

볼스크류 이송계의 진동 최소화를 위한 이송속도 최적화

A Study on the Feed Rate Optimization of a Ball Screw Feed Drive System for Minimum Vibrations

최영휴* · 홍진현**

Young Hyu Choi, and Jin Hyun Hong

Key Words : Machine Tool(공작기계), Feed Drive System(이송 시스템), Lumped Parameter Model, Ball Screw, Feed Rate, Optimization(최적화), Genetic Algorithm(유전 알고리즘).

ABSTRACT

Ball screw feed drive systems have been broadly used in machine tools or precision automatic feed systems. Recently, modern machine tools require high speed and high precision feed drive system to achieve high productivity. Unfortunately, a feed drive system, even though it was optimum designed, may experience severe transient vibrations during high-speed operation if its feed rate control is unsuitable. A rough feed rate curve having discontinuity in its acceleration profile causes a serious vibration problem in the feed slide system. This paper presents a feed rate optimization of a machine tool feed slide system, which is driven by a ball screw, for its minimum vibrations. Firstly, a 6-degree-of-freedom lumped parameter model was proposed for the vibration analysis of a ball screw driven machine tool feed drive system. Next, a feed rate optimization of the feed slide was carried out for minimum vibrations. The feed rate curve optimization strategy is to find out the most appropriate acceleration profile having finite jerk. Of course, the optimized feed rate should approximate to the desired one as possible. A genetic algorithm with variable penalty function was used in this feed rate optimization

1. 서 론

최근 CNC공작기계의 고속·고정밀화가 요구됨에 따라 이동이 부드럽고 마찰이 비교적 적은 볼스크류를 이송기구로 사용하고 있다. 하지만 이러한 고속화가 진행됨에 이송계의 진동문제가 발생하여 정밀도 저하가 초래된다. 이러한 이송계의 진동을 저감시키기 위해 이송시스템을 구성하고 있는 이송계의 동특성을 초기의 설계단계에서부터 최적화 한다. 그럼에도 불구하고 운전 중에 적절한 속도제어가 되지 못하는 경우 관성 충격력에 의해서 과도한 진동이 발생할 수 있다. 이송 모터속도제어 입력에 대응되는 가속도 선도가 불연속적이면 관성 충격력이 발생되어 이송계의 과도진동이 초래된다. 본 논문에서는 이러한 관성 충격력에 의한 이송계 진동을 최소화하기위한 모터속도제어입력

최적화 방법을 제안한다. 입력가속도선도에서의 불연속점들을 연속이면서 부드러운 커브로 만들어 줌으로써 이송계의 진동을 줄이려고 한다.

2. 이론해석

Fig. 1은 공작기계의 헤드 이송장치 등으로 널리 사용되는 볼나사 이송계의 개략도이다.

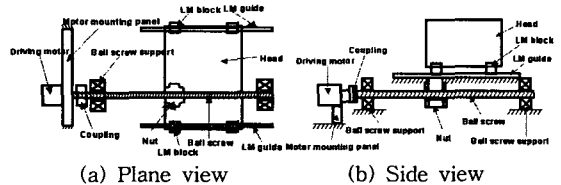


Fig. 1 Schematic of a ball screw feed-drive system

2.1 수학적 모델링

볼나사 이송계의 진동해석을 위하여 Fig. 1의 이송계를 Fig. 2와 같이 6자유도 운동계로 모델링 하였다. 모델링에서의 각

* 창원대학교 기계설계공학과
E-mail : yhchoi@changwon.ac.kr
Tel : (055) 279-7573, Fax : (055) 00-0000
** 창원대학교 대학원 기계설계공학과

자유도는 모터 회전축의 회전운동 자유도 θ_m , 볼나사 축의 회전운동 자유도 θ_s , 쓰러스트 모터의 축 방향 병진운동 자유도 x_m , 너트의 축 방향 병진운동 자유도 x_n , 헤드의 축 방향 병진운동 자유도 x_h , 헤드의 요잉(yawing)운동 자유도 θ_h 이다.

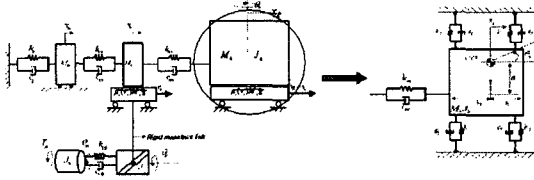


Fig. 2 A planer 6 D.O.F. model of a machine tool feed-drive system

이송계의 수학적 모델링을 위하여 다음과 같은 가정을 하였다

- (가) 헤드의 이송운동은 평면 내에서 일어난다.
- (나) 리니어 모션 블록은 선형 스프링이다.
- (다) 가이드 레일과 리니어 모션 블록 사이의 마찰은 무시할 수 없다.
- (라) 실제로는 헤드와 너트가 병진 이송되지만 수학적 모델에서는 가이드 레일이 헤드와 너트의 이송 방향과 반대 방향으로 병진이송 된다고 가정하고, 대신 이송 감가속도에 따른 관성력이 헤드와 너트에 등가의 외력으로 작용하는 것으로 간주한다.
- (5) 가이드 레일은 굴곡이 없다.
- (6) 헤드는 강체이다.
- (7) 볼나사 축과 커플링의 축 강성과 비틀림 강성은 각각 선형스프링과 비틀림 스프링이다.

Fig. 2의 이송계 모델에서 기호 K_b 는 모터 지지부의 축 방향 강성이고, K_{ax} 는 볼나사의 축 방향 강성, K_{nx} 는 너트의 축 방향 강성, K_{log} 는 너트-헤드-리니어 모션 블록의 등가 비틀림 강성을 나타낸다. 그리고 J_m 는 모터 질량관성모멘트, J_s 는 볼나사의 질량관성모멘트, M_m 는 모터의 질량, M_n 는 너트의 질량, M_h 는 헤드의 질량, J_h 는 헤드의 질량관성모멘트를 나타낸다.

2.2 운동방정식

Fig. 2의 수학적 모델링에서 6자유도 모델에 대한 운동방정식을 유도하여 행렬식으로 나타내면 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (1)$$

여기서 M, C, K 는 각각 시스템의 질량 관성, 감쇠, 강성 계수행렬이다. 그리고 $\{x\} = [\theta_m \ \theta_s \ x_m \ x_n \ x_h \ \theta_h]^T$ 는 운동자유도 벡터이고, 가진력 $\{F\} = [T_m \ 0 \ 0 \ f_N \ f_H \ 0]^T$ 이

고, 모터의 토크입력 T_m 과 너트의 작용력 f_N 과 헤드의 작용력 f_H 는 각각 다음 식과 같이 표현된다.

$$T_m = (J_m + J_s) \frac{d\omega_k}{dt} = (J_m + J_s) \frac{d^2\theta_k}{dt^2} \quad (2)$$

$$f_N = M_n g \mu_s(v_s) + M_n a_s(t) \quad (3)$$

$$f_H = M_h g \mu_s(v_s) + M_h a_s(t) \quad (4)$$

위에서, θ_k 는 모터의 회전속도에 대응되는 기구학적 모터의 회전각도이고, g 는 중력가속도, μ_s 는 가이드레일의 마찰계수이다. ω_k 는 모터의 속도이고,

이송체의 이송 중 진동을 해석하기 위하여 이송체가 Fig.3(a)와 같이 이송되며, (b)와 같은 사다리꼴 형태의 속도선도로 제어되는 경우를 해석하였다. 이 속도선도를 미분하면, (c)와 (d)의 가속도, 저크 선도를 얻게 된다.

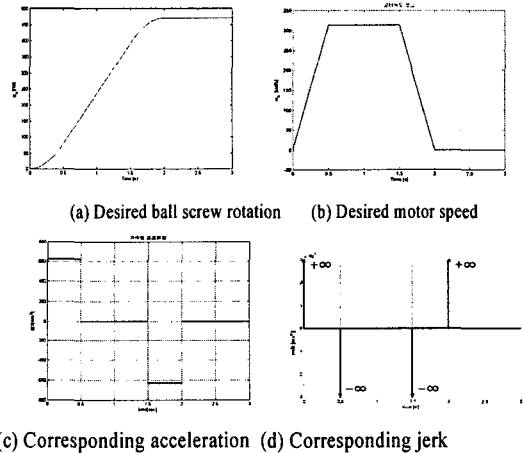


Fig.3 Desired displacement, driving motor speed, acceleration, and jerk control input

가속도 선도에서 보면 4지점에서 불연속점들을 갖는 것을 알 수 있다. 불연속점들에 의해 미분이 불가능하게 되고, 무한대의 저크 값을 가지게 된다. 이러한 무한대의 저크 값에 의해 발생하는 관성 충격력 때문에 이송계의 진동이 유발되게 된다.

본 연구에서는 이러한 불연속 구간들을 연속이며 미분 가능한 구간으로 변화시킴으로서 저크 관성 충격에 의한 진동현상을 줄일 수 있는 이송체의 이송속도를 최적화하고자 한다.

3. 유전 알고리즘을 이용한 가속도 최적화

3.1 최적화 문제 정의

현재 여러 분야에서 여러 종류의 곡선 보간(Curve fitting) 기법이 사용되고 있다. 본 논문에서는 저크가 무한대인 부분을 정현파 형태의 저크 곡선으로 가정하여 부드러운 가속도 선도를 생성하고, 6자유도 이송계로 모델링

하여 이송체 헤드부의 진동량을 최소화하였다.

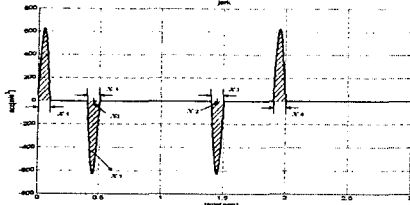


Fig. 4 Half sine curve fitting to generate a smooth jerk curve

설계변수 : $\mathbf{x} = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5]^T$

$$\text{Minimize } f(\mathbf{x}) = \sqrt{\sum_{i=1}^3 w_i \left(\frac{f_i(\mathbf{x})}{f_i^*} \right)^2} \quad (5)$$

여기서,

$f_1(\mathbf{x})$ 는 $x_{vib}(y) = x_4(y) - \bar{x}_4(y)$ 의 최대 값

$f_2(\mathbf{x})$ 는 $x_{vib}(y) = x_4(y) - \bar{x}_4(y)$ 의 유효치

$f_3(\mathbf{x})$ 는 $\sqrt{\left[\frac{l}{2\pi} (\theta_3^* - \theta_3) \right]^2 + x_k^2}$

로 이송거리오차

w_i 는 합이 1인 가중치(Weighting factor)

f_1^*, f_2^*, f_3^* 는 스케일링 인자(Scaling factor)

3.2 구속조건

이송계 가속도 최적화 문제를 풀기 위해 적당한 구속 조건을 설정하고 이 구속조건을 위배할 경우 벌점을 부여하여 적합도 값을 감소시킴으로서 최적해로 선택될 가능성이 낮아지게 한다. 본 연구에서는 다음과 같은 구속 조건을 정의한다.

$$g_1(\mathbf{x}) : 0.45 < x_1 < 0.55 \quad (6)$$

$$g_2(\mathbf{x}) : 1.45 < x_2 < 1.55 \quad (7)$$

$$g_3(\mathbf{x}) : 0.001 < x_3 < 0.10 \quad (8)$$

$$g_4(\mathbf{x}) : 625 < x_4 < 640 \quad (9)$$

$$g_5(\mathbf{x}) : 625 < x_5 < 640 \quad (10)$$

$$g_6(\mathbf{x}) : 0.001 < x_6 < 0.10 \quad (11)$$

$$g_7(\mathbf{x}) : N_a - N_c < 0 \quad (12)$$

$$g_8(\mathbf{x}) : [x_h(\mathbf{x})]_{\max} - [x_h(\mathbf{x})]_a < 0 \quad (13)$$

$$g_9(\mathbf{x}) : [\theta_h(\mathbf{x})]_{\max} - [\theta_h(\mathbf{x})]_a < 0 \quad (14)$$

$$g_{10}(\mathbf{x}) : [\theta_s(\mathbf{x})]_{\text{low}} < [\theta_s(\mathbf{x})]_{\text{final}} < [\theta_s(\mathbf{x})]_{\text{high}} \quad (15)$$

여기서 N_a 와 N_c 는 각각 볼스크류의 허용 가능한 작동속도와 임계속도이다. $[x_h(\mathbf{x})]_{\max}$ 는 병진방향 최대진동 변위이고 $[x_h(\mathbf{x})]_a$ 는 병진방향 최대 허용 변위이다.

$[\theta_h(\mathbf{x})]_{\max}$ 는 병진방향 최대 진동 변위이고 $[\theta_h(\mathbf{x})]_a$ 는 요잉 방향 최대 허용 변위이다. 송계의 위치 정밀도를 고려하여 이송체의 도달 거리는 식 (12)을 만족하도록 정하였다. 여기서 $[\theta_s(\mathbf{x})]_{\text{final}}$ 는 불나사축의 최대 회전각도이고, $[\theta_s(\mathbf{x})]_{\text{low}}$ 및 $[\theta_s(\mathbf{x})]_{\text{high}}$ 는 불나사축의 최대 및 최소 허용 각도이다.

3.3 최적설계 프로그램

이송계 이송속도 최적화 문제를 풀기 위해 적당한 구속 조건을 설정하고 이 구속조건을 위배할 경우 벌점을 부여하여 적합도 값을 감소시킴으로서 최적해로 선택될 가능성이 낮아지게 한다. 적합도 함수와 벌점함수는 아래와 같이 정의하였다.

$$\text{Fitness} = \frac{1}{f(\mathbf{x}) + p(\mathbf{x})} \quad (16)$$

$$p(\mathbf{x}) = \varepsilon \cdot \left[c_1 \times \sum_{i=1}^c \left\{ \frac{g_i(\mathbf{x})}{g_i^*} \right\}^2 + c_2 \times \delta \sum_{i=1}^c \left\{ \frac{\Phi_i(\mathbf{x})}{\Phi_i^*} \right\} \right] \quad (17)$$

여기서, $g_i(\mathbf{x}), \Phi_i(\mathbf{x})$ 는 i 번째 구속조건인 벌점level과 벌점양이고, c_1, c_2 는 가중치, g_i^*, Φ_i^* 는 스케일링 인자들, δ 는 벌점상수, 그리고 ε 는 최소화일 경우 -1, 최대화일 경우 +1이다.

유전자 알고리즘을 이용하여 작성한 최적화 프로그램의 흐름도를 Fig. 5에 나타내었다.

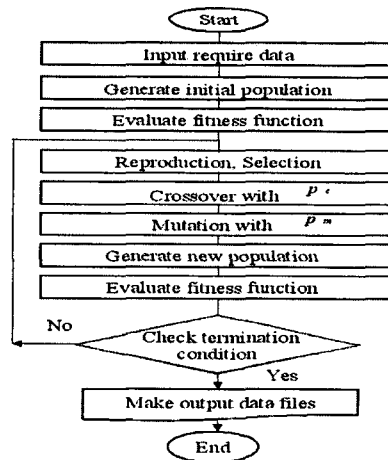


Fig. 5 Flowchart of the optimization program using a genetic algorithm

유전 알고리즘에 사용된 유전 연산자는 룰렛 휠 방법과 엘리트전략을 함께 사용하였으며 단순교배와 단순돌연변이를 사용하였다. 유전 알고리즘에 이용한 입력 조건을 Table.1에 정리하였다.

Table. 1 Input parameters for a feed-drive system optimization

Parameters		Value
Maximum generation		150
Population size		60
Number of variable		5
Probability of Crossover, p_c		0.8
Probability of mutation, p_m		0.01
Length of binary string [bit]	x_1	6
	x_2	6
	x_3	7
	x_4	7
	x_5	7
	$\sum_{i=1}^5 x_i$	33

4. 최적화 결과 비교검토

Fig. 6은 150세대동안 유전자 알고리즘 적용결과 세대 변화에 따른 최대 적합도를 나타낸 것인데 35세대 이후 최대 적합도 값이 13.1871 로 수렴함을 알 수 있다.

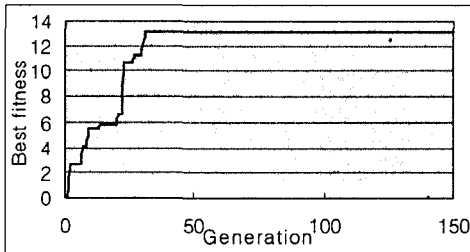
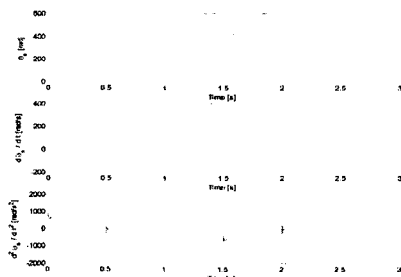
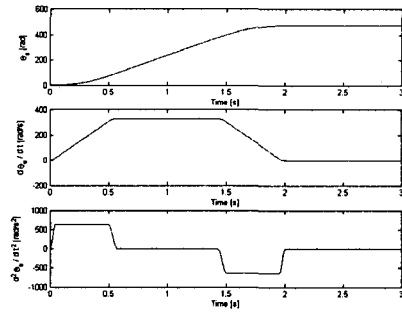


Fig. 6 Fitness versus generation history

Table 2는 최대 적합도 일 때 설계변수 y_i 값을 정리한 것이다. Fig. 7 은 최적화전후의 모터의 총회전각도, 속도, 가속도를 비교해서 나타낸 것이다.



(a) Before optimization



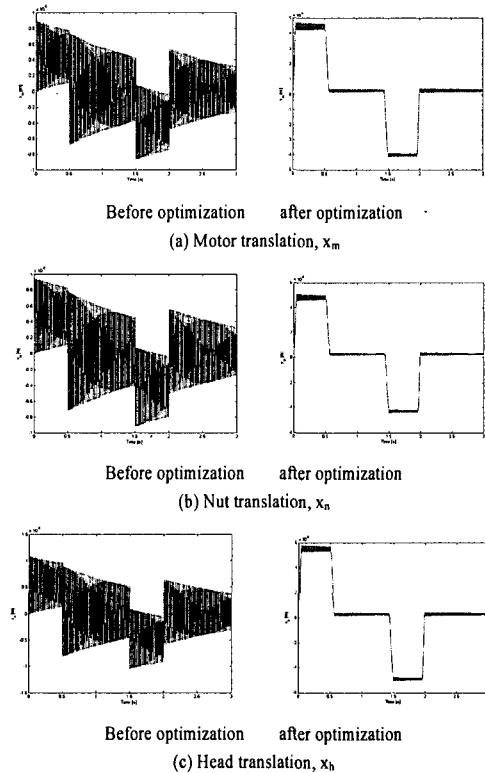
(b) After optimization

Fig. 7 Comparison of motor speed, corresponding motor angular acceleration and ball screw rotation

Table 2 Best fitness design variables

Design variable	Value
Center time, x_1	0.5357 [s]
Center time, x_2	1.4643 [s]
Time interval (width), x_3	0.0771 [s]
Time interval (width), x_4	0.0480 [s]
Maximum acceleration, x_5	639.0588 [rad/s ²]

Fig. 8은 속도최적화결과 얻어진 최적 값들을 적용하였을 경우의 최적화 전후 진동량 비교그래프이다.



Before optimization after optimization

(a) Motor translation, x_m

Before optimization after optimization

(b) Nut translation, x_n

Before optimization after optimization

(c) Head translation, x_h

참 고 문 헌

(1) Y. H. Choi, S. M. Cha, J. H. Hong, and J. H. Choi, 2004, "A study on the Vibration Analysis of a Ball Screw Feed Drive System," Proceedings of the 11th International Manufacturing Conference in Chain (IMCC'2004), Paper No. B-083.

(2) J. H. Choi, 2004, "A Study on the Vibration Analysis and Dynamic Design Optimization of a Ball Screw Feed Drive System," PhD thesis dissertation (in Korean).

(3) W. J. Chung, C. K. Park, D. S. Hong, et al., 2003, "A New Optimization Technique for Wafer-Transfer-Crane Dynamic Control Using a Genetic Algorithm," Proceeding of Int. Conference on Computer, Communication and Control Technologies.

(4) G. W. Younkin, March 1991, "Modeling Machine tool Feed Servo Drive Using Simulation Technique to Predict Performance, IEEE.

(5) Y. S. Trang, 1995, "An Investigation of Stick-Slip Friction On the Contouring Accuracy of CNC Machine Tools," Int. J. Mach. Tools Manufacturing. Vol. 35, No. 4, pp.565~576.

(6) W. W. Nam, 2000, "A Study on the Design and Control of High Speed and Precision Feed Drive System", A Graduate school of Yonsei Univ. A Ph. D Thesis.

(7) Proceedings of JSPE Autumn Conference, 1989, pp. 81~82, & pp. 477~488

(8) C. H. Park, H. S. Lee, 2000, "Precision Positioning Technologies with Ball-screw," Journal of KSPE, Vol. 17, No. 12, PP.26~33 (in Korean).

(9) Z. Michalewicz, 1996, "Genetic Algorithms + Data Structures = Evolution Programs," Springer-Verlag.

(10) SAMICK LMS CO., LTD., 2002, "PS-500 An Instruction Manual"

(11) Mitsuo Gen, R. Cheng, 1997, "Genetic Algorithms and Engineering Design," John Wiley & Sons, Inc.

(12) H. S. Byun,, 1999, "Dynamic Design Optimization of a Pneumatic Suspension Seat Using Genetic Algorithm", Master's Thesis, Changwon National University

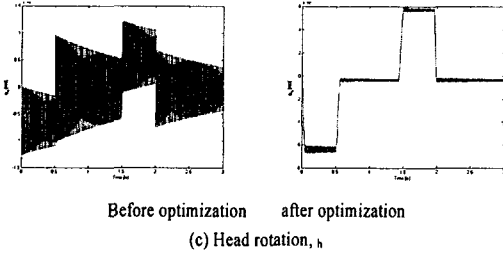


Fig. 8 Comparison of transient vibrations of ball screw feed-drive system before and after optimization

기존모델과 최적화를 수행한 모델의 동특성을 비교하여 Table. 3에 나타내었고, 비교대상은 최적화 과정에서 목적함수로 설정하였던 2가지 특성과 과도진동해석에 의한 m_4 의 미소진동량의 최대 값이다. 결과를 살펴보면 목적함수를 최소화시키는 최적화 문제에서 최적화 후의 목적함수 값과 과도진동에 의한 m_4 부의 미소진동 최대값이 초기모델에 비해 작은 값들이 나왔다.

Table 3 Comparison of objectives before and after optimization

Objective Function	Before Optimization	After Optimization	Reduction ratio
x_n [m]	$8.8660 * 10^{-6}$	$0.2312 * 10^{-6}$	96.77 %
x_n [m]	$9.4771 * 10^{-6}$	$0.2462 * 10^{-6}$	96.85 %
x_h [m]	$1.0809 * 10^{-5}$	$0.2815 * 10^{-6}$	96.91 %
h [rad]	$1.2186 * 10^{-6}$	$0.2580 * 10^{-7}$	97.46%
$f_1(x)$	$1.0809 * 10^{-5}$	$0.2815 * 10^{-6}$	96.91 %
$f_2(x)$	$6.3843 * 10^{-6}$	$0.1915 * 10^{-6}$	97.00 %
$f_3(x)$	$2.3933 * 10^{-5}$	$0.0782 * 10^{-5}$	97.46%

5. 결론

본 논문은 사각과 형태의 가속도 선도 입력에 의해 발생되는 볼 스크류 이송계의 진동을 줄이기 위해 Fourier series를 이용하여 입력 가속도의 모든 구간에서 미분 가능한 입력가속도를 제안하였고, 유전자 알고리즘을 이용하여 6자유도 이송계의 최적 입력가속도 선도를 위한 파라미터들을 얻었다. 그리고 이러한 최적 입력가속도 선도를 6자유도 볼 스크류 이송계에 적용함으로써 쓰러스트 모터의 축 방향 진동 x_m , 너트의 축 방향 진동 x_n , 헤드의 축 방향 진동 x_h , 헤드의 요잉(yawing) 진동 θ_h 의 최대진폭들이 최적설계 이전에 비해 약 97 % 정도 감소되었고, 헤드 부분의 최대진폭들의 유효 진폭은 97 % 감소하였다. 따라서 기계적인 이송충격에 의한 진동은 이송속도 최적제어를 하면 거의 제거된다. 그러므로 본 연구의 이송속도 최적화 방법은 볼스크류 이송계의 진동을 최소화하기 위한 최적입력가속도설계에 매우 효과적으로 적용될 수 있다.