

무진동 크레인의 제어알고리즘 설계

○ 은 지 섭, 박 병 석, 이 재 설

한국에너지연구소 원격장기술실  
(대전직할시 대덕단지 사서함 7호)

The micro-computer based automatic control of the overhead crane system is designed. Two control methodologies were suggested; the one is the anti-swing controller which improves poor damping characteristics of the crane and the other is the stop-position controller which minimizes the transportation position error. The input speed profile is automatically determined by the pre-programmed digital control algorithm. The experimental results show that these proposed controllers have excellent control performance as compared with those of the uncontrolled crane system.

1. 서 론

천정 크레인으로 중량의 장비 및 부품등을 이송하는 경우 크레인을 원하는 지점에서 정지하였을 때, chain에 의해 달려있는 운반물의 진자적 운동으로 인하여 원하는 위치에 정확히 내려놓을 수가 없고 이를 감쇠시키기 위하여 많은 작업시간이 소요된다[1]. 본 연구에서는 운반물의 진동각도를 측정, feedback함으로써 부가적인 감쇠시스템을 설계하여 운반물의 진동각도를 신속히 감쇠시킴으로써 작업시간을 감소시킬수 있는 무진동 크레인의 제어 알고리즘을 설계하였다. 제어 알고리즘으로 이송초기에 부품의 진동각도를 감소시키기 위한 anti-swing 제어기와 정지시의 최종위치오차를 감소시키기 위한 stop-position 제어기를 제시하였다. 또한 크레인 이송작업의 자동화를 위하여 작업자가 이송구간을 지시하기만 하면 이 구간에 따른 이송속도 경로계획이 자동으로 설정될 수 있는 디지털 제어 알고리즘을 제시하였다. 제시된 알고리즘을 AC 서보모터를 사용한 실험장치에 적용하여 이들의 제어성능을 제어되지 않은 기존의 크레인의 성능과 비교하였다.

2. 무진동 크레인의 제어알고리즘

무진동 크레인은 제어관점에서 관찰하면 single-input, multi-output control system으로 볼 수 있다. 즉 하나의 제어변수(크레인의 가속도)로 두개의 출력(진동각도와 크레인의 이송변위)을 제어해야 하기때문에 진동각도를 제

어하는 anti-swing 제어와 최종이송위치를 제어하는 stop-position 제어의 두가지 방법을 병행하여야 한다[2].

위의 두가지 제어를 적용시키기 위해서는 적절한 이송속도경로계획을 수립하여야 하는데 이는 다음과 같다.

i) 초기가속 및 anti-swing 제어구간

초기구간에 크레인을 급가속시켜 속도가 최고값에 도달하면 anti-swing 제어를 적용하여 최고속도에서 운반물이 이송될 때 운반물이 진동하지 않게한다.

ii) pre-programmed 감속구간

anti-swing 제어기에서의 최고속도로 구동되고 있는 크레인을 서서히 감속시킨다.

iii) stop-position 제어구간

최종이송거리 오차를 0인 상태에서 정지시킨다.

(1) 수학적 모델링

그림 1에서 운반물의 중량이 크레인의 자체중량에 비하여 상당히 크고 줄의 진동각도가 작다고 가정하면 운반물과 크레인의 수학적 모델은 다음과 같다[3].

$$\ddot{\theta} + 2\ell\dot{\theta} + g\theta = \ddot{x} \text{ ----- (1)}$$

여기서  $\theta$ 는 진동각도,  $\ddot{x}$ 는 크레인의 가속도,  $\ell$ 은 chain의 길이,  $g$ 는 중력가속도를 나타낸다. 운반물의 이송도중 chain의 길이가 변화되지 않는다고 가정하면 식(1)은

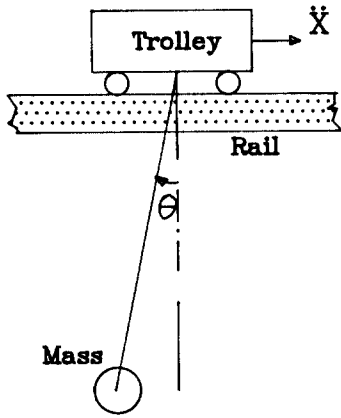


Fig.1 크레인의 개략도

$$\ell \ddot{\theta} + g \theta = \ddot{x} \quad \text{----- (2)}$$

와 같이 표시된다. 식 (2)에서 보는 바와 같이 천정 크레인 시스템은 감쇠비가 0인 전형적인 2차 order 시스템을 알 수 있다. 따라서 충분한 감쇠비를 부가하기 위해서는 진동각도의 변화율( $\dot{\theta}$ )을 측정하여 제어입력( $\ddot{x}$ )을 다음과 같이 feedback 시켜야 한다.

$$\ddot{x} = -K \frac{d}{dt} \dot{\theta} \quad \text{----- (3)}$$

여기서 K는 anti-swing 제어계인을 나타낸다. 식(3)의 anti-swing 제어를 식(2)에 적용하면 제어된 크레인 시스템은 다음과 같다.

$$\ddot{\theta} + 2\xi \omega_n \dot{\theta} + \omega_n^2 \theta = 0 \quad \text{----- (4)}$$

여기서  $\omega_n = \sqrt{g/\ell}$ ,  $\xi = K / \{\sqrt{g\ell}\}$

식(4)에서 보는 바와 같이 anti-swing 제어계인 K를 적절히 선택하여 식(3)과 같이 feedback하면 크레인 시스템은 충분한 감쇠효과를 얻을 수 있다.

식(3)의 anti-swing 제어기에는 크레인의 동특성이 고려되어야 하는데 이는 크레인의 주파수 특성실험 결과(그림 2) 식(4)의 고유진동수( $\omega_n$ ; chain 길이 1.6 m의 경우 약 0.38 Hz)에 비하여 훨씬 빠른 동특성을 나타내기 때문에 크레인의 동특성은 무시할 수 있다.

식(3)의 anti-swing 제어기를 구현하기 위해서는 실제 모터의 가속도를 제어하여야 하는데 이는 상당히 어려운

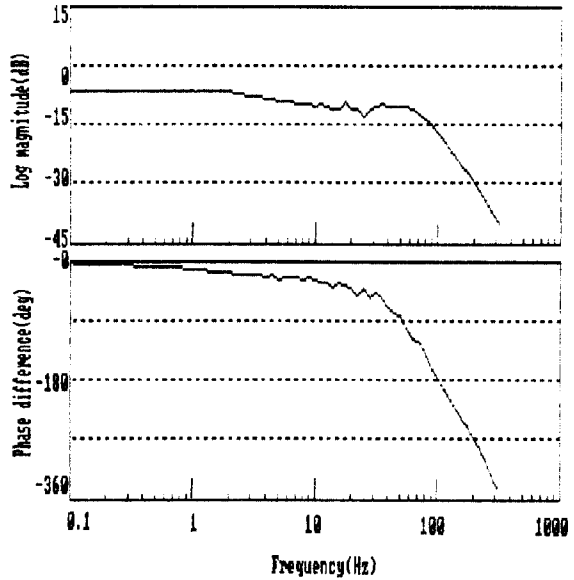


Fig.2 크레인의 주파수 특성

일이다. 즉, 상용화된 가속도 측정기는 대개 10 g 이상을 측정하도록 제작되어 있으며 연구목적에 부합되는 1 g 이하의 것은 그 부피가 상당히 크기 때문에 적합한 가속도 측정기를 선택할 수 없으며 또한 가속도 측정기의 출력 신호는 고주파수의 전기소음(noise)이 포함되기 때문에 본 연구에서는 가속도의 적분변수인 속도를 제어하였다. 즉, 식(3)의 제어기를 디지털 제어기로 전환시키면 다음과 같다.

$$\frac{\dot{x}(k+1) - \dot{x}(k)}{T_s} = -K \frac{\theta(k) - \theta(k-1)}{T_s}$$

$$\dot{x}(k+1) - \dot{x}(k) = -K \{\theta(k) - \theta(k-1)\} \quad \text{----- (5)}$$

여기서 T는 sampling time 이다. 그런데  $\dot{x}(k) = \dot{x}(k-1)$  이고 모터의 최고속도( $\dot{x}_{dmax}$ )의 제한조건을 고려하면 식(5)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{x}(k) - \dot{x}(k-1) = -K \frac{\theta(k) - \theta(k-1)}{d}$$

$$\text{if } \left| \frac{\dot{x}(k)}{d} \right| \leq \dot{x}_{dmax}$$

$$\dot{x}(k) = \text{sgn}(\dot{x}(k)) \dot{x}_{dmax} \quad \text{---- (6)}$$

$$\text{if } \left| \frac{\dot{x}(k)}{d} \right| > \dot{x}_{dmax}$$

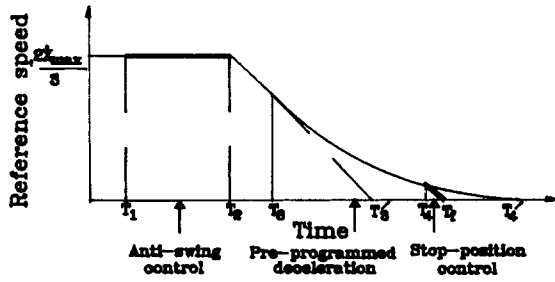


Fig.3 이송속도 경로계획

(2) 이송속도 경로계획

이송속도의 경로는 크레인의 무리한 구동을 방지하기 위하여 사다리꼴 파형[4]을 선택하였으며 그림 3에서 보는 바와 같이 최고속도이송 및 anti-swing 제어구간, pre-programmed 감속구간 및 stop-position 제어구간으로 나뉜다. 각 구간의 이송속도의 경로계획 및 제어기의 전환 방법은 다음과 같다.

가. 초기 가속 및 anti-swing 제어구간

크레인에 계단(step)형의 속도입력을 넣어주어 크레인을 최고가속도로 구동시킨후 이송시간이 진자주기(T)의 1/4이되는 시점(진동각도가 최고인 시점, T<sub>1</sub>)부터 anti-swing 제어를 적용한다. 이때 계단속도입력의 크기는 최종 이송시간에 영향을 미치며 이송시간의 단축 및 anti-swing 제어기 적용시의 속도의 saturation 문제를 고려하여 최고속도의 2/3 값으로 설정하였다. 즉,

$$\begin{aligned} \dot{x} &= 0, & \text{at } t < 0 \\ \dot{x} &= \frac{2}{3} \dot{x}_{\max}, & \text{at } 0 \leq t < \frac{1}{4} T = T_1 \text{ ----- (7)} \\ \dot{x}(k) &= -K \{ \theta(k) - \theta(k-1) \} + \dot{x}(k-1), & \text{at } T_1 \leq t < T_2 \end{aligned}$$

나. pre-programmed 감속구간

anti-swing 제어기에서의 이송속도를 서서히 감속시키는 구간으로 2차에 걸친 감속구간을 갖는다. 즉, 이송속도를 선형적으로 급감속시키는 구간과 포물선의 형태로 서서히 감속시키는 구간이다.

pre-programmed 감속구간으로의 전환시점(T<sub>2</sub>)의 결정 방법은 다음과 같다. pre-programmed 감속구간 동안의 이송거리(Δx)는 미리 알 수 있기 때문에 원하는 이송거리

(x)에서 Δx를 뺀 위치(x - Δx)에 크레인이 도달하면 anti-swing 제어에서 pre-programmed 감속구간으로 전환시킨다.

$$|x - \Delta x| < \epsilon = 1 \text{ cm at } t = T_2 \text{ ---- (8)}$$

선형감속 및 포물선감속의 전환시점(T<sub>3</sub>)은 운반물의 진동각도를 고려하여 실험적으로 결정하였으며 전체 감속 시간(T<sub>4</sub>' - T<sub>2</sub>)의 약 1/5 시간이 경과한 시점으로 결정하였다.

$$T_3 = (T_4' - T_2) / 5 + T_2 \text{ ----- (9)}$$

t = T<sub>3</sub>시점의 전후에서 이송가속도는 변화되지 않아야 하므로 지령속도와 이송가속도의 궤적에는 불연속점이 없어야 한다. 이를 만족시키는 입력속도를 구하면 다음과 같다.

$$\dot{x} = \frac{(T_3' - t)}{(T_3' - T_2)} \dot{x}, \text{ at } T_2 \leq t < T_3 \text{ ----- (10)}$$

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \frac{(T_4' - t)^2}{4(T_4' - T_3')(T_3' - T_2)} \dot{x}, \text{ at } T_3 \leq t < T_4 \\ \text{및 } T_3 &= 2T_3' - T_4' \end{aligned}$$

식(10)에서 T<sub>3</sub>'와 T<sub>4</sub>'를 결정하고 t = T<sub>2</sub>시간에서의  $\dot{x}$ 를 측정하면 감속구간의 속도 궤적을 구할 수 있다. 여기서 T<sub>3</sub>'와 T<sub>4</sub>'는 반복실험을 통하여 구해진 최적 값을 사용하였다.

다. stop-position 제어구간

이송속도( $\dot{x}$ )가 상당히 감소된 시점(T<sub>4</sub>)에서 stop-position 제어구간으로 전환하며 이때의 제어알고리즘은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{x}(k) &= K_p \{ x - x(k-1) \}, \text{ if } \dot{x}(k) \leq \frac{dx}{dpre}(k) < \epsilon \\ \epsilon &= 1 \text{ cm/sec at } t = T_4 \end{aligned}$$

$$\dot{x}(k) = \frac{dx}{dpre}(k), \text{ if } \dot{x}(k) \geq \frac{dx}{dpre}(k) \text{ ----- (11)}$$

여기서  $\dot{x}(k)$ 는 식(10)에 의하여 계산된 값을 나타낸다. 즉, 이송위치오차에 비례하여 입력속도를 계산하되 감속

구간에서 계산된 속도보다 클 경우는 식(10)의 계산속도로 이승시킨다.

### 3. 실험장치의 구성

#### (1) 구동시스템의 설계, 제작

기존의 천정크레인에는 크게 AC 모터, motor brake, 감속기 및 chain으로 구성되어 있다. 본 연구에서는 기존의 크레인에 개발된 제어법칙이 직접 적용될 수 있도록 실험장치를 기존의 크레인과 같은 구조로 제작하되 AC 모터를 AC 서보모터로, 감속기어를 harmonic driver로 교체하였으며 AC 서보모터의 구동변위 및 속도를 측정하기 위하여 resolver를 사용하였다. 레일위를 주행하는 trolley는 상업적으로 개발되어 있는 기어형 trolley를 개조하였다.

운반물의 진동각도를 측정하는 각도측정기는 상용화되어있지 않기 때문에 본 연구에서는 간단한 joystick 방식의 진동각도측정기(그림 4)를 개발하였다. 이의 작동 원리는 두개의 회전형 slide bar를 서로 수직으로 교차시켜 그 사이로 관통된 chain의 진동각도를 회전형 potentiometer로 측정하는 방식이다. 제작된 크레인 시스템의 주요 제원은 표 1에서 보는 바와 같다.

표 1. 무진동 크레인의 주요제원

AC 서보모터	TOEI VLBSR A00540
Power	50W, 220V, 1.2A
Max.Torque	1.34 N-m
Max.Current	6.6 A
Max.Speed	4000 rpm
Resolver	2v/1000 rpm, Max. 5000 rpm
서보모터 driver	TOEI VLTT 010PN
Harmonic driver	감속비 1/50
Trolley	감속비 1/1, Wheel Dia. 8 cm
Chain	길이 162.8 cm
실험용진자중량	16, 32, 60, 100 Kg

#### (2) Computer Interface

그림 5는 무진동 크레인 실험장치와 computer와의 접속관계를 나타낸다. 즉, 1 D/A, 2 A/D 및 24 bit DI를 갖는 LAB Master를 사용하여 각각 입력속도( $\dot{x}$ ), 속도( $x$ ), 진동각도( $\theta$ ) 및 이승위치( $x$ )를 컴퓨터와

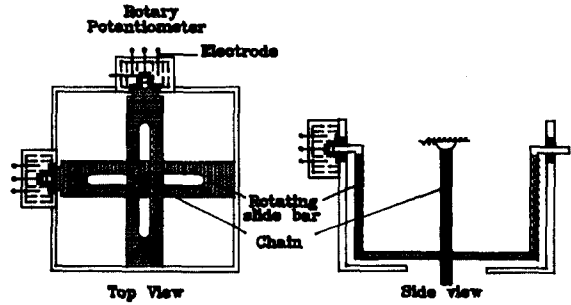


Fig.4 진동각도 측정기

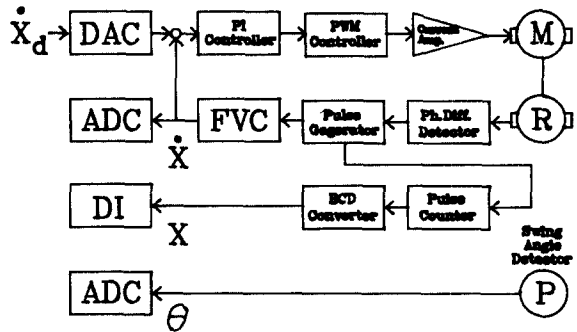


Fig.5 무진동 크레인과의 접속

접속시켰으며 CPU로는 Intel80286을 사용하였다. 또한 디지털 알고리즘에서의 sampling 주기( $T$ )는 줄의 진동 주기( $T$ )와 크레인의 고유진동수(약 10 Hz 정도)를 고려하여 150 msec로 결정하였다.

### 4. 실험 및 실험결과 분석

2장에서 제시된 두가지 제어시스템의 특성을 조사하고 최적의 제어상수를 결정하기 위하여 실험장치를 사용하여 다음 각각의 경우에 대하여 실험을 수행하였다.

#### (1) Anti-Swing 제어기 실험

그림 6은 운반물을 10도만큼 가진시킨 상태에서 식(6)의 anti-swing 제어기의 anti-swing 제어게인( $K$ )을 각각 0, 2.5, 5 및 10 cm/sec/deg로 변화시키며 제어했을 때의 입력속도( $\dot{x}$ ), 및 진동각도를 나타낸 것이다.  $K$ 가 0인 경우(제어하지 않은 경우)에 진동각도는 약 2.57 sec의 주기를 갖고 감쇠비가 0인 2차계 시스템을 나타냄을 알 수있다. 이는 식(4)에 의해 계산된 주기( $T = 2\pi\sqrt{l/g}$ ) = 2.60 sec)와 거의 일치한다.

$K$ 가 2.5인 경우에 진동각도( $\theta$ )는 제어하지 않은 경

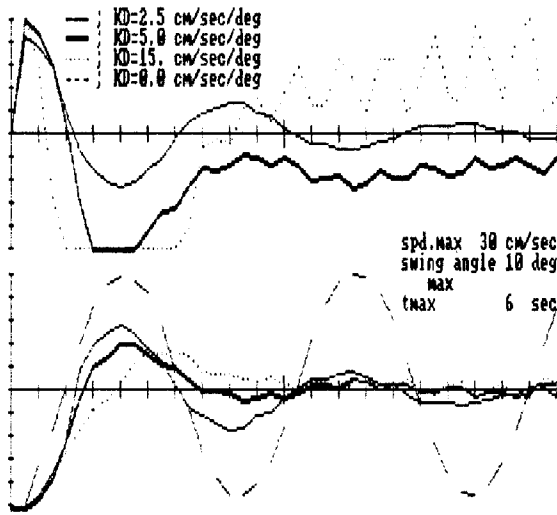


Fig.6 anti-swing 제어기의 응답특성

우와 비교하여 상당히 감쇠됨을 나타내며  $K$ 를 증가될수록 제어시스템은 더욱 감쇠됨을 나타내나 정상상태에서 속도입력이 0으로 수렴하지 않으며, 또한 점차적으로 진동하여 제어시스템이 불안정해짐을 볼 수 있다.

정상상태에서 속도입력이 0로 수렴하지 않는 이유는 식(6)에서의 제한조건(속도입력의 saturation)에 기인한다.

즉, 식(6)에서 제한조건이 없다면 정상상태에서의 속도는  $\dot{x}(n) = -K \{ \theta(n) - \theta(0) \} - \dot{x}(0)$  와 같으며 또한  $\theta(0) = \dot{x}(0) = 0$  임을 고려하면  $\dot{x}(n) = -K \theta(n)$  이 되어  $\theta(n) \rightarrow 0$  일 경우,  $\dot{x}(n) \rightarrow 0$  가 되어야 한다.

그러나, 제한조건이 있을 경우 1번째 sampling에서  $\dot{x}$  은 saturation이 된다. 만약, 2번째 부터 j번째 sampling 까지 saturation이 발생하지 않고 j+1번째 부터 i번째 까지 saturation이 발생한다면 식(6)은

$$\dot{x}_d(n) = -K \theta(n) + K \{ \theta(i) - \theta(j) + \theta(1) \} + \dot{x}_d(j)$$

와 같이 되어 정상상태에서  $\theta(n) \rightarrow 0$  이더라도  $\dot{x}_d(n) \rightarrow 0$  가 성립하지 않는다.

또한 정상상태에서 속도입력 및 진동각도가 진동하는 것은 제작된 각도측정기가 0점 부근에서 hysteresis 특성을 갖는 것이 주원인으로 풀이된다. 즉 각도측정기가 0점 부근의 미소진동 각도를 측정할 경우 진동각도의 부호가 변화함에 따라 측정된 각도의 변화율  $\{ \theta(k) - \theta(k-1) \}$

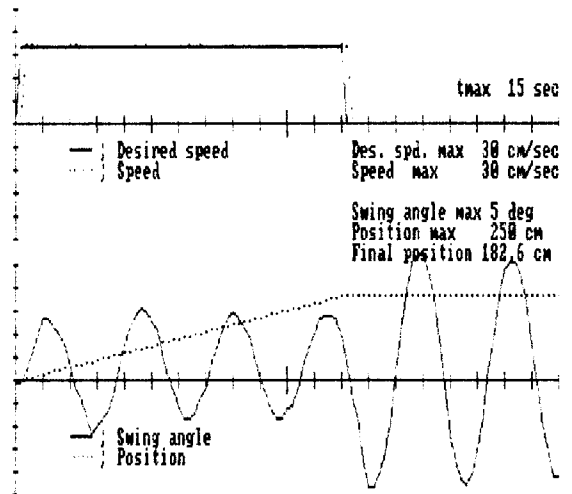


Fig.7 제어되지 않은 크레인의 응답특성

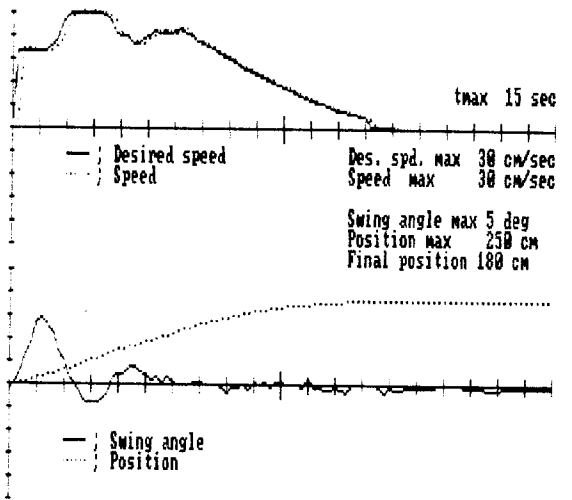


Fig.8 무진동 크레인의 응답특성( $x_d = 180$  cm)

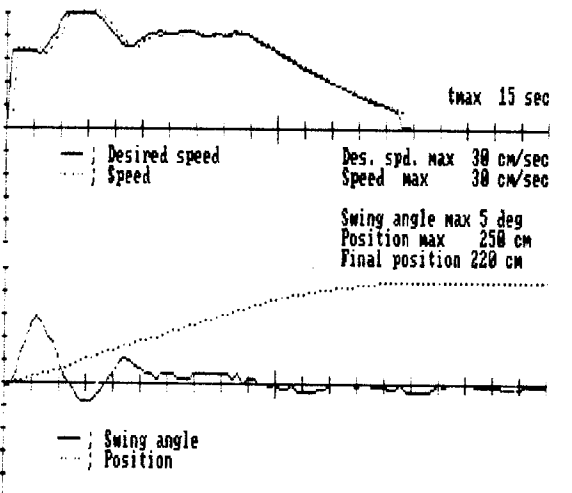


Fig.9 무진동 크레인의 응답특성( $x_d = 220$  cm)

는 실제보다 큰 값으로 측정되어 anti-swing제어계인(K)<sub>d</sub>가 클 경우 속도입력은 심하게 진동하게 된다.

위의 실험결과로부터 anti-swing 제어계인(K)<sub>d</sub>은 5 cm/sec/deg 일 때가 최적의 제어특성을 나타내는 것으로 간주할 수 있다.

## (2) 속도경로 및 stop-position 제어기 실험

2장에서 유도한 속도경로 계획 및 식(11)의 stop-position 제어기를 사용하고 anti-swing 제어계인(K)<sub>d</sub>을 5 cm/sec/deg로 고정시킨 상태에서 크레인의 제어 특성을 조사하였다. 그림 7은 anti-swing제어기 및 stop-position 제어기를 사용하지 않고 크레인을  $2/3 \cdot x_{\max}$  (20 cm/sec)의 속도로 9 sec 동안 크레인을 구동시킨 후 크레인을 정지시킨 경우의 속도입력, 속도, 이송위치 및 진동각도를 나타낸 것이다. 그림 7에서 진동각도( $\theta$ )는 자유진동하다가 정지순간에 크레인이 급감속함으로 인하여 더욱 크게 진동함을 나타낸다.

그림 8은 anti-swing제어기 및 stop-position제어기를 적용하고 주어진 경로계획에 따라 크레인을 이송시킨 경우이다. 또한 K<sub>d</sub>는 0.5 /sec로 고정하였으며 원하는 이송거리(180 cm)로 주었다. 그림 8에서 진동각도의 크기는 anti-swing 제어기를 적용한 시점(0.9 sec)후부터 감소하여 감속구간이 시작되는 시점(4.9 sec) 전에 0으로 수렴한다. 이후 입력속도는 감속되어 9.75sec까지 서서히 감속되며 9.75 sec 이후에 stop-position 제어기가 적용되어 약 10.5 sec 이후에 크레인은 완전 정지되며 이때의 최종이송거리오차는 전혀 없음을 나타내었다. 이와 같은 결과를 제어하지 않은 경우(그림 7)와 비교하면 최종이송시간은 약 1.5 sec 정도밖에 증가되지 않았으며 이송 및 정지 후의 운반물의 진동이 없기 때문에 정지 후의 다른 공정으로의 작업전환 시간이 훨씬 빠르게 될 수 있다.

그림 9는 그림8의 실험조건과 같은 조건하에서 원하는 이송거리( $x_d$ )를 220 cm로 주었을 경우의 실험결과를 나타낸다. 이 경우 역시 진동각도는 anti-swing 제어기의 적용구간내에서 거의 0으로 수렴하고 최종이송거리오차도 없으며 최종이송시간은 약 11.7 sec 정도가 소요된다.

그림 8과 그림 9로부터 stop-position 제어계인(K)<sub>p</sub>이 일정한 경우 입력이송거리( $x_d$ )가 증가함에 따라 anti-

swing 제어구간 ( $T_1 < t < T_2$ )이 증가됨을 알 수 있다.

왜냐하면 이 구간외의 구간에서의 이송거리는  $x_d$ 에 관계없이 거의 일정하기 때문이다. 만약 이송시간을 감소시키기 위하여 K<sub>d</sub>를 증가시키면 속도입력의 급감속으로 인하여 운반물이 진동할 수 있으며 이와 반대로 K<sub>d</sub>가 감소되면 운반물은 진동하지 않으나 최종이송시간은 길어진다. 그러나, 그림 8과 그림 9에서 보는 바와 같이 stop-position 제어구간의 소요시간은 대개 1.5 sec 정도에 불과하기 때문에 제어기 gain을 0.2 /sec 보다 크게 할 필요는 없었다.

## 5. 결 론

크레인 작업시 운반물의 진동각도를 감소시키기 위하여 anti-swing 제어기, stop-position 제어기 및 속도경로계획 program을 제시하였고 이의 특성을 실험을 통하여 조사하였다. 실험결과 다음과 결론을 맺을 수 있다.

- (1) 제안된 anti-swing 제어기는 충분한 감쇠효과를 부가할 수 있기 때문에 운반물의 진동을 약 1/2 주기만에 완전히 감쇠시킬 수 있다.
- (2) 제안된 stop-position 제어기 및 경로계획은 운반물의 초기진동외에 진동각도를 0인 상태에서 이송할 수 있으며 최종이송시간은 제어하지 않은 경우에 비하여 불과 1.5 sec 정도 밖에 증가되지 않는다.

## 참 고 문 헌

1. Knut Aanerud, "Shorter Unloading Times for Grab Handling Potal Cranes," ABB Review, No.2-88, 1988.
2. E. Ohnishi, et al., "Automatic Control of an Overhead Crane," 84 IFAC, No. 66.3, PP.XIV-37 ~ XIV-42, 1984.
3. J.W. Auernig and H. Troger, "Time Optimal Control of Overhead Crane with Hoisting of the Load," Automatica, Vol.23, No.4, PP.437-447, 1987.
4. KAERI/RR-778/88 "사용후 핵연료 원격취급장치 및 자동화 기술개발", 과거지, 1989