

이송계 고정도 제어를 위한 동특성 실험분석

김성현† · 정재현* · 김희중**

(원고접수일 : 2009년 4월 24일, 원고수정일 : 2009년 6월 23일, 심사완료일 : 2009년 7월 21일)

Experiment Based Dynamic Analysis for High Accuracy Control of Feed System

Shung-Hyun Kim† · Jae-Hyun Jeong* · Heui-Jung Kim**

Abstract : This paper introduces the machine tools feed system, which can be optimized the control's performance through simulation and the adjustment of the mechanical components. One method simulates the frequency response of the speed-loop with the design value using the MATLAB application, so that all of the interpolation axis can be equal to the response bandwidth, resulting in a high accuracy rate. The other method sees the mechanical component being adjusted by analyzing the results of various experiments. Lastly, this client's program is able to change the parameters that are related to the FFD, as well as the parameters in the friction compensation of the OPEN-CNC.

Key words : Machine Tools Feed System (공작기계 이송계), Ball Screw (볼스크루), FFD (Feed Forward Control), FBD(Feed Back Control), Friction Compensation (마찰 보정), OPEN-CNC (개방형 컨트롤러)

1. 서 론

최근 선박 및 자동차 부품 산업에서의 고부가 가치 창출을 위한 개선 방안의 하나로써 엔진 등의 핵심 요소에 사용되는 기계 가공품의 품질 향상에 대한 요구가 지속적으로 증가하고 있다. 현재의 기계 가공은 머시닝 센터(machining center)로 대표되는 공작 기계에 의해 수행되고 있으며, 고속 및 고정도 가공을 통한 고품질의 부품을 생산하기

위해서는 공작 기계의 동특성 분석을 통한 최적화된 운용 기술의 확보가 필수적이다.

공작 기계는 일반적으로 구조계, 주축계, 이송계 세 부분의 구조로 이루어지며 각 계의 요소 특성과 가공 조건에 따라 가공물의 품질이 결정된다. 본 논문에서는 Fig. 1에서와 같이 수학적 모델링을 통하여 공작기계의 기계적 측면에서의 이송계에 대한 동특성을 해석하고, 그 결과를 분석한 후 시제품의 실험 과정을 거쳐 최적화된 이송계의 고정도

† 교신저자(부산정보대학 자동차계열, E-mail:pmi0901@bit.ac.kr, Tel: 051-330-7108)

* 한국해양대학교 기계정보공학부

** 디디엔티/한국해양대학교 기계정보공학부

제어 방법을 확보하고자 한다.

이를 위하여 우선 공작기계 다축 제어를 위한 이송계 응답성, 볼 스크루(ball screw)의 예장력 및 커플링(coupling)의 비틀림 강성에 따른 최소 이송 응답성, 이송계의 마찰력 및 고속화에 따른 추종오차 보정에 관한 연구를 수행한다.

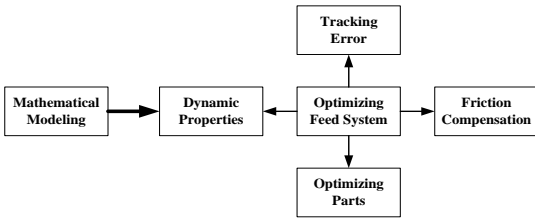


Fig. 1 Various views for optimization of feed system.

본 연구에서는 기계 상태 및 성능에 따라 제어 파라미터(parameters)의 최적 조정이 가능한 Simens 840D 제어기를 이용하여, 개방형 CNC(Open Computer numerical control) 제어가 가능한 클라이언트/서버(client/server) 방식으로 제어 파라미터를 실시간으로 보정할 수 있으면서 이더넷(ethernet)을 통한 원격 진단이 가능한 시스템을 구성한다.

2. 이송계 설계

이송계는 토크(torque)를 발생시키는 모터, 모터의 회전 운동을 직선 운동으로 변환하는 동력 전

달 기구 장치, 테이블(table) 그리고 새들(saddle)로 구성되고, 이송계 운동은 위치, 속도, 전류 루프(loop)의 케스케이드(cascade)형 제어기를 통하여 모터를 구동한다. Fig. 2는 본 연구에서의 실험 및 평가를 위해 제작된 이송계 시스템이며, Table 1은 이송축 사양이다.

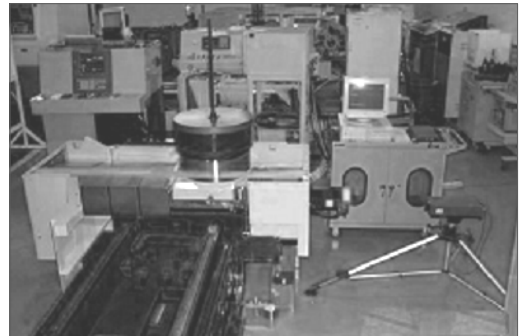


Fig. 2 Picture of feed system for experiment

Fig. 3은 공작기계에 사용되는 CNC 모터 제어기의 전체적인 구성을 보여주고 있다. CNC에서 보간된 지령값은 드라이브에서 백래시(back-lash), 피치 에러(pitch error) 및 각종 마찰 보상을 거쳐 AC 서보 모터에 전원을 공급하여 토크 및 속도를 발생시킨다^{[1][2]}. AC 서보 동기 모터는 영구자석 동기모터, 전력을 공급하는 전압형 PWM 인버터(pulse width module inverter) 그리고 모터에 인가하는 전압과 전류의 위상을 결정하기 위한 자극 위치검출기로 구성되고

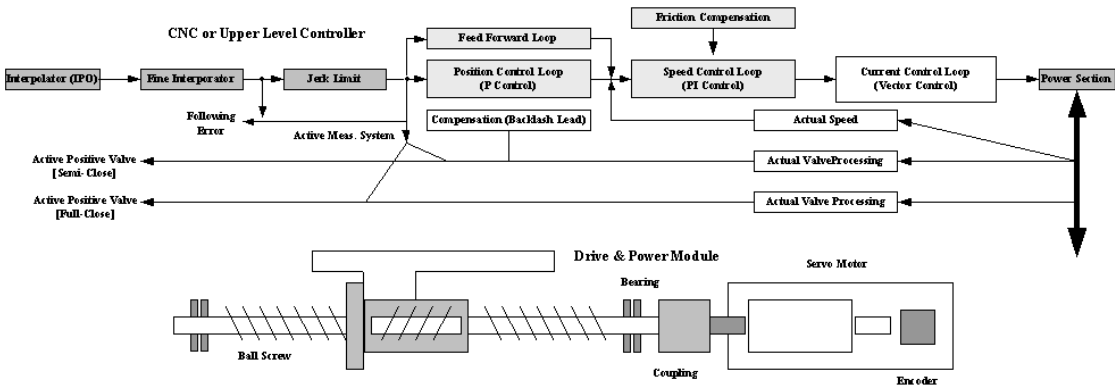


Fig. 3 Structure of controller in feed system

^[3], 속도제어기 및 검출기를 포함한다.

이송계의 기계부는 복잡한 기계적 구조에 의한 탄성 운동을 수반하게 되는데, 시스템의 최적화를 위해서는 이러한 탄성운동에 의한 계의 특성 해석과 이송계의 운동 특성 분석이 중요하다. 관련된 이전 연구에서는 Fig. 4와 같이 이송계의 기계요소를 질량체로 단순화하여 강성과 감쇠를 고려한 모델로 적용하여, 식 (1)과 같은 7-질량 시스템으로 나타내었다^{[4][5]}. J, B, K 는 각 기계요소의 관성 모멘트, 감쇠계수, 강성계수를 나타내며 θ 는 각 요소의 각변위량을 나타낸다.

Table 1 Specification of prototype machine tool's feed system

Description	Unit	Value
Table inertia	$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$	5.93×10^{-3}
Encoder inertia	$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$	2.5×10^{-6}
Motor inertia	$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$	2.71×10^{-3}
Coupling inertia	$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$	4.0×10^{-4}
BallScrew inertia	$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$	3.562×10^{-3}
Table stiffness	Nm/rad	$2.32 \times 10^{+2}$
Encoder stiffness	Nm/rad	$2.80 \times 10^{+3}$
Motor stiffness	Nm/rad	$8.0 \times 10^{+4}$
Coupling stiffness	Nm/rad	$5.0 \times 10^{+3}$
Ballscrew stiffness	Nm/rad	$1.0314 \times 10^{+4}$

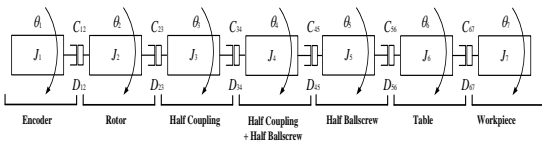


Fig. 4 Model of mechanical parts in feed system

$$J\ddot{\theta} + B\dot{\theta} + K\theta = FT_{mo} \quad (1)$$

$$\theta = \begin{pmatrix} \theta_{en} \\ \theta_{mo} \\ \vdots \\ \theta_{m4} \end{pmatrix}, F = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ \vdots \\ 0 \end{pmatrix}, J = \begin{pmatrix} J_{en} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & J_{mo} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & J_{m4-m5} \end{pmatrix},$$

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

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

Fig. 5는 MathWorks MATLAB을 이용하여 7-질량 시스템에 대한 기계부의 개루프 주파수 응답 시뮬레이션 결과로서 1차 기계 공진점인 테이블 고유 진동수와 2차 기계 공진점인 비틀림 고유 진동수를 나타낸다. 이송계의 세부 파라미터 변경을 통해 반복 계산으로 1차 모드는 테이블의 하중과 볼 스크루 등의 직선방향 강성에 의하여 결정되고, 2차 모드는 커플링의 강성이나 볼 스크루 특성에 민감하다는 사실을 확인할 수 있었다.

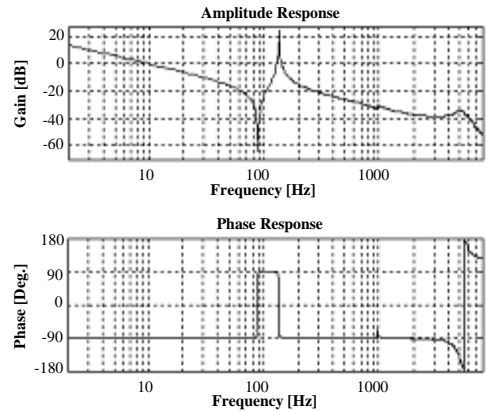


Fig. 5 Frequency Responses of speed-loop for simulation of feed system [open loop]

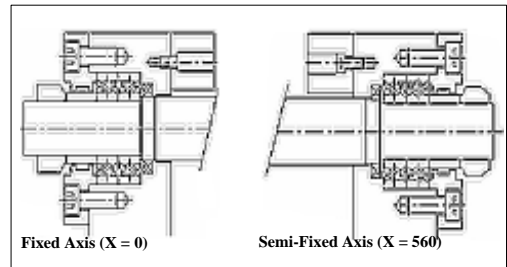


Fig. 6 Mechanical design of ball screw's support

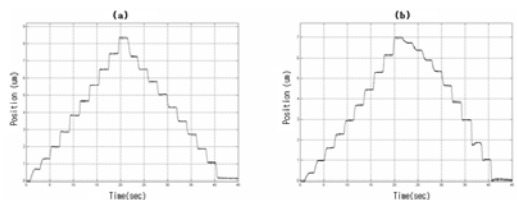


Fig. 7 Least(1μm) movable step result with table position. a) table position: fixed bracket side, b) table position: center side

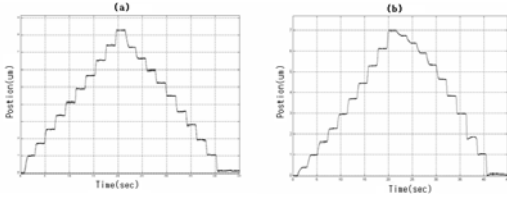


Fig. 8 Least(1 μ m) movable step result with pretension quantity. a) tension angle: 30°, b) tension angle: 10°

3. 이송계 부품 성능 평가 및 제어

3.1 예상력에 따른 이송계 특성실험

고정도 위치제어를 위해 이송축의 열변형을 대비하여 조립 시 미리 운전에 의한 온도 상승 분에 해당하는 열응력으로 볼 스크루에 예상력을 인가하였다. 이송 시스템은 Fig. 6에서와 같이 오른쪽 반고정축 로크너트(lock nut)의 조임으로 예상력을 가한다. Table 2는 계산된 예상력의 결과로서 백래시 보정(0.9 μ m) 및 볼 스크루 피치에러 보정을 한 후, 이송 속도 1m/min, 정지 시간 2초로 1 μ m스텝 지령하였다. Fig. 7과 8에서와 같이 이동 테이블의 위치가 고정 축에 가까울수록 또한 예상력이 커질수록 최소 이송응답이 양호하다. 예상력이 커지면 볼 스크루, 너트, 브라켓, 베어링 등의 탄성 변형이 증가하고, 응력 강성으로 인한 이송 중 각 부분의 변형에 따른 최소 이송응답의 저하를 줄일 수 있다. 하지만 베어링 동정격하중의 10% 이상의 과도한 예상력은 베어링 및 브라켓 등의 발열을 초래할 수 있다.

Table 2 Calculation of pre-tension quantity

Young's modulus	CLTE	Ballscrew cross section	Len. on supports	Temp. variation	Thermal error	Pre-tension	Rot. angle
206000	1.2X10 ⁻⁵	615.75	1316	2.65	0.0418	4033.7	10.04

실험결과에서 볼 스크루의 축 방향 강성이 지지 방식과 힘의 작용 위치에 따라 다른 것은 고정-반고정의 볼 스크루 지지 방식으로 고정축(x = 0)에서의 정강성이 크기 때문이다. 또한 로크너트의 회전각 30° 부근에서 가장 양호한 성능을 보였다. 그

리고 설계 목표치인 최소 이송 1 μ m에 대해서 명확한 응답을 보였고, 초기 단계에서는 지령치에 비하여 작은 결과를 보였으나 스텝 수가 증가하면서 각 기계요소의 변형이 일정하게 되어 이송오차도 줄어들게 된다. 그리고 이송 방향에 의해 부하 방향도 영향을 받게 되지만 이송이 진행되면서 이송오차는 점차 감소한다. 이상과 같은 현상을 명확하게 고찰하기 위해 정지 상태에서의 구동을 시작하기 위한 기동 토크 값을 다음 식 (2) ~ (5)와 같이 계산하였다.

- 지지 베어링의 마찰 토크:

$$T_1 = 0.25(Nm/set) \times 2Sets = 0.5(Nm) \quad (2)$$

- 볼너트(ball-nut)와 볼스크루 간의 마찰 토크:

$$T_2 = 1.5(Nm) \quad (3)$$

- LM 블록의 마찰저항:

예압 동마찰력 : 60(N)max,
 시일(seal) 마찰력 : 5.9(N),
 LM 블록 하나당 마찰력 : 65.9(N),

$$T_3 = p \times F_3 / (2\pi \cdot \eta) = 0.932(Nm) \quad (4)$$

$$\text{구동토크} = \sum_i T_i = 2.932(Nm) \quad (5)$$

p는 피치(20mm), F₃는 마찰력, η는 회전운동의 직선운동 변환 시 기계 효율(0.9), T₁과 T₂는 제품 사양서에 의한다. 기동 토크에 의한 커플링의 비틀림 각은 비틀림 강성이 10,314(Nm/rad)일 때 Δθ = 2.932/10314 = 0.000284(rad)이고, 이를 직선 변위 (리이드 20mm)로 환산하면 식 (6)이 되어 제어부의 1 μ m 스텝 지령치에 대한 기계부의 손실 변위를 구할 수 있다.

$$\Delta d = 0.000284 \times 20000 / 2\pi = 0.905(\mu m) \quad (6)$$

Fig. 9는 여러 비선형적 탄성 변형 요소에 영향에도 불구하고 일반적으로 몇 번 스텝 이동하게 되면 누적된 이송오차가 점차 줄어들게 되는 것을 나타내고 있다. 모터축은 1회전 당 엔코더(ERN1387)에서 2048개의 펄스가 발생하고, 드라이브에서 12bit A/D 변환에 의해 이론상

0.004768 μm 의 분해능을 갖는다.

3.2 커플링의 강성에 따른 최소이송응답

커플링은 모터의 회전운동을 볼스크루에 전달하기 때문에 전체 이송시스템의 거동에 영향을 미친다. 본 논문에서는 세 가지의 비틀림 강성값을 갖는 커플링에 대한 주파수 응답과 최소이송응답을 평가하였다. 커플링은 ROTEX의 GS28/38이며 물성치는 Table 3과 같다.

Table 3 Material value of each coupling

Color	Stiffness		Angular mass (kgm ²)		Weight (kg)	
	Torsion (Nmrad)	Radial (Nm/mm)	spider	hub	spider	hub
Blue (80SHA-GS)	7564	1958	16 $\times 10^{-4}$	2 $\times 10^{-3}$	0.029	0.253
Red (98SHA-GS)	10314	3200	16 $\times 10^{-4}$	2 $\times 10^{-3}$	0.029	0.253
Green (64SHD-GS)	13050	4348	16 $\times 10^{-4}$	2 $\times 10^{-3}$	0.029	0.253

시스템의 가진은 의사 랜덤 신호로서 모터 토크에 대한 회전각을 모터 엔코더를 통해 픽업 (pick-up)하여 이루어진다. 결과에서 커플링의 강성변화는 주로 2, 3차 공진주파수에 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. 비틀림 강성은 녹색이 가장 크지만 Fig. 9의 측정결과 강성값이 중간인 적색이 더 높은 2, 3차 공진 주파수를 나타내었다. 따라서 녹색의 실제 강성값이 사양과 다르다고 추측할 수 있다. Fig. 11의 최소이송응답 측정에서 최종도달 거리는 적색이 가장 양호하며, Fig. 12의 스텝당 이송오차는 적색 커플링이 가장 작다.

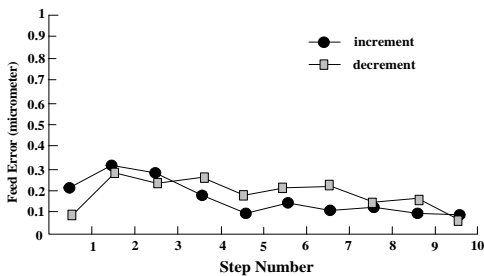


Fig. 9 Each step's positioning error during 10 steps moving [30°]

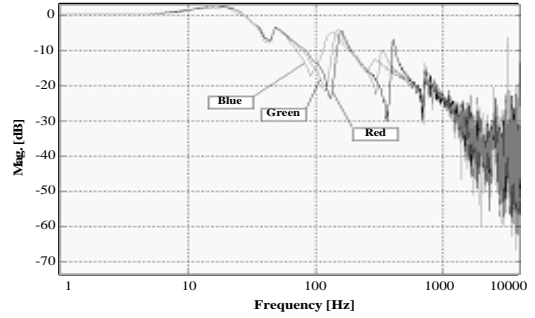


Fig. 10 Frequency response of speed-loop for feed system equipped with each coupling [closed loop]

Table 4 Natural frequency value effected by each coupling

Resonance Frequency	Solid-shaft coupling		
	Red	Green	Blue
1st	46.9	46.9	46.9
2nd	156.3	148.7	136.7
3rd	402.3	328.1	293

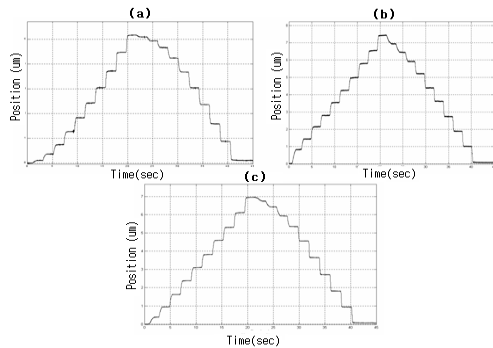


Fig. 11 Least movable step response with each coupling a) blue b) red c) green

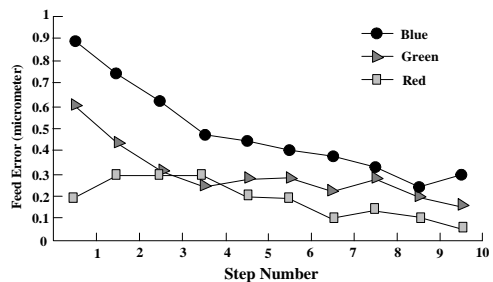


Fig. 12 Compared with movable error for feed system equipped with each coupling

3.3 FFD 제어실험

이송계의 고속화가 진행되면서 추종오차 증가에 따른 가공오차 문제점이 점차 증대되고 있다. 추종오차 원인의 FBD 제어기는 샘플링 시간과 같은 시스템 내부의 시간 지연이 있는 경우 1 사이클 만큼 정확히 추종하지 못하는 문제점이 있기 때문에 이를 보완 하기위해 FFD 제어기를 함께 사용한다. 이론적으로 FFD 제어기는 FBD 제어기를 포함한 전체 제어 시스템의 모델을 구한 후 모델의 역을 FFD 함으로써 전체 시스템의 전달함수를 “1”로 하여 정확한 추종이 가능하다^{[6][7]}.

$$F_{FF} = K_f \frac{1}{T_s} (1 - z^{-1}) \quad (7)$$

FFD 제어기는 Fig. 13과 같으며, 피드포워드 되는 값은 (7)과 같이 샘플링 시간과 관련 있는 미분기와 FFD 이득(K_f)을 조절하여 입력한 결과 Fig. 14, 15에서와 같이 만족됨을 알 수 있다. 하지만 속도에 따라 추종오차는 달라지므로 임의 속도에 대해서 튜닝(tuning)을 하였다면 다른 속도

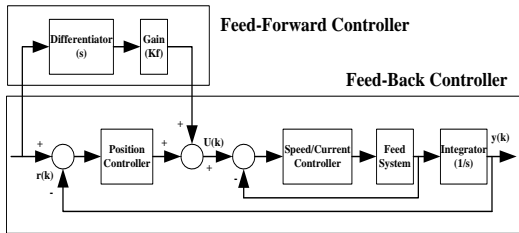


Fig. 13 Block diagram of FFD and FBD controller structure

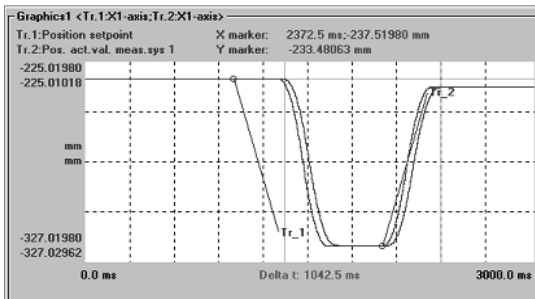


Fig. 14 Positioning result before the writing of FFD compensation's parameters

에 대한선 또 다른 추종오차가 발생할 수 있다. 1차 시스템의 경우 추종오차는 일정하게 증가하지만, 고차 시스템은 비선형적 요소로 인해 일정하게 증가하지 않는다.

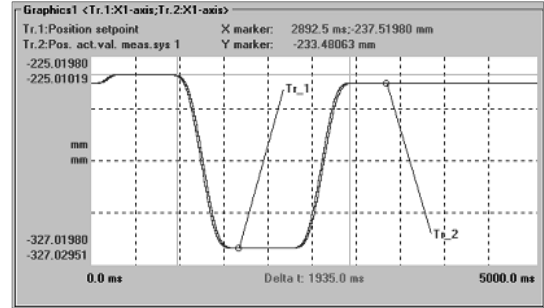


Fig. 15 Positioning result after the writing of FFD compensation's parameters

3.4 마찰력 보정실험

마찰력은 이송계 시스템의 위치 정도를 저하시키는 요인의 하나로 물체가 미끄러지기 전에 미세한 위치 변위, 미끄러짐 이후 증속에 따른 마찰력 크기의 감소, 물체에 가해주는 힘의 크기 변화에 대한 마찰력 크기 변화 등이 윤곽오차에 영향을 끼친다. 저속이나 운동 방향이 바뀌는 경우 마찰력에 의한 윤곽오차는 더욱 크게 나타남으로 원호보간시 매 90도 마다 X, Y축에서 4상한 오차가 발생한다. 마찰력 보정은 오프라인에서 마찰력 추정 혹은 반복 실험에서 얻어진 보정값을 토크 오프셋(offset)값에 더하여 주는 방법을 사용하였다.

Simens 840D에서는 정지상태에서 이동 혹은 역전시 발생하는 미끄러짐 발생 이전 구간을 $\sqrt{1/a}$ 가속도 관계로 하여, 발생 이전과 이후에 별도 모델을 이용한다. 미끄러짐 발생 이전 구간에서는 식 (8)과 같이 마찰력을 시간에 따른 시그모이드(sigmoid) 함수 형태로 근사화하여 토크 오프셋 계산값을 출력치에 더한다.

$$f(t) = \frac{1}{1 + e^{-at}} \quad (8)$$

프로토 타입의 이송축의 원호경로시험 결과^[8], 마찰 보상 없는 경우 Fig. 16와 같이 반경 20mm,

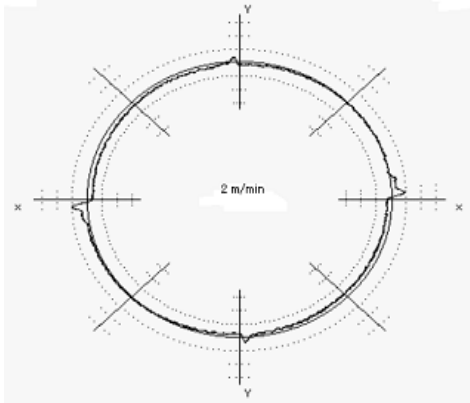


Fig. 16 Circular test before friction compensation (feed:2m/min) (10um/div)

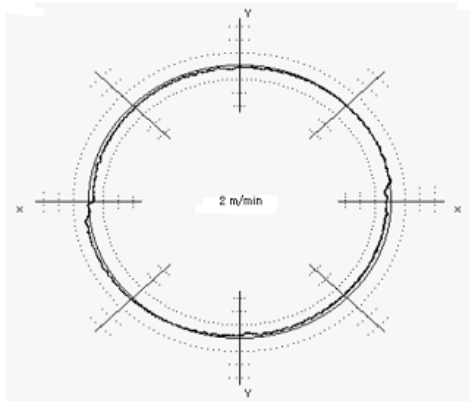


Fig. 17 Circular test after friction compensation (feed:2m/min) (10um/div)

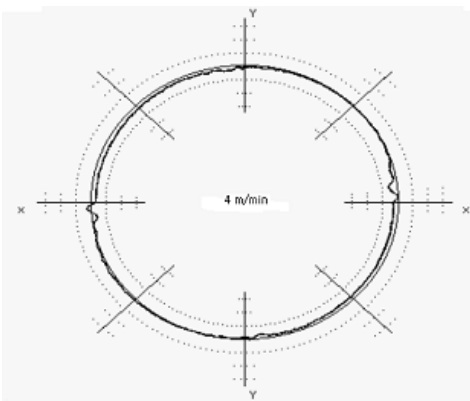


Fig. 18 After friction compensation (4m/min) (controlled by feed 2m/min friction compensation's parameter)

속도 2m/min에서 약 8 μ m 원호오차가 발생되고 Fig. 17과 같이 마찰 보정값이 인가되면 4상한점에서 3 μ m 줄어들었다. 마찰 보상 적용값은 가속도에 따라 별도의 상황에 따라 다른 보정값이 필요하다. 4m/min 속도로 이송된다면 Fig. 18과 같이 4상한점에 마찰 노이즈가 발생되므로 낮은 원호속도에서 최적으로 마찰 보정시 가장 빠른 원호속도에서 부족 보정되는 문제가 있다.

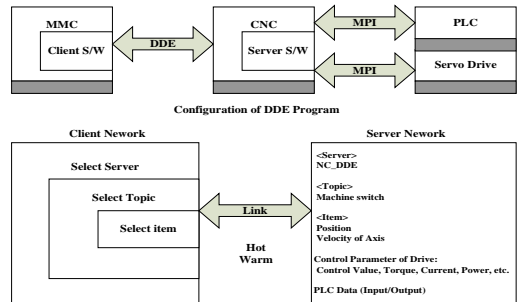


Fig. 19 Structure of client-server connection

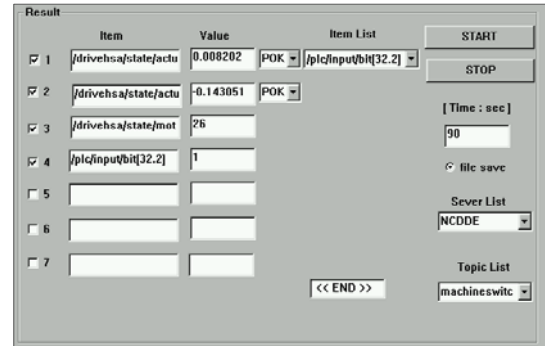


Fig. 20 Development program's(DDE) display via input/output monitoring and control

3.5 DDE 모니터링 제어 프로그램 개발

모니터링 제어 프로그램의 개발을 위해 FFD 제어 단점을 보완하기 위해 추종오차와 속도 관계를 실험 데이터베이스에 의해 다중회귀법 혹은 신경회로망으로 모델 함수를 구한 후, 절삭 가공시 속도를 모니터링 하여 실시간으로 FFD 파라미터를 갱신한다. 또한 마찰력 보정 방법의 문제점을 보완하기 위해 속도와 마찰량 보정값의 비선형적인 관계를 실험에서 저장된 데이터의 다중회귀 혹은 신경

망 학습을 통해 모델식을 만든 후 CNC에서 곡면 추출되는 절삭 가공시, 속도를 모니터링하여 마찰 제어 파라미터를 온-라인으로 변경함으로써 가공오차를 최소화한다.

통신 구조는 MPI 혹은 프로피버스(profi-Bus) 방식으로 CNC, MMC(Man Machine Control), PLC(Programmable logical controller)가 연결되고 NC_DDE라는 서버 프로그램을 사용한다^[9]. Fig. 19와 같은 방식의 클라이언트 프로그램으로 DDE(Data dynamic exchange)방식으로 서버, 토픽(topic), 아이템(item)으로 구성되어 데이터 전달을 핫, 워업 링크(warm link)로 실시간 연결하고 CNC에서 지령한 속도, 위치, 실제 움직인 결과의 피드백 값, 드라이브에서 출력하는 전류, 토크, 파워 등 제어 파라미터, PLC 입출력 신호 등을 선정할 수 있다. Fig. 20은 데이터 파일 저장 및 이송계의 제어 파라미터 관련 피드포워드와 마찰 보정값 쓰기 및 속도 모니터링을 진행하는 예이다.

4. 결 론

본 논문에서는 공작기계의 이송계에 대한 동특성 해석 결과를 분석하여, 최대 급이송 48m/min, 가감속 0.7[g]의 고속 이송시스템을 구현하고 최적화된 이송계의 고정도 제어 방법에 대한 연구를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

첫째, 이론적인 측면에서의 이송계 모델을 통한 동특성을 분석하여 초기 설계 단계에서 기계의 강성 수준을 가늠하여 각 축에 대해 강성 범위를 동일하게 하므로써 설계 최적화가 가능하였다.

둘째, 볼너트의 예장력의 증가로 최소이송 응답특성이 향상되고 너트의 위치가 고정단에 가까울수록 우수한 최소이송응답을 얻을 수 있었다. GS28/38 커플링의 경우 98SHA-GS가 최소이송 응답특성이 가장 우수하였으며, 주파수 응답 측정에서 이송계 1차 공진 주파수는 46.9Hz로 중형 기계로서의 동적성능을 확보하였다.

셋째, 개방형 CNC 이점을 살려 기계 가공조건을 모니터링하고, 속도와 비선형적 관계에 있는 피

드포워드와 마찰토크의 유사 관계 모델을 데이터베이스로 저장 후, 온-라인으로 보정할 수 있는 제어 가능한 클라이언트 프로그램을 개발하였다.

향후 연구에서는 본 논문에서 개발된 프로그램에 신경망 제어기법을 포함한 보상제어기법을 추가하여 시스템의 제어 성능을 개선하고자 한다.

참고문헌

- [1] Bigley, W. J., "Wideband base motion isolation control via the state equalization technique," *Optical Engineering*, Vol. 32, No. 11, pp. 2805-2811, 1993.
- [2] Dhaouadi, R., Kubo, K. and Topise, M., "Analysis and compensation of speed drive systems with torsional loads", *IEEE International Workshop on Advanced Motion Control*, Yokohama, Japan, pp. 271-277, 1993.
- [3] 김성현, 박민규, 홍영호, 이민철, 이만형, "절대 위치 검출형 실린더 개발 및 외란 부하에 대한 성능평가" *한국정밀공학회논문집*, Vol. 20 No. 4, 2003.
- [4] 박용환, 신흥철, 문희성, 최종률, "공작기계 시스템의 모델링과 동적특성 분석", 1997 *한국정밀공학회 추계학술대회 논문집*, pp. 991-994, 1997.
- [5] 나일주, 최종호, 장태정, 최병갑, 송오석, "머시닝센터를 위한 윤곽오차 분석 및 PID 제어기설계", *제어자동화시스템공학회논문집* pp. 32-39, 1997.
- [6] Kailath T. "Linear systems", Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs, 1980.
- [7] 한성익, "이송기계 시스템의 정밀제어를 위한 비선형 마찰해석 및 제어기설계", *한국과학재단 기초과학연구사업 최종보고서*, 2004.
- [8] 김성현, 윤강섭, 이만형, "머시닝센터를 위한 윤곽오차 분석 및 이송축 제어기 최적화", *한국공작기계학회논문집* Vol. 12 No. 3, 2003.

- [9] 김성현, 윤강섭, “개방형 CNC에서 주축과 서브주축 동기를 위한 최적화 연구”, 한국정밀공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 991-994, 2002.

저 자 소 개



김성현

1992년 한국해양대학교 선박기계공학과 졸업, 1995-2004년 부산대학교 지능기계공학과(제어/자동화) 석사·박사 졸업(공학박사), 1992-1994년 대우조선 기장(엔진룸)설계, 1998-2009년 현대자동차 생기센터(엔진/변속기) 연구개발, 현재 부산정보대학 자동차계열 재직중



정재현

1977년 한국해양대학교 기관학과 졸업(공학사), 1980년 한국해양대학교(원) 기관학과 졸업(공학석사), 1987년 일본북해도대학 정밀기계공학과 졸업(공학박사), 현재 한국해양대학교 공과대학 기계정보공학부 교수



김희중

1992년 한국해양대학교 선박기계공학과 졸업(공학사), 1994년 한국해양대학교(원) 기계공학과 졸업(공학석사), 2006년 한국해양대학교(원) 기계공학과 졸업(공학박사), 현재 디디엔티 부사장, 현재 한국해양대학교 기계정보공학부 겸임교수