

ER 밸브 작동기를 이용한 하역시스템 모델의 슬라이딩모드 제어

최승복* · 김형석** · 정달도** · 성금길**

(1998년 12월 21일 접수)

Sliding Mode Control of a Cargo System Model Using ER Valve-Actuators

Seung-Bok Choi, Hyoung-Seok. Kim, Dar-Do Chung and Kum-Gil Sung

Key Words : Cargo System(하역시스템), Time-Varying Tide(시변조수), ER Valve-Actuator(ER 밸브 작동기), Sequence Control(시퀀스제어), Sliding Mode Control(슬라이딩모드 제어)

Abstract

This paper presents a novel concept of cargo handling system adapted for a sea port subjected to severe time-varying tide. The proposed system can perform loading or unloading by using a sort of hydraulic elevator associated with real-time position control. In order to achieve a proof-of-concept, a small-sized laboratory model of the cargo handling system is designed and built. The model consists of three principal components ; container palette transfer (CPT) car, platform with lifting columns, and cargo ship. The platform activated by electro-rheological (ER) valve-cylinders is actively controlled to track the position of the cargo ship subjected to be varied due to the time-varying tide and wave motion. Following the derivation of the dynamic model for the platform and cargo ship motions, an appropriate control scheme is formulated and implemented. The location of the CPT car is sensed by a set of photoelectric switches and controlled via sequence controller. On the other hand, a sliding mode controller (SMC) is adopted as the position controller for the platform. Both simulated and measured control results are presented to demonstrate the effectiveness of the proposed cargo system.

1. 서론

조수간만의 차가 큰 인천항은 갑문식 도크를 건설하여 항구를 내항과 외항으로 구분함으로써, 내항에서 조수간만의 차에 관계없이 선적 및 하역을 수행하고 있다. 그러나, 갑문식 도크를 이용하는 방식은 막대한 초기 투자비를 필요로 할뿐만 아니라, 해수면 높이를 일정하게 유지할 수 있는 내항의 면적이 고정되어 있기 때문에, 물동량이 증가하여도 공간상의 제약과 시간당 처리 능력의 한계로 인하여 극심한 체선 현상이 빚어지고 있다. 이러한 문제점을 극복하기 위해 본 연구에서는 새로운 하역시스템을 제안한다. 즉, 부두와 바다 사이에 유압장치를 이용하여 상하로 이동할 수 있는 플랫폼을 설치하고, 컨테이너를 적재한 트레일러를 플랫폼 위에 직접 실은 후 이를 선박의 높이

혹은 부두의 높이로 위치제어 함으로써 조수간만의 차에 관계없이 선적 및 하역을 수행할 수 있는 원리이다. 제안된 새로운 하역시스템의 성능 및 유용성을 실험적으로 입증하기 위하여 소형 하역시스템 모델을 설계 및 제작하였다. 제작된 모델에서 유압장치는 ER(electro-rheological)유체를 이용한 ER 밸브-브리지-실린더시스템을 사용하여, 기존의 복잡한 유압서보시스템과는 달리 전기장의 조율만으로 피스톤 양단의 압력차를 조절함으로써 간단한 방식으로 연속적인 위치제어가 가능하도록 하였다.⁽¹⁾

동적모델링을 통해 플랫폼의 운동지배방정식을 도출하였고, 파도가진과 조수간만의 차로 인한 선박의 거동을 모델링하였다. 플랫폼을 정확하게 위치제어하는 동시에 선적 및 하역의 전과정을 자동화하기 위하여 위치제어기와 시퀀스제어기가 연계된 형태의 제어시스템을 구성하였다. 위치제어기로는 시스템의 불확실성과 외란에 강건한 슬라이딩모드제어기법을 도입하였다. 인천항의 조수간만

* 회원, 인하대학교 기계공학과

** 인하대학교 대학원 기계공학과

의 차를 모사하기 위한 조건과 파도운동을 고려하여 선적 및 하역 과정에 대한 제어를 수행하였으며, 나아가서 팔레트 운송차에 적재된 컨테이너량을 다르게 하여 이를 불확실 질량으로 가정한 후 시스템의 제어강건성에 대해서도 고찰하였다.

2. 하역시스템 모델의 구성

2.1 하역시스템의 원리

제안된 하역시스템을 구성하는 세가지의 주요 부분의 요건은 다음과 같다. 첫째, 컨테이너 팔레트 운송차(container palette transfer car : CPT car)는 한번에 다량의 컨테이너를 운반할 수 있어야 하고, 둘째, 리프트칼럼과 플랫폼의 복합구조물은 컨테이너 팔레트 운송차를 싣고 상하로 위치제어하여 조수간만의 차에 관계없이 선박의 높이로 실시간 추적제어 할 수 있어야 하며, 끝으로 전용운반선은 새로운 하역시스템의 작동 원리에 맞도록 설계되어 선적 및 하역을 효율적으로 할 수 있어야 한다. 이러한 요구조건을 완벽하게 구비한 하역시스템의 구축은 많은 시간과 설비투자를 필요로 한다. 따라서, 본 연구에서는 새로운 하역시스템 개념의 입증을 위한 실험실 차원의 소형 하역시스템 모델을 Fig. 1 과 같이 구축하였다.

Fig. 1 을 기준으로 선적과정에 대한 원리를 설명하면 다음과 같다. 초기상태에서 플랫폼은 설정된 높이에 위치하며, 브리지와 윈(wing)은 모두 열려 있는 상태로 놓여 있게 된다. 컨테이너 팔레트 운송차가 부두에 도착하면, 부두 위의 광전스위치(photoelectric switch)가 이를 감지하고, 플랫폼은 초기 설정된 높이에서 부두의 높이로 제어된다. 플랫폼이 부두의 높이로 정확하게 제어된 후, 초기 상태에는 열려 있던 부두 위의 브리지(bridge1)가 닫히면서 플랫폼과 부두를 이어주고, 컨테이너 팔레트 운송차가 부두에서 플랫폼으로 이동한다. 이때, 플랫폼 위의 광전스위치가 감지된다. 이것으로 마이크로 프로세서는 컨테이너 팔레트 운송차가 플랫폼 위에 안전하게 실린 것으로 판단하며, 부두와 플랫폼을 이어주는 브리지는 다시 열려 초기 상태로 복귀하고 플랫폼은 선박의 높이를 향해 하강한다. 플랫폼은 ER 밸브-브리지-실린더시스템에 의해 구동 되어 상하로 운동하게 되는데, 플랫폼의 높이는 변위센서(LVDT)에 의하여 연속적으로 측정되며, 선박의 높이는 선미 부분을 초음파센서(ultrasonic sensor)를 통해 연속적으로 측정함으로써 얻어진다. 요구위치와 실제위치간의 차이를 오차신호로 하여 마이크로 프로세서에 의해 위치제어를 수행하며, 플랫폼의 높이를 선박의 높이로 정확하게 추적하도록 제어한다. 컨테이너 팔레트 운송차를 싣고 선박의 높이로 하강하던 플랫폼은 선박높이와의 오차가 허용범위에 들게 되면 윈으로 플랫폼을 선박의 후미와 연결하고, 초기에 열려

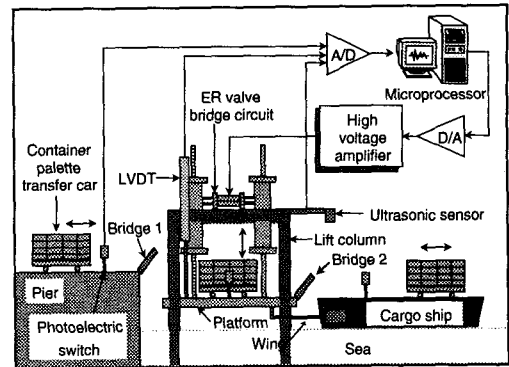


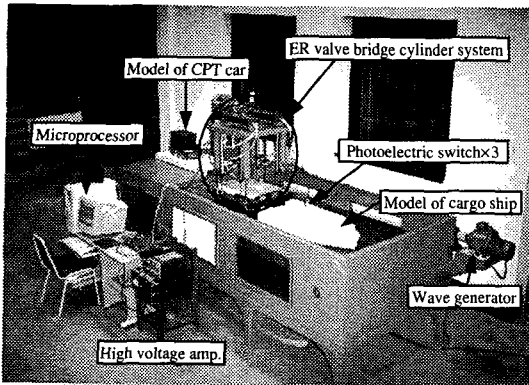
Fig. 1 Schematic diagram of the proposed cargo handling system model.

있던 플랫폼 위의 브리지(bridge2)가 닫히면서 컨테이너 팔레트 운송차가 선박으로 이동하게 된다. 이때, 선박 위의 광전스위치가 켜지게 되고, 이것으로 컨테이너 팔레트 운송차가 선박에 안전하게 실렸음을 판단한다. 이로써 선적 과정이 1회 이루어지며, 플랫폼은 자동적으로 윈 및 브리지를 연 후 설정된 초기위치로 복귀함으로써 선적과정이 모두 완료된다. 하역과정은 선적과정의 역순으로 진행된다.

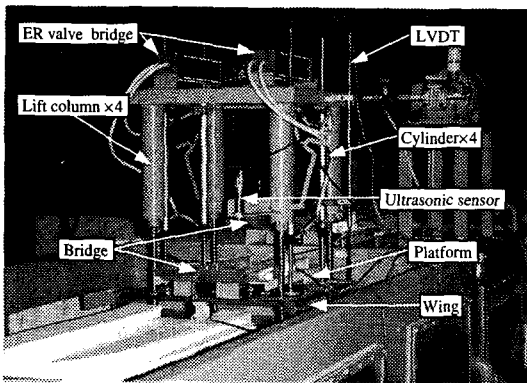
2.2 하역시스템 모델의 설계 및 제작

Fig. 2(a)는 이러한 원리에 입각하여 제작된 소형 하역시스템 모델의 사진을, Fig. 2(b)는 제어를 위한 핵심 부품인 ER 밸브-실린더 시스템의 사진을 보여준다. 컨테이너 팔레트 운송차 모델은 크기와 질량을 각각 400(길이)× 200(너비)× 250(높이)mm³ 와 2.5kg 로 구성하였다. 제안된 하역시스템 모델의 가장 핵심부분은 컨테이너 팔레트 운송차를 싣고 선박의 높이와 부두의 높이 사이를 수직 이동할 일종의 유압 엘리베이터인 리프트칼럼과 플랫폼의 복합 구조물이다. 운송차 모델의 크기를 고려하여 플랫폼의 크기를 600(가로)× 600(세로)mm² 로 하였고, 제작된 플랫폼의 자체질량과 실린더와 피스톤 로드의 질량 및 플랫폼 위에 설치된 부속 장치들을 포함한 총질량을 17kg 이 되도록 하였다. 리프트칼럼은 4 세트의 선형가이드로 구성함으로써 플랫폼이 피칭과 롤링 없이 1자유도 상하운동을 원활하게 할 수 있도록 설계하였다.

플랫폼을 상하로 구동할 작동기로는 스마트재료의 하나인 ER 유체를 이용한 ER 밸브-실린더시스템을 도입하였다. ER 유체는 전기유동유체라고도 하며, 인가하는 고전압 전기장의 세기에 따라 그 유동특성이 연속적으로 변하는 특징을 갖고 있다. 이러한 ER 유체의 특징을 이용한 ER 밸브시스템은 기존의 복잡하고 고가인 유압서보시스템과는 달리 전극사이에 고전압의 전기장을 인가하는 것만으로 간단하게 유량 및 압력차를 제어할 수 있다. 이러한 ER 밸브를 Kirchhoff의 전기회로와 등



(a) Manufactured model



(b) ER valve bridge cylinder system

Fig. 2 Photograph of the proposed cargo handling system.

가인 브리지형태로 구성하고, 실린더와 결합하여 ER 밸브-브리지-실린더시스템으로 확장함으로써 실린더 피스톤의 위치 및 속도를 제어할 수 있게 된다. 여기서는 플랫폼을 상하로 구동하기 위해 ER 밸브-브리지 2세트와 4개의 실린더를 이용하여, 1개의 ER 밸브 브리지에 실린더 2개씩이 연결되어 작동되도록 구성하였다. 실린더의 행정은 350mm이며, 제어의 용이성을 위해 피스톤 양단의 면적이 같은 양로드형을 사용하였다.

소형 하역시스템 모델은 크게 2개의 수조로 구분되며, 양수펌프를 이용하여 수면의 높이를 약 4cm/min의 속도로 조절함으로써 인천항에서 발생할 수 있는 최대 조수간만의 차를 구현할 수 있도록 제작하였다. 리프트칼럼의 앞쪽에는 모형선박을 제작하여 설치하였으며, 수면높이의 변화에 따라 수직운동만을 할 수 있도록 장치하였다. 또, 실제항구에서 일어날 수 있는 파도조건을 실험장치에서도 구현하기 위하여 조파장치를 설치하였으며, 회전속도를 연속조절 할 수 있는 모터와 연결된 축에 90° 간격으로 4개의 날개가 부착되어 있다. 또한 플랫폼의 부속장치로 2개의 브리지와 윙(wing)이 있는데, 모두 공압실린더로 구동되며,

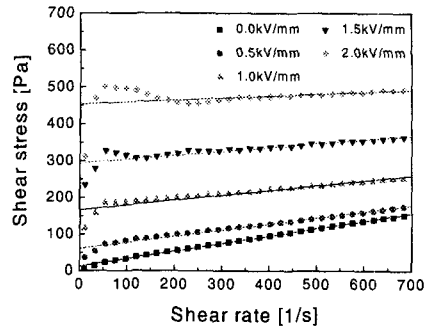


Fig. 3 Bingham property of ER fluid at 55°C.

on/off 형태로 동작한다. 브리지는 안전장치의 역할을 하고, 윙은 플랫폼과 모형선박을 고정하는 역할을 한다.

3. ER 밸브-브리지-실린더 시스템

3.1 ER 밸브의 설계 및 제작

ER 유체의 특성은 다음과 같은 빙햄 모델로서 그 역학적 성질이 표현된다.⁽²⁾

$$\tau = \tau_y(E) + \eta\dot{\gamma}, \quad \tau_y(E) = \alpha E^\beta \quad (1)$$

여기서, τ 는 ER 유체의 전단응력을 나타내고, η 는 ER 유체의 점성계수이며, $\dot{\gamma}$ 은 전단속도비를 나타낸다. $\tau_y(E)$ 는 전기장 인가에 따른 ER 유체의 항복응력으로 전기장의 세기에 따라 지수적으로 증가하며, 식 (1)에서 비례상수 α 와 지수 β 는 ER 유체 조성에 사용된 용매와 입자의 종류, 입자의 중량비, 수분함유량 등에 따라 달라지는 ER 유체의 고유특성치로써, 전기점도계를 사용하여 빙햄특성 실험을 수행함으로써 구할 수 있다. 본 연구에서는 실리콘오일(점도: 30cs)을 용매로 하고 특수 화학 처리된 전분계입자를 전도성입자로 사용하여 입자중량비 30%로 자체 조성한 실리콘계 ER 유체를 사용하였다. 하역시스템 모델의 작동 시 온도를 고려하여 ER 유체의 온도를 55°C로 고정하고, 전기장을 0~2kV/mm까지 증가 시키면서, 매 전기장마다 전단비를 0~700[1/s]까지 단계적으로 증가 시켜 얻은 빙햄 실험결과를 Fig. 3에 나타내었다. 전단비가 영(zero)인 지점에서의 전단응력을 항복응력으로 도출하여 식 (1)에서의 전기장에 의한 항복응력 $\tau_y(E)$ 로 표현하면 전기장 E 에 대하여 $164.5 E^{1.46}$ Pa의 관계가 된다. 여기서 E 의 단위는 kV/mm이다.

전기장 인가 시 ER 유체는 빙햄특성으로 인하여 유체의 흐름에 저항하는 특성을 갖게 되며, 이를 이용한 실린더형 ER 밸브의 전극형상을 간략하게 도시하면 Fig. 4(a)와 같다. 전기장 제거 시, ER

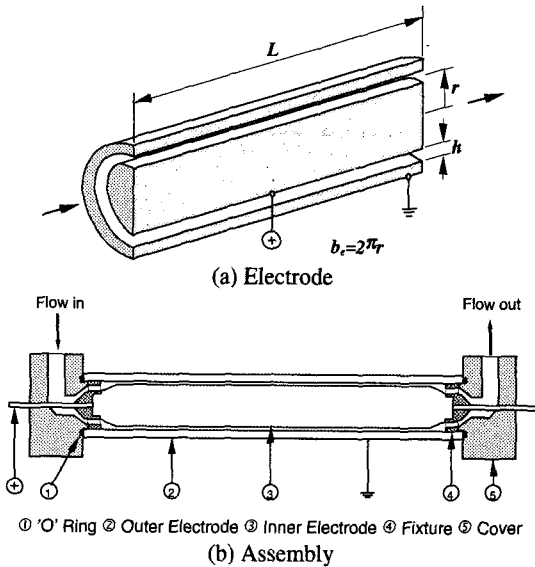


Fig. 4 Schematic diagram of cylindrical ER valve.

밸브의 압력강하는 오직 유체의 점성에 의해서만 발생하고, 유량에 비례하며, 이를 수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\Delta P_\eta = 12\eta \frac{L}{b_e h^3} Q_{NE} \quad (2)$$

여기서, L 은 밸브 전극길이, b_e 는 평판으로 환산한 전극의 유효너비, h 는 전극 사이의 간극, 그리고 Q_{NE} 는 전기장 제거 시 간극사이를 통과하는 유량을 나타낸다. 반면에, 전기장을 인가하면 ΔP_η 이외에 ER 유체에 전기장이 가해짐으로써 생성되는 항복전단응력에 의한 압력강하 ΔP_{ER} 이 추가적으로 발생하게 되며, 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\Delta P_{ER} = 2 \frac{L}{h} \tau_y(E) \quad (3)$$

따라서, 유체가 유동할 때 발생될 수 있는 형상변화에 따른 압력손실을 무시하고, 동일단면적에서의 내부압력은 모든 방향으로 균일하게 작용한다고 가정하면, 전기장 인가 시 ER 밸브 한개에서 얻어지는 압력강하 ΔP_E 는 다음과 같다.

$$\Delta P_E = \Delta P_{ER} + \Delta P_\eta = 2 \frac{L}{h} \tau_y(E) + 12\eta \frac{L}{b_e h^3} Q_E \quad (4)$$

여기서, Q_E 는 전기장 인가 시 간극사이를 통과하는 유량을 나타낸다. 식 (4)로부터 알 수 있듯이, ER 밸브의 성능은 전극의 길이, 간극 등과 같은 설계변수와 전기장에 따른 항복응력의 크기에 영향을 받는다.

소형 하역시스템 모델에서 플랫폼을 구동하기 위해 요구되는 압력을 기준으로 전기장에 따른 압

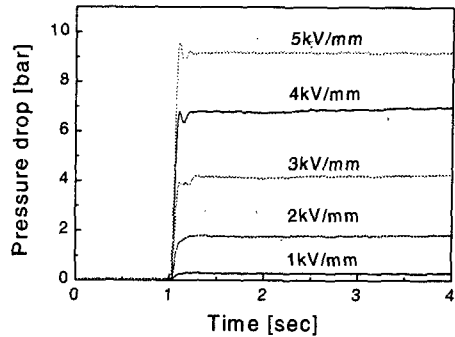


Fig. 5 Pressure drop due to step input field.

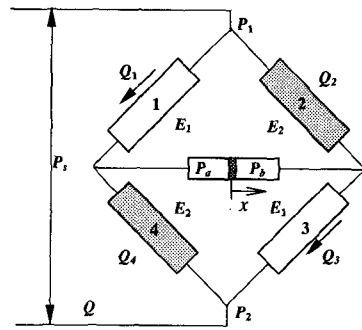


Fig. 6 ER valve bridge circuit.

력강하를 해석하였다. Fig. 4(b)는 제작된 ER 밸브의 조립개략도를 나타낸다. ER 밸브는 안쪽면이 호닝 처리된 외부전극(2)내에 S45C 봉으로 제작된 내부전극(3)이 결합된 형태를 갖고 있으며, 외부전극과 내부전극의 간격을 일정하게 유지하도록 MC 플라스틱으로 지지부(4)를 만들었고, 실링을 위하여 “O”링(1)을 사용하였다.

Fig. 5는 ER 밸브에 전기장을 인가하여 얻어진 압력강하 특성으로서 전기장 증가에 따라 압력강하량이 지수적으로 증가하는 것을 볼 수 있으며, 5kV/mm 인가 시 약 9bar의 압력강하를 나타낸다. 전기장의 크기에 따라 시정수값이 약간의 차이는 있으나 약 6ms이다. 이러한 반응시간은 플랫폼 작동속도에 비하면 매우 빠른 반응시간으로 ER 밸브의 동적특성은 제어기 설계 시 고려하지 않았다.

3.2 ER 밸브-브리지의 회로구성

ER 밸브의 압력강하를 이용하여 피스톤의 위치를 제어하기 위해 Fig. 6과 같은 브리지 모델이 도입되었다.⁽³⁾ 밸브에 흐르는 유량을 각각 Q_1 , Q_2 , Q_3 , Q_4 라고 정의하고, 밸브 1, 3에 가해지는 전기장의 세기를 E_1 , 밸브 2, 4에 가해지는 전기장의 세기를 E_2 라고 하면, 실린더 양단에서 발생하는 압력강하는 다음식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 P_1 - P_a &= RQ_1 + \Delta P_{ER}(E_1) \\
 P_1 - P_b &= RQ_2 + \Delta P_{ER}(E_2) \\
 P_a - P_2 &= RQ_4 + \Delta P_{ER}(E_2) \\
 P_b - P_2 &= RQ_3 + \Delta P_{ER}(E_1) \\
 Q &= Q_1 + Q_2 = Q_3 + Q_4
 \end{aligned} \tag{5}$$

여기서, R 은 식 (2)로부터 다음과 같다 ; $R = 12\eta L/b_e h^3$. 4 개의 밸브조건이 동일하다고 가정하면 피스톤 양단의 압력은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 P_a &= \frac{1}{2}(P_1 + P_2 - R(Q_1 - Q_4)) - \Delta P_{ER}(E_1) + \Delta P_{ER}(E_2) \\
 P_b &= \frac{1}{2}(P_1 + P_2 + R(Q_3 - Q_2)) + \Delta P_{ER}(E_1) - \Delta P_{ER}(E_2)
 \end{aligned} \tag{6}$$

상기식으로부터 공급압력이 일정할 경우 작동기 양단에 걸리는 압력은 밸브에 가해지는 전기장과 유량의 함수로 나타낼 수 있음을 알 수 있다. 그리고, 유체의 연속방정식을 적용하여 실린더 내부에서의 피스톤의 운동을 모델링하면 다음 식이 얻어진다.⁽⁴⁾

$$\begin{aligned}
 Q_1 - Q_4 &= A\dot{x} + C_a \frac{dP_a}{dt}, \quad C_a = \frac{V_a}{\beta_{ER}} \\
 Q_3 - Q_2 &= A\dot{x} - C_b \frac{dP_b}{dt}, \quad C_b = \frac{V_b}{\beta_{ER}} \\
 C_a &\equiv C_b = C = \frac{V_a + V_b}{2\beta_{ER}}
 \end{aligned} \tag{7}$$

여기서, A 는 피스톤 램(ram)의 면적, V_a 와 V_b 는 검사체적(control volume) a 와 b 의 부피, 그리고 β_{ER} 은 ER 유체의 체적탄성계수(bulk modulus)이다. 이제, 식 (7)을 식 (6)에 대입하고, 실린더 양단에 걸리는 압력차를 $\Delta P = P_a - P_b$ 로 정의하면, 다음 식을 얻게 된다.

$$\frac{d(\Delta P)}{dt} = -\frac{2}{RC}\Delta P - \frac{2A}{C}\dot{x} - \frac{2}{RC}[\Delta P_{ER}(E_1) - \Delta P_{ER}(E_2)] \tag{8}$$

상기식에서 $\Delta P_{ER}(E_1)$, $\Delta P_{ER}(E_2)$ 는 전기장 인가시 ER 밸브에서의 압력강하를 나타내므로 항상 양의 값을 갖는다. 또한 하나의 작동유체를 사용하므로 ΔP 의 제어는 운동방향에 따라 아래의 식과 같이 단일 제어입력으로 고려할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \text{When } \dot{x} > 0, \Delta P_{ER}(E_2) > 0 \text{ and } \Delta P_{ER}(E_1) &= 0 \\
 \text{When } \dot{x} < 0, \Delta P_{ER}(E_1) > 0 \text{ and } \Delta P_{ER}(E_2) &= 0
 \end{aligned} \tag{9}$$

4. 시스템 모델링

4.1 플랫폼 운동지배방정식

Fig. 1 에 나타난 것과 같이, 플랫폼은 상하 1 자유도 운동만을 할 수 있도록 리프트칼럼에 설치되어, ER 밸브-브리지에 전기장을 인가함으로써 발생하는 실린더 피스톤 양단의 압력차에 의해 구동된다. 플랫폼의 위치제어를 위하여 동적 모델링을

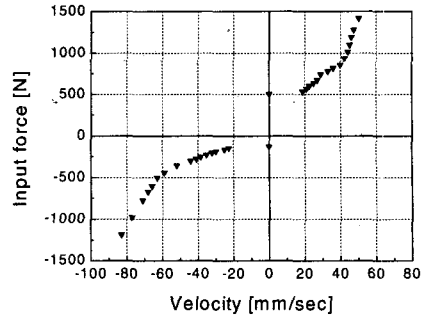


Fig. 7 Friction model of the lift column.

통해 운동지배방정식을 구하면 다음과 같다.

$$M\ddot{x} + Mg + F_f = \Delta P \cdot A \tag{10}$$

여기서, x 는 플랫폼의 상하 이동변위, M 은 플랫폼의 자체질량과 그 위에 장착된 브리지와 웜, 레일 등의 부가장치 및 실린더로드의 질량과 컨테이너 팔레트 운송차의 질량까지 합한 총질량, F_f 는 시스템에 존재하는 마찰력의 총합, ΔP 는 실린더 피스톤 양단에 걸리는 압력차, A 는 사용된 4 개의 실린더 피스톤 램의 총단면적이다. 일반적으로 마찰력 F_f 는 속도의 함수로 모델링되며, 동특성 실험을 통해 측정될 수 있다. 즉, 시스템에 일정한 값의 제어입력 u_s 를 인가하면 속도가 정상상태에서는 일정한 값 v_s 로 얻어지며, 이때 다음의 관계를 얻을 수 있다.

$$u_s = F_f(v_s) \tag{11}$$

상기식의 관계를 이용하여 제어입력 u_s 를 다양한 값으로 변화 시키면서 각각에 대한 v_s 를 측정하면 마찰력 모델을 실험적으로 측정할 수 있게 된다.⁽⁵⁾ 이러한 방법으로 ER 밸브에 인가하는 전기장의 세기를 변화 시키면서 플랫폼의 속도를 측정한 후, 이것을 실린더 피스톤에 작용하는 힘과 플랫폼 속도와의 관계로 변환하여 Fig. 7 에 나타내었다. 실험적으로 구한 마찰력 모델은 크게 점성마찰력(viscous friction), 정지마찰력(static friction)과 쿨롱마찰력(coulomb friction)의 합으로 구성되며, 다음의 식으로 표현될 수 있다.⁽⁵⁾

$$F_f(v_s) = B\dot{x} + F_m(\dot{x}) \tag{12}$$

여기서, B 는 점성마찰계수 이고, $F_m(\dot{x})$ 는 정지마찰력과 쿨롱마찰력의 합력이다. 마찰력으로 인한 위치제어 성능의 저하는 주로 마찰력의 비선형항인 $F_m(\dot{x})$ 로 인한 것이며, 플랫폼의 위치제어 성능의 향상을 위해서는 마찰력의 비선형 요소를 앞먹임제어를 통해 보상해야 한다. 플랫폼의 위치제어를 위한 운동방정식은 식 (10)과 식 (12)로부터 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$M\ddot{x} + B\dot{x} + Mg = \Delta P \cdot A \tag{13}$$

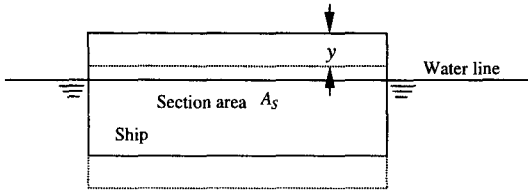


Fig. 8 Schematic diagram of the cargo ship motion.

여기서, 동특성실험에 의하여 얻어진 점성마찰계수 B 는 상승할 때와 하강할 때의 값이 다르게 얻어졌으며, 상승 시는 16Nsec/mm, 하강 시는 10Nsec/mm로 측정되었다. 이것은 ER 밸브-브리지 2 세트를 사용하여 4 개의 실린더로 1 자유도 운동을 구현하기 때문에 완벽한 동조가 이루어지지 않았기 때문이다.

4.2 선박거동 지배방정식

본 연구에서 제안한 새로운 하역시스템의 시뮬레이션을 수행하기 위해서는 플랫폼의 운동 방정식뿐만 아니라, 선박거동 또한 수학적으로 모델링해야 하며, 선박거동을 나타내는 개략도를 Fig. 8에 나타내었다. 그림에서 A_s 는 수표면에서의 선박의 단면적을 나타내고, y 는 선박이 수직방향으로 움직인 변위이다. 본 연구에서는 선적 및 하역이 일어나는 동안의 선박거동 모델링만이 필요하며, 따라서 선박이 가질 수 있는 총 6 자유도 운동 중 수직운동(heaving)만 일어나고, 다른 5 가지 운동 즉, surging, swaying, rolling, pitching, yawing은 무시될 수 있다고 가정하였다. 따라서, 선적 및 하역시 파도의 가진으로 인한 선박의 거동은 다음의 식으로 나타낼 수 있다.⁽⁶⁾

$$\rho(V+V')\ddot{y} + c\dot{y} + \rho g A_s y = F_{wave} \quad (14)$$

여기서, ρ 는 바닷물의 밀도, V 는 선박이 밀어낸 체적, V' 는 적재로 인한 체적 변화량, c 는 바닷물의 점성계수, F_{wave} 는 파도로 인한 가진력을 나타낸다. 일반적으로 파도는 정현파로 가정하고, 파도로 인한 가진력 또한 정현파로 나타내어지며 다음의 식으로 표현될 수 있다.⁽⁶⁾

$$F_{wave} = \rho g A_s h_0 \cos \frac{2\pi t}{T_E} \quad (15)$$

여기서, h_0 는 파도의 산(wave crest) 높이이고, T_E 는 파도의 산이 선박의 중심부를 지나는 주기를 나타낸다.

4.3 조수간만의 차의 모델링

본 하역시스템이 조수간만의 차가 일어나는 동안에도 선적 및 하역 작업을 원활하게 수행할 수 있는지 여부를 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 확인하기 위해서는 조수간만의 차 또한 모델링해야 하며, 조수간만의 차로 인한 수면의 높이 z 는 다음과 같이 표현될 수 있다.⁽⁶⁾

$$z = z_{ave} + \frac{1}{2} H_{tide} \sin \frac{t}{T_{tide}} \quad (16)$$

여기서, z_{ave} 는 평균수면높이, H_{tide} 는 조수간만의 차, T_{tide} 는 조수간만의 차가 일어나는 주기이다. 그러나, 본 연구에서 수행된 시뮬레이션 및 실험 제작된 소형 하역시스템 모델을 기준으로 수행되었기 때문에 시간이 작게 축소되어 표현되고, 수위가 변하는 속도가 일정하다고 가정하면, 식 (16)은 다음의 식으로 간략화 할 수 있다.

$$\dot{z} = V_{tide} \quad (17)$$

여기서, V_{tide} 는 조수간만의 속도이다.

5. 제어시스템 구성

본 연구에서 제안하는 새로운 하역시스템은 크게 두 가지 방법의 제어로직을 필요로 한다. 하나는 선적 및 하역 과정의 자동화를 위한 제어로직이며, 다른 하나는 플랫폼의 높이를 부두의 높이 혹은 선박의 높이로 정확하게 위치제어 할 제어로직이다. 따라서, 여기서는 새로운 하역시스템의 제어기로 선적 및 하역의 자동화를 위한 시퀀스제어기(sequence controller)와 플랫폼의 높이를 요구위치에 정확히 추적제어하기 위한 슬라이딩모드제어기가 결합된 형태로 설계하였으며, 블록선도를 Fig. 9에 나타내었다.

5.1 시퀀스제어기

제작된 소형 하역시스템 모델을 통한 실험에서 시퀀스제어에 의한 자동화를 구현하기 위하여 광전스위치 3 개와 브리지에 2 개의 공압실린더 및 왕에 1 개의 공압실린더를 사용하였다. 이들 6 개의 센서 및 작동기는 모두 on/off 상태의 값만을 가지며, 따라서 이들 6 개의 on/off 조합으로부터 현재 어떠한 과정이 진행되고 있는지를 알 수 있다. 이것은 선적 및 하역 과정 중의 각 상태에서 on/off 조합이 모두 다르기 때문에 가능하다. 광전스위치 3 개를 각각 부두, 플랫폼, 선박 위에 설치하여 컨테이너 팔레트 운송차의 위치를 감지하도록 하였고, 일종의 안전장치 역할을 할 수 있도록 부두와 플랫폼의 위에 각각 브리지를 설치하여 슬레노이드밸브로 작동되는 공압실린더에 의해 on/off 형태로 동작하도록 하였다. 요구위치가 선박의 높이가 되어 선적 혹은 하역이 이루어질 때, 파도 혹은 컨테이너 팔레트 운송차의 이동에 따른 진동으로 추적제어오차가 갑자기 커지는 것을 방지하기 위해, 선박과 플랫폼을 고정해 주기 위한 왕을 플랫폼에 설치하였으며, 이 역시 공압에 의해 on/off 형태로 작동되도록 하였다.

5.2 위치제어기

슬라이딩모드제어기는 불확실성과 외란에도 강한 추적제어 성능을 나타내는 고유특성을 갖고

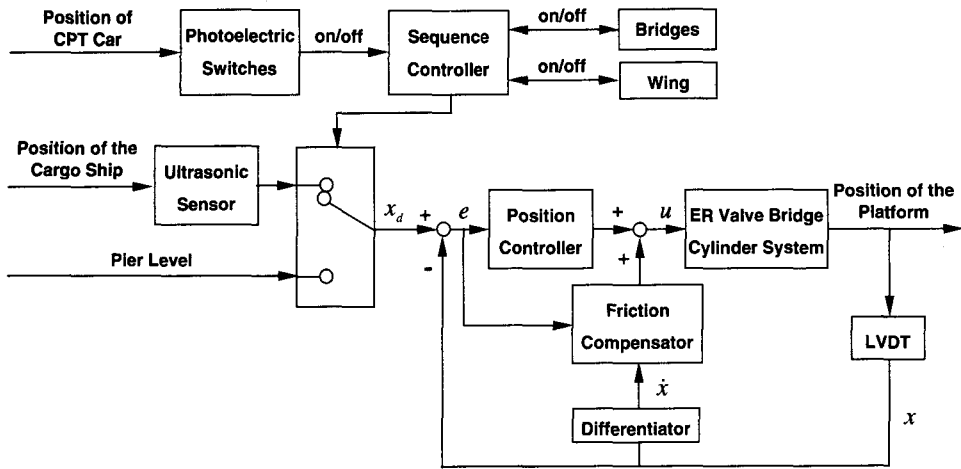


Fig. 9 Block-diagram of the control scheme.

있기 때문에, 그 동안 여러 가지 시스템에 적용되어 우수한 추적제어 성능을 보여 왔다.^(7,8) 그러나, 슬라이딩모드제어기에서 불확실성이나 외란에 대한 강건성을 보장하기 위해 불연속계인을 결정하는 방법은 몇 가지 문제점을 가지고 있으며, 이 중의 하나가 설계자가 시스템의 불확실성이나 외란의 경계값에 대한 사전지식을 가지고 있어야 한다는 것이다. 따라서, 본 연구에서는 불확실성이나 외란을 관측함으로써 기존 슬라이딩모드제어기에서 설계된 것보다 작은 불연속계인으로 더욱 우수한 추적제어 성능을 낼 수 있는 SMCPE(sliding mode controller with perturbation estimation)를 채택하였다.⁽⁹⁾

플랫폼의 운동지배방정식은 식 (13)으로 모델링되었으며, M 은 플랫폼과 컨테이너 팔레트 운송차의 질량을 합한 값으로서, 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$M = M_0 + \Delta M = (M_{p0} + M_{c0}) + \Delta M_c \quad (18)$$

여기서, M_{p0} 는 플랫폼 질량의 공칭값으로서 플랫폼의 질량 변화량은 무시할 수 있다고 보아 불확실성을 고려하지 않았으며, M_{c0} 는 컨테이너 팔레트 운송차 질량의 공칭값(nominal mass), ΔM_c 는 컨테이너 팔레트 운송차 질량의 불확실성이다. 슬라이딩모드제어기를 설계하기 위해, 식 (13)은 다음의 형태로 나타낼 수 있다.

$$\ddot{x} = -\frac{B}{M}\dot{x} - g + \frac{A}{M}u_{SMC}(t) \quad (19)$$

여기서, 제어입력은 $u_{SMC}(t) = \Delta P$ 이고, 상기식은 공칭부와 불확실성부로 나누어 다음의 형태로 나타낼 수 있다.

$$\ddot{x} = f_0 + \Delta f + (b_0 + \Delta b)u_{SMC}(t) \quad (20)$$

여기서, $f_0, \Delta f, b_0, \Delta b$ 는 다음과 같다.

$$f_0 = f(X)|_{M_0} = -\frac{B}{M_0}\dot{x} - g,$$

$$\Delta f = f(X)|_{M_0 + \Delta M} - f(X)|_{M_0} = \frac{B \cdot \Delta M}{M_0(M_0 + \Delta M)}\dot{x},$$

$$b_0 = b(X)|_{M_0} = \frac{A}{M_0},$$

$$\Delta b = b(X)|_{M_0 + \Delta M} - b(X)|_{M_0} = -\frac{A \cdot \Delta M}{M_0(M_0 + \Delta M)}$$

제어기 설계를 위한 1 단계로 슬라이딩평면을 다음과 같이 설정한다.

$$s = c_1 e + \dot{e} \quad (21)$$

여기서, c_1 은 슬라이딩평면의 기울기이고, $e = x - x_d$ 로서 추적제어 오차를 나타낸다. 슬라이딩평면의 기울기를 알맞게 결정하여, 임의의 오차 공간상에 있는 RP(representative point)를 슬라이딩평면 위로 보낼 수 있다면, 추적 오차는 점근적으로 영(zero)이 될 것이다. 이것은 다음의 슬라이딩모드 존재조건을 만족시킴으로써 가능하다.

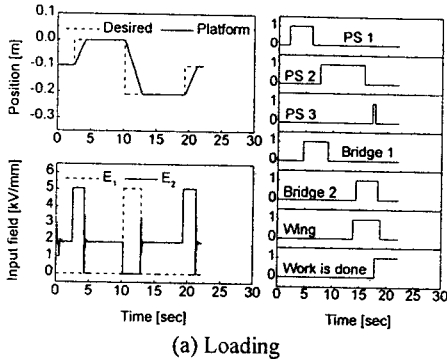
$$s \cdot \dot{s} < 0 \quad (22)$$

상기식을 만족시키기 위하여 다음과 같은 슬라이딩모드제어기를 제안한다.

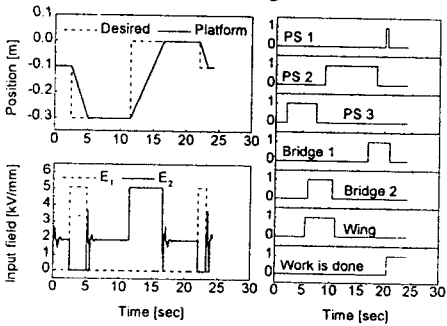
$$u_{SMC}(t) = \frac{1}{b_0}[-P \cdot s - f_0 + \ddot{x}_d - c_1 \dot{e} - K_k \operatorname{sgn}(s)] \quad (23)$$

여기서, K_k 는 불연속계인으로서, 기존의 방법에서는 불확실성과 외란의 경계값 보다 크게 설계되어 왔다. 그리고, 슬라이딩모드제어기는 보통 모두 미분제어요소만을 포함하는데, 미분제어요소만으로는 우수한 위치제어 성능을 얻기 어렵기 때문에 비례 제어 요소 $P \cdot s$ 을 추가하였으며, P 는 양의 실수이다.

SMCPE 에서는 불확실성이나 외란을 관측하여 제어를 설계한다. 시스템의 불확실성은 식 (20)



(a) Loading



(b) Unloading

Fig. 10 Simulation result without tide and wave (nominal mass).

으로부터 다음과 같이 표현된다.

$$\Psi(t)_{act} = \Delta f + \Delta b \cdot u_{SMC}(t) = \ddot{x} - f_0 - b_0 \cdot u_{SMC}(t) \quad (24)$$

여기서, 시스템의 운동속도가 표본시간(sampling time) δ 에 비하여 느리다면 불확실성의 변화 또한 느리다고 가정할 수 있으며, 다음을 얻을 수 있다.

$$u_{SMC}(t) \equiv u_{SMC}(t - \delta) \quad (25)$$

따라서, 불확실성은 다음과 같이 관측될 수 있다.

$$\begin{aligned} \Psi(t)_{est} &= \Delta f + \Delta b \cdot u_{SMC}(t) \\ &= \ddot{x}_{cat} - f_0 - b_0 \cdot u_{SMC}(t - \delta) \end{aligned} \quad (26)$$

관측된 불확실성을 통하여, 식 (23)의 슬라이딩모드 제어기는 다음과 같이 변경될 수 있다.

$$u_{SMC}(t) = \frac{1}{b_0} [-P \cdot s - f_0 + \ddot{x}_d - c_1 \dot{e} - K_s \text{sgn}(s) - \Psi(t)_{est}] \quad (27)$$

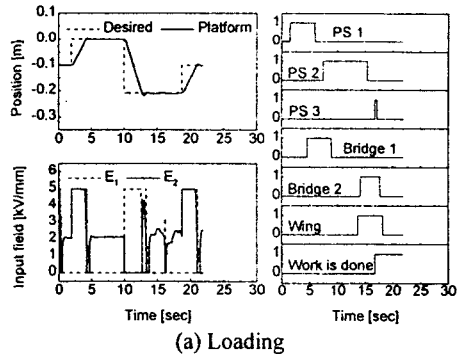
여기서, K_s 는 SMCPE에서 제안된 불연속계인이며, 상기식의 제어기에 의한 슬라이딩평면의 동적 거동은 다음과 같다.

$$\dot{s} = -P \cdot s - K_s \text{sgn}(s) + \Psi(t)_{act} - \Psi(t)_{est} \quad (28)$$

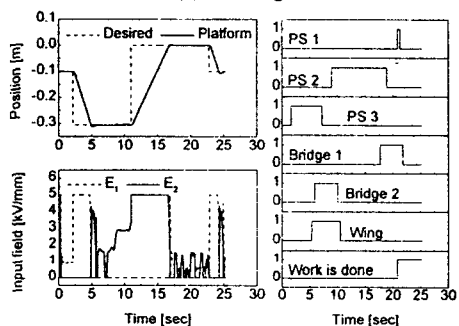
식 (22)의 슬라이딩모드 존재조건을 만족시키기 위해, 불연속계인 K_s 는 다음과 같이 설계한다.

$$K_s = \eta |\Psi(t)_{est}| \geq |\Psi(t)_{act} - \Psi(t)_{est}| \quad (29)$$

여기서, $\eta > 0$ 이다. 상기식에서 설계되는 불연속계인 K_s 는 기존의 방법으로 설계된 K_k 보다 작은



(a) Loading



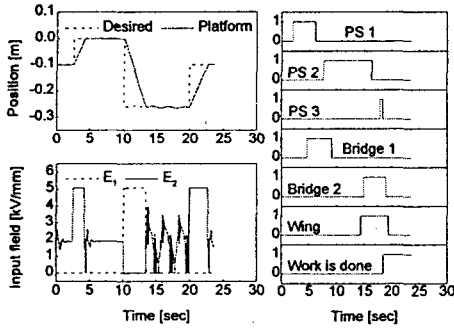
(b) Unloading

Fig. 11 Experimental result without tide and wave (nominal mass).

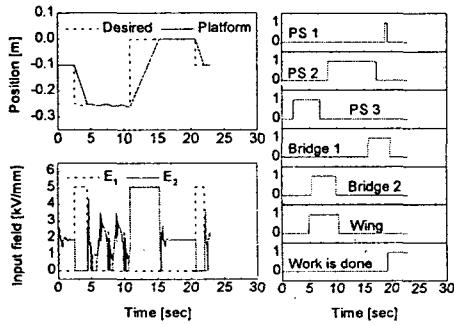
값을 가지면서 추적제어 성능은 더욱 향상될 수 있다. 이것이 SMCPE가 기존의 SMC에 비해 가지는 장점이다. 마지막으로, 부조합수는 슬라이딩모드제어기 내의 불연속제어기로 인한 떨림현상(chattering)을 없애기 위해 일정한 경계영역(ϵ)을 갖는 포화함수(saturation function)로 대체하여 사용한다.

6. 제어 결과 및 고찰

본 연구에서 제안한 하역시스템이 자동화된 공정으로 조수간만의 차에 관계없이 능동적인 선적 및 하역을 수행할 수 있음을 보이기 위하여 수학적 모델링을 통한 컴퓨터 시뮬레이션과 제작된 소형 하역시스템 모델을 사용한 실험을 수행하였다. 시뮬레이션 및 실험 모두에서 동일한 제어조건을 부여하였다 : $c_1 = 100$, $P = 50$, $\epsilon = 0.01$, $\eta = 1.0$. 먼저 결과의 이해를 돕기 위하여 구성에 대하여 설명하면 다음과 같다(Fig. 10 참조). 좌측 상단은 선적 및 하역이 수행되면서 플랫폼이 요구위치를 추적제어 한 결과를 나타내고, 좌측 하단은 선적 및 하역이 일어나는 동안 ER 밸브-브리지에 입력된 전기장의 세기를 나타낸다. 우측에 나타낸 7개의 그래프는 자동화를 위해 사용된 광전스위치 3

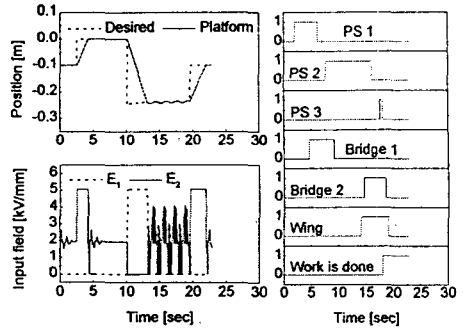


(a) Loading

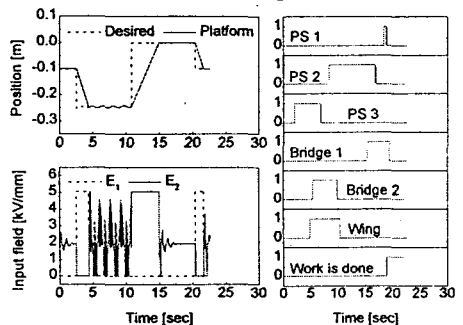


(b) Unloading

Fig. 12 Simulation result with ebb tide and wave (nominal mass).

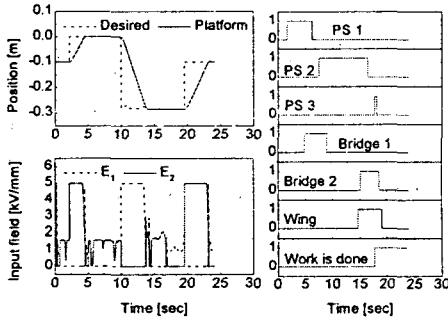


(a) Loading

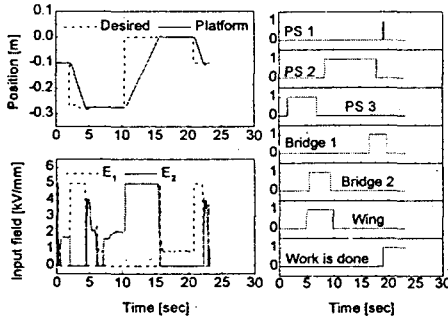


(b) Unloading

Fig. 14 Simulation result with flow tide and wave (uncertain mass).

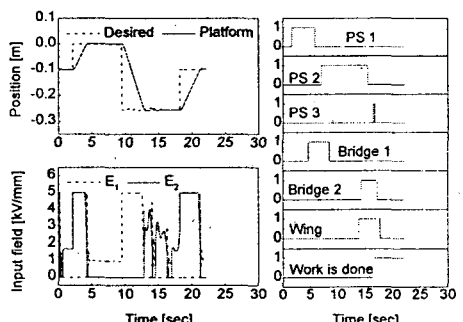


(a) Loading

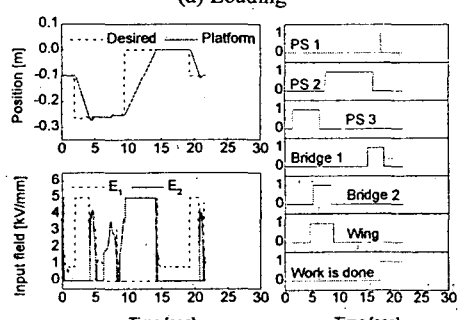


(b) Unloading

Fig. 13 Experimental result with ebb tide and wave (nominal mass).



(a) Loading



(b) Unloading

Fig. 15 Experimental result with flow tide and wave (uncertain mass).

개와 브리지 2개 및 원의 on/off된 작동 결과를 나타낸다. 각각의 그래프에서 1은 on을 의미하고, 0은 off를 의미하며, PS 1, PS 2, PS 3은 각각 광전스위치 1, 2, 3을 나타낸다.

Fig. 10과 Fig. 11은 컨테이너 팔레트 운송차 모델이 공칭질량(2.5kg) 일 때 조수간만의 차와 파도가 모두 없는 경우에 대한 시뮬레이션과 실험결과이며, 선박의 높이는 선적 및 하역 시 각각 -0.2m 및 -0.3m로 설정하였다. 이것은 가장 간단한 경우로서, 실험결과에서 플랫폼의 요구위치가 급변할 때 약간의 오버슈트가 발생하는 것 이외에는 시뮬레이션과 거의 동일하게 추적제어가 우수하게 이루어지면서 선적과 하역이 수행됨을 볼 수 있다. Fig. 12와 Fig. 13은 공칭질량에 대하여 4cm/min의 속도로 썰물(ebb tide)의 효과를 주면서 조파기로 완만한 파도(0.35~0.4Hz)를 발생시킬 때의 시뮬레이션결과와 실험결과를 나타낸다. 선박의 높이는 -0.25m로 하였는데 그 부근에서 파도 현상이 가장 잘 나타나기 때문이다. 실험의 경우 시뮬레이션에서 가정한 것과 동일하지는 않으나 적절하게 파도를 구현할 수 있었고, 선적 및 하역 모두에서 파도와 썰물에 의해 변하는 선박의 높이를 1mm 이내의 작은 오차만으로 능동적으로 우수하게 추적제어를 수행하였음을 볼 수 있다. Fig. 14와 Fig. 15는 컨테이너 팔레트 운송차 모델 질량의 불확실성을 1kg으로 설정하여 총 3.5kg으로 하였을 경우의 시뮬레이션과 실험결과를 나타낸다.

4cm/min의 속도로 밀물(flow tide)의 효과와 거친파도(0.55~0.6Hz)를 부가하였다. 위치제어 결과로부터 질량의 불확실성과 파도가진에도 3~4mm 이내의 작은 오차만을 발생하면서 원활하게 선적 및 하역이 수행됨을 볼 수 있다. 이것은 위치제어기로 사용된 슬라이딩모드제어기가 시스템의 불확실성이나 외란에도 강건한 특징을 가지고 있기 때문이다.

7. 결론

본 연구에서는 조수간만의 차가 큰 항구에서 조수간만의 차에 관계 없이 능동적으로 선적 및 하역을 할 수 있는 새로운 하역시스템을 제안하여, 실험실 차원의 모델을 통하여 이를 입증하였다. 동적모델링 하여 시스템의 운동지배방정식을

도출한 후, 자동화된 선적 및 하역과 우수한 추적제어 성능을 동시에 구현할 수 있도록, 시퀀스 제어기와 위치제어기가 연계된 형태의 제어시스템을 구성하였다. 위치제어기는 시스템의 불확실성과 외란에도 강건한 추적제어 성능을 위해 슬라이딩모드제어기를 사용하였다. 항구에서 실제적으로 일어날 수 있는 여러 조건을 부여하면서 컴퓨터 시뮬레이션과 실험을 수행하였으며, 효율적인 선적 및 하역이 이루어짐을 확인하였다.

본 연구에서 얻은 우수한 제어결과는 새로운 개념의 항만하역시스템의 제안과 개념의 유용성을 실험적으로 입증한 것에서 의미를 찾을 수 있다고 판단된다. 현재 선적 혹은 하역 작업 시 선박의 좌우 운동을 정지시켜주는 메커니즘의 설계, 컨테이너 10개 이상을 운반할 수 있는 대용량의 ER밸브-실린더시스템의 설계, 그리고 컨테이너 팔레트 운송차를 운반할 수 있는 전용화물선의 설계 등이 실용화를 위해 연구되고 있다.

참고문헌

- (1) Choi, S. B. Cheong, C. C. Jung, J. M. and Choi, Y. T., 1997, "Position Control of an ER Valve-Cylinder System via Neural Network Controller," *Mechatronics*, Vol. 7, No. 1, pp. 37~52.
- (2) Adriani, P. M. and Gast, A. P., 1988, "A Microscopic Model of Electrorheology," *Physics of Fluids*, Vol. 31, No. 10, pp. 2757~2768.
- (3) A. J. Simmonds, 1991, "Electro-Rheological Valves in a Hydraulic Circuit," *IEE Proceeding-D*, Vol. 138, No. 4, pp. 400~404.
- (4) Watton, J., 1988, *Fluid Power Systems*, Prentice Hall.
- (5) Lee, H. S. and Tomizuka, M. 1996, "Robust Motion Controller Design for High-Accuracy Positioning Systems," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 43, No. 1, pp. 48~55.
- (6) Muckle, W., 1967, *Strength of Ship's Structure*, Edward Arnold, pp. 108~117.
- (7) Choi Seung-Bok and Park Dong-Won, 1992, "New Time-Varying Sliding Surface for Robust Variable Structure Control Systems," *KSME International Journal*, Vol. 6, No. 2, pp. 122~131.

(8) 정학근, 박기환, 1998, "진동절연 시스템을 위한 자기변형재료의 모델링 및 제어," 대한기계학회논문집(A), 제22권, 제5호, pp. 858~867.

(9) Elmali, H. and Olgac, N., 1992, "Sliding Mode Controller with Perturbation Estimation (SMCPE) : A New Approach," *International Journal of Control*, Vol. 56, No. 4, pp. 923~941.