

컨테이너 기중기의 제어 : 수정된 시간최적주행과 비선형 잔류흔들림 제어

Container Crane Control: Modified Time-Optimal Traveling Followed by Nonlinear Residual Sway Control

홍 금 식
(Keum-Shik Hong)

Abstract : To achieve fast loading and unloading of containers from a container ship, quick suppression of the remaining sway motion of the container at the end of each trolley stroke is crucial. Due to the pendulum motion of the container and disturbances like wind, residual sway always exists at the end of trolley movement. In this paper, the sway-control problem of a container crane is investigated. A two-stage control is proposed. The first stage is a time optimal control for the purpose of fast trolley traveling. The second stage is a nonlinear control for the quick suppression of residual sway, which starts right after the first stage while lowering the container. The nonlinear control is investigated in the perspective of controlling an underactuated mechanical system, which combines partial feedback linearization to account for the known nonlinearities as much as possible, and variable structure control to account for the unmodeled dynamics and disturbances. Simulation and experimental results are provided.

Keywords : crane control, underactuated manipulator, feedback linearization, variable structure control

I. 서론

컨테이너 기중기(crane)는 항만에서 화물용 컨테이너들을 컨테이너 선박으로부터 컨테이너 트럭으로 하역/선적하는 장비이다. 컨테이너 기중기의 최대 관건은 주어진 시간에 얼마나 많은 수의 컨테이너를 운반할 수 있는가이다. 실제의 항만에서 화물의 운반과정을 살펴보면, 화물을 들어올려 일정한 높이가 되는 순간부터 궤도차(trolley)가 가속하기 시작하고 최대속력에 이른 후 그 속력으로 일정지점까지 등속으로 움직이다가 목표지점 전방에서 감속하기 시작한다. 그리고 궤도차가 목표지점에 도착하면 화물을 내리는 일련의 동작으로 이루어진다. 이때, 가속 및 감속과정에서 운반물의 흔들림은 자연스럽게 발생하게 되며, 목표지점에 도달한 후에도 이러한 흔들림이 계속해서 남아있을 경우에는 적하작업이 어려워 작업능률이 저하된다. 또한, 운반 도중에 발생할 수 있는 돌발적인 사태와 바람등과 같은 외란에 의한 흔들림도 신속하게 제거하여 줄 필요가 있다.

본 논문의 목적은 최단시간에 궤도차를 목표위치로 이동시키고, 궤도차의 가속으로 인하여 발생하는 화물의 흔들림과 운반과정에서 로우프의 길이변화, 바람 등으로 인하여 발생하는 원치 않는 흔들림까지도 궤도차가 목표위치에 도착하였을 때 0이 되도록 하는 제어법칙을 설계하는데 있다. 또한, 궤도차 주행도중 갑작스럽게 정지하는 경우에도 빠른 시간 내에 흔들림을 감쇠시켜 줄

수 있는 제어성능도 필요하다.

기중기 제어에 관해서 문헌상에 나타난 연구 결과들을 살펴보면, Manson[14] 및 Mita와 Kanai[15]는 일정한 로우프 길이에 대해서 궤도차 이동구간을 가속-최대정속-감속의 3구간으로 나누고, 가속속이 끝난 시점에서 흔들림이 0이 되도록 경계조건을 설정한 시간최적제어를 발표하고 있다. Sakawa와 Shundo[18]는 시간최적제어 대신 컨테이너의 이동궤적을 5부분으로 나누고 각 구간에서의 흔들림 각이 최소가 되도록 최적궤적을 생성하고 이들이 각각 주어진 경계조건들을 만족하도록 하는 최적의 속도기준입력을 만들고 운전자가 이 속도기준입력만 추종하도록 하는 방법을 제안하고 있다. 그러나 이 방법에는 외란의 발생시 운전자가 이를 수동으로 보정하여야 하고, 시간최적제어보다는 이동시간이 많이 걸린다는 단점이 있다.

궤도차 모터의 구동에 있어서 제어방법이 속도제어이나 토크제어이나도 제어기의 설계상 중요한 요인이 된다. 속도제어는 속도를 피드백하여 모터가 속도명령을 추종하도록 하는 방법이고, 토크제어는 모터가 실제적으로 그 만큼의 토크를 발생하도록 회전자(armature)에 흐르는 전류를 공급하는 방법으로 속도제어의 경우처럼 속도를 피드백하지는 않는다. 토크제어는 기중기 시스템의 운동방정식에 근거를 두고 있고 컨테이너의 흔들림에 의해서 발생하는 반력이 궤도차 움직임에 영향을 미치기 때문에, 관측가능성(observability)이 만족되면 다른 상태 변수들로부터 흔들림 각도가 관측될 수 있다. 토크제어가 속도제어보다 제어의 관점에서는 효율적이라 할 수 있지만, 모터 구동기와 전동기의 건마찰(dry friction)때문에 실제 적용에 심각한 문제를 발생시킬 수 있다. 산

접수일자 : 1999. 2. 22, 수정완료 : 1999. 5. 21.

홍금식 : 부산대학교 기계공학부 및 기계기술연구소

※ 본 연구는 한국과학재단 지정 동아대학교 지역협력연구센터(RRC) 지능형 통합항만관리 연구센터의 지원과 부산대학교 기성회재원 연구비의 지원으로 이루어졌습니다.

업일선에서는 많은 경우에 속도제어 모터가 사용된다[7]. Auernig와 Troger[1]는 궤도차와 감아올리기(hoist)가 동시에 움직이는 경우에 대해서 토크제어를 통한 해석적인 시간최적제어를 발표하고 있다. 최근에 들어서는 비선형 제어 이론의 발달과 더불어 이러한 이론들도 기중기 시스템에 적용되고 있는데, Boustany와 D'Andrea-Novel [2]은 동적 피드백 선형화를 통한 선형모델에 대해서 기준모델형 적응제어를 발표하고 있다. 또한 Lyapunov 함수에 바탕을 둔 연구[4][19]와 gain-scheduling 방법[5] 및 로우프의 flexibility를 고려하여 편미분 방정식으로 모델링된 시스템에 대한 연구[6]도 발표되고 있다.

국내에서도 기중기 제어에 관한 다양한 논문들이 발표되고 있다[8]-[10][12]-[14][17][20]. 윤지섭과 강이석[20]은 로우프의 길이가 일정한 천정기중기에 대하여 운반물의 흔들림 각속도를 피드백하여 단진자 운동에 감소효과를 부여하는 것을 제안하였고, 홍금식 외 2인[8]은 컨테이너 기중기의 제어에 있어서 궤도차를 시간최적제어로부터 유도되는 속도패턴을 쫓아 이송되되 초기흔들림 및 외란으로부터 발생하는 흔들림을 극복하기 위하여 기준 속도입력에 이들에 의한 흔들림을 보상하기 위한 제어입력을 추가하는 방법을 제안하고 있다 또한, 홍금식 외 2인[9]에서는 일정 로우프 길이에 대한 속도패턴 4가지와 로우프 길이가 변하는 경우에 대한 속도패턴 1가지를 비교분석하고 있다. 정승현과 박정일[10]은 천정 기중기의 퍼지제어기를 소개하고 있으며, 이호훈[13]은 천정기중기의 위치 서보제어에 대한 새로운 기법을 제안하고 있다.

흔들림 제어기법을 대별하면, 화물의 흔들림각에 대한 정보를 사용하는가 안하는가의 여부에 따라 개루프 제어와 폐루프 제어로 나눌 수 있다. 개루프 제어는 기중기 이송시에 나타나는 화물의 흔들림 현상을 분석한 후 궤도차가 목표위치에 도달하였을 시 흔들림이 전혀 나타나지 않도록 궤도차의 주행속도패턴을 연구하고 그러한 속도가 발생되도록 주행모터를 구동하는 방법이다. 통상적으로 주행패턴은 시간최적제어로부터 유도되며, 로우프의 길이가 일정하거나 외란이 없는 이상적인 경우에는 좋은 결과를 얻을 수 있다. 그러나 이송 도중에 로우프의 길이가 변한다면 외란이 발생한다면 궤도차의 주행이 끝난 후에 궤도차가 목표위치를 벗어난 상태에서 화물이 흔들릴 수 있다. 반면에, 폐루프 제어는 화물의 흔들림 각을 피드백 받아 궤도차 출발지점부터 제어목적이 이루어지도록 궤도차 이송모터에 제어력을 작용하겠다는 개념이다

본 논문은 흔들림 각을 피드백 받는 폐루프 제어에 대한 연구이며, 시간최적제어와 비선형제어기법이 순차적으로 적용된다. 초기 흔들림이 존재하거나 로우프 길이가 변하는 상황을 극복하기 위해서 피드백 제어에 관한 연구가 꾸준히 진행되어 왔다[1][2][6]-[10][12]-[20]. 그러나 기존의 연구들에서는 궤도차를 목표위치에 정확히 위치시키고 또한 잔류흔들림도 신속하게 억제해야 하는 두 가지의 제어문제를 충분히 달성하지 못하거나, 마찰등과 같은 비선형성이나 바람 등과 같은 외란에 대한

근본적인 해결책이 부족한 면이 있다.

본 논문의 특징은 다음과 같다. 기중기 제어의 두가지 목적 즉, 1) 화물의 신속한 이송과, 2) 목표지점에서 영(zero)의 흔들림을 얻기 위하여 전체 제어루프를 두 단계로 나눈다. 첫단계는 목표지점까지의 궤도차의 주행을 위한 시간최적제어이고, 두번째는 목표지점에 도달한 후 존재할 수 있는 잔류흔들림을 신속하게 감소시키기 위한 피드백 선형화와 가변구조제어를 병합한 비선형제어이다. 일반적인 비구동 작동기를 가진 기계시스템에 대하여 부분 피드백 선형화와 가변구조제어를 병합한 비선형제어 알고리즘을 유도한 후 기중기 시스템에 적용한다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. II장에서 기중기 시스템의 운동방정식을 유도하고, 화물의 운반경로 및 궤도차 제어계획을 기술한다. III장에서는 궤도차 주행제어로서 단순화된 시스템에 대해서 최단시간 내에 궤도차를 목표위치에 이동시키는 제어기법을 기술하고, IV장에서는 본 논문의 핵심내용으로써 궤도차가 목표위치에 도달했을 때 존재하는 잔류흔들림을 신속하게 감소시키기 위하여 시스템의 비선형성이 최대한 고려된 비선형제어기를 설계한다. V장에서는 설계된 제어기를 바탕으로 하여 시뮬레이션 및 실험결과를 분석하고, VI장에서는 결론을 기술한다.

II. 제어문제의 구성

1. 모델링

그림 1은 컨테이너 기중기의 개략적인 도식도이다. 궤도차의 수평방향으로의 이동은 궤도차에 연결된 로우프를 궤도차 드럼에 원하는 방향으로 감음으로서 좌우로 이동하게 된다. 컨테이너의 상하방향으로의 이동은 감아올리기 모터의 회전으로 인해 로우프가 감아올리기 드럼에 감김으로서 상승하게 되며, 화물 및 스프레더의 자중으로 인해 하강하게 된다. 화물을 감아올리고 내리는 것도 궤도차의 경우와 마찬가지로 감아올리기 모터를 양방향으로 구동함으로써 올리고 내릴 수 있으나, 본 논문에서는 화물의 자중에 의해 하강하는 모델을 대상으로 한다.

컨테이너의 흔들림현상 및 기중기 시스템에 대하여 다음과 같은 가정을 한다.

- 1) 컨테이너의 흔들림은 수직면에서만 발생한다고 가

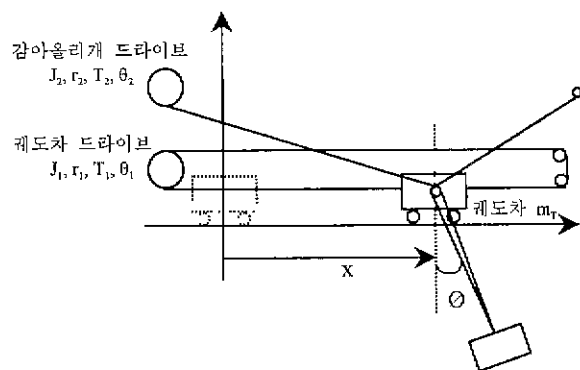


그림 1. 컨테이너 기중기의 개요도.
Fig. 1. Schematic diagram of a container crane.

정한다. 2) 기증기 구조물의 탄성변형은 무시할 수 있을 정도로 작다. 3) 구름마찰 저항이나 드라이브 메커니즘에서 발생하는 감쇠적인 영향력은 미세하다. 4) 컨테이너를 질점 질량으로 간주한다.

먼저 참고문헌 [8]에서 유도된 모델링 결과를 간략히 기술한다. x 를 궤도차의 변위, l 을 로우프의 길이, 그리고 ϕ 를 컨테이너의 흔들림각이라 할 때 이들에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$(m_1 + m_T + m_L)\ddot{x} + m_L \sin\phi \ddot{\phi} - m_L l \dot{\phi}^2 \sin\phi + 2m_L l \cos\phi \dot{\phi} \ddot{\phi} + m_L l \cos\phi \ddot{\phi} = F_1 - b_1 \dot{x} \quad (1)$$

$$\frac{1}{2} m_L \ddot{x} \sin\phi + 2(m_2 + \frac{1}{4} m_L) \ddot{l} - \frac{1}{2} m_L l \dot{\phi}^2 - \frac{1}{2} m_L g \cos\phi = F_2 - b_2 \dot{l} \quad (2)$$

$$l \ddot{\phi} + 2l \dot{\phi} + g \sin\phi + \ddot{x} \cos\phi = 0 \quad (3)$$

여기서 m_T = 궤도차의 질량, m_L = 컨테이너의 질량. m_1 = 궤도차 회전부의 등가질량, m_2 = 감아올리개 회전부의 등가질량, F_1 = 궤도차 모터의 견인력, F_2 = 감아올리개 모터의 견인력, 그리고 b_1 및 b_2 는 궤도차와 감아올리개의 움직임에 저항하여 나타나는 비보존 마찰계수이다. 상기의 비선형 운동방정식은 단순화 과정없이 IV장에서 잔류흔들림 제어를 위한 비선형제어기를 설계하는데 사용된다.

이제, 참고문헌 [9]에서 사용된 시간최적제어기 설계를 위한 단순화된 모델을 살펴보자. 컨테이너의 흔들림각도 ϕ 는 실제적으로 작다고 가정할 수 있으므로 $\cos\phi \cong 1$, $\sin\phi \cong \phi$, $\phi \cong 0$ 의 관계가 성립하고, (1)-(3)을 다음과 같이 근사화 할 수 있다.

$$(m_1 + m_T)\ddot{x} + b_1 \dot{x} = F_1 - m_L(l\ddot{\phi} + 2\dot{\phi}\dot{x} + \ddot{x}) - m_L \phi l \ddot{\phi}$$

$$2(m_2 + \frac{1}{4} m_L)\ddot{l} + b_2 \dot{l} - \frac{1}{2} m_L g = F_2 - \frac{1}{2} m_L \phi \ddot{x}$$

$$l \ddot{\phi} + 2l \dot{\phi} + g \phi = -\ddot{x}$$

또한, $-m_L(l\ddot{\phi} + 2\dot{\phi}\dot{x} + \ddot{x}) = m_L g \phi$ 의 관계식과 로우프의 길이가 일정하다고 가정할 때 최종적으로 얻어지는 단순화된 시스템은 다음과 같다.

$$(m_1 + m_T)\ddot{x} + b_1 \dot{x} = F_1, \quad x(0) = x_0, \quad \dot{x}(0) = 0 \quad (4)$$

$$(2m_2 + \frac{1}{2} m_L)\ddot{l} - \frac{1}{2} m_L g = F_2, \quad l(0) = l_0, \quad \dot{l}(0) = 0 \quad (5)$$

$$\ddot{\phi}(t) + \frac{g}{l} \phi(t) = -\frac{\ddot{x}(t)}{l}, \quad \phi(0) = 0, \quad \dot{\phi}(0) = 0 \quad (6)$$

2. 경로계획

그림 2는 컨테이너가 출발점에서부터 목표지점까지 운반되는 경로를 나타내고 있다. 각 구간에서의 컨테이너의 운반과정을 살펴보면, AB 구간에서는 주변에 장애물이 없는 높이까지 화물을 상승시키게 된다. B 지점에서 화물을 상승시키는 최대속도가 얻어진다. BC 구간은

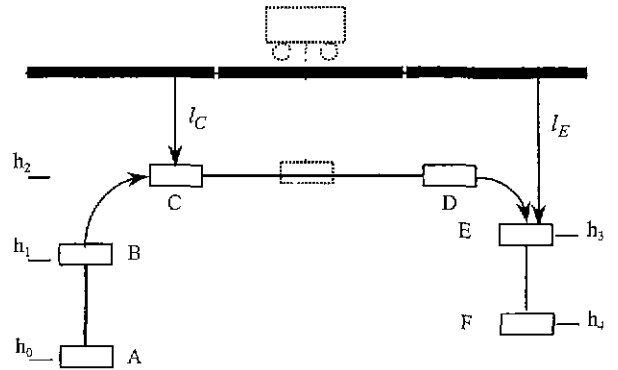


그림 2. 컨테이너의 운반경로.
Fig. 2. Transportation sequence of the load.

궤도차가 가속되는 구간으로서 궤도차와 감아올리개는 서로 독립적으로 제어가 된다. 이때 감아올리개는 궤도차가 주행도중 만날 수 있는 모든 장애물을 피할 수 있는 높이까지 상승하게 되고, C 지점에서 궤도차의 최대속도가 얻어진다. BC 구간을 통한 궤도차의 가속패턴은 가속이 끝난 시점에서 흔들림이 없어야 한다는 경계조건으로부터 유도된다. CD 구간을 통해서는 궤도차가 최대속도로 주행하는 최대정속구간이다. 궤도차의 최대속도는 기계적인 요소에 의해서 결정된다. 만약 최대정속구간에서 과도한 제어작용을 하게되면 이는 최대속도 이상에서의 운전을 요구할 수도 있으므로, 설계 안정성 최대속도의 설정치를 낮추어야 한다 이는 시간적인 손실을 유발하기 때문에 최대정속구간에서는 최대속도를 유지하는 것을 우선으로 하도록 한다. DE 구간에서는 궤도차는 감속하고 감아올리개는 하강하게 되는데 E 지점에서 화물을 하강시키는 최대속도가 된다. 최종적으로 EF 구간을 통하여 화물이 목표높이로 내려지게 된다.

3. 제어계획

경로계획을 통한 화물의 운반과정을 바탕으로 본 논문에서는 크게 2 부분으로 구별되는 제어전략을 제시한다. 첫번째는 BE 구간으로 궤도차가 시간최적제어를 통해서 유도된 속도선도를 따라서 주행하는 부분이며, 이 구간에서는 궤도차와 감아올리개가 서로 독립적으로 제어가 된다. 또한 BE 구간에서는 단순화된 모델 (4)-(6)이 플랜트로 사용된다. 두번째는 EF 구간으로 시스템의 비선형성이 모두 포함된 운동방정식 (1)-(3)으로부터 비선형제어기가 설계된다. 잔류흔들림을 신속하게 제어할 목적으로 부분 피드백 선형화와 가변구조제어의 기법을 종합한 비선형 제어기법을 적용하게 된다. 그림 3은 궤도차 주행거리와 로우프 길이에 따른 제어계획을 나타내고 있다. x_d 는 궤도차의 목표지점을 나타내고, x_{min} 은 시간최적주행을 하기 위한 최소한의 거리를 나타낸다. 로우프의 길이가 일정하고, 바람도 없고, 또한 초기 흔들림도 아주 작은 경우($\phi_0 < \phi_{min}$)에는 개루프의 궤도차 주행이 매우 효과적이다(#1). 여기서 ϕ_0 는 초기 흔들림각이고, ϕ_{min} 은 흔들림정도를 판단하기 위한 기준값이다. 그러나, 로우프의 길이가 일정한 경우라도, 초기에 심한

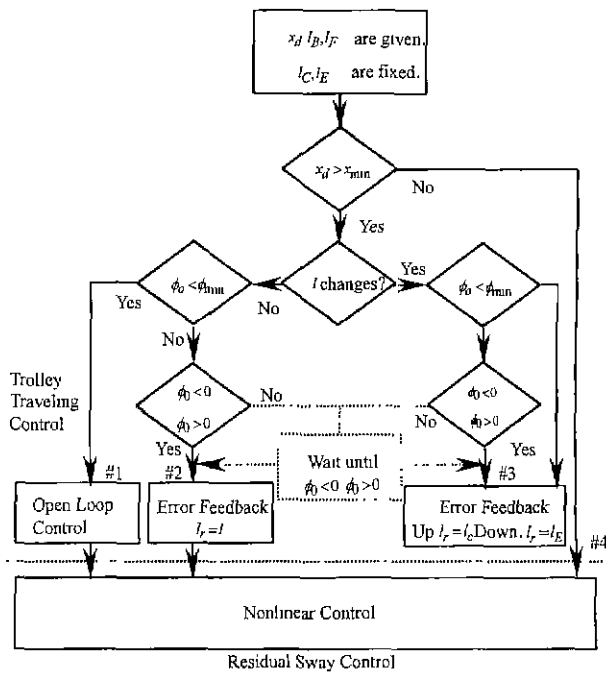


그림 3. 궤도차 주행제어 흐름도.
Fig. 3. Trolley traveling control flow.

흔들림이 있는 경우에는 오차 되먹임 방법(III장 참조)을 적용하여 최고속도에 도달시점에서 초기흔들림에 의한 영향을 최소화 할 필요가 있다(#2). 로우프의 길이가 일정한 경우는 그림 2의 경로계획에서 B지점의 높이가 h_2 가 되는 경우로 감아올리기를 완전히 마친후 궤도차 주행을 시작하겠다는 개념이다. 시간적으로는 중간높이 h_2 지점에서 궤도차 주행을 시작하는 것보다 손해지만 일정한 로우프의 길이로서 주행한다는 측면에서 간단한 제어 법칙도 매우 효과적이다. 로우프의 길이가 변하는 경우에는 가속시에는 C 지점의 로우프 길이를 기준으로 하고, 감속시에는 E 지점의 로우프 길이를 기준으로 하는 것이 바람직하다(#3). 그리고, 목표위치(x_d)가 bang-bang 제어기법으로 궤도차의 최대속도까지 가속후 다시 정지하기까지 필요한 최소거리(x_{min}) 보다 작을 경우에는 처음부터 비선형 제어기법을 사용하는 것이 바람직하다(#4)

III. 궤도차 주행제어: 시간최적제어

궤도차가 B 지점에서 E 지점까지 이동할 때의 제어기는 단순화된 플랜트 (4)-(6)으로부터 유도된다. 단순화된 모델을 사용하는 이유는 선형모델에 대한 시간최적제어의 설계가 간단하고, 선형화로 인해 나타날 수 있는 잔류흔들림 및 외란으로 인한 영향을 비선형 흔들림제어 구간(EF)에서 충분히 제어할 수 있기 때문이다. 그림 4는 궤도차 주행제어의 블록선도를 보이고 있다.

천정 기증기의 시간최적제어에 대한 연구는 Manson [14]에서 처음으로 발견되고 있다. 또한 참고문헌 [9]에서는 플랜트 (4)-(6)을 기초로하여 5가지의 서로 다른 속도선도들을 유도하고 이들을 비교분석하였다. 이러한 속도선도에는 사다리꼴, 계단형, 노치형, 다단계 가감속

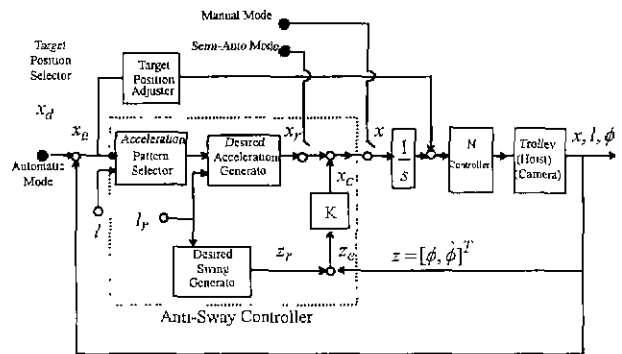


그림 4. 궤도차 주행제어의 블록선도.
Fig. 4. Block diagram of trolley traversing control.

형 등이 있으며, 이중 노치형이 가장 짧은 주행시간을 보인다. 사다리꼴 속도선도는 단진자 운동의 한주기 만에 가속 혹은 감속을 하게 되는 속도패턴이다. 노치형은 시간최적제어의 bang/bang 제어로서 유도되는데 경계조건은 시작점 및 종료점의 흔들림각 및 흔들림 각속도를 모두 0으로 두게 된다.

계단형 속도선도의 유도는 단진자 운동의 주기를 분석하여 유도될 수도 있고 시간최적제어의 bang/off-bang 제어로부터 유도될 수도 있다. 다단계 가감속형은 앞의 세 경우와는 달리 로우프의 길이변화를 고려한 경우로서 변화하는 로우프 길이의 중간부분을 기준으로 하게 된다. 속도선도에 대한 상세한 내용은 참고문헌 [9]를 참조 바란다 이러한 속도선도를 쫓아 궤도차를 개루프로 운전하였을 때 이상적인 경우, 즉 “로우프의 길이가 일정하고, 초기 흔들림이 없고, 주행도중 외란이 없는 경우”에는 궤도차는 목표위치에 정확히 흔들림없이 도착하게 된다. 그러나 궤도차가 BE 구간을 주행할 때 로우프의 길이가 BC 구간 및 DE 구간에서처럼 변한다면, 또는 초기 흔들림이 존재하는 상태에서 궤도차가 주행을 시작하게 되면 궤도차 주행이 끝났을 때 잔류흔들림이 남아 있게 된다. 따라서 속도선도를 쫓은 궤도차의 개루프 운전은 이상적인 경우가 아닌 경우에 적합하지 못하다. 이를 극복하기 위한 한가지 방법으로 궤도차 가속구간인 BC 에서는 C 지점에서의 로우프 길이($l_r = l_c$)를 그리고 감속구간 DE 에서는 E 지점에서의 로우프의 길이($l_r = l_e$)를 각각 기준이 되는 로우프 길이로 정한다. 그리고 속도패턴을 쫓아 궤도차를 주행하였을 시 실제적으로 발생하는 흔들림량(그림 4에서 $Z = [\phi, \dot{\phi}]^T$)과 이러한 속도 패턴이 (6)에 입력되었을 때 계산되는 흔들림량(Z_r) 사이의 오차(Z_e)를 사용하여 궤도차 주행속도를 보상하게 되면 초기의 흔들림 및 로우프 길이변화에 따른 흔들림을 극복할 수 있다. 먼저 기준이 되는 로우프 길이 l_r , $r = C, D$ 에 대한 기준흔들림 제적을 다음과 같이 발생시킨다

$$\dot{z}_r(t) = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{g}{l_r} & 0 \end{bmatrix} z_r(t) + \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{l_r} \end{bmatrix} \ddot{x}_r(t), \quad z_r(0) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$= A_r z_r(t) + B_r \ddot{x}_r(t) \tag{7a}$$

여기서 \ddot{x}_r 은 가속도 제어입력으로 참고문헌 [9]의 그림 1, 그림 2, 그림 4, 그림 9의 아랫쪽 부분에 해당된다. 기준이 되는 로우프 길이는 궤도차 가속시에는 $l_r = l_c$ 이고, 궤도차 감속시에는 $l_r = l_B$ 이다. 그러나 실제의 로우프의 길이는 연속적으로 변하고 또 초기 흔들림도 존재할 수 있으므로 화물의 움직임은 다음과 같다고 가정한다.

$$\begin{aligned} \dot{z}(t) &= \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{g}{l(t)} & 0 \end{bmatrix} z(t) + \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{l(t)} \end{bmatrix} \ddot{x}(t), \quad z(0) = z_0 \\ &= (A_r + \Delta A(t))z(t) + (B_r + \Delta B(t))\ddot{x}(t) \end{aligned} \quad (7b)$$

따라서 궤도차가 C 지점 혹은 E 지점에 접근할 때 각각 $\Delta A(t), \Delta B(t) \rightarrow 0$ 임을 알 수 있다. 이제, 상태오차(z_e), 보정입력 $\dot{x}_f(t)$, 그리고 최종적인 제어입력 $\dot{x}(t)$ 을 다음과 같이 정의한다.

$$\begin{aligned} z_e(t) &= z(t) - z_r(t) \\ \dot{x}_f(t) &= K(z(t) - z_r(t)), \quad K = [k_1 \quad k_2] \\ \ddot{x}(t) &= \dot{x}_r(t) + \ddot{x}_f(t), \end{aligned}$$

따라서, 오차방정식은

$$\dot{z}_e(t) = (A(t) + KB(t))z_e(t) + \Delta A(t)z_r(t) + \Delta B(t)\ddot{x}_r(t)$$

이 되며, 궤도차의 최대정속구간 및 목표지점 도달후에는 다음과 같이 된다.

$$\dot{z}_e(t) = (A_r + B_r K)z_e(t)$$

이를 미분방정식 형태로 다시 쓰면,

$$\ddot{\phi}_e(t) + \frac{k_2}{l_r} \dot{\phi}_e(t) + \left(\frac{g}{l_r} + \frac{k_1}{l_r}\right)\phi_e(t) = 0$$

이 된다. 따라서, $k_2 = 2\xi\omega l_r$, $\omega^2 = (g/l_r + k_1/l_r)$ 라 할 때 k_1, k_2 을 적절히 조절함으로써 희망하는 감쇠계수 ξ 및 주파수 ω 를 얻을 수 있다

IV. 잔류흔들림 제어: 비선형제어

본 장에서는 두번째 제어단계로서 궤도차의 주행이 끝난 후 주행중 모델링 되지 않은 동역학에 의한 영향 또는 바람 등과 같은 외란으로 유발되게 되는 궤도차 위치오차와 화물의 잔류흔들림을 신속하게 제어하기 위해서 시스템의 비선형성이 충분히 고려된 비선형제어기를 설계한다. 본 장의 내용은 기중기 뿐만 아니라 일반적인 "비구동 작동기(underactuated)"를 갖는 기계시스템"에 대해서도 똑같이 전개될 수 있으므로 일반적인 시스템에 대한 제어기를 설계한 후 기중기시스템에 대하여 적용하기로 한다.

1 부분 피드백 선형화

자유도가 n 이고 시스템 내에 작동기의 수가 m 인 기계 시스템을 고려하자($m < n$). 운동방정식을 구한후 작동기가 없는 비구동 관절변수들을 $q_1 \in R^l$, 작동기가 부착되어 있는 구동 관절변수들을 $q_2 \in R^m$ 의 벡터로 재배열하면 다음의 형태로 표시된다.

$$M_{11}\dot{q}_1 + M_{12}\dot{q}_2 + C_1(q, \dot{q}) + G_1(q) = 0 \quad (8a)$$

$$M_{21}\dot{q}_1 + M_{22}\dot{q}_2 + C_2(q, \dot{q}) + G_2(q) = f \quad (8b)$$

여기서 벡터함수 $C_1(q, \dot{q}) \in R^l$ 와 $C_2(q, \dot{q}) \in R^m$ 는 코리올리와 구심력에 관한 항이고, 벡터함수 $G_1(q) \in R^l$ 와 $G_2(q) \in R^m$ 는 중력에 대한 항이며, $f \in R^m$ 는 m 개의 작동기가 있는 관절에서 발생하는 힘/토크를 나타낸다. 이제, 시스템의 비선형성을 충분히 고려한 비선형제어기를 설계하기 위하여 (8a, b)를 부분 피드백 선형화한다.

(8a)로부터 \dot{q}_1 을 구하여 (8b)에 대입하면 다음이 얻어진다.

$$\bar{M}_{22}\dot{q}_2 + \bar{C}_2 + \bar{G}_2 = f \quad (9)$$

여기서

$$\begin{aligned} \bar{M}_{22} &= M_{22} - M_{21}M_{11}^{-1}M_{12}, \\ \bar{C}_2 &= C_2 - M_{21}M_{11}^{-1}C_1, \\ \bar{G}_2 &= G_2 - M_{21}M_{11}^{-1}G_1 \end{aligned}$$

이다. 제어입력 f 를 다음과 같이 설계한다.

$$f = \bar{M}_{22}u + \bar{C}_2 + \bar{G}_2 \quad (10)$$

(10)에서 $u \in R^m$ 은 뒤에 결정될 추가적인 제어입력이다. 따라서 전체시스템은 다음과 같이 q_2 에 대해서만 선형화된 형태를 취하게 된다.

$$M_{11}\dot{q}_1 + C_1 + G_1 = -M_{12}u \quad (11a)$$

$$\ddot{q}_2 = u \quad (11b)$$

2. 가변구조제어

가변구조제어는 제어기의 구조가 고정되어 있지 않고 슬라이딩평면(스윙칭평면)이라 불리는 상태공간에서의 면(surface)을 경계로 제어입력이 불연속으로 변화하는 구조를 가진다. 시스템 상태가 슬라이딩평면에 도달하게 되면 그 평면에 구속되기 때문에 가변구조제어는 시스템의 파라미터의 변동이나, 비선형성, 외란 등에 강인성(robustness)이 있는 제어구조이다. 가변구조제어기의 설계는 슬라이딩 평면의 설계와 슬라이딩평면으로 이르게 하는 제어입력의 설계 문제로 크게 나눌 수 있다.

이제, 다음의 비선형시스템을 고려한다.

$$\dot{x}(t) = F(x, u) = f(x) + B(x)u \quad (12)$$

여기서 $x \in R^n$, $f(x) \in R^n$, $B(x) \in R^{n \times m}$, $u \in R^m$ 이다.

먼저 슬라이딩평면을 다음과 같이 도입한다.

$$S = \{x \in R^n \mid \sigma(x) = [\sigma_1(x), \dots, \sigma_m(x)]^T = 0\} \quad (13)$$

$\sigma(x)$ 의 설계는 페루프 시스템의 상태궤적이 슬라이딩평면에서 점근 안정성 및 추종성을 갖도록 설계되어야 한다. 제어입력 u 는 다음과 같이 두 부분으로 나누어 설계한다.

$$u = u_{eq} + u_N \quad (14)$$

여기서 u_N 은 상태궤적이 항상 슬라이딩평면으로 향하게 하는 도달제어입력 (reaching control input)이고, u_{eq} 은 일단 상태궤적이 슬라이딩평면에 이르게 되면 그 평면에 항상 존재하게 하는 등가제어입력(equivalent control input)이다

이제, chain rule을 사용하여 (13)으로부터 등가제어입력을 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\sigma = \frac{\partial \sigma}{\partial x} \dot{x} = \frac{\partial \sigma}{\partial x} f(x) + \frac{\partial \sigma}{\partial x} B(x)u_{eq} = 0$$

$\frac{\partial \sigma}{\partial x} B(x)$ 이 비특이(nonsingular) 행렬이라는 가정하에, 등가제어입력은 다음과 같이 계산된다.

$$u_{eq} = -\left[\frac{\partial \sigma}{\partial x} B(x) \right]^{-1} \left(\frac{\partial \sigma}{\partial x} f(x) \right) \quad (15)$$

(15)의 등가제어입력을 (12)에 다시 대입하여 정리하면 슬라이딩모드에서의 페루프 시스템의 동특성을 나타내는 운동방정식을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\dot{x}(t) = \left[I - B(x) \left[\frac{\partial \sigma}{\partial x} B(x) \right]^{-1} \frac{\partial \sigma}{\partial x} \right] f(x) \quad (16)$$

또한, 상태궤적을 슬라이딩평면에 도달시키기위한 도달 제어입력을 설계하기 위해서 Lyapunov 함수가 사용된다. $V(x, \sigma) = \frac{1}{2} \sigma^T(x) \sigma(x)$ 를 Lyapunov 함수 후보로 두자. 제어입력 u 는 $\dot{V}(x, \sigma) = \sigma^T \dot{\sigma}$ 이 항상 음의 값을 가지도록 선택되어야 한다.

$$\begin{aligned} \dot{V}(x, \sigma) &= \sigma^T \dot{\sigma} \\ &= \sigma^T \left\{ \frac{\partial \sigma}{\partial x} f + \frac{\partial \sigma}{\partial x} B(u_{eq} + u_N) \right\} \\ &= \sigma^T \left[\frac{\partial \sigma}{\partial x} f + \frac{\partial \sigma}{\partial x} B \left\{ -\left(\frac{\partial \sigma}{\partial x} B \right)^{-1} \frac{\partial \sigma}{\partial x} f + u_N \right\} \right] \\ &= \sigma^T \frac{\partial \sigma}{\partial x} B u_N \end{aligned} \quad (17)$$

이상적인 슬라이딩모드에서의 떨림(chattering) 현상을 방지하기 위해서 u_N 을 다음과 같이 선택한다.

$$\begin{aligned} \dot{V}(x, \sigma) &= \sigma^T \frac{\partial \sigma}{\partial x} B u_N \\ &= -\sigma^T \frac{\partial \sigma}{\partial x} B \left[\frac{\partial \sigma}{\partial x} B \right]^{-1} sat(\sigma) \\ &= -\sigma^T sat(\sigma) < 0 \end{aligned} \quad (18)$$

여기서

$$sat(\sigma) = \begin{cases} \text{sgn}(\sigma) & \text{if } \sigma \geq \epsilon \\ \sigma / \epsilon & \text{if } \sigma < \epsilon \end{cases}$$

이다.

3. 기준기 시스템에의 적용

컨테이너 기준기의 경우에 $q_1 = \phi$, $q_2 = [x \ l]^T$ 로 정

의할 때 (8a, b)의 각 항들은 다음과 같다.

$$M_{11} = m_L l^2, \quad M_{12} = M_{21}^T = [m_L l \cos \phi \quad 0]$$

$$M_{22} = \begin{bmatrix} m_1 + m_T + m_L & m_L \sin \phi \\ \frac{1}{2} m_L \sin \phi & 2(m_2 + \frac{1}{4} m_L) \end{bmatrix}$$

$$C_1 = 2l \dot{\phi} m_L l,$$

$$C_2 = \begin{bmatrix} -m_L l \dot{\phi}^2 \sin \phi + 2m_L \dot{\phi} \cos \phi - \frac{1}{2} m_L l \dot{\phi}^2 \\ \end{bmatrix}^T$$

$$G_1 = m_L g l \sin \phi, \quad G_2 = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{2} m_L g \cos \phi \end{bmatrix}^T$$

또한 (10)은

$$f = \bar{M}_{22} u + \bar{C}_2 + \bar{G}_2$$

$$\bar{M}_{22} = \begin{bmatrix} m_1 + m_T + m_L - m_L \cos^2 \phi & m_L \sin \phi \\ \frac{1}{2} m_L \sin \phi & 2(m_2 + \frac{1}{4} m_L) \end{bmatrix}$$

$$\bar{C}_2 = \begin{bmatrix} -m_L l \dot{\phi}^2 \sin \phi + 2m_L \dot{\phi} - 2l \dot{\phi} m_L \cos \phi \\ -\frac{1}{2} m_L l \dot{\phi}^2 \end{bmatrix}$$

$$\bar{G}_2 = \begin{bmatrix} -m_L g \cos \phi \sin \phi \\ -\frac{1}{2} m_L g \cos \phi \end{bmatrix}$$

이 되고, 부분 피드백 선형화된 전체시스템은 다음의 형태를 취하게 된다.

$$\ddot{\phi} = -\frac{1}{l} (2l \dot{\phi} + g \sin \phi) - \frac{\cos \phi}{l} u_1 \quad (19a)$$

$$\dot{x} = u_1 \quad (19b)$$

$$\ddot{l} = u_2 \quad (19c)$$

여기서 u_1, u_2 는 뒤에 결정되어질 추가적인 제어입력이다. 이제 추가적인 제어입력 u_1, u_2 를 가변구조제어를 적용하여 설계한다

부분 피드백 선형화된 (19a, b, c)를 상태방정식으로 나타내면 다음과 같다

$$\dot{x} = f(x) + B(x)u$$

$$= \begin{bmatrix} x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ -\frac{1}{x_3} (2x_4 x_6 + g \sin x_1) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{\cos x_1}{x_3} & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad (20)$$

여기서 $x = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6]^T = [\phi, x, l, \dot{\phi}, \dot{x}, \dot{l}]^T$ 이다. 슬라이딩평면은 컨테이너 기준기의 동력학적 특성을 고려하여 다음과 같이 선택한다.

$$\sigma(x) = C(x) \tilde{x} = \begin{bmatrix} c_1 & c_2 & 0 & c_3 & c_4 & 0 \\ 0 & 0 & c_5 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tilde{x} \quad (21)$$

여기서

$$\sigma \in R^2, C \in R^{2 \times 6}, \bar{x} = x - x_d \in R^6,$$

$$x_d = [0 \quad x_{2d} \quad x_{3d} \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$$

이다.

(21)에서 슬라이딩평면 행렬 C 의 결정은 슬라이딩모드에서 페루프 방정식 (16)을 작동점에서 선형화했을 때, 선형화된 시스템의 고유치들이 원하는 값을 갖도록 선택한다 (16)으로부터 슬라이딩운동이 일어날 때의 미분방정식은 다음과 같다.

$$\dot{x} = \left[I - B \left(\frac{\partial \sigma}{\partial x} B \right)^{-1} \frac{\partial \sigma}{\partial x} \right] f(x)$$

$$= \begin{pmatrix} x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ \left\{ \begin{array}{l} \frac{c_1 \cos x_1}{x_3} x_4 + \frac{c_2 \cos x_1}{x_3} x_5 - \frac{1}{x_3} (2x_4 x_6 \\ + g \sin x_1) - \frac{(c_4 - 1)}{x_3} (2x_4 x_6 + g \sin x_1) \\ - c_1 x_4 - c_2 x_5 + \frac{c_3}{x_3} (2x_4 x_6 + g \sin x_1) \\ - c_5 x_6 \end{array} \right\} \end{pmatrix} \quad (22)$$

(22)를 작동점 $x_0 = [0 \quad x_2 \quad x_3 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$ 에서 선형화하면 다음과 같다.

$$\dot{x} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{c_4 g}{x_3} & 0 & 0 & \frac{c_1}{x_3} & \frac{c_2}{x_3} & 0 \\ \frac{c_3 g}{x_3} & 0 & 0 & -c_1 & -c_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 \end{pmatrix} x \quad (23)$$

따라서, 슬라이딩평면에 머무는 페루프 시스템의 고유치를 다음과 같이 잡으면,

$$\lambda = -2, -2.5 - 2.43 + 3t, -2.43 - 3t$$

슬라이딩평면 행렬 C 는 다음과 같이 계산되어 진다.

$$c_1 = c_2 x_3 + 6.87, \quad c_2 = -29.88/g \quad (24)$$

$$c_3 = (c_4 - 1)x_3 / \cos x_1, \quad c_4 = -26.6/g, \quad c_5 = 2.5$$

그림 5는 컨테이너 기중기의 비선형 흔들림 제어 블록선도를 나타내고 있다.

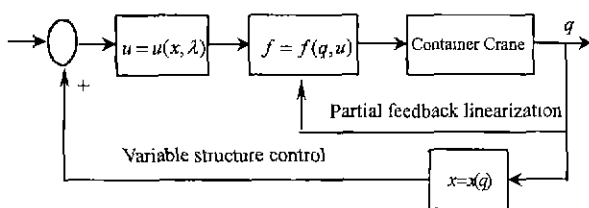


그림 5. 비선형제어 블록선도.
Fig. 5 Nonlinear control block diagram.

V. 시뮬레이션, 실험 및 고찰

1. 시뮬레이션

본 장에서는 먼저 비선형 제어기법의 성능을 확인하기 위하여 궤도차가 목표위치에 도달하였다고 가정하고 남아있는 잔류흔들림을 제어하는 과정을 컴퓨터 시뮬레이션 한다. 본 시뮬레이션은 그림 2의 EF 구간에 해당한다. 시뮬레이션에 사용된 파라미터 값들은 다음과 같다.

$$m_1 = 10\text{kg}, m_2 = 10\text{kg}, m_T = 30\text{kg}, m_L = 100\text{kg}$$

또한, 궤도차의 목표위치에서의 시스템 상태를 다음과 같이 가정한다

$$\text{궤도차 위치}(x) = 5\text{m}, \text{로우프 길이}(l) = 3\text{m},$$

$$\text{흔들림각}(\phi) = 5^\circ, \text{흔들림 각속도}(\dot{\phi}) = 0.$$

이제 F 지점에서의 로우프의 길이를 5m로 가정한다. 그

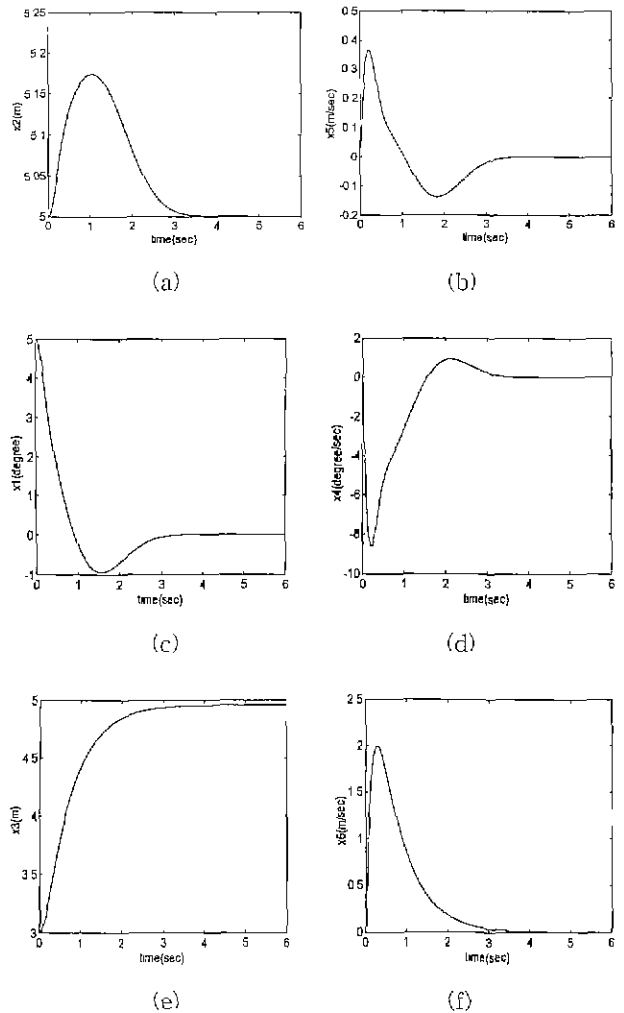


그림 6. 궤도차 목표위치 도달 후 잔류흔들림 제어 (EF 구간 : / : 3m → 5m). (a) 궤도차 위치, (b) 궤도차 속도, (c) 흔들림 각도, (d) 흔들림 각속도, (e) 로우프 길이, (f) 로우프 속도.

Fig. 6 Residual sway control at the trolley target position (EF section : / : 3m → 5m). (a) Trolley position, (b) Trolley velocity, (c) Sway angle, (d) Sway angular velocity, (e) Rope length, (f) Rope velocity.

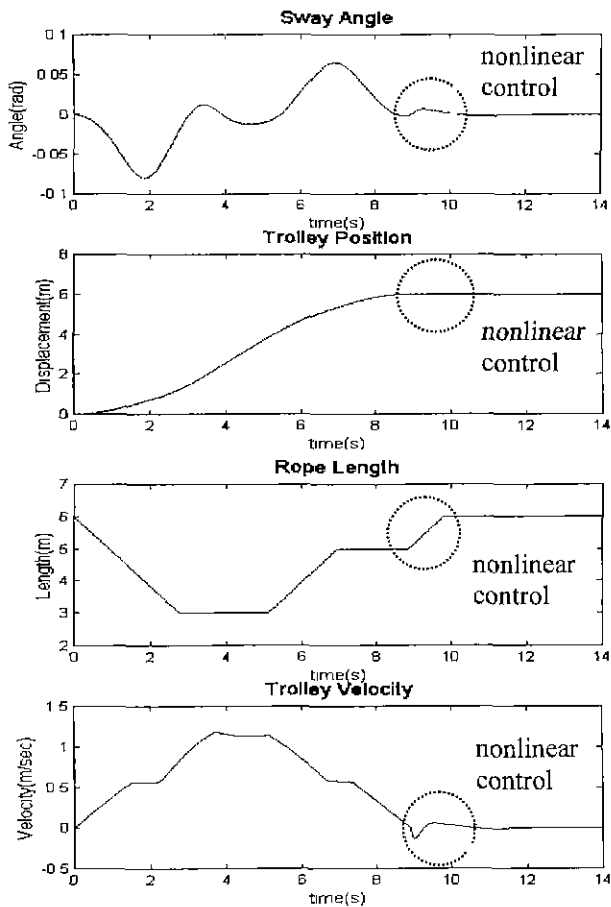


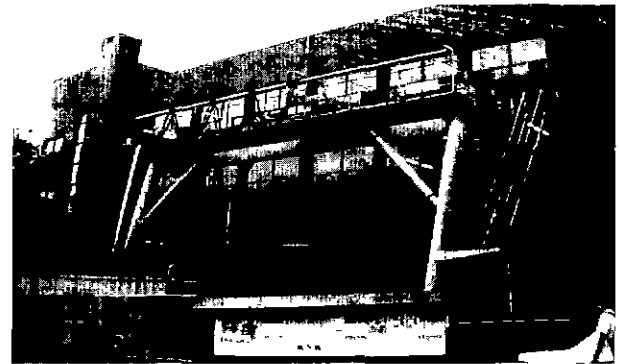
그림 7. 궤도차 시간최적주행 및 잔류흔들림 제어
 Fig. 7. Time optimal traveling of the trolley followed by the residual sway control.

림 6은 잔류흔들림 제어 시뮬레이션 결과를 보이고 있다. 잔류흔들림이 3초 이내에 잡히고 있는 것을 알 수 있다.

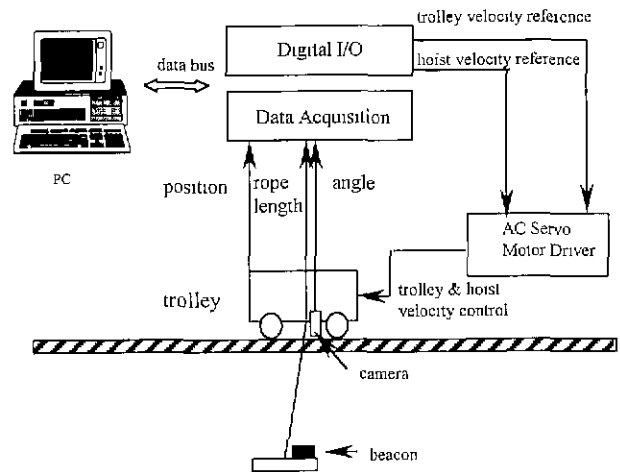
이제 궤도차 주행 및 잔류흔들림 제어의 일련의 과정을 모두 시뮬레이션하기로 한다. 궤도차 주행시 사용된 속도패턴은 시간최적제어의 bang/off-bang 제어로부터 유도된 계단형 속도선도이다. 초기의 흔들림 현상은 없다고 가정하였으며, 로우프의 길이는 6m에서 3m로 그리고 최종적으로 5m로 변하는 것을 가정하였다. 그림 7은 궤도차의 시간최적주행과 잔류흔들림 제어의 일련의 과정을 보이고 있다. 궤도차의 목표위치 도달후 나타나는 범핑이 비선형 잔류흔들림 제어 부분이다.

2 실험

그림 8은 파일럿 기중기와 실험장치의 구성도를 보이고 있다. 파일럿 기중기는 컨테이너 기중기를 10분의 1로 축소한 것으로써, 구조물의 높이가 10m, 로우프 길이 9m, 레일의 길이가 12m이다. 동력원으로 궤도차부에는 AC 유도모터(2.2kw × 440V)를 사용하였고, 감아올리게 구동은 AC 유도모터(2.2kw × 440V)를 사용하였다. 궤도차와 감아올리게의 위치 및 속도측정을 위하여 macro-25 카운터를 사용하였다. 이것은 속도데이터의 샘플링과 카운터에 대한 초기화가 하드웨어로 이루어지므로 CPU에



(a)



(b)

그림 8. 파일럿 기중기와 실험장치 구성도. (a) 파일럿 기중기, (b) 실험장치 구성도.

Fig. 8. Pilot crane and experimental setup. (a) Pilot crane, (b) Experimental setup.

연산부하를 가하지 않는다. 따라서, 실시간 제어를 하는데 있어서 CPU사용에 따르는 문제점을 해결하고 있다. 실제실험에서 50kHz 이상의 엔코더 펄스측정이 가능하였고, 이는 모터속도가 3000rpm이상의 속도측정이 가능함을 의미한다. 흔들림각은 스프레더에 부착된 beacon에서 발생하는 적외선을 궤도차에 부착된 카메라로 받아서 측정하였다. 컴퓨터 내부의 타이머 클럭의 진동수 18.2Hz를 기준으로, 실제실험에서 사용한 샘플링시간은 0.054945초이다. 카메라의 샘플링시간은 0.005초이므로 11번의 각도 데이터를 받을 수 있다. 그 중 4개의 데이터씩 평균해서 2번의 측정값을 얻어내고, 각속도는 각도 데이터를 샘플링시간으로 미분하여 얻을 수 있다. 그러나, 각속도는 잡음의 영향으로 좋지 못한 결과를 얻게 되므로 피드백효과에 대한 불확실성을 더해준다. 따라서, Kalman 필터에 의한 추정값으로 각속도를 계산하여 잡음의 문제를 해결하고 있다. 실험장치 전체 동작과정을 살펴보면, 카메라로부터 흔들림각과 흔들림 각속도를 얻어내고, 궤도차 구동모터에 달린 엔코더로 궤도차 위치를 받아내며, 감아올리게 구동모터에 달려있는 엔코더로 로우프 길이

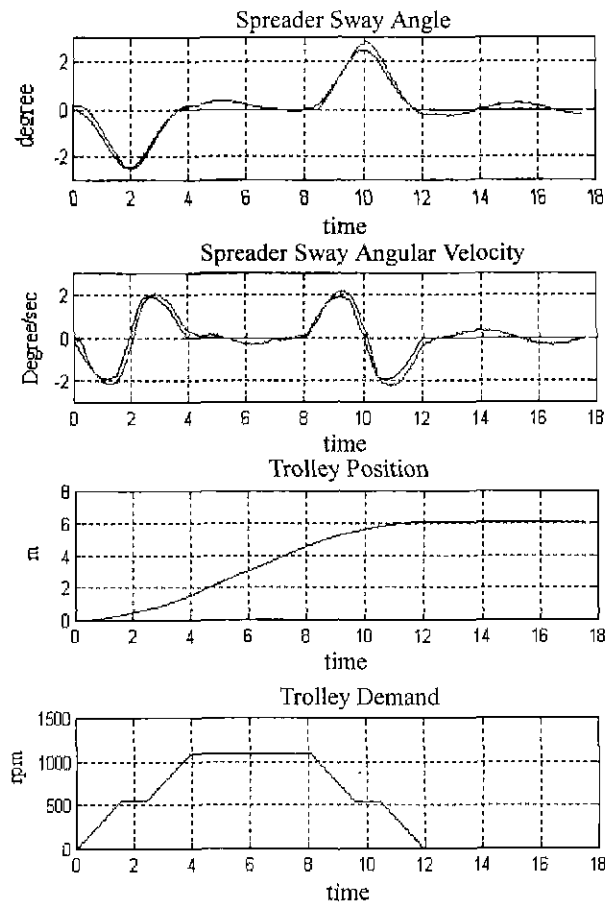


그림 9. 케도차 주행실험.
Fig. 9. Trolley traveling test.

를 산출해내어, 인터페이스에서 up/down 카운트하여 PC로 입력한다. PC는 입력받은 측정값으로부터 제어입력을 계산하고, 이 제어입력을 다시 인터페이스 보드의 D/A 변환기를 통해서 모터로 속도명령을 내보낸다.

3. 고찰

실제의 기중기와 파일릿 기중기와의 큰 차이점은 실제의 시스템에서는 스프레더를 4 모퉁이에서 지지하여 케도차의 주행시 화물의 pitching 현상이 없는데 비하여, 파일릿 기중기에서는 화물의 중앙부 두곳에만 지지점이 설치되어 있어 화물이 앞뒤로 pitching 하면서 이동하기 때문에 실험 오차를 유발시키고 있다는 점이다. 또한 시뮬레이션과 실험에서의 케도차 이동거리는 6m로 동일하게 하였으나 시뮬레이션에서는 로우프 길이의 변화가 크더라도 잔류흔들림 제어구간에서 충분히 제어될 수 있음을 보기 위하여 로우프 길이변화를 의도적으로 크게 하였다. 그러나 실험에 사용된 기중기 구조물의 로우프 길이변화의 최대값은 9m 정도이나 각도측정을 위해 사용되는 비전시스템으로부터 유효한 값을 얻기 위해서는 최소한 5-6m 정도의 거리를 확보해야 하는 문제가 있어서 로우프 길이를 크게 변화시킬 수 없었다. 따라서 실제실험에서 케도차 이동구간에서 로우프의 길이변화는 6.5-5.5m 정도가 가능하며 작은 로우프 길이변화는 실험결과와 같이 잔류흔들림 구간 이전에 흡수되므로 잔류흔

들림 제어의 효과를 보긴 힘들다. 그러나 대체적인 실험의 결과는 시뮬레이션 결과와 같았다. 실험결과를 요약하면, 초기흔들림이 존재하지 않고, 또한 로우프의 길이가 일정한 경우에는 속도선도를 쫓아 개루프 운전하여도 정확히 흔들림없이 목표위치에 도달하게 된다. 그러나 초기흔들림이 존재하여 가속시 오차 피드백 제어를 할 경우에는 최대정속구간에 도달후 흔들림 현상을 곧 잡을 수 있으나 속도보정으로 인하여 속도패턴이 끝난후 레도차의 목표위치가 달라지게 된다. 따라서 감속거리를 미리 계산한 후 목표지점으로부터 이 거리를 남겨놓은 상태에서 감속을 시작하게 되면 목표지점에 정확히 도달할 수 있다. 종합적으로, 도중에 로우프 길이가 변화하던지, 외란으로 인하여 목표위치에서 잔류흔들림이 있는 경우에도, 최종적인 비선형 제어기가 이를 잘 극복할 수 있었다.

VI. 결론

본 논문은 컨테이너 기중기의 운전시 흔들리게 되는 화물의 흔들림제어에 관한 연구이다. 플랜트의 시변특성, 불확실성 및 외란 등을 고려하여 레도차의 주행제어와 잔류흔들림 제어의 2단계에 걸친 제어를 제시하였다. 레도차의 주행제어는 신속한 화물의 운송을 위하여 시간최적제어에 바탕을 둔 속도선도와 오차 피드백 제어를 기본으로 하고, 잔류흔들림 제어는 화물의 하강시 로우프의 길이가 변화하는 것을 고려한 피드백 선형화와 가변구조 제어를 병합한 비선형제어를 채택하였다. 실험을 통하여 제안된 알고리즘을 확인하였으며, 본 논문의 결과는 실제의 항만 기중기에 직접적으로 사용될 수 있다고 판단된다.

참고문헌

- [1] J. W. Auernig and H. Troger, "Time optimal control of overhead cranes with hoisting of the load." *Automatica*, vol. 23, no. 4, pp. 437-447, 1987.
- [2] F. Boustany and B. D'Andrea-Novet. "Adaptive control of non-completely controlled mechanical systems using dynamic feedback linearization and estimation design," *Int. J. Adaptive Control and Signal Processing*, vol. 6, pp. 589-610, 1992.
- [3] B. Charlet, "Stability and robustness for nonlinear systems decoupled and linearized by feedback," *System and Control Letters*, vol. 8, pp. 367-374, 1987.
- [4] C. C. Chung and J. Hauser, "Nonlinear control of a swinging pendulum," *Automatica*, vol. 31, no. 6, pp. 851-862, 1995.
- [5] G. Corrigan, A. Guua, and G. Usai, "An implicit gain-scheduling controller for cranes," *IEEE Trans. Control Systems Technology*, vol. 6, no. 1, pp. 15-20, 1998.
- [6] B. D'Andrea-Novet, F. Boustany, F. Conrad, and B. P. Rao, "Feedback stabilization of a hybrid

- PDE-ODE system: Application to an overhead crane," *Math Control, Signals, and Systems*, vol. 7, pp. 1-22, 1994.
- [7] J. J. Hamalainen, A. Marttinen, L. Baharova, and J. Virkkunen, "Optimal path planning for a trolley crane: fast and smooth transfer of load," *IEE Proc. Control Theory Appl.*, vol. 142, no. 1, pp. 51-77, 1995.
- [8] K.-S. Hong, S.-C. Sohn, and M.-H. Lee, "Sway control of a container crane (Part I) : Modeling, control strategy, error feedback control via reference velocity profiles," *J. of Control, Automation, and Systems Engineering*, vol. 3, no. 1, pp. 23-31, 1997.
- [9] K.-S. Hong, S.-C. Sohn, and M.-H. Lee, "Sway control of a container crane (Part II) : Regulation of the pendulum sway through patternizing trolley moving velocity," *J. of Control, Automation, and Systems Engineering*, vol. 3, no. 2, pp. 132-138, 1997.
- [10] S.-H. Jeong and J.-I. Park, "Antiswing and position control of crane using fuzzy controller," *J. of Control, Automation, and Systems Engineering*, vol. 3, no. 5, pp. 435-442, 1997.
- [11] F. L. Lewis, T. Abadallah, and D. M. Dawson, *Control of Robot Manipulator*, Macmillan, 1993
- [12] J. K. Lee and S. Y. Lee, "Development of partial state feedback control algorithm for nonlinear overhead crane whose two axes are moved simultaneously," *Proc. of 11th KACC*, pp. 395-398, 1996.
- [13] H.-H. Lee, "Modeling and control of a three-dimension overhead crane," *ASME Trans. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 120, pp. 471-476, 1998.
- [14] G. A. Manson, *Time Optimal Control Methods Arising from the Study of Overhead Cranes*, Ph.D. Thesis, Univ. of Strathclyde, Glasgow, U.K., 1977.
- [15] T. Mita and T. Kanai, "Optimal control of the crane system using the maximum speed of the trolley," *Trans. of SICE (in Japanese)*, vol. 15, no. 6, pp. 833-838, 1978.
- [16] A. Marttinen, J. Virkkunen, and R. Salminen, "Control study with a pilot crane," *IEEE Trans. Education*, vol. 33, no. 3, pp. 298-305, 1990.
- [17] B. S. Park, S. H. Kim, D. A. Kwon, and J. S. Yoon, "A study on automation of crane operation," *Proc. of 12th KACC*, pp. 1871-1875, 1997.
- [18] Y. Sakawa and Y. Shindo, "Optimal control of container cranes," *Automatica*, vol. 18, no. 3, pp. 257-266, 1982.
- [19] M. W. Spong, "Energy based control of a class of underactuated mechanical svstems," *Proc. 13th IFAC World Congress. San Francisco. USA*, pp. 431-435, 1996.
- [20] J.-S. Yoon and E. S. Kang, "A study on the anti-swing and position controller for the overhead cranes," *Trans. of the KSME*, vol. 19, no. 6, pp. 1391-1401, 1995.

홍 금 식

제어 · 자동화 · 시스템공학 논문지 제4권, 제6호, 참조.