

머시닝센터에서 구조물 진동과 응답성을 고려한 이송계 최적화 연구

김 성 현*(부산대학원 지능기계공학과), 윤 강 섭(대구대 자동차산업기계공학과), 이 만 형(부산대 기계공학과)

The Optimization of Feed System by the Dynamics of Structure and Responsibility

S. H. Kim(Mech. Eng. Dept. PNU), K. S. Yoon(School of A.I.M.E., DGU)
M. H. Lee(Mech. Eng. Dept. PNU)

ABSTRACT

This paper introduces that the machine tools's feed system optimizes by modeling for simulation and adjusting drive control parameter. The first method is frequency response of speed loop with design parameter by use of MATLAB application, in order that other axis can do equal to bandwidth. The second method uses various sensor for analyzing machine tools's structure and adjusts jerk limiter.

Key Words : machine tools's feed system (공작기계 이송계), machine tools's structure (공작기계 구조계), DDE program (DDE 프로그램), jerk limiter (jerk 제한), bandwidth (대역폭)

1. 서론

근래에는 머시닝센터의 경우 전자제품 금형가공에 대한 고수준 품질 향상을 위해 연구 활동이 진행되고 있으며, 본 연구에서도 고속, 고정도 성능향상을 위해 공작기계 이송계에 대한 구조계의 동특성을 감안한 이송계 제어 최적화 연구를 수행하고자 한다. 이론적으로 기계측면에서 이송계에 대한 해석을 통하여 동특성을 살펴보고, 시작품을 제작하여 실험을 통한 이송계의 최적화 방안을 연구하였다.

2. 이송계 특성

본 연구에서 대상으로 하는 공작기계의 구조계는 Column 고정형의 수직형 머시닝센터로서 가공중 Table이 이송함으로 가공물의 중량이 이송축의 이송특성에 직접적인 영향을 미치는 구조이다.

이송계는 토크를 발생시키는 모터와 모터의 회전 운동을 직선 운동으로 변환하는 동력 전달 기구 장치, 그리고 table이나 Work piece, 새들로

구성되며, 이송계 운동은 위치, 속도, 전류루프의 Cascade형 제어기를 거쳐 모터를 구동한다.

2.1 윤각 오차

CNC 머시닝센터의 XY 테이블을 사용하여 원호 보간 운동시 궤적오차와 이송계 응답성의 상호관계를 살펴보자. 원호 체적지령을 주면 x, y축의 위치지령 x_m^* , y_m^* 은 각각, $x_m^* = R \cos \omega t$, $y_m^* = R \sin \omega t$ 이 되고, 이것을 라플라스 변환하면, $x_m^*(s) = Rs / (s^2 + \omega^2)$, $y_m^*(s) = R\omega / (s^2 + \omega^2)$ 이 된다. x_m , y_m 의 시간 응답을 1차 시스템으로 간주하여 구하면 식(2.1)과 같다^[4].

$$x_m(s) = \frac{1}{T_s s + 1} x_m^*(s), \quad y_m(s) = \frac{1}{T_s s + 1} y_m^*(s) \quad (2.1)$$

타원방정식 $x^2/a^2 + y^2/b^2 = 1$ 과 $\sin 2\omega t + \cos 2\omega t = 1$ 의 관계를 이용하여 장반경 a, 단반경 b를 식(2.2)과 같이 구할 수 있다.

$$a, b = \frac{R}{2\sqrt{1+(\omega T_x)^2}2\sqrt{1+(\omega T_x)^2}} \times [\sqrt{4+(\omega T_x + \omega T_y)^2} \pm |\omega T_x - \omega T_y|] \quad (2.2)$$

위 수식에서 첫째항은 반경오차 감소분이며 시스템의 시정수가 커짐에 따라 대체적으로 단조 증가하고, 둘째항은 타원화 오차분이며 이송계 각 축의 시정수 불일치에 의해 생기는 오차분임을 알 수 있다.

2.2 기계부 모델링

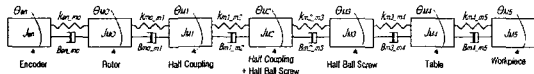


Fig. 2.1 The model of mechanical part

공작기계의 기계부는 다수의 기계 요소로 구성되어 기계적 구조에 의한 탄성 운동을 수반하게 되는데, 이러한 탄성운동에 의한 계의 특성 해석과 이송계의 운동 특성 분석은 설계 최적화 측면에서 중요하다. 각 기계요소는 질량체로 간략화하여 stiffness와 댐핑을 고려하여 그림 2.1과 같이 기계부의 모델을 표시하였고, 공작물 및 테이블을 포함하여 7-mass 시스템으로 구현되었다. 그림에서 J, B, K는 각 기계 요소의 moment of inertia, damping coefficient, stiffness를 나타내며, θ 는 각 기계 요소의 각변위량[rad]을 나타낸다.

$$J\ddot{\theta} + B\dot{\theta} + K\theta = FT_{mo} \quad (2.3)$$

$$\theta = \begin{pmatrix} \theta_{en} \\ \theta_{mo} \\ \vdots \\ \theta_{m1} \end{pmatrix}, F = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ \vdots \\ 0 \end{pmatrix}, J = \begin{pmatrix} J_{en} & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & J_{mo} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & J_{m1-m5} \end{pmatrix},$$

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

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

7-mass 시스템의 모델식을 시뮬레이션 하기 위해 Matlab 에서 상태 방정식으로 구현하였다. 표 1

Table 1 The specification of prototype machine's feed system

Description	단 위	X축	Y축
Table Inertia	Kg · m ²	4.93x10 ⁻³	5.95x10 ⁻³
Encoder Inertia	Kg · m ²	2.5x10 ⁻⁵	2.5x10 ⁻⁵
Motor Inertia	Kg · m ²	2.71x10 ⁻³	2.71x10 ⁻³
Coupling Inertia	Kg · m ²	4.0x10 ⁻⁴	4.0x10 ⁻⁴
BallScrew Inertia	Kg · m ²	1.562x10 ⁻³	1.96x10 ⁻³
Table Stiffness	Nm/rad	2.32x10 ⁺²	2.33x10 ⁺²
Encoder Stiffness	Nm/rad	2.80x10 ⁺³	2.80x10 ⁺³
Motor Stiffness	Nm/rad	8.0x10 ⁺⁴	8.0x10 ⁺⁴
Coupling Stiffness	Nm/rad	5.0x10 ⁺³	5.0x10 ⁺³
Ballscrew Stiffness	Nm/rad	1.123x10 ⁺⁴	8.95x10 ⁺³

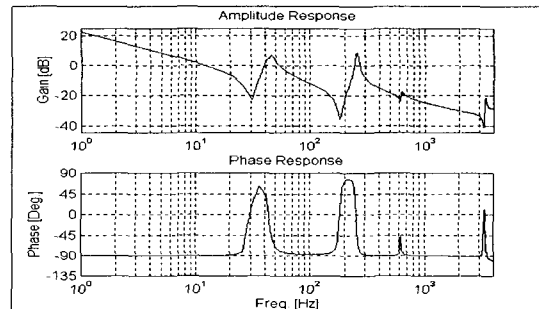
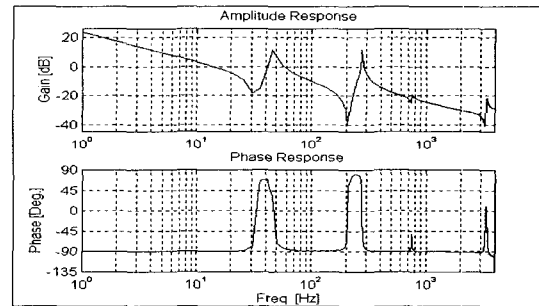


Fig. 2.2 The frequency response of speed loop for simulation of feed system [open loop] (upper : X axis, below : Y axis)

은 시험장비 X,Y축의 사양이고, 그림 2.2은 기계부의 Open Loop 주파수 응답 시뮬레이션 결과로

서, 1차 기계 공진점인 Table natural frequency (zero)은 동일하게 32Hz, 2차 기계 공진점인 Torsion natural frequency(zero)은 200/170Hz를 얻었다. 동일한 모델에서 사양 파라메트의 변경을 통해, 반복 시뮬레이션 결과 1차 공진점은 테이블의 하중, 2차 공진점은 커플링의 강성이나 볼스크류의 영향을 많이 받고 있음을 알 수 있었다.

3. 최적화 실험

3.1 응답성

동특성적인 측면에서 이송계는 저,중,고강성 기계로 크게 세가지 분류되며 고강성 기계에서는 1차 기계 공진점이 비교적 높아 대역폭(Bandwidth)을 높게 설정할 수가 있으므로, 응답성에 따른 반경 오차값을 적게 할 수 있다. 그러나 공작기계는 세축이 동시에 움직이며 가공할 경우가 있으므로 동일한 시정수를 유지하여야만 윤각오차가 발생되지 않는다. 이를 위해 1차 기계 공진점 미만에서 속도 루프 대역폭을 세축 동일하게 개인 튜닝 작업을 반복 시행하였다. 공작기계는 어느 한축의 강성만 높다고 해서 고강성 기계의 이점을 살릴수가 없으므로, 설계 단계에서 각축에 대한 동일한 강성을 유지도록 하고, 아울러 목표하는 설계 사양을 만족하면서, 과설계 방지로 원가 절감을 이룰수 있다.

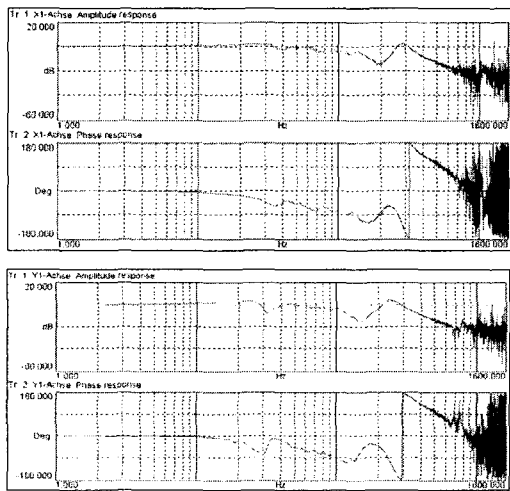


Fig 3.1 The frequency response of speed loop X axis (upper), Y axis (below)

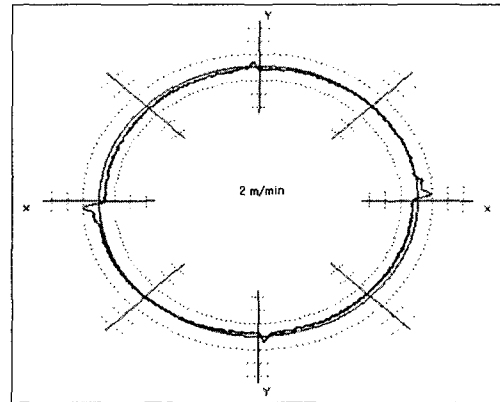


Fig 3.2 circulation test (2 um/div)

속도 루프의 스텝응답 오버슈트는 약 30% 정도 설정하여 가공시 외란에 대해 둔감할 수 있으며, 위치루프 대역폭은 통상 Cascade 제어기에서 내측 루프인 속도루프의 영향을 받지않도록 약 1/5-1/7로 설정한다. 그림 3.1은 X,Y축 이송계의 실 속도/지령 속도에 대한 주파수 응답으로서, 1차 공진점(zero)은 동일하게 32Hz의 고유진동수가 발생하였고, 2차 공진점(zero)은 200/160Hz에서 볼스크류의 회전 고유진동수가 발생하였으며, 비록 설계 파라메트는 정확하지 않았지만 시뮬레이션 결과와 유사하였다. 대역폭은 동일하게 1차 공진점 미만인 30Hz로 개인 조정하여, 그림 3.2와 같이 원호경로 시험결과를 얻었으며, 만약 개인 튜닝 작업이 제대로 이루어지지 않는다면 앞장에서 논한 것처럼 원호경로 궤적시정수 불일치에 의한 서보 Mis match 현상이 일어날 수 있다

3.2 구조물 영향 제거

이송계의 고속화 추세에 맞물려 이송계 자체의 동특성도 중요하지만 주변 구조물의 영향도 무시할 수 없으므로, 구조물 자체의 고강성/댐핑에 대한 연구가 일부 진행 되고 있다. 본 절에서는 구조물 이론적 해석 보다는 다양한 측정, 제어방법을 동원하여 구조물 거동 분석 및 공진 영향을 최소화하고자 한다. 구조물 가진 방법으로 이송계 회전 주파수 응답 측정시 인가하는 드라이브 제어기의 PRBS(persude random binart sequence) 신호를 간접 이용하였다. PRBS는 이산 시스템에

서 주로 사용되는 풍부한 주파수를 가진 백색 잡음 특성의 binary sequence이며, 샘플링 주파수의 약 30%에 해당하는 주파수 영역까지 일정한 값의 spectral density 값을 가진다. 실험 방법은 PRBS 신호를 가진 상태에서 공작기계 구조물의 관심 있는 측정위치에 가속도 센서 설치, 드라이브의 각종 D/A 신호, Portable용 Linear Scale을 활용하여 구조물 거동을 분석하였다. 그림 3.4는 제안된 방법을 통해 얻어진 이송계의 테이블 속도(LS) / 모터 속도(엔코드)에 대한 전달함수로서 진동 주파수는 테이블 중량과 볼스크류의 강성에 기인한 32Hz 고유진동수가 발생되었고, 32Hz에서 초과 진폭값은 11dB이며, Damping

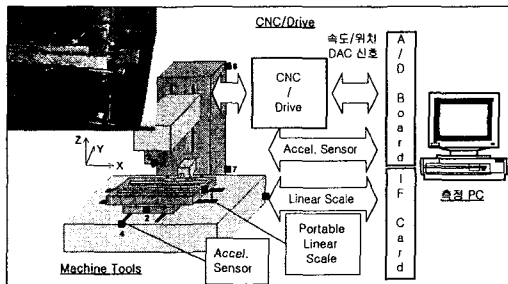


Fig 3.3 The block of experiment's construction

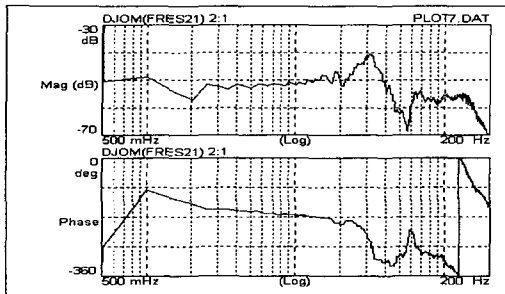


Fig 3.4 Mechanical frequency response Y axis (LS to DAC)

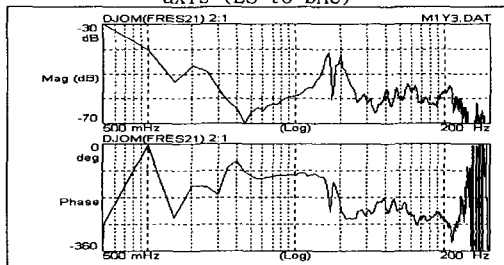


Fig 3.5 Transfer function measuring point 3 to measuring point 2, Y axis

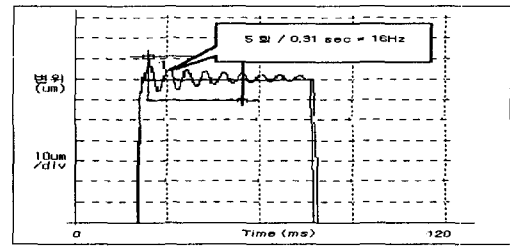


Fig 3.6 Position behavior Y axis, approach to final position (LS)

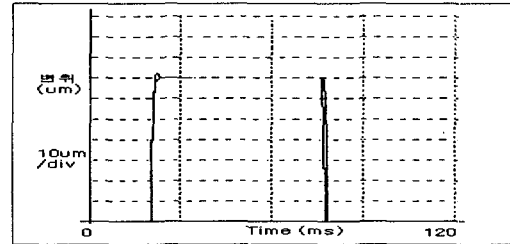


Fig 3.7 Position behavior Y axis, approach to final position

값은 14%였다. 그림 3.5은 가속도 센서의 point 3 / point 2에 대한 구조물 전달함수로서 측정된 16Hz 진동 주파수는 모터 엔코드와 Point 3의 가속도를 통해 동일하게 측정되어졌다. 그러나 Z축 칼럼에선 이들 진동은 검출되지 않았다. 이것은 테이블 기초면의 불안정한 설치에 의한 것으로 기계를 기초면에 보다 튼튼하게 설치하면 베드 진동을 막을 수 있고, 아울러 구조물의 거동 주파수만 정확히 측정, 분석된다면 저크제한 제어를 이용하여 진동 영향을 최소화할 수 있다. 저크(jerk)는 가속도의 변화량으로 정의되며, 저크 제한 경로 생성 방법은 주어진 제약 조건들을 만족하는 고차의 속도 프로파일로서 기준 입력 제한 조건을 만족하도록 필터를 설계하는 방법이 있다. 그림 3.6,7과 같이 실험 장비의 경우, 축의 위험 속도 5m/min으로 밀링 가공시 16Hz 부근에서 15um이 발생되었으며, 보다 심한 진동을 막기 위해 Low-Pass Filter를 사용한 저크 제한을 설정 주파수 대역에 적용하여 약 2um 이내로 줄였다. 실험 장비는 이송축의 기계 특성과 동적 측면이 좋은 Damping을 갖으며, Table의 설계 최대 하중인 600kg 인가한 상태에서 고유진동수 영향을 받지만, 상대적으로 덜 Damping된 진동이 구조계에 의해 발생되어, 밀링 가공시 태

이들의 16Hz에서 심하게 제약을 받음을 제안된 실험방법을 통해 알 수 있었다.

4. 결론

이송계 최적화를 위해 첫째, 선형적인 측면에서 이송계에 대한 모델링을 통하여 동특성을 분석하고, 실험을 통하여 이를 확인하였다. 모델을 이용한 초기 설계단계에서 기계의 강성 수준을 가늠할 수 있어 각 축에 대해 강성 범위를 동일하게 함으로 설계 최적화가 가능하였다. 둘째, 다양한 측정 방법을 동원하여 기계의 구조계 동특성을 측정 및 분석하고, 아울러 이송계 관련된 제어 파라메트를 조정함으로 전체적인 기계 수준에 맞는 최적화를 시도하였다.

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. Koren, Y., and Lo, C. C., "Advanced Controllers for Feed Drivers", *Annals of CIRP*, Vol. 41, No. 2, pp.689-698, 1992.
3. 박용환, 신홍철, 문희성, 최종률"공작기계 시스템의 모델링과 동적 특성 분석", 한국정밀공학회 추계학술대회 논문집 pp.991-994, 1997.
4. 나일주, 최종호, 장태정, 최병갑, 송오석"머시닝센터를 위한 윤곽오차 분석 및 PID 제어기 설계", 제어자동화시스템 공학 논문지 pp.32-39, 1997.