rad	8.0×10^{14}	8.0×10^{14}
Coupling Stiffness	Nm/rad	5.0×10^{13}	5.0×10^{13}
Ballscrew Stiffness	Nm/rad	1.123×10^{14}	8.95×10^{13}
Table Damp	%	0.5	0.6
Encoder Damp	%	0.02	0.02
Motor Damp	%	0.05	0.05
Coupling Damp	%	0.03	0.03
Ballscrew Damp	%	0.06	0.05

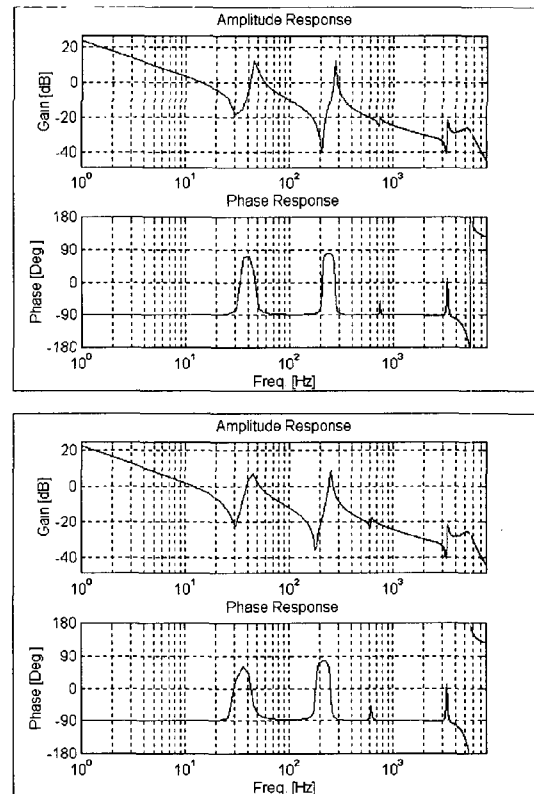


Fig. 6 Frequency response of speed loop for feed system [open loop] [simulation] (upper : X axis, below : Y axis)

를 확인하기 위해 동일한 모델에 대해 각각의 기계요소 사양값을 변경하여 반복 시뮬레이션 수행한 결과, 1차 공진점은 테이블의 하중, 2차 공진점은 커플링 강성이나 볼스크류 특성에 지배받고 있었다. 본 모델링과 윤곽오차 시뮬레이션을 이용하여 윤곽오차를 줄이기 위한 방안으로 1) 기계요소 변경을 통한 반복 시뮬레이션에서 고 강성의 이송계 설계가 가능하고 이득에 따른 반경 오차값을 최소화 할 수 있다. 2) 두축이 동시에 움직이며 가공할 경우 타원화 오차가 발생하지 않도록 설계단계에서 동일한 응답성을 갖도록 축 설계를 유도한다.

다축 제어에서는 한 축의 강성만 높다고 해서 고강성 기계의 이점을 살릴 수가 없으므로 모델링을 통하여 각 축의 1차 공진 주파수를 동일하게 하고 목표 설계 사양을 만족하는지 판단하며, 설계 최적화를 이룰 수 있다. 이러한 이송계 모델링을 검증하고자 Fig. 7은 모터 드라이브와 기계부를 포함하여 X, Y축 이송계의 실속도/지령속도에 대한 클로즈 루프 (close loop) 주파수 응답 측정 결과이며 시뮬레이션값과 비교하였다. 실험에서 측정된 1차 공진 주파수는 X, Y축 모두 32Hz, 2차 공진 주파수는 각각 200, 160Hz를 얻

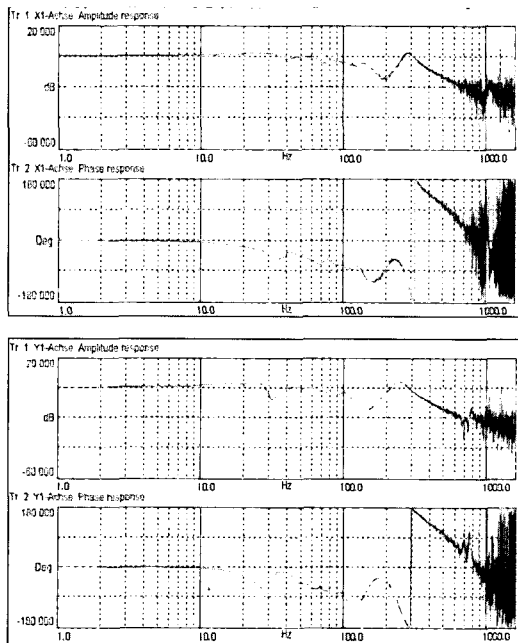


Fig. 7 Frequency response of speed loop for feed system [close loop] [experiment] (upper : X axis, below : Y axis)

었다. 비록 설계 파라미터가 약간 부정확하였지만 실험결과와 시뮬레이션 결과가 유사하여, 본 모델식을 이용한 윤곽오차에 대한 동특성 모의가 가능하게 되었다. 또한 이미 제작된 서로 다른 기계 특성의 이송 축에 대해 제어기 측면에서 동특성 일치치를 위한 Fig. 7의 개인 튜닝 내용을 살펴보면, 먼저 각 축의 1차 공진 주파수 미만이 30Hz에 속도루프 대역폭을 설정하고자 X, Y축의 속도루프 이득[K_{pm} 비례계인 : $2/2.7 \text{ Nm/sec}^{-1}$, K_{in} 적분계인 : $7/6 \text{ msec}$]을 조정하였고, 외측루프인 위치루프에서 진동이 발생하지 않은 범위 안에 대역폭이 최대가 되는 위치 이득값[K_v : 32.3 sec^{-1}]을 동일하게 설정하였다. Fig. 8(a), (b)는 개인튜닝 후 국제기준 ISO 23-2에 따른 직경 100mm의 원호경로 궤적 시험을 지령속도 [V=2m/min, 4m/min]에 따른 원호경로오차 (circular deviation)는 6, 8 μm 이내의 우수한 결과를 얻었다.

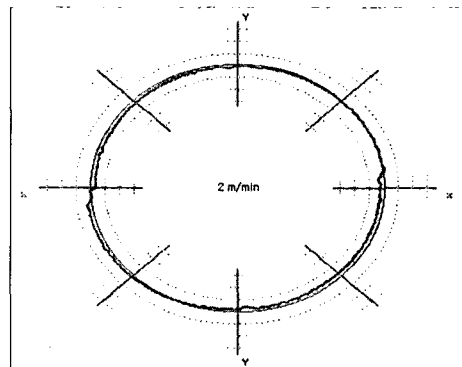


Fig. 8(a) Result of circular test (V=2m/min, 10 $\mu\text{m}/\text{div}$) [experiment]

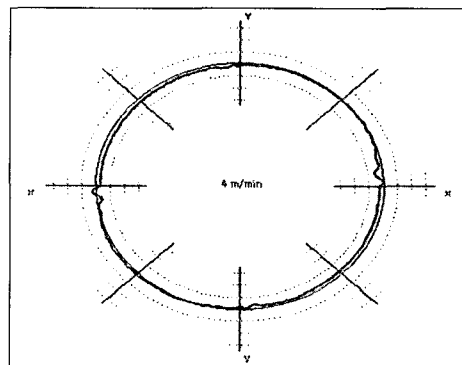


Fig. 8(b) Result of circular test (V=4m/min, 10 $\mu\text{m}/\text{div}$) [experiment]

4. 고 이득에 따른 구조계 영향

앞에서 언급한 반경오차 최소화를 위한 이송계의 고 강성 설계에 따른 고 대역폭 및 고속화에 의해 주변 구조계의 공진 현상이 수반될 수 있다. 본 연구에서는 이를 막기 위한 방안으로 선행단계에서 구조물의 이론 해석보다는 여러가지 측정방법을 강구하여 구조물 거동을 분석한 후 공진 주파수를 회피할 수 있는 제어기를 이용한 실험적 방법을 택하였다.

구조물 분석을 위한 가진 방법으로 Fig. 9와 같은 디지털 서보 모터 제어기의 피드백 루프에 대한 주파수 응답 측정시 인가하는 PRBS(pseudo random binary sequence) 신호를 간접 이용한다. PRBS는 이산시스템에서 주로 사용되는 풍부한 주파수를 가진 백색 잡음 특성이 있으며, 샘플

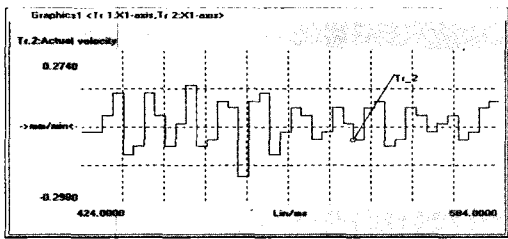


Fig. 9 Output of PRBS in SIEMENS SIMO-Drive

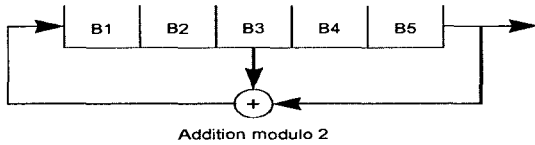


Fig. 10 Concept of PRBS by shift regist

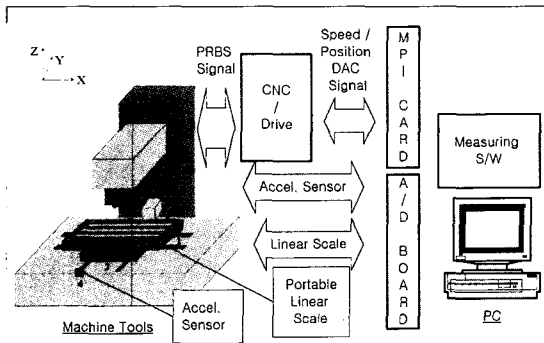


Fig. 11 Block diagram of experiment's construction

링 주파수의 약 30%에 해당하는 주파수 영역까지 일정한 값의 스펙트럼 밀도(spectral density) 값을 가진다. PRBS에 의해 발생되는 펄스는 그 폭이 불규칙하게 변화하나, 최대 펄스 폭이 제한되어 있고 미리 정의된 시퀀스(sequence) 길이의 주기로 반복적 동일한 시퀀스를 발생하는 성질을 갖으며, 시스템의 특성에 따라 필요한 대역폭까지 선택함으로써 기계의 무리한 영향을 줄일 수 있다.

Fig. 10은 이러한 PRBS의 발생 개념도를 비트 수가 5인 시프트 레지스터(shift register)를 이용하여 표시한 것이다. 구조물 분석을 위한 전체 실험 방법을 도시한 Fig. 11은 PRBS 신호인 가진 신호를 서보 모터에 인가한 상태에서 구조물의 관심있는 측정위치에 가속도 센서를 설치하고 드라이브의 각종 D/A 신호, 리니어 스케일(linear scale, 이후 LS로 칭함)의 위치값 등을 활용하여 구조물 동적 거동을 측정한다. Fig. 12(a)는 제안된 방법을 통해 얻어진 이송계

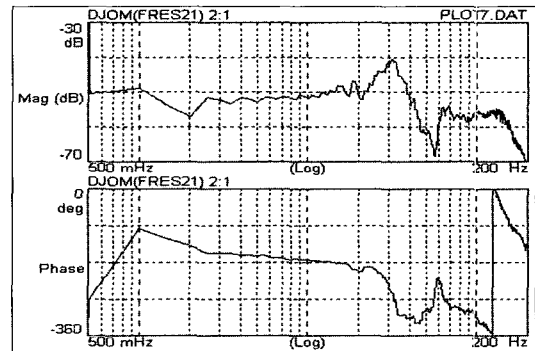


Fig. 12(a) Mechanical frequency response Y axis (LS to DAC) [experiment]

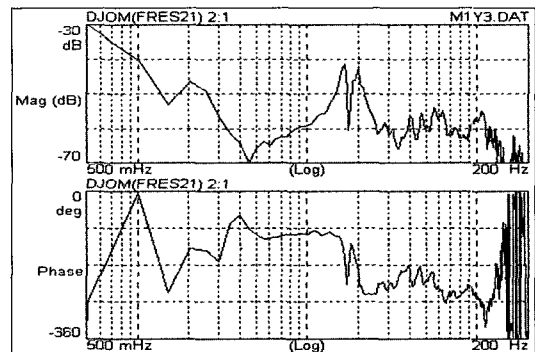


Fig. 12(b) Transfer function measuring point 3 to measuring point 2, Y axis [experiment]

의 테이블 속도(LS)/모터 속도(encoder)에 대한 전달함수로서 진동 주파수는 테이블 중량과 볼스크류의 강성에 기인한 32Hz의 고유주파수가 발생되었고 초과된 진폭값은 11dB, 댐핑률은 14%이었다. Fig. 12(b)는 가속도 센서의 측정 포인트(3) / 측정 포인트(2)에 대한 구조물 전달함수로서 측정된 16Hz 진동 주파수는 모터 속도(encoder)와 측정 포인트(3)의 전달함수에서도 동일하게 측정되어졌다.

그러나 Z축 칼럼에선 이들 진동은 검출되지 않아, 테이블 기초면의 불안정한 설치에 의한 베드 공진 현상임을 추측할 수 있다.

구조물의 저 진동 주파수 영향을 줄이기 위해 CNC 축 제어기의 저크 제한기(jerk limit)는 가감속시 동작을 부드럽게 하는 보간 지령 경로를 생성하며 그 방법으로 1)고차의 속도 프로파일로서 지령 제한 조건을 만족시키는 시간의 함

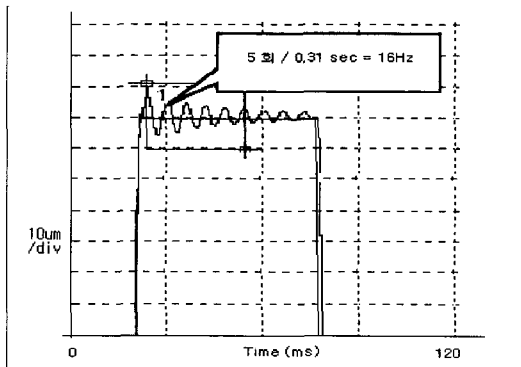


Fig. 13(a) Position(LS) behavior of Y axis before jerk limit uses [experiment]

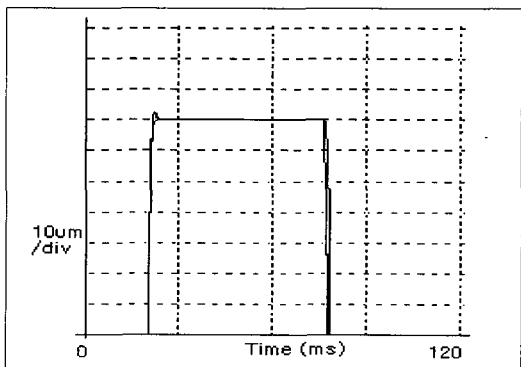


Fig. 13(b) Position(LS) behavior of Y axis after jerk limit uses [experiment]

수, 2)지령입력에 대해 주파수 제한 조건을 만족하도록 필터 설계, 3)뱅뱅(bang-bang) 제어를 이용하는 방법이 있다.

이를 이용한 실험으로서, 먼저 LS으로 변위를 직접 측정한 Fig. 13(a)는 Y축을 5m/min 속도로 밀링 가공시 구조물 공진 주파수 16Hz 부근에서 진동폭 크기가 15 μ m 발생하였으며, Fig. 13(b)는 16Hz 진동을 막기 위해 SIMO-Drive 제어기의 LOW-PASS FILTER를 이용한 저크 제한기 (MD 32410 AX-JERK-TIME [n]) 값을 설정하였고 이득에 따른 구조물 영향을 약 2 μ m으로 축소하였다.

Fig. 14는 지금까지 논한 이송축 제어에서 PI 제어기 튜

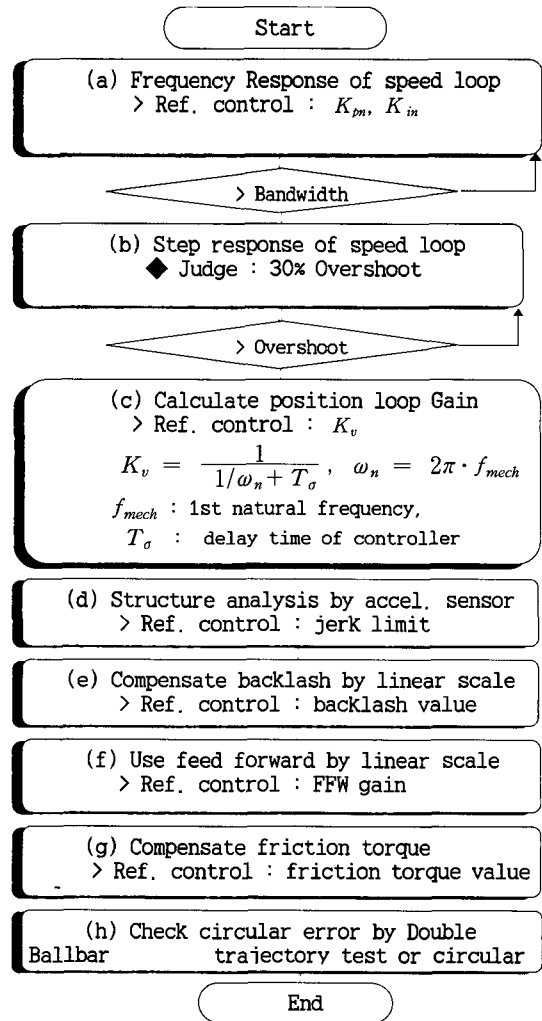


Fig. 14 Total flow of optimization

닝 과정을 포함한 전반적인 이송계 최적화 흐름도 내용으로서, (a)(b)(c)속도/위치 제어기는 윤곽오차를 고려하여 게인 튜닝을 하고, (d)구조물 공진 주파수를 회피하는 저크 제한기의 주파수값을 설정한다.

그 이후 (e)비선형 성분인 백래시 보정과 (f)디지털 피드백 제어기에서 한 주기 샘플링구간의 시간지연에 의한 응답성 개선을 하고자 피드포워드 게인을 조정한다. (g)원호경로 궤적시 4상한점에서의 마찰력 변화량을 토크값으로 보상하고, (h)이송축의 기계부와 제어기 매칭 상태, 기계 조정 및 조립 상태를 최종 체크 할 수 있는 원호가공 시험으로 마무리한다.

5. 결론

머시닝센터의 다축제어를 위해 이송계의 윤곽오차와 축 특성과의 상호관계를 모델링에서 활용하였다.

- (1) 타원화 오차를 최소화하기 위해서는 각 축의 응답성이 동일해야하며 한 축의 응답성만 높다고 해서 고강성의 기계 이점을 살릴 수가 없다. 모델링을 통해 각 축의 1차 공진 주파수를 비슷하게 기계부 설계를 하여 타원화 오차를 줄일 수 있었고 아울러 과설계를 미연에 방지할 수 있었다.
- (2) 반경오차를 최소화하기 위해 고 이득을 적용하여 추종오차를 줄이려고 하나 대역폭은 기계부의 1차 공진점에 제한된다. 모델을 통한 시뮬레이션으로 고 강성 이송계 설계가 가능하며 고 대역폭에 의한 반경오차를 줄일 수가 있다.
- (3) 또한 윤곽오차와 각 제어루프의 이득 조정에 따른 시뮬레이션 결과를 제어기 튜닝에 활용하였으며, 이송축의 고강성에 따른 고 이득으로 구조계의 공진 현상이 발생되면서 이송계의 위치루프 응답에 그 영향을 배제하고자 CNC의 저크 제한기를 적용하였다.

참고 문헌

- (1) Bigley, W.J., 1993, "Wideband Base Motion Isolation Control via the State Equalization Technique", *Optical Engineering*, Vol. 32, No. 11, pp. 2805 ~ 2811.
- (2) Dhauadi, R., Kubo, K. and Topise, M., 1993, "Analysis and Compensation of Speed Drive Systems with Torsional Loads", *IEEE International Workshop on Advanced Motion Control*, Yokohama, Japan, pp. 271 ~ 277.
- (3) Il-Ju Na, Chong-Ho Choi, Tae-Jeong Jang, Byeong-Kap Choi and O-Sok Song, 1997, "Contour Error Analysis and PID Controller Design for Machining Center", *Journal of Control, Automation and Systems Engineering*, Vol. 3, No. 1, pp. 32 ~ 39
- (4) Sung-Hyun Kim, Kang-Sup Yoon, Man-Hyung Lee, 2002, "The Optimization of Feed System by the Dynamics of Structure and Responsibility", *Autumn Conference of Korean Society of Machine Tool Engineers*, pp. 365 ~ 369.
- (5) Y. H. Park, H. C. Shin, H. S. Mon, J. L. Choi, 1997, "Modelling and dynamic analysis of electro-mechanical system in machine tools" *Autumn Conference of Korean Society of Precision Engineering*, pp. 991 ~ 994.
- (6) Kailath T., 1980, *Linear Systems*, Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs, pp. 110 ~ 252.
- (7) Chaikwan Namkoong, 2002, "A Study on Circular Contour Machining Error", *Journal of Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 11, No. 5, pp. 100 ~ 105.