

강인한 내부 루프 보상기를 가지는 입력성형법에 의한 유연보-부하-대차 시스템의 잔류진동 억제

Residual Vibration Suppression of a Beam-Mass-Cart System by Input Preshaping with a Robust Internal-loop Compensator

박상덕, 김봉근, 정완균, 염영일

(Sangdeok Park, Bong Keun Kim, Wan Kyun Chung, and Youngil Youm)

Abstract : In this paper, vibration suppression of an elastic beam fixed on a moving cart and carrying a fixed or moving mass is considered. A modified pulse sequence method with RIC(Robust Internal-loop Compensator) is proposed to suppress the single mode residual vibration and to get accurate positioning of the beam-mass-cart system. The performance of the proposed input preshaping method is compared with that of the previous ones through numerical simulations and experiments. Using the proposed method, it is able to suppress the initial vibration of the beam-mass-cart system carrying a concentrated mass. Accurate PTP (point-to-point) positioning of the moving mass without residual vibration is also obtained experimentally by modifying the proposed pulse sequence method. Finally, the proposed input preshaping method is applied successfully to the system to follow square trajectories of the moving mass without residual vibration.

Keywords : input preshaping, robust internal-loop compensator, vibration suppression, elastic beam

I. 서론

최근, 산업현장에서의 생산형태가 주문형 생산체제로 전환됨에 따라 자동창고의 기능이 점차 중요시되고 있다. 자동창고는 공간활용의 극대화를 위해 주로 높게 지어지며, 생산시간 절감을 위해서는 이송대상물을 목적지까지 빨리 이송하는 것이 중요하다. 이러한 목적을 위하여 수십미터 높이의 구조물을 가지는 스택크레인(stacker crane) 혹은 리클레이머(reclaimer) 등이 사용된다.

자동창고 등에서 사용되는 스택크레인 등은 트러스 구조로 된 보를 가지지만 중량물을 이송할 때 보 구조물의 유연성에 의해 진동이 발생하며, 발생한 진동은 오래 지속되고 쉽게 감쇠되지 않는다. 따라서, 진동억제를 위한 별도의 노력 없이 이러한 이송기기로 중량물을 이송할 때는 긴 시간이 걸리므로, 이런 경우 리클레이머의 대차를 원하는 장소에 위치시키는 노력과 더불어 보에 발생한 진동을 억제하기 위한 노력이 필요하다.

유연한 보의 끝점에서의 진동을 억제하기 위한 여러 가지 궤환(feedback)제어기가 개발된 바 있다[1][2] 그러나, 궤환제어 시스템은 스트레인게이지, 가속도센서 혹은 CCD 카메라 등의 진동 측정을 위한 센서를 필요로 하며, 이러한 센서들은 많은 경우에 산업현장에서의 적용이 곤란하다. 반면에, 입력성형법은 진동억제를 위해 작동기에 가하는 명령의 형태를 변형하는 방법으로 센서가 필요하지 않으며 적용이 비교적 간단하다. 입력성형법은 궤환제어 시스템의 기준입력으로 사용되기도 한다.

본 논문에서는 유연보-부하-대차 시스템의 1차 모우

드 잔류진동을 억제하면서 이송대상물을 원하는 위치로 이송하기 위해 강인한 내부 루프 보상기(Robust Internal-loop Compensator)를 가지는 입력성형법을 제안하였다. 제안된 입력성형법의 성능을 Teo[3] 및 Singer[4]가 제안한 입력성형방법과 비교하였다.

먼저, 유연보의 임의의 높이에 고정된 부하를 가지는 유연보-부하-대차 시스템의 PTP (Point-To-Point) 위치 제어에 있어서의 제안된 입력성형법의 진동억제 성능을 실험을 통하여 검증하였으며, 같은 시스템의 초기진동 억제에도 응용하였다. 제안된 입력성형법을 변형하여 유연보를 따라 이동하는 부하를 가지는 유연보-부하-대차 시스템에 적용함으로써 이동부하의 PTP 위치제어 및 잔류진동 없이 사각형 궤적을 따르게 하는 실험에도 성공적으로 적용하였다.

II. 유연보-부하-대차 시스템

자동창고에서의 스택크레인 등은 그림 1에 보인 바와 같이 이동하는 대차에 고정되고 이동부하를 가지는 베르누이-오일러(Bernoulli-Euler) 보로 단순화 할 수 있다. 그림 1과 같은 유연보-부하-대차 시스템의 운동방정식과 경계조건은 다음과 같다[5].

$$M\ddot{x} + \int_0^l \{[\rho_0 + m\delta(y-h)](\dot{x} + \dot{h}) + m\delta(y-h)[\dot{h}w' + 2\dot{h}w' + \dot{h}^2w'']\} dy = f_1(t) \quad (1)$$

$$EIw'''' + [\rho_0 + m\delta(y-h)](\dot{x} + \dot{h}) + m\delta(y-h)[\dot{h}w' + 2\dot{h}w' + \dot{h}^2w''] = 0 \quad (2)$$

$$m(\ddot{h} + (\dot{x} + \dot{w}_h + \dot{h}^2w_h'') + 2\dot{h}\dot{w}_h)w_h' + g = f_2(t) \quad (3)$$

$$w(0, t) = w'(0, t) = EIw''(l, t) = EIw'''(l, t) = 0 \quad (4)$$

접수일자 : 2000. 6. 12., 수정완료 : 2000. 12. 23.

박상덕 : (재)포항산업과학연구원 기전연구팀(sdpark@rist.re.kr)
김봉근, 정완균, 염영일 : 포항공과대학교 기계공학과(kbk@postech.ac.kr/wkchung@postech.ac.kr/youm@postech.ac.kr)

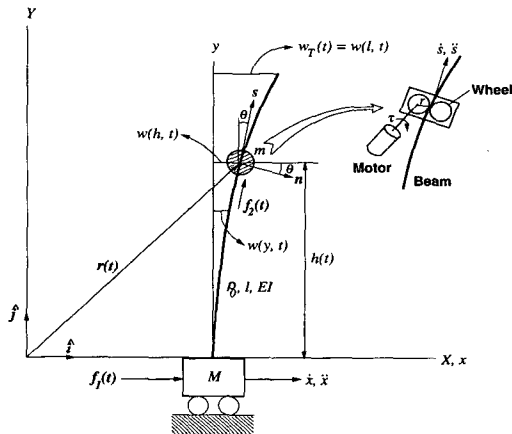


그림 1. 유연보-질량-대차 시스템.
Fig. 1. The beam-mass-cart system considered.

여기서, M 은 대차의 질량, ρ_0 는 부하가 없는 유연보의 단위길이당 질량, m 은 유연보에 달린 이동부하의 질량, $\delta(y-h)$ 는 Dirac δ -함수, EI 는 유연보의 강성계수, l 은 유연보의 길이, x 는 대차의 위치, $w(y,t)$ 는 y 에서의 유연보의 처짐이고 $w_h(t)$ 는 이동부하의 수직위치가 $h(t)$ 일 때 그 점에서의 유연보의 처짐이다. 그리고, \dot{h} 과 \ddot{h} 는 각각 이동부하의 수직이동 속도 및 가속도의 크기이고 $f_1(t)$ 와 $f_2(t)$ 는 각각 대차와 이동부하에 가해지는 구동력의 크기이다.

그림 1에서의 유연보-부하-대차 시스템의 고유진동수는 다음과 같이 표현된다.

$$\omega_i^2 = \frac{EIk_i^4}{\rho_0} \quad (5)$$

여기서, k_i 는 유연보-부하-대차 시스템의 무게비와 이동부하의 위치에 따라 달라지는 다음과 같은 진동수방정식의 근이다[6].

$$\begin{aligned} & 1 + c\xi \operatorname{ch} \xi \\ & + \frac{r_1}{4} [c\xi \operatorname{ch}(\xi - 2\eta) + c(\xi - 2\eta) \operatorname{ch} \xi \\ & \quad + s\xi \operatorname{sh}(\xi - 2\eta) - s(\xi - 2\eta) \operatorname{sh} \xi \\ & \quad + 2c\xi \operatorname{ch} \xi + 4c\eta \operatorname{ch} \eta] \\ & + \frac{r_2}{\xi} (s\xi \operatorname{ch} \xi + c\eta \operatorname{ch} \eta) \\ & + \frac{r_3 \xi}{4} [2s(\xi - \eta) \operatorname{ch}(\xi - \eta) - 2s\eta \operatorname{ch} \eta \\ & \quad - 2c(\xi - \eta) \operatorname{sh}(\xi - \eta) + 2c\eta \operatorname{sh} \eta \\ & \quad + c(\xi - 2\eta) \operatorname{sh} \xi - s\xi \operatorname{ch}(\xi - 2\eta) \\ & \quad + c\xi \operatorname{sh} \xi - s\xi \operatorname{ch} \xi] = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

여기서, $s \equiv \sin$, $c \equiv \cos$, $\operatorname{sh} \equiv \sinh$, $\operatorname{ch} \equiv \cosh$, $r_1 = m/M$, $r_2 = m_b/M$, $r_3 = m/m_b$, $m_b = \rho_0 l$, $\xi = kl$ 이고, $\eta = kh$ 이다.

III. 잔류진동 억제 제어기

1. 선행 입력성형 제어방법

Singer와 Seering에 의한 임펄스 성형입력은 그림 2와 같이 뱅뱅(bang-bang) 제어입력과 임펄스열을 컨볼

류트(convolute) 적분함으로써 얻어진다[4].(연속시간이 아닌 z -영역에서의 입력성형방법은 참고문헌 [7][8] 참조.) 시스템의 고유진동수와 감쇠계수의 변화에 대해 강건한 임펄스열은 그림 2와 같이 얻어진다. 그림 2에서 a_{\max} 는 시스템의 최대가속도의 크기, t_w 시간 0에서부터 감속신호가 가해질 때까지의 시간, Δt 는 목표위치에 도달하기 위한 최대가속도의 폭이며 임펄스열의 주기가

$$\Delta T = \frac{\pi}{\omega_1 \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (7)$$

다. 여기서, ζ 는 유연보의 감쇠계수이고, ω_1 은 유연보-부하-대차 시스템의 1차 모드의 기저주파수이다.

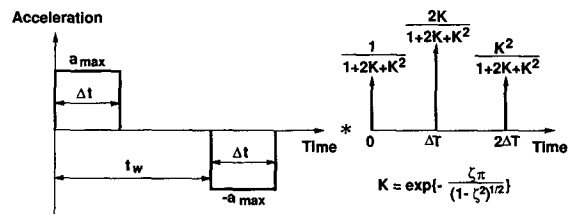


그림 2. Singer와 Seering에 의한 3임펄스 입력성형법.
Fig. 2. Three-impulse shaping method by Singer and Seering.

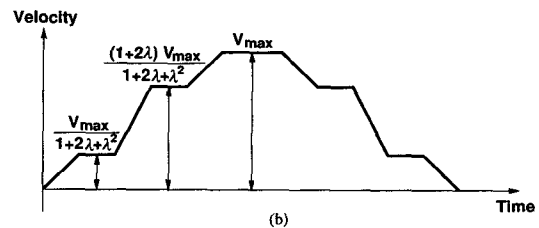
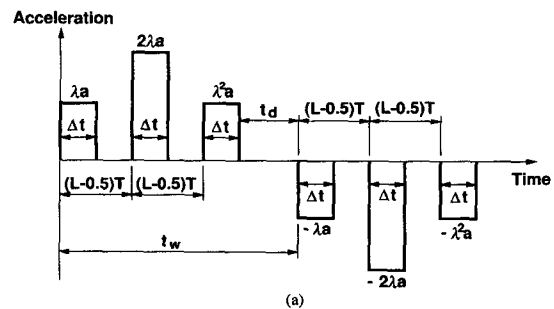


그림 3. Teo 등에 의한 강건한 6펄스열 성형법. (a) 가속도 분포, (b) 속도분포.

Fig. 3. Six-pulse sequence with robustness by Teo et al. (a) Acceleration profile, (b) Velocity profile.

그림 3은 Teo 등에 의한 강건한 6펄스열 입력성형법이다. 그림 3에서

$$a = \frac{V_{\max}}{4\Delta t} \quad (8)$$

$$\lambda = e^{-\zeta\omega_1(L-0.5)T} \quad (9)$$

이다. 여기서, V_{max} 는 미리 주어진 대차의 최대속도, $T=2\pi/\omega_d$, $\omega_d=\omega_1\sqrt{1-\zeta^2}$ 이고, 각 펄스의 시작 시기를 결정하는 정수 L 은 다음과 같이 구해진다.

$$L = \text{int}\left(\frac{V_{max}}{Ta_{max}} + 1.5\right) \quad \text{if } \zeta \neq 0$$

$$= \text{int}\left(\frac{V_{max}}{2Ta_{max}} + 1.5\right) \quad \text{if } \zeta = 0 \quad (10)$$

그리고, 각 펄스의 폭은 다음과 같이 결정된다.

$$\Delta t = \frac{V_{max}}{a_{max}\left(\frac{1}{2\lambda} + 1 + 0.5\lambda\right)} \quad \text{if } 2\lambda \geq 1$$

$$= \frac{V_{max}}{a_{max}(1 + 2\lambda + \lambda^2)} \quad \text{if } 2\lambda < 1 \quad (11)$$

그림 3과 같은 입력이 가해졌을 때 시스템은 세 번째 펄스가 끝나는 시점에서 최대속도에 도달한다. 만약, x_f 를 최종 목표위치라고 하면, x_f 에 도달하는 시간 t_f 는 다음과 같다.

$$t_f = t_w + 2(L-0.5)T + \Delta t \quad (12)$$

여기서, $t_w = x_f/V_{max}$ 이다.

그러나, 이러한 방법은 $t_w < 2(L-0.5)T + \Delta t$ 일 때는 적절한 펄스열을 생성하지 못한다. 예를 들어, $L=1$ 일 때 첫 번째 펄스로부터 네 번째 펄스까지의 최소 시간은 $T + \Delta t$ 인데, 만약 목표위치 x_f 가 상대적으로 짧거나 V_{max} 가 클 경우에는 이 시간이 t_w 보다 커질 수 있다. 이런 경우에는 네 번째 이후의 펄스열이 그 앞의 펄스열과 겹치게 된다. 특히, 시스템의 고유진동수가 클 경우 짧은 시간 동안 가해지는 큰 가속도 입력은 유연보의 큰 처짐을 유발할 수 있다.

2. 고정 부하를 가지는 유연보-부하-대차 시스템에 대한 제안된 입력성형법

본 연구에서 제안된 시스템 변수의 변화에 대해 강건성을 가지는 입력성형법은 그림 4와 같다. 앞의 Teo 등에 의한 방법은 주어진 최대 가속도, 최대 속도 및 목표 위치에 대해 각 펄스의 지속시간 Δt 와 구간을 결정하는 상수 L 을 결정한다. 본 연구에서 제안된 입력성형 방법은 주어진 최대 속도와 최종 목표 위치에 대한 가속도의 크기를 결정한다.

그림 4에서 목표위치 x_f 에 도달하기 위해 시스템에 가해져야하는 가속도의 크기는 다음과 같이 구해진다.

$$a^* = \frac{x_f}{12\lambda[(L-0.5)T]^2} \quad (13)$$

그리고, 이 경우 t_w 는 다음과 같다.

$$t_w = 3(L-0.5)T \quad (14)$$

이때, 대차의 최고속도 V_p 는 다음과 같다.

$$V_p = \frac{(3+\lambda)x_f}{12(L-0.5)T} \quad (15)$$

만약, 시스템의 고유진동수가 변화하여 1차 모드 진동의 주기 T 가 T' 로 바뀌고, 이에 따라 $V_p \geq V_{max}$ 인 경우에는 그림 5와 같이 최대 속도 V_{max} 가 지속되는 시간이 주어져야한다. 그림 5 (a)와 같은 가속도가 주어질 경우 이에 의해 시스템이 이동하는 최종 위치는 다음과 같다.

$$x_f = 2\lambda(L-0.5)T'a^*\left[6(L-0.5)T' + \frac{3+\lambda}{2}t_d\right] \quad (16)$$

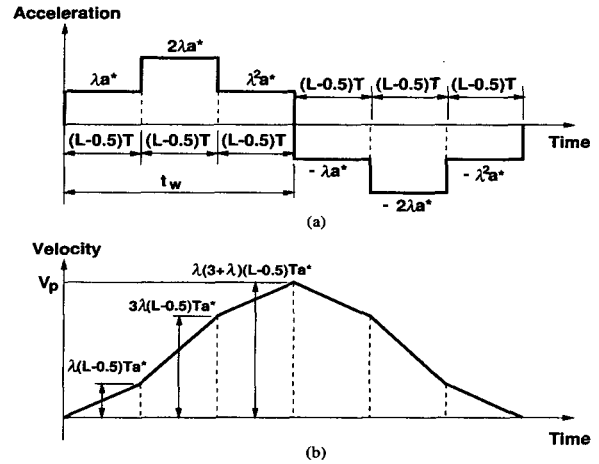


그림 4. 강건성을 가지는 제안된 입력성형법. (a) 가속도 분포, (b) 속도분포.

Fig. 4. Proposed input preshaping method with robustness. (a) Acceleration profile, (b) Velocity profile.

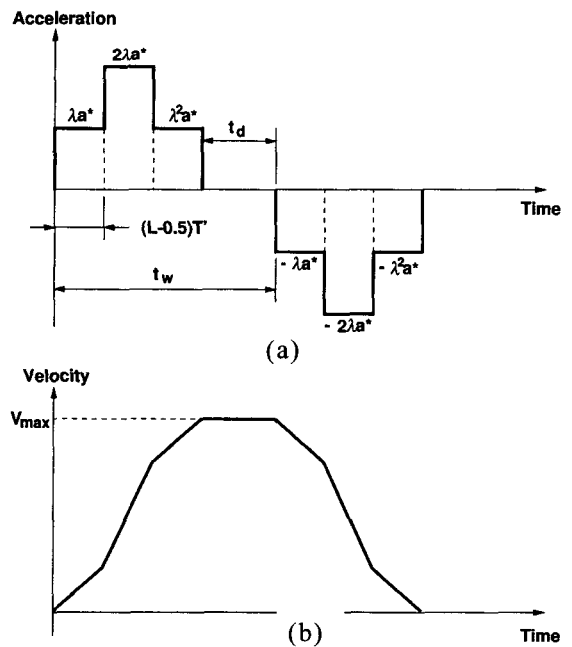


그림 5. $V_p \geq V_{max}$ 일 때의 제안된 입력성형법. (a) 가속도 분포, (b) 속도 분포.

Fig. 5. Proposed input preshaping method with robustness when $V_p \geq V_{max}$. (a) Acceleration profile, (b) Velocity profile.

또한, 시스템의 최대 속도 V_{max} 는

$$V_{max} = \lambda(3 + \lambda)(L - 0.5)T'a^* \quad (17)$$

이다. 따라서, 목표 위치 x_f 에 도달하기 위해 시스템에 가해져야하는 가속도의 크기는

$$a^* = \frac{V_{max}}{\lambda(3 + \lambda)(L - 0.5)T'} \quad (18)$$

이다.

최대 속도 V_{max} 가 지속되는 시간 t_d 는

$$t_d = \frac{x_f}{V_{max}} - \frac{12(L - 0.5)T'}{3 + \lambda} \quad (19)$$

이므로 감속을 위한 입력이 시작되는 시간 t_w 는 다음과 같이 주어진다.

$$t_w = \frac{x_f}{V_{max}} - \frac{3(1 - \lambda)(L - 0.5)T'}{4(3 + \lambda)} \quad (20)$$

3. 이동 부하를 가지는 유연보-부하-대차 시스템에 대한 입력성형법

본 연구에서 고려된 유연보-부하-대차 시스템이 그림 1의 XY 평면의 한 위치에서 다른 위치로 질량부하를 이동할 때 시스템의 진동 특성은 이동부하의 동역학에 따라 달라진다. 이동부하의 PTP(Point-To-Point) 위치 이동시 이러한 시변 진동특성을 피하기 위해 그림 6과 같이 입력성형하면 이동부하의 수평, 수직 운동이 분리된다.

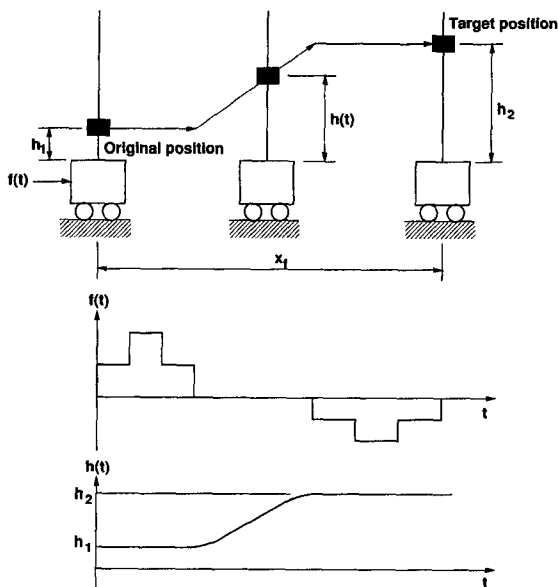


그림 6. 이동부하의 PTP 위치 이동시의 입력성형법.
Fig. 6. Input preshaping for the PTP positioning of the moving mass.

XY 평면상의 $(0, h_1)$ 에서 (x_f, h_2) 로 이동부하의 위치를 옮기기 위한 순서는 다음과 같다.

1) 이동부하의 초기 수직 위치 h_1 에 대응하는 주기 T_1 을 이용하여 앞에서 제안된 입력성형법으로 대차를 가속하여 $t = 3(L - 0.5)T_1$ 이후의 잔류진동을 억제한다.

2) 대차가 일정한 속도로 이동하는 시간 t_d 동안 이동 부하를 높이 h_1 에서 h_2 로 이동한다.

3) 이동부하의 최종 수직 위치 h_2 에 대응하는 주기 T_2 를 이용하여 앞에서 제안된 입력성형법으로 대차를 감속하여 $t = 3(L - 0.5)(T_1 + T_2) + t_d$ 이후의 잔류진동을 억제한다.

따라서, 이동부하는 $3(L - 0.5)(T_1 + T_2) + t_d$ 초 동안에 초기위치에서 목표위치로 이동하게 된다. 일반적으로 실제 산업현장에의 적용에 있어서, 높이 h_1 에서 h_2 까지 이동부하가 이동하는 거리에 비해 초기위치 0에서 x_f 까지 대차가 이동하는 거리가 길다. 그러므로, 대차가 최대 속도로 이동하는 시간 동안 이동부하는 목표 위치까지 이동할 수 있다.

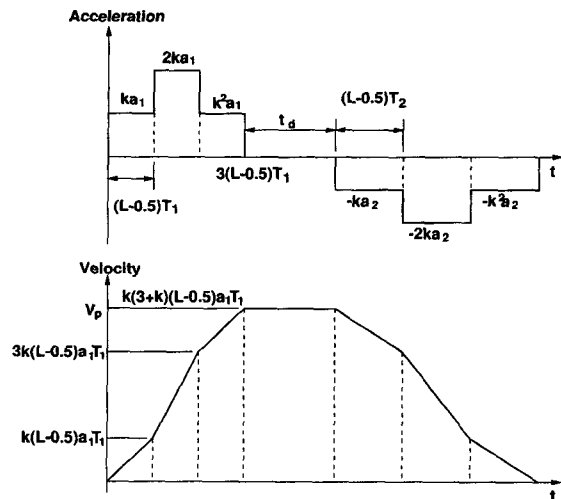


그림 7. 이동부하의 PTP 위치이동을 위한 입력성형법.
Fig. 7. Proposed input preshaping method for PTP positioning with a moving mass.

이동부하의 위치를 $(0, h_1)$ 에서 (x_f, h_2) 로 PTP 이동하기 위한 입력분포의 설계는 매우 간단하다. 그림 7은 본 연구에서 제안된 입력성형법이다. 그림 7에서 보는 바와 같이 목표 위치 x_f 가 주어지면 목표 위치에 도달하기 위해 대차에 가해야할 가속도는 다음과 같이 주어진다.

$$a_1 = \frac{4x_f}{k(L - 0.5)T_1} [2(11 + k)(L - 0.5)T_1 + 4(3 + k)t_d + 2(11 + k)(L - 0.5)T_2]^{-1} \quad (21)$$

여기서, k 는 (9)에서의 λ 와 같다.

유연보-부하-대차 시스템을 가속하기 위한 전체 에너지는 감속을 위한 에너지와 같아야하므로 그림 7에서 가속도 a_2 의 크기는 다음과 같이 구해진다.

$$a_2 = \frac{T_1}{T_2} a_1 \quad (22)$$

IV. 수치 시뮬레이션

1. 고정부하를 가진 유연보-부하-대차 시스템의 PTP 위치제어

본 연구에서 제안한 입력성형법의 성능을 Singer 및 Teo에 의해 각각 제안된 입력성형 방법에 의한 그것과 비교하기 위하여 수치 시뮬레이션을 수행하였다. 표 1의 시스템 변수를 가지는 그림 1과 같은 유연보-부하-대차 시스템이 시뮬레이션에 사용되었다. 대차에 가해지는 최대 힘과 최대 속도는 각각 $F_{max}=20(N)$, $V_{max}=0.4(m/s)$ 로 제한되었고, 대차의 목표위치 $x_f=0.4(m)$ 이다.

표 1. 수치 시뮬레이션을 위한 시스템 변수.

Table 1. System parameters for numerical simulation.

Parameters		Value
Mass of base cart, M		10.0 kg
Mass of concentrated mass, m		5.0 kg
Flexible beam	Length, l	1.0 m
	Mass per unit length, ρ_0	1.182 kg/m
	Young's modulus, E	$2.07 \times 10^{11} N/m^2$
	Area moment of inertia, I	$1.25 \times 10^{-10} m^4$
	Damping coefficient, ζ	0

그림 8과 그림 9는 각각 $h=0.4$ 일 때와 $h=0.6$ 일 때 성형된 입력, 대차의 속도 및 위치분포와 유연보의 처짐을 보여준다. $h=0.4$ 일 때는 시스템의 기저주파수 $\omega_1=2.1016\text{Hz}$ 이고 진동주기 $T=0.4758\text{s}$ 이다. 이 경우, 그림 8 (a)에서 보는 바와 같이 제안된 방법에 의해 성형된 대차에 가해지는 구동력의 최대값은 다른 방법에 의한 그것보다 작다. 그림 8 (b)에서 보는 바와 같이 제안된 방법에 따라 성형된 입력에 의한 대차의 속도 분포는 다른 방법에 의한 그것보다 단순하다. 목표위치에 도달할 때까지 걸린 시간은 그림 8 (c)에서 보는 바와 같이 Teo의 방법(1.6316s) < 제안된 방법(1.7216s) < Singer의 방법(1.8017s)이다. 유연보 끝점에서의 최대 처짐은 그림 8 (d)에서 보는 바와 같이 제안된 방법(0.0192m) < Singer의 방법(0.0227m) < Teo의 방법(0.0234m)이다.

$h=0.6$ 일 때는 유연보-부하-대차 시스템의 기저주파수 $\omega_1=1.4177\text{Hz}$ 이고 진동주기 $T=0.7054\text{s}$ 이다. 이 경우, 목표위치에 도달할 때까지 걸린 시간은 그림 9 (c)에서 보는 바와 같이 Teo의 방법(1.8721s) < Singer의 방법(2.0324s) < 제안된 방법(2.1124s)이다. 그러나, 유연보 끝점에서의 처짐은 그림 9 (d)에서 보는 바와 같이 제안된 방법(0.0201m) < Singer의 방법(0.0228m) < Teo의 방법(0.0309m)이다.

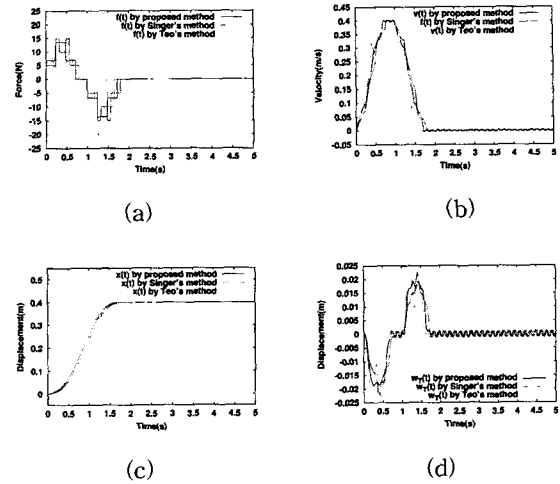


그림 8. $h=0.4(m)$, $V_{max}=0.4(m/s)$, $x_f=0.4(m)$ 일 때 세 가지 입력성형법의 비교. (a) 성형 입력, (b) 대차의 속도, (c) 대차의 위치, (d) 유연보 끝점의 처짐.

Fig. 8. Comparison of the three methods when $h=0.4(m)$, $V_{max}=0.4(m/s)$ and $x_f=0.4(m)$. (a) Forcing function, (b) Velocity of cart, (c) Position of cart, (d) Tip deflection.

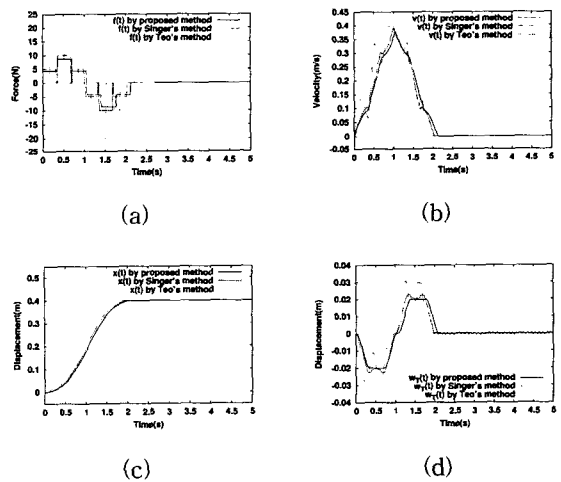


그림 9. $h=0.6(m)$, $V_{max}=0.4(m/s)$, $x_f=0.4(m)$ 일 때 세 가지 입력성형법의 비교. (a) 성형 입력, (b) 대차의 속도, (c) 대차의 위치, (d) 유연보 끝점의 처짐.

Fig. 9. Comparison of the three methods when $h=0.6(m)$, $V_{max}=0.4(m/s)$ and $x_f=0.4(m)$. (a) Forcing function, (b) Velocity of cart, (c) Position of cart, (d) Tip deflection.

2. 이동부하를 가진 유연보-부하-대차 시스템의 PTP 위치제어

XY 평면상의 임의의 한 점 (x_1, h_1) 에서 다른 점

(x_2, h_2) 까지 이동부하의 PTP 위치제어 수치 시뮬레이션을 수행하였다. 수치 시뮬레이션에는 표 1에 사용된 시스템 변수가 사용되었으며, 유연보의 치수는 $50mm(W) \times 3mm(t) \times 1m(L)$ 로 하였고, 이 경우 $\rho_0=1.17kg/m$ 이다. 그림 1에서의 XY 평면의 (0, 0.4)에 위치한 이동부하를 (0.4, 0.6)으로 옮기는 것의 수치 시뮬레이션을 수행하였다.

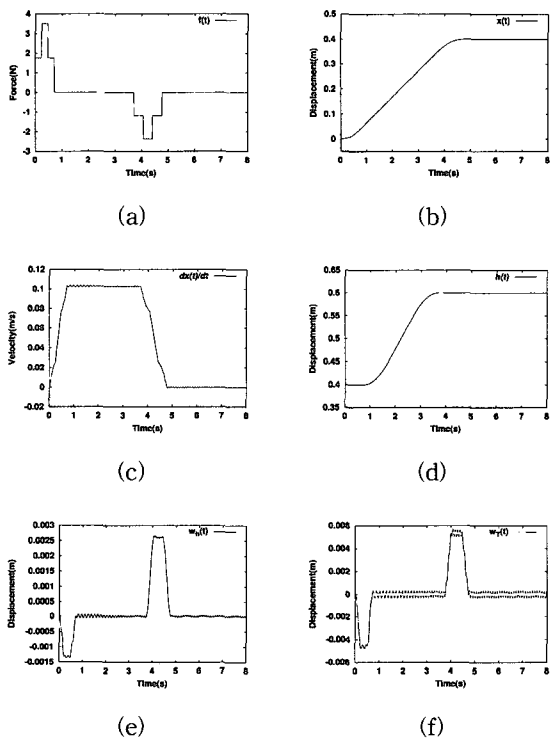


그림 10. 제안된 입력성형법을 이용한 $(X, Y)=(0, 0.4)$ 에서 $(0.4, 0.6)$ 까지의 이동부하의 PTP 위치제어. (a) 성형입력, (b) 대차의 위치, (c) 대차의 속도, (d) 이동부하의 위치, (e) $w_h(t)$, (f) $w_T(t)$.

Fig 10. PTP positioning of the moving mass from $(X, Y)=(0,0.4)$ to $(0.4,0.6)$ by proposed input preshaping method. (a) Shaped force, (b) Cart position, (c) Cart velocity, (d) Moving mass position, (e) $w_h(t)$, (f) $w_T(t)$.

그림 10은 그림 7과 같이 제안된 입력성형법을 이용하여 유연보-부하-대차 시스템의 PTP 위치제어를 수행할 때의 수치 시뮬레이션 결과이다. 대차를 출발시키는 첫 번째 펄스열은 $3T_1/2$ 후에 유연보의 잔류진동을 억제하고 $3T_2/2$ 동안 지속되는 두 번째 펄스열은 유연보의 잔류진동이 없이 대차를 정지시킨다. 시뮬레이션 결과는 제안된 방법의 유용성을 잘 보여준다.

V. 실험 및 결과

1. 실험장치

그림 11은 본 연구에 사용된 실험장치를 보여준다. 그림 11에서 보는 바와 같이 고정부하나 이동부하를 가지는 유연보는 보 고정장치에 의해 선형모터의 이송부에 클램프된다. 이동대차의 대응으로 사용된 선형모터의 모델은 ANORAD사의 LEB-S-2-S이다. 표 2는 실험에 사용된 실험장치의 사양을 나타낸 것이다.

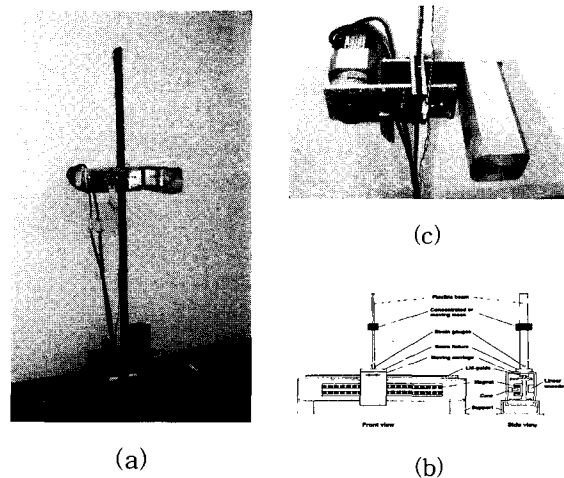


그림 11. 실험장치. (a) 실험장치의 사진, (b) 실험장치의 개략도, (c) 이동부하의 사진.

Fig. 11. The experimental setup. (a) Photograph of the experimental setup, (b) Schematics of the experimental setup, (c) Photograph of the moving mass.

표 2. 실험장치의 사양.

Table 2. Specification of the experimental setup.

Moving base	Max. moving velocity	2.0m/s
	Resolution of linear encoder	2μm
	Mass of moving carriage	5.04kg
	Mass of beam fixture	4.61kg
Elastic beam	Dimension (L×W×T)	1000×50×3.8m.
	Mass per unit length, ρ ₀	1.4776kg/m
	Area moment of inertia, I	2.279×10 ⁻¹⁰ m ⁴
	Young's modulus, E	2.07×10 ¹¹ N/m
Moving mass	Rated power of servo motor	100W
	Rated torque of servo motor	0.32Nm
	Gear reduction rate	10:1
	Total weight	5.4kg

2. 강건한 내부 루프 보상기를 가지는 입력성형법

앞에서 제안된 펄스열은 마찰력 등과 같은 외란을 고려하지 않고 성형되었다. 그러나, 본 연구의 실험장

치에서 이송부로 사용된 선형모터는 위치에 따라 변하는 마찰력 등 많은 비선형성을 보인다. 이와 같이 선형모터의 이송부와 LM-가이드 사이의 마찰력과 같은 비선형 외란을 보상하기 위하여 Fig. 12와 같은 강건한 내부 루프 보상기 (Robust Internal-loop Compensator, RIC)가 사용되었다. RIC는 실제 플랜트에 외란이 있어도 성형된 입력에 의해 실제 플랜트가 외란이 없는 이상적인 플랜트 모델의 궤적을 따라가도록 한다[9].

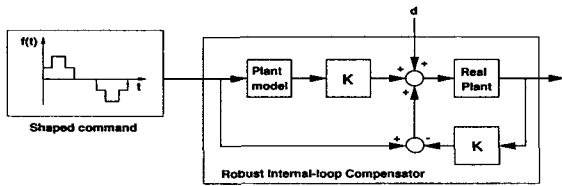


그림 12. 제안된 성형입력과 강건한 내부루프 보상기를 이용한 제어기의 블록선도.

Fig. 12. Block diagram of the controller using the proposed pulse sequence and the RIC.

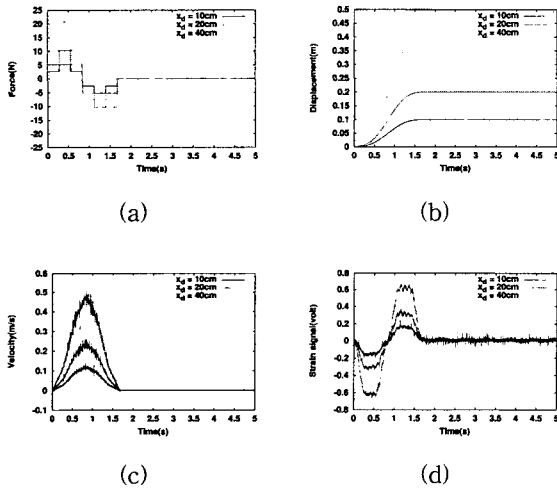


그림 13. $m=5kg$, $h=0.5m$ 일 때의 제안된 방법에 의한 성형입력과 시스템 응답의 실험결과. (a) 성형입력, (b) 대차의 위치, (c) 대차의 속도, (d) 유연보의 스트레인 신호.

Fig. 13. Shaped command and experimental responses by proposed pulse sequence method when $m=5kg$, and $h=0.5m$. (a) Shaped force, (b) Position profile of the base cart, (c) Velocity profile of the base cart, (d) Strain signal from the flexible beam.

- 고정부하를 가진 유연보-부하-대차 시스템의 PTP 위치제어
유연보에 고정된 부하를 가지는 유연보-부하-대차

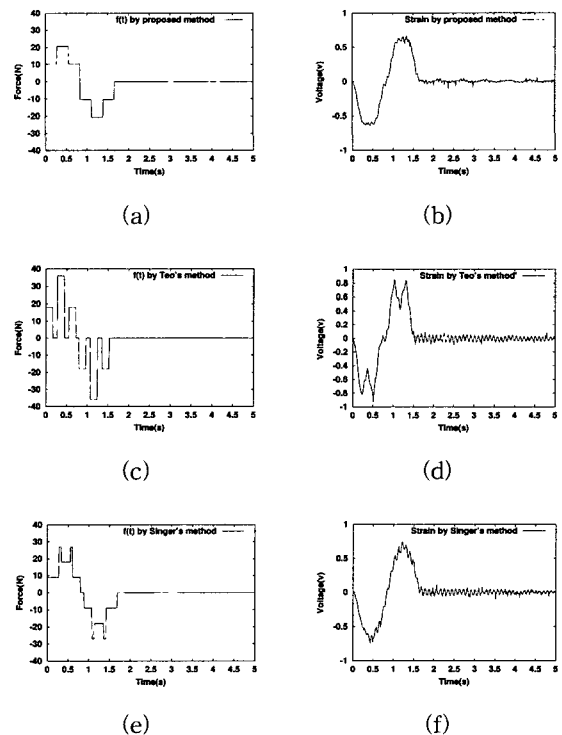
시스템에 대한 제안된 입력성형법의 PTP 위치제어 성능을 실험으로 검증하였다. 이를 위하여 실험장치의 선형모터는 앞에서 제안된 방법으로 구동되었고, 이송부의 위치와 유연보의 뿌리에 부착된 스트레인 신호를 측정하였다.

그림 13은 $m=5kg$, $h=0.5m$, $V_{max}=0.5m/s$ 이고 목표위치 x_f 는 각각 $10cm$, $20cm$, $40cm$ 일 때 제안된 입력성형법에 의해 성형된 입력과 실험에 의해 얻어진 시스템의 응답을 보여준다. 그림 13에서 보는 바와 같이 대차는 목표위치에 정확히 도착하였고, 대차가 목표 위치에 도달한 후 첫 번째 모우드의 잔류진동은 사라진다.

실험에 사용된 시스템의 기저주파수 $\omega_1=1.7975Hz$ 이고 1차 모드의 진동주기 $T_1=0.556s$ 이다. 이 실험의 모든 경우에서 대차의 최고속도가 주어진 최대속도보다 작으므로 목표위치에 도달하는데 걸린 시간은 모든 경우에서 $t_f=3T_1$ 으로 동일하다.

고정된 부하를 가지는 유연보-부하-대차 시스템에 대하여 본 연구에서 제안된 성형입력방법에 의한 진동억제 성능을 다른 방법, 즉 Teo와 Singer 및 Seering에 의한 그것과 비교하였다. 이 실험에서는 성형된 입력과 대차의 가속도 및 속도의 최대치는 각각 $F_{max}=36N$, $a_{max}=1.5m/s^2$, $V_{max}=0.5m/s$ 로 제한되었다.

그림 14는 $h=0.5m$ 에 고정된 $m=5kg$ 의 부하를 가진 유연보-부하-대차 시스템을 $x_f=0.4m$ 만큼 PTP 위치제어 할 때의 실험결과를 보여준다. 그림 14의 (b),



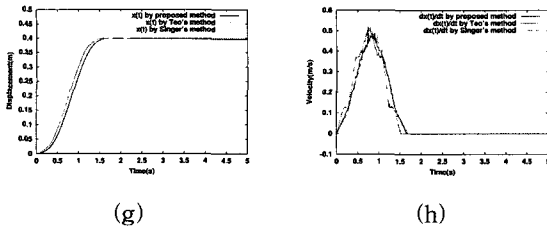


그림 14. $m=5kg, h=0.5m, x_f=0.4m$ 일 때의 진동의 제 비교실험. (a) 제안된 방법에 의한 성형 입력, (b) 제안된 방법에 의한 스트레인 신호, (c) Teo의 방법에 의한 성형입력, (d) Teo에 의한 스트레인 신호, (e) Singer의 방법에 의한 성형입력, (f) Singer의 방법에 의한 스트레인 신호, (g) 대차의 위치, (h) 대차의 속도.

Fig. 14. Experimental comparison of vibration suppression when $m=5kg, h=0.5m$ and $x_f=0.4m$. (a) $f(t)$ by proposed method, (b) Strain signal by proposed method, (c) $f(t)$ by Teo's method, (d) Strain signal by Teo's method, (e) $f(t)$ by Singer's method, (f) Strain signal by Singer's method, (g) Cart position, (h) Cart velocity.

(d) 및 (f)에서 보는 바와 같이 최대 스트레인 신호는: 본 연구에서 제안된 방법 < Singer의 방법 < Teo의 방법이다. 그리고, Singer 및 Teo의 방법에 의한 실험에서의 안정상태에서의 고주파수 스트레인 신호는 제안된 방법에 의한 그것보다 크다. 목표위치까지 도달하는데 걸린 시간은: Teo의 방법 < 제안된 방법 < Singer의 방법이다.

4. 이동부하를 가진 유연보-부하-대차 시스템의 PTP 위치제어

그림 7에서 보인 변형된 펄스열 성형방법을 이용하여 XY평면에서 이동부하의 PTP 위치제어 실험을 수행하였다. 즉, 이동부하의 위치를 XY평면의 임의의 한 점에서 다른 한 점으로 이동시키는 것이 실험의 목적이다. 펄스열은 그림 6에서 보는 바와 같이 성형되었다.

그림 15는 이동부하의 위치를 $(X, Y)=(0, 0.6)$ 에서 $(0.4, 0.4)$ 으로 이동시킬 때의 실험결과이다. 그림 15에서 보는 바와 같이 대차는 $3T_1/2$ 동안 지속되는 첫 번째 펄스열에 의해 가속되어 그림 7에서의 시간 t_d 동안 일정한 속도로 움직인다. 이동부하는 $3T_1/2$ 후에 출발하여 시간 t_d 동안 목표위치까지 이동한다. $3T_1/2 + t_d$ 후부터 $3T_2/2$ 동안 지속되는 두 번째 펄스열에 의해 대차는 감속되어 목표위치에 정지한다. 이 실험에서 이동부하의 높이 h_1 에 대응하는 주기 T_1 은 0.474s, 높이 h_2 에 대응하는 주기 T_2 는 0.753s이고 이동부하의 운동에 소요

되는 시간 t_d 는 2s이다. 또한 (21)에서의 $k=1$ 이고, $L=1$ 이다. 따라서, 주어진 작업 수행을 위해 걸리는 총 소요시간은 $3T_1/2 + t_d + 3T_2/2 = 3.84s$ 이다.

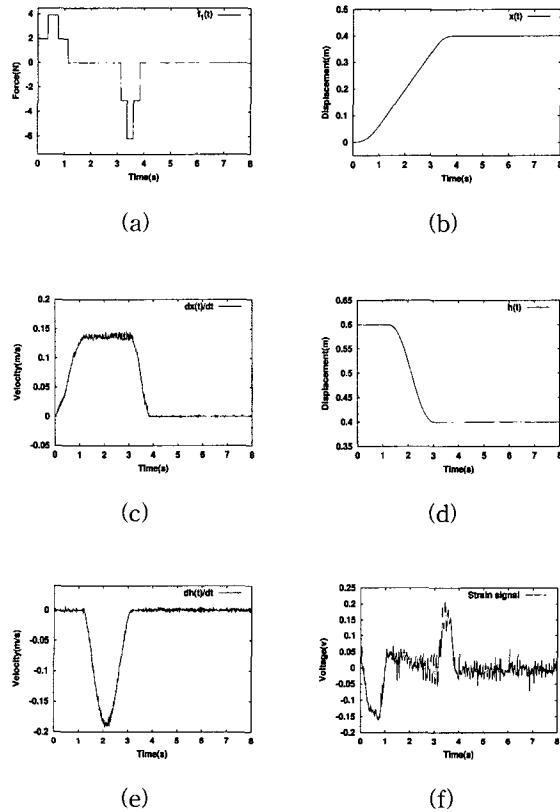


그림 15. $(X, Y)=(0, 0.6)$ 부터 $(0.4, 0.4)$ 까지의 이동 부하의 PTP 위치제어 실험결과. (a) 성형 입력, (b) 대차의 위치, (c) 대차의 속도, (d) 이동부하의 위치, (e) 이동부하의 속도, (f) 스트레인 신호.

Fig. 15. Experimental results of the PTP positioning of the moving mass from $(X, Y)=(0, 0.6)m$ to $(0.4, 0.4)m$. (a) Shaped force, (b) Cart position, (c) Cart velocity, (d) Moving mass position, (e) Moving mass velocity, (f) Strain signal.

5. 초기진동 억제

입력성형법을 이용하여 유연보의 임의의 위치에 고정된 부하를 가지는 유연보-부하-대차 시스템의 초기진동이 억제될 수 있다[7]. 그림 16은 입력성형법을 이용한 초기진동 억제의 기본개념을 보여준다.

그림 17은 $m=5kg$ 의 부하가 유연보의 $h=0.5m$ 위치에 고정되어 있을 때 초기진동 억제실험의 결과를 보여준다. 그림 17의 결과로부터 성형된 입력에 의해 유연보에 발생한 초기진동이 효과적으로 억제됨을 알 수 있다.

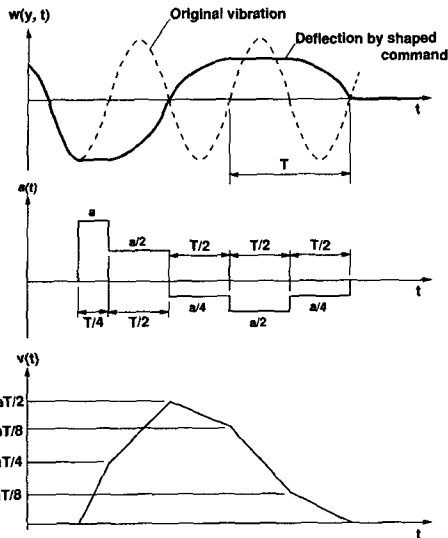


그림 16. 강건성을 가지는 입력성형법을 이용한 초기진동 억제.

Fig. 16. Initial vibration suppression with robustness using the proposed input preshaping.

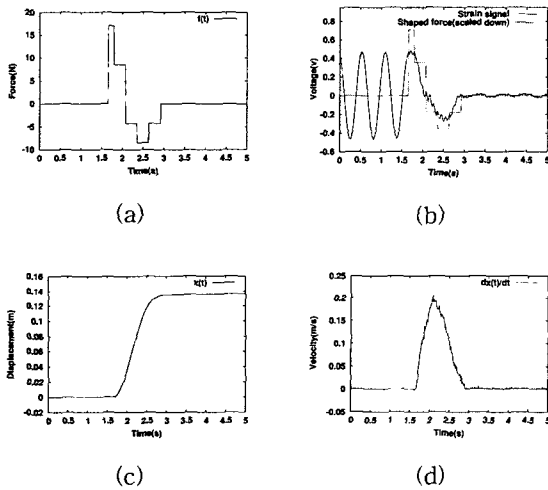


그림 17. $m=0.5kg$, $h=0.5m$ 일 때의 초기진동억제 실험결과. (a) 성형된 입력, (b) 스트레인 신호, (c) 대차의 위치, (d) 대차의 속도.

Fig. 17. Experimental results for initial vibration suppression when $m=5kg$ and $h=0.5m$. (a) Shaped command, (b) Strain signal, (c) Position of the base cart, (d) Velocity of the base cart.

6. 이동부하의 사각형 궤적 추종

앞에서 제안된 입력성형법의 개념을 이용하여 이동부하가 사각형 궤적을 추종할 때 생기는 진동을 억제하기 위한 입력분포를 얻을 수 있다. 예를 들어, 이동부하가 그림 18 (a)에 보인 바와 같은 사각형 궤적을 추종하고자 할 때, 대차에 가해지는 입력 펄스열은 제안된 방법을 그림 18 (b)와 같이 수정하여 적용한다.

그림 18 (b)에서 T_1 은 이동부하의 높이가 h_1 일 때, 그리고 T_2 는 h_2 일 때의 주기이다.

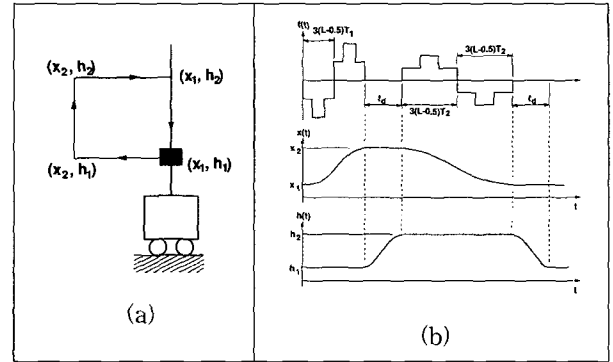


그림 18. 이동부하가 사각형 궤적을 추종할 때의 입력성형방법. (a) 목표궤적, (b) 성형입력, 대차의 위치 및 이동부하의 위치.

Fig. 18. Input preshaping for square trajectory following of the moving mass. (a) Task trajectory, (b) Shaped force, cart position and moving mass position.

제안된 방법을 이용하여 사각형 궤적 추종실험을 하였다. 제안된 입력성형법의 성능을 확인하기 위하여 입력성형을 사용하지 않았을 때의 궤적을 입력성형시의 궤적과 비교하였다. 이동부하의 궤적은 이동부하에 부착된 LED 궤적의 사진을 찍었다.

그림 19는 입력성형을 사용하지 않고 이동부하가 사각형 궤적을 따르게 했을 때의 이동부하의 궤적이다. 이동부하는 원점 $O_{XY}=(0, 0.3)m$ 의 위치에서 시계방향으로 각각 $40cm \times 40cm$ 와 $20cm \times 20cm$ 의 사각형 궤적을 따라 움직인다. 그림 19에서 보는 바와 같이 입력성형을 사용하지 않았을 때는 유연보의 진동으로 인해 이동부하의 궤적이 목표궤적으로부터 많이 벗어난다.

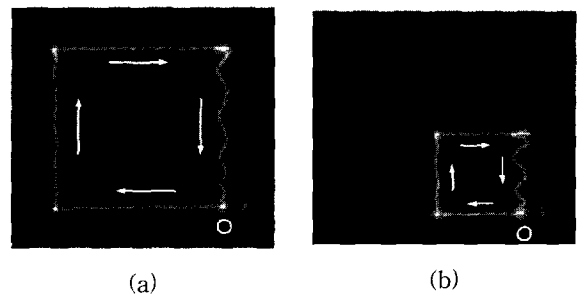


그림 19. 입력성형을 하지 않았을 때의 이동부하의 궤적. (a) $40cm \times 40cm$ 사각형 궤적, (b) $20cm \times 20cm$ 사각형 궤적.

Fig. 19. Trajectories of the moving mass without input preshaping. (a) Square path ($40cm \times 40cm$), (b) Square path ($20cm \times 20cm$).

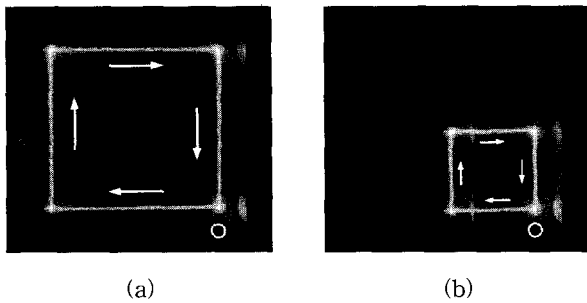


그림 20. 입력성형법에 의한 이동부하의 궤적. (a) $40\text{cm} \times 40\text{cm}$ 사각형 궤적, (b) $20\text{cm} \times 20\text{cm}$ 사각형 궤적.

Fig. 20. Trajectories of the moving mass with input preshaping. (a) Square path ($40\text{cm} \times 40\text{cm}$), (b) Square path ($20\text{cm} \times 20\text{cm}$).

그림 20은 제안된 입력성형법을 적용하여 이동부하를 앞의 실험에서와 같은 궤적을 따르게 하였을 때의 이동부하의 궤적이다. 그림 20에서 보는 바와 같이 입력성형을 사용한 실험에서는 이동부하의 운동중 진동이 없음을 알 수 있다. 이동부하가 목표궤적을 따라 이동하는데 걸리는 시간은 $3T_1 + 3T_2 + 2t_d$ 이다. 따라서, $40\text{cm} \times 40\text{cm}$ 의 사각형 궤적에서는 $3 \times 0.388\text{s} + 3 \times 0.914\text{s} + 2 \times 2\text{s} = 11.906\text{s}$, $20\text{cm} \times 20\text{cm}$ 의 궤적은 $3 \times 0.388\text{s} + 3 \times 0.582\text{s} + 2 \times 2\text{s} = 6.91\text{s}$ 의 시간이 걸렸다.

VI. 결론

본 논문에서는 이동하는 대차 위에 고정되고 이동부하나 고정부하를 가지는 유연보의 잔류진동을 억제하기 위하여 강건한 내부 루프 보상기를 가지며 수정된 펄스열을 이용한 입력성형 방법을 제안하였다. 제안된 입력성형법의 성능을 수치 시뮬레이션 및 실험을 통하여 기존의 방법과 비교하였다.

본 연구에서 제안된 입력성형방법은 Teo 등과 Singer 등에 의해 제안된 방법에 비해 작은 구동력을 필요로 하였으며 끝점에서의 유연보의 처짐량도 적은 반면, 목표위치에 도달하는데 걸리는 시간은 거의 비슷함을 알 수 있었다.

제안된 입력성형법을 수정하여 적용함으로써 고정부하를 가지는 유연보-부하-대차 시스템의 초기진동을 억제할 수 있었다. 또한, 잔류진동이 없는 이동부하의 PTP 위치제어와 사각형 궤적의 추종실험에도 성공적으로 적용되었다.

앞으로의 과제는 2차 모드 이상의 고주파수 진동을 억제할 수 있는 입력성형방법과 이동부하가 임의의 궤적을 따르는 경우에 대한 입력성형방법을 제안하는 것이다.

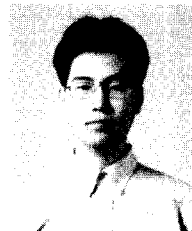
참고문헌

- [1] R. H. Canon Jr. and E. Schmitz, "Initial experiments on the End-Point control of a flexible One-Link manipulator," *The International Journal of Robotic Research*, vol 3, pp. 325-338, 1984.
- [2] P. T. Kotnik, S. Yurkovitch, and Ü. Özgüner, "Acceleration feedback for control of a flexible manipulator arm," *Journal of Robotic System*, vol. 5, pp. 181-196, 1988.
- [3] C. L. Teo, C. J. Ong, and M. Xu, "Pulse input sequences for residual vibration reduction," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 211, no. 2, pp. 157-177, 1998.
- [4] N. C. Singer and W. P. Seering, "Preshaping command inputs to reduce system vibration," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurements, and Control*, vol. 112, pp. 76-82, 1990.
- [5] S. Park and Y. Youm, "Motion of a moving elastic beam carrying a moving Mass - Analysis and experimental verification," *Journal of Sound and Vibration(Accepted and in press, jsvi. 2000. 3198)*, 2000.
- [6] S. Park, W. K. Chung, Y. Youm, and J. W. Lee, "Natural frequencies and Open-Loop responses of an elastic beam fixed on a moving cart and carrying an intermediate lumped mass," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 230, no. 3, pp. 591-615, 2000.
- [7] 박운환, 이재원, 임병덕, "Z-영역에서 설계된 입력성형필터의 민감도 해석," 제어·자동화·시스템공학회지, 제5권, 제8호, pp. 883-888, 1999.
- [8] 박운환, 이재원, 임병덕, "Z-영역에서의 입력성형필터의 설계," 제13회 한국자동제어학술회의 논문집, pp. 1707-1710, 1998.
- [9] B. K. Kim, H. T. Choi, W. K. Chung, and Y. H. Chang, "Robust optimal internal-loop compensator for motion control of precision linear motor," *Proceedings of IEEE International Symposium of Industrial Electronics*, pp. 1045-1050, 1999.

**박상덕**

1963년 2월 7일생. 1988년 영남대학교 기계설계과 졸업. 포항공과대학교 기계공학과 석사(1990), 포항공과대학교 기계공학과 박사(2000). 1989년~현재 (재)포항산업과학연구원 책임연구원. 관심분야는 유연 구조물 및 유연 조

작기 진동해석 및 제어, 자동화 시스템 설계.

**김봉근**

1971년 8월 20일생. 1994년 부산대학교 생산기계공학과 졸업. 포항공과대학교 대학원 기계공학 석사(1996), 1996년~현재 동대학원 기계공학과 박사과정 재학중. 관심분야는 정밀 제어 및 응용.

**정완균**

1959년 2월 24일생. 1981년 서울대학교 기계설계학과 졸업. 한국과학기술원 기계공학 석사(1983), 한국과학기술원 생산공학 박사(1987), 1987년~현재 포항공과대학교 기계공학과 교수. 관심분야는 여유자유도 로봇의

제어와 로봇의 힘제어 및 극작업용 원격제어기술.

**염영일**

1942년 1월 2일생. Utah 주립대 기계공학과 졸업(1968). Wisconsin 대학교 기계공학과 석사(1970), 동대학원 공학역학 석사(1973), 동대학원 기계공학과 박사(1976). 1987~현재 포항공과대학교 기계공학과 교수, 현 주임

교수 및 BK21사업단장. 관심분야는 로봇 및 의전공학.