

퍼지 알고리즘을 이용한 비선형 크레인 시스템의 진동방지 및 3차원 위치제어

이태영*, 이상룡**

Anti-sway and 3D Position Control of the Nonlinear Crane System using Fuzzy Algorithm

Tae Young Lee*, Sang Ryong Lee**

ABSTRACT

Crane operation for transporting heavy loads causes swinging motion at the loads due to crane's acceleration and deceleration. This sway causes the suspension ropes to leave their grooves and leads to possibility of serious damages. So, this swing of the objects is a serious problem and the goal of crane system is transporting to a goal position as soon as possible without the oscillation of the rope. Generally crane is operated by expert's knowledge. Therefore, a satisfactory control method to suppress object sway during transport is indispensable. The dynamic behavior of the crane shows nonlinear characteristics. when the length of the rope is changed the crane is time varying system and the design of anti-sway controller is very difficult. In this paper, the nonlinear dynamic model for the industrial overhead crane whose girder, trolley and hoister move simultaneously is derived. and the Fuzzy logic controller based on the expert experiments during acceleration, constant velocity, deceleration and stop position period is proposed to suppress the swing motion and control the position of the crane. The performance of the fuzzy controller for the nonlinear crane model is simulated on the personal computer.

Key Words : Anti-sway Controller(진동방지 제어기), Overhead Crane(천정크레인), Fuzzy Control(퍼지제어), Position Controller(위치제어기), Nonlinear System(비선형 시스템).

1. 서론

중량의 화물을 옮기는데 사용되는 크레인의 운전시 가장 문제가 되는 것이 이송화물의 흔들림이다. 이 흔들림은 안전사고의 위험과 작업시간의 지연을 가져온다. 그러나 현장에서 대부분의 크레인 운전은 숙련된 작업자의 경험에 의존한다. 따라서

크레인의 진동을 신속하게 감쇄시킬 수 있는 제어기의 개발은 필수적이다. 크레인의 화물의 흔들림을 감쇄시키는 무진동제어기(anti-sway controller)의 개발노력은 많이 이루어져 왔다. Sakawa, Shindo,¹⁾ Auernig, Troger²⁾ 등은 단축이송하는 크레인에 대해 시간최적제어방법을 제안하였으며, Ridout³⁾은 단축이송하는 선형화된 모델에 대해 속도회환방식으로

* 경북대학교 대학원 기계공학과

** 경북대학교 기계공학과

크레인의 진자각을 제어하였다. 일정한 이송계획을 수립한 후 이 경로에 추종하는 방법도 제안되었는데, 속도프로파일 중에는 사다리꼴, 계단형, 노치형 선도 등이 있다. Boustany, d'Andrea-Novel⁴⁾은 적응 제어를 제안하였다. 단축이송하는 크레인에 대해서 Sakumoto⁵⁾와 윤지섭⁶⁾, 정승현⁷⁾ 등은 퍼지제어방식으로 크레인의 진자각을 제어하였다. 그러나 단축이송하는 크레인은 그 활용도가 제한되어 있으며, 대부분의 천정 크레인은 트롤리와 거더가 동시에 운동을 한다. 그리고 로우프를 감아올리는 호이스팅(Hoisting)운동이 이송과 함께 일어난다면 크레인 시스템은 비선형시변시스템(nonlinear time-varying system)의 특성을 나타낸다. 호이스팅이 없이 두축이 동시에 운동하는 천정크레인의 비선형 모델에 대해서 Moustafa⁸⁾ 등은 평형상태에서 선형화한 모델에 대해서 구한 제어기의 이득값을 비선형 모델에 적용하여 크레인의 진자각을 성공적으로 제어하였다. 그러나 이 경우 트롤리와 거더의 위치가 고려되지 못했다. 호이스팅운동 없이 트롤리와 거더가 동시에 운동하는 크레인의 비선형 모델⁹⁾에 대해서 로우프의 진자각과 트롤리, 거더의 위치 및 속도를 제어하는 퍼지제어기를 개발하였다. 본 논문은 트롤리와 거더가 함께 운동하며 로우프의 호이스팅운동이 화물의 이송과 함께 일어나는 크레인의 비선형 시변 시스템에 대해서 화물의 3차원 공간에서의 위치 및 로우프의 진자각 등을 제어하기 위해 트롤리, 거더, 호이스터의 토오크를 제어하기 위한 퍼지제어기를 개발하였다. 호이스팅이 없는 시스템의 제어를 위해 개발된 퍼지제어기의 제어규칙을 그대로 사용할 수 있음을 확인하였으며 로우프의 길이 제어를 위한 제어규칙을 추가하였다. 개발된 제어 알고리즘의 타당성을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 확인하였다.

2. 크레인 시스템의 모델링

2.1 비선형 운동방정식

천정크레인 시스템은 Fig. 1과 같다. 고정된 절대좌표계의 원점 P에서 본 이송물의 질량중심G의 위치벡터는 식 (1)과 같다.

$$R_G = x_G i + y_G j + z_G k \quad (1)$$

이 때 $x = x_0 + r_1\theta_1, y = y_0 + r_2\theta_2, z = r_3\theta_3$ 이고 r_1 과 r_2 는 거더와 트롤리 모터의 피니언의

반경이다.

$$\begin{aligned} x_G &= x + l \sin \theta \sin \phi \\ y_G &= y + l \sin \theta \cos \phi \\ z_G &= z + l \cos \theta \end{aligned} \quad (2)$$

θ_1 과 θ_2 는 거더와 트롤리 모터의 피니언의 회전각이다. θ 는 수직축으로부터 잰 y축 방향의 기울어진 각도이고, ϕ 는 수직축과 y축이 이루는 평면이 수직 축과 로우프가 이루는 평면과 이루는 각도이다. 시스템의 운동방정식을 라그랑지 방정식을 이용하여 구하면 식(3)~식(8)과 같다.

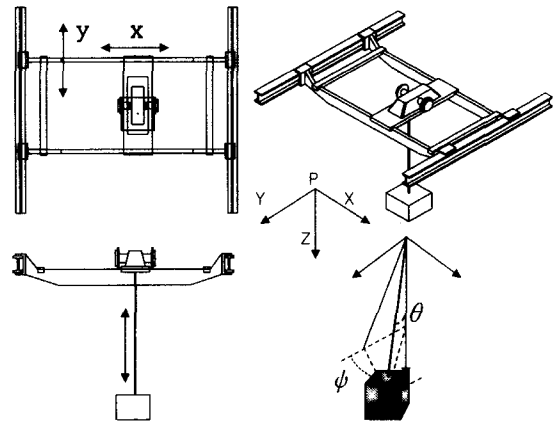


Fig. 1 Overhead Crane System

$$\begin{aligned} \frac{\dot{l}}{l} + \frac{Mr_3^2}{(Mr_3^2 + I_3)l} \sin \theta (\ddot{x} \sin \phi + \dot{y} \cos \phi) \\ - \frac{Mr_3^2}{(Mr_3^2 + I_3)} (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2 \sin^2 \theta) \\ - \frac{Mr_3^2}{(Mr_3^2 + I_3)l} g \cos \theta \\ = \frac{T_3 r_3}{(Mr_3^2 + I_3)l} + D_z \frac{\dot{l}}{l} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\ddot{x}}{l} + (\delta_1 \sin \theta \cos \theta) \ddot{\psi} + (\delta_1 \cos \theta \sin \theta) \ddot{\theta} \\ - (\delta_1 \sin \theta \sin \phi) (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) \\ + 2(\delta_1 \cos \theta \cos \phi) \dot{\theta} \dot{\psi} = U_1 - D_1 \frac{\dot{x}}{l} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\ddot{y}}{l} - (\delta_2 \sin \theta \sin \phi) \ddot{\psi} + (\delta_2 \cos \theta \cos \phi) \ddot{\theta} \\ - (\delta_2 \sin \theta \cos \phi) (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) - (2\delta_2 \cos \theta \sin \phi) \dot{\theta} \dot{\psi} \\ = U_2 - D_2 \frac{\dot{y}}{l} \end{aligned} \quad (5)$$

$$(M + \frac{I_t}{l^2})\ddot{\theta} + \frac{2Ml\dot{\theta}}{l} + \frac{Mg\sin\theta}{l} - (M + \frac{I_t - I_a}{l^2})\dot{\psi}^2 \cos\theta \sin\theta \quad (6)$$

$$= -M(\frac{\ddot{x}}{l} \sin\psi + \frac{\ddot{y}}{l} \cos\psi) \cos\theta$$

$$((M + \frac{I_t}{l^2})\sin^2\theta + \frac{I_a}{l^2} \cos^2\theta)\ddot{\psi} + \frac{2Ml\dot{\psi}\sin^2\theta}{l} + 2(M + \frac{I_t - I_a}{l^2})\dot{\theta}\dot{\psi}\sin\theta\cos\theta + (\frac{d\phi}{l^2}) \quad (7)$$

$$\cos\theta = -M(\frac{\ddot{x}}{l} \cos\psi - \frac{\ddot{y}}{l} \sin\psi) \sin\theta$$

$$\dot{\phi} - \dot{\psi} \cos\theta = 0 \quad (8)$$

여기서 $\delta_1, \delta_2, \delta_3, D_1, D_2, D_3, U_1, U_2, U_3, J_1, J_2, J_3$ 는 다음 식 (9)와 같다.

$$\delta_1 = \frac{Mr_1^2}{J_1}, \quad \delta_2 = \frac{Mr_2^2}{J_2}, \quad \delta_3 = \frac{Mr_3^2}{J_3}$$

$$D_1 = C_x \frac{r_1^2}{J_1}, \quad D_2 = C_y \frac{r_2^2}{J_2}, \quad D_3 = C_z \frac{r_3^2}{J_3}$$

$$U_1 = \frac{T_1 r_1}{J_1}, \quad U_2 = \frac{T_2 r_2}{J_2}, \quad U_3 = \frac{T_3 r_3}{J_3}$$

$$J_1 = (M + m_1 + m_2)r_1^2 + I_1, \quad (9)$$

$$J_2 = (M + m_1 + m_2)r_2^2 + I_2$$

$$J_3 = (Mr_3^2 + I_3)$$

식(3),(4),(5),(6),(7)은 각각 x, y, l, θ, ψ 좌표계에 대한 비선형 운동방정식이다. T_1, T_2, T_3 는 거더와 트롤리 및 호이스터 모터의 회전토크이며, C_x, C_y, C_z 는 등가점성감쇄계수이다.

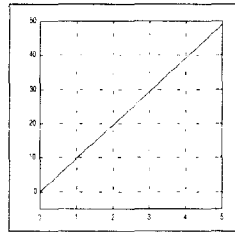
2.2 시스템의 사양 및 동특성

크레인 시스템의 사양은 Table 1과 같다. 비선형미분방정식은 Runge-Kutta방법으로 해를 구하였으며 0.1초 간격으로 PC에서 모사하였다.

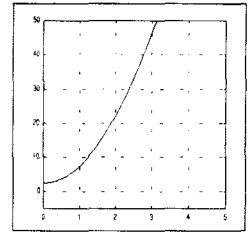
Fig. 2는 트롤리, 거더, 호이스터 모터에 입력이 없을 때 크레인 시스템의 거동이다. 호이스터에 아무런 힘을 받지 않는 상태에서 화물은 하강운동을 하기때문에 크레인의 로우프 길이는 일정한 가속도를 가지고 증가한다. 이것을 방지하려면 중력가속도에 해당하는 일정한 크기의 토크를 호이스팅 모터에 가해주어야 화물은 제위치에서 정지해 있을 수 있다.

Table 1 System Parameters

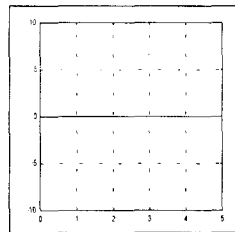
Parameter names	Values
Mass of the Girder m_1	9,500 Kg
mass of the trolley m_2	1,150 Kg
mass of the load M	8,000 Kg
torsional stiffness of rope p	0.1 N · m/rad
mass moment of inertia about the traverse axis I_a	11,835 Kg · m ²
mass moment of inertia about the axial axis I_t	1,120 Kg · m ²
radius of motor pinion r_1 (trolley, hoister, girder)	0.3 m



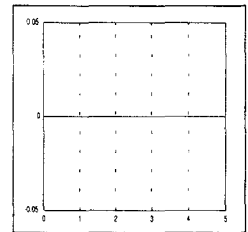
(a) Velocity of Rope dL(m/s)



(b) Length of the Rope L(m)



(c) Position of the Trolley y(m)



(d) Swing Angle of the Rope θ (rad)

Fig. 2 Dynamic Response of 0 Input

Fig. 3에서 호이스터에 일정한 토크가 가해졌을 때 로우프 길이는 더 이상 증가하지 않고 초기 값을 유지하고 있다. 이 때 토크는 8,000kg의 화물중량과 호이스터 모터의 반경으로 계산한 값 (23,544 N · m)이다. Fig. 4는 로우프의 길이를 이송구간에 따라 변화시키는 경우이다. 초기에 4.0m인 로우프의 길이를 5초동안 가속등속감속하여 2.5m가 되도록 이송하였다. 개회로 토크 입력에

따라 이송경로계획에 맞게 로우프의 길이 및 속도가 잘 조정되는 것을 알 수 있다.

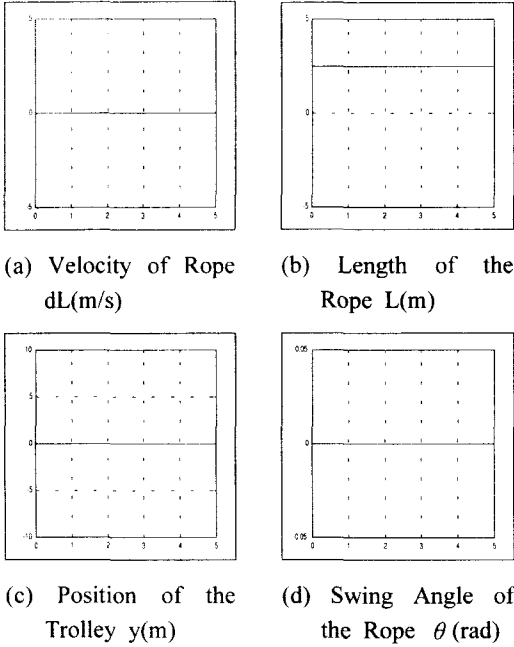


Fig. 3 Dynamic Response of Constant Input to the Hoister Motor

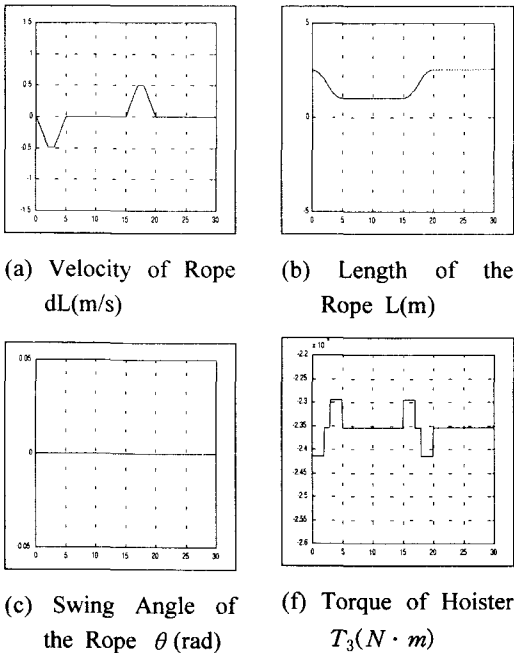


Fig. 4 Open-loop Control of the Rope Length

3. 피지제어

3.1 개회로 제어

3.1.1 이송경로계획 수립

크레인인 Fig. 5의 속도선도와 같이 가속, 등속, 감속운동을 거쳐 하역위치에서 정지하게 된다. 가속중 발생하는 로우프의 진동이 너무 커지는 것을 방지하기 위하여 등가속이 단계적으로 이루어지는 계단형이나 노치형의 속도패턴을 사용하기도 한다. 그러나 이는 가속시간의 지연을 가져오므로 사다리꼴 속도선도를 이송경로로 설정하였다. 이송물을 수직으로 들어올리는 호이스팅 운동이 끝난후 이송을 하면 작업시간이 길어지므로 호이스팅 운동도 트롤리와 거더의 이송중에 일어나도록 이송경로계획을 수립하였다. 시스템의 변수를 식 (10)과 같이 설정하고, 기준입력 X_{ref} 는 이송속도경로계획(Fig. 5, Fig. 6)에 의해 설정된 가속도의 크기로부터 평형상태식에 의해 계산된 평형상태 값을 사용했다.

$$X(t) = [\theta, \dot{\theta}, \psi, \dot{\psi}, x, \dot{x}, y, \dot{y}, l, \dot{l}] \quad (10)$$

Fig. 7에 나타난 개회로 제어(open-loop control)에서는 궤환요소가 없이 원하는 $X(t)$ 를 얻기 위해 이송경로계획과 평형상태식에 의하여 계산된 기준토크 입력 T_{ref} 를 사용하였다.

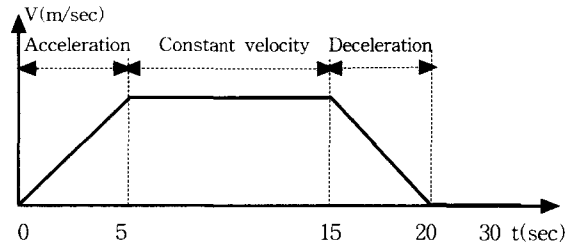


Fig. 5 Reference Velocity Profile of Girder and Trolley

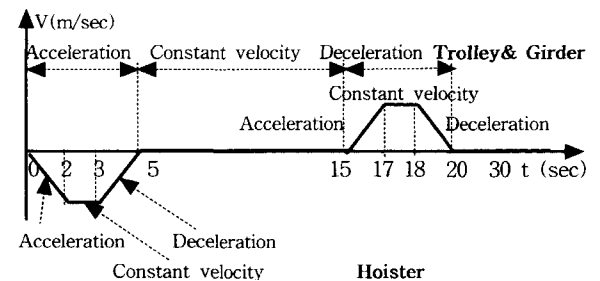


Fig. 6 Reference Velocity Profile of Rope (Hoisting Motion)

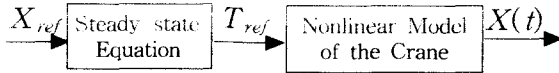
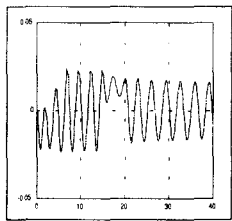


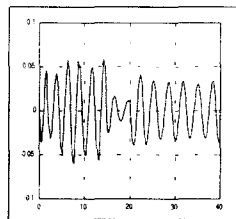
Fig. 7 Block Diagram of the Open-loop Control

3.1.2 개회로 제어시스템의 시뮬레이션

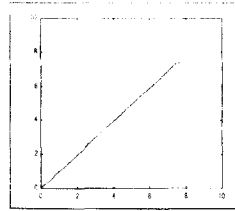
Fig. 8은 크레인 시스템의 개회로 제어의 결과이다. Fig. 5, Fig. 6의 이송경로계획과 평형상태 식으로 부터 구한 모터 토크를 가했을 때의 응답특성이다. 가속구간에서 일정한 크기의 토크를 트롤리와 거더에 가했으며 5초동안 로우프의 길이는 4m에서 2.5m로 줄어들었고, 등속이송구간 10초 동안은 트롤리와 거더의 모터에는 토크를 가하지 않았으며 호이스터 모터에는 $23,544 N \cdot m$ 의 크기의 토크를 가해서 로우프의 길이가 변하지 않고 일정하게 2.5m로 유지할 수 있도록 했다. 감속구간에서는 트롤리와 거더의 모터에 음의 크기의 토크를 가했으며 하역작업을 위해 로우프의 길이는 4m가 되도록 토크를 가하였다. 개회로 제어에서 트롤리에 가해지는 모터의 토크는 $\pm 345N \cdot m$ 이며 거더모터의 토크는 $\pm 703N \cdot m$ 이다. Fig. 8(a)에서 이송물의 진자각 θ 는 이송도중 가속구간, 등속이송구간,감속구간에서 계속 진자운동을 하고 있으며 크레인이 정지한 후에도 계속 진동하며 거더와 트롤리에 영향을 미치고 있다. (g)와 (j)에서 거더와 트롤리의 속도는 가속구간에서 일정하게 증가하지 못하는 것은 이송물의 진자운동이 거더와 트롤리의 속도에 영향을 미친 결과이다. 정지후에도 거더와 트롤리가 계속 왕복운동을 하는 것은 로우프의 잔류진동의 영향이다. Fig. 8(g)와 Fig. 8(j)를 비교해 보면 거더에 비해 트롤리의 질량이 상대적으로 적으므로 트롤리의 속도가 화물의 진동의 영향을 상대적으로 더 많이 받고 있다.



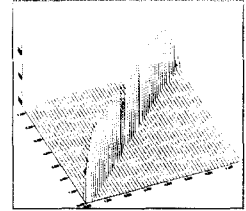
(a) Swing Angle of the Rope θ (rad)



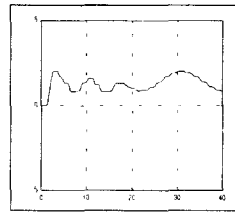
(b) Angular Velocity $\dot{\theta}$ (rad/s)



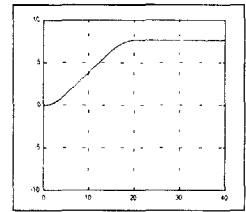
(c) Trajectory x-y (m/m)



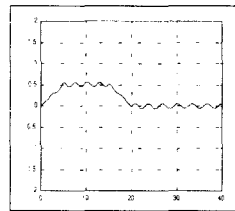
(d) 3D Trajectory of the Loads



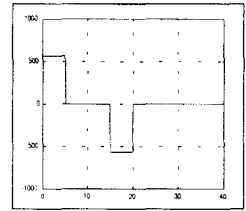
(e) Rotational Angle of the Rope ϕ (rad)



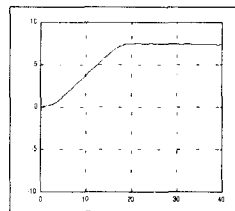
(f) Position of the Girder x(m)



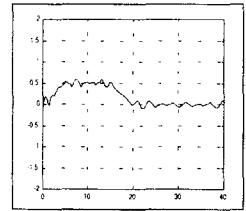
(g) Velocity of the Girder \dot{x} (m/s)



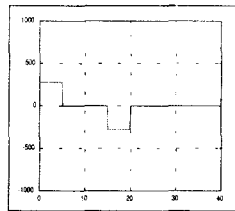
(h) Torque of Hoister T_1 ($N \cdot m$)



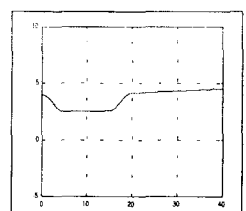
(i) Position of the Trolley y(m)



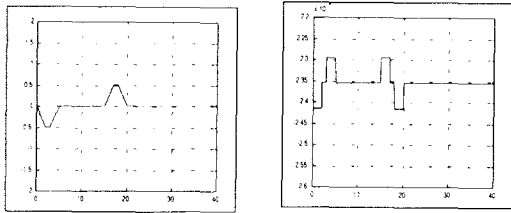
(j) Velocity of the Trolley \dot{y} (m/s)



(k) Torque of the Hoister T_2 ($N \cdot m$)



(l) Length of the Rope L(m)



(m) Velocity of the Rope Length $L(m/s)$ (n) Torque of the Hoister $T_3(N \cdot m)$
 Fig. 8 Response of the Open-loop Control

로우프 길이는 화물이 정지후에도 계속해서 늘어나고 있는데 이것은 로우프가 일정한 크기의 잔류속도를 가지고 있기 때문이다. 이것은 화물 이송 중 로우프의 길이방향으로 화물의 관성의 영향으로 힘을 받았기 때문이다.

3.2 퍼지제어기의 구성

크레인의 퍼지제어를 위한 블록선도는 Fig. 9와 같다. 개회로 제어에서 기준토크를 가했을 때 발생하는 로우프의 진동을 방지하기 위하여 기준토크와 시스템의 출력의 차이(식 (11))을 퍼지제어기의 입력으로 사용하여 토크의 변화량 $\Delta T(t)$ 를 계산하였다. 그리고 이 토크의 변화량 $\Delta T(t)$ 를 기준 토크 T_{ref} 에 더하여 시스템의 제어입력으로 사용하였다.

$$\Delta X(t) = X(t) - X_{ref}$$

$$T(t) = T_{ref} + \Delta T(t) \quad (11)$$

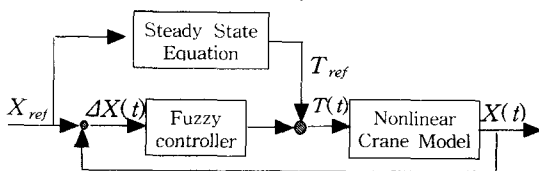


Fig. 9 Block Diagram of Fuzzy Control

입출력 변수의 소속함수(membership function)는 Fig. 11, Fig. 12와 같으며 삼각형 모양의 소속함수를 사용하여 입력공간을 분할하였다.

여기서 NB는 Negative Big, NM는 Negative Medium, NS는 Negative Small, ZR는 Zero, PS는 Positive Small, PM은 Positive Medium, PB는

Positive Big을 의미한다. 출력변수인 토크는 7개의 공간으로 분할하였으며, 로우프의 흔들림 각도와 각속도는 그 방향을 판단하기 위하여 3개의 공간으로 분할하였다.

입력변수들은 각 구간의 제어목적과 제어규칙에 따라 전방향추론(forward inference)에 의하여 출력변수의 값으로 주어진다. 입력변수들을 퍼지화(fuzzification) 작업을 통해서 퍼지값으로 변환한 후 Max-Min 합성자 연산을 이용하여 전방향 추론하여 a-cut을 위한 적합도 (α)를 계산하였다.

3.2.1 가감속구간의 흔들림각 제어

크레인 시스템에 일정한 크기의 토크를 가하면 Fig. 8의 시뮬레이션 결과에서와 같이 로우프의 진동이 발생하고, 이 진동은 거더와 트롤리의 속도에 영향을 미치게 된다. 이러한 가감속구간의 동특성으로부터 Table 2와 같은 제어규칙들을 얻을 수 있다.⁹⁾ 가·감속구간에서 기준입력은 식 미분방정식의 평형상태식으로부터 계산된 $X_{ref} = \theta_i, \dot{\theta}_i, \psi_i,$

$\dot{\psi}_i, l_i$ 이며, 이 값들은 거더와 트롤리의 가속도 크기에 따라 다르다.

본 논문에서는 트롤리와 거더의 최대속도 $V_x = V_y = 0.525 \text{ m/sec}$ 에 도달하는 가속시간은 5초이므로 가속도는 0.105 m/sec^2 이다. 로우프의 초기길이는 4.5m이고 호이스팅 속도는 최고 0.5 m/s의 속도로 이송하며 2초만에 최고속도에 도달하고 5초후에 2.5m이 길이가 된다. 따라서 $X_{ref} = [0.01513, 0, 0.7854, 0, 2.5]$ 이다.

Fig. 7의 블록선도에서는 시스템의 출력 $X(t)$ 와 기준입력 X_{ref} 와의 차이 $\Delta X(t) = \Delta \theta, \Delta \dot{\theta}, \Delta \psi, \Delta \dot{\psi}$ 를 퍼지제어기의 입력으로 사용하였고, 제어입력으로는 퍼지제어기에서 계산된 토크의 미세증감량 $\Delta T(t)$ 를 기준토크 T_{ref} 에 더한 $T(t)$ 를 사용하였다(식 (11)).

이렇게 얻어진 일반적인 규칙들과 경험적 사실 등에 기초하여 가감속구간의 퍼지제어규칙을 Table 2와 같이 작성하였다.

Table 2에서 $\Delta T_{1/2}$ 과 $\Delta T_{1/2}$ 는 식(12)와 같고, ΔT_1 과 ΔT_2 는 이 식으로부터 계산되어진다.

$$\Delta T_{12} = \sqrt{\Delta T_1^2 + \Delta T_2^2}, \Delta T_{1/2} = \Delta T_1 / \Delta T_2 \quad (12)$$

Table 2 Fuzzy Rules for Anti-sway Control during Acceleration & Deceleration

Rule Number	Input variables				Output variables	
	$\Delta\theta$	$\Delta\dot{\theta}$	$\Delta\psi$	$\Delta\dot{\psi}$	ΔT_{12}	$\Delta T_{1/2}$
Rule 1	NS	NS			PM	
Rule 2	NS	ZR			PS	
Rule 3	NS	PS			ZR	
Rule 4	ZR	NM			PM	
Rule 5	ZR	NS			PS	
Rule 6	ZR	ZR			ZR	
Rule 7	ZR	PS			NS	
Rule 8	ZR	PM			NM	
Rule 9	PS	NS			ZR	
Rule10	PS	ZR			NS	
Rule11	PS	PS			NM	
Rule12			NS	NS		PM
Rule13			NS	ZR		PS
Rule14			NS	PS		ZR
Rule15			ZR	NM		PM
Rule16			ZR	NS		PS
Rule17			ZR	ZR		ZR
Rule18			ZR	PS		NS
Rule19			ZR	PM		NM
Rule20			PS	NS		ZR
Rule21			PS	ZR		NS
Rule22			PS	PS		NM

3.2.2 등속이송구간의 제어

등속이송구간에서는 거더와 트롤리를 최대속도인 0.525m/s로 유지하면서 로우프의 진동도 감쇄시켜야 한다. 이 구간에서 기준입력은 $X_{ref} = \theta_i, \dot{\theta}_i, \dot{x}_i, \dot{y}_i, l_i$ 이며, 거더와 트롤리의 가속도가 0이므로 평형상태식(14)에 의해 $\theta_{ref} = \psi_{ref} = 0$ 이 된다. $\theta(t)$ 가 θ_{ref} 값인 0에 수렴함에 따라 로우프의 기울어진 방향인 $\psi(t)$ 는 자연히 0이 되므로 $\theta(t)$ 를 0으로 만드는 것만으로도 충분히 제어의 목적을 달성할 수 있다. 따라서 거더의 속도 $\Delta\dot{x}$, 트롤리의 속도 $\Delta\dot{y}$, 로우프의 진동각도 $\Delta\theta$ 및 진동각속도 $\Delta\dot{\theta}$ 를 입력변수로 설정하였으며 제어규칙은 Table 3과 같다.⁹⁾

Table 3 Fuzzy Rules for Velocity Control

Rule Number	Input variables				Output variables	
	$\Delta\theta$	$\Delta\dot{\theta}$	$\Delta\dot{x}$	$\Delta\dot{y}$	ΔT_1	ΔT_2
Rule 1	NS	NS			PB	PB
Rule 2	PS	PS			NB	NB
Rule 3	ZR	ZR	ZR		ZR	ZR
Rule 4	NS				PS	PS
Rule 5	PS				NS	NS
Rule 6		PS			NM	NM
Rule 7		NS			PM	PM
Rule 8			PS		NM	
Rule 9			NS		PM	
Rule10			PM		NB	
Rule11			NM		PB	
Rule12				PS		NM
Rule13				NS		PM
Rule14				PM		NB
Rule15				NM		PB

3.2.3 정지위치제어구간의 제어

감속구간에서 로우프가 이송하는 방향으로 기울어져 있으므로 하역위치에서 화물은 일정한 주기로 단진자운동을 한다. 크레인의 감속시점을 정확하게 선정해도 감속중 제어입력의 영향으로 토크가 변하므로 감속이 끝난후 정지한 위치는 정확한 하역위치와는 오차가 있다. 따라서 크레인이 정지한 후 정확한 하역위치를 찾고 로우프 진자각을 감쇄시키는 제어기의 설계가 필요하다. 정지위치제어 구간에서 $\Delta\theta, \Delta\dot{\theta}, \Delta x, \Delta\dot{x}, \Delta y, \Delta\dot{y}, \Delta l, \Delta\dot{l}$ 를 퍼지제어기의 입력변수로 사용하여 토크의 크기변화를 추론하였으며 퍼지규칙은 Table 4와 같다.⁹⁾

3.2.4 로우프의 길이 및 속도제어

일반적으로 화물을 적재후 수직방향으로 들어올리는 호이스팅이 있을 후 이송이 이루어지는 경우도 있으나, 호이스팅운동이 이송과 별도로 일어나면 작업시간의 지연을 가져오므로 이송과 호이스팅 운동이 함께 일어나는 경우에 대해서 다룬다.

중력가속도에 의해 로우프의 화물이 하강하는 것을 방지하기 위해서 일정한 크기의 토크를 가해야 하며 큰 토크가 가해지면 화물은 상승하고, 이보다 작은 토크의 경우 화물은 하강한다.

Table 4 Fuzzy Rules for Position Control

Rule Number	Input variables						Output variable	
	$\Delta\theta$	$\Delta\dot{\theta}$	Δx	$\Delta\dot{x}$	Δy	$\Delta\dot{y}$	ΔT_1	ΔT_2
Rule 1	NS	NS					PB	PB
Rule 2	PS	PS					NB	NB
Rule 3		NS					PB	PB
Rule 4		PS					NB	NB
Rule 5				NS			PM	
Rule 6				NM			PB	
Rule 7				PS			NM	
Rule 8				PM			NB	
Rule 9					NS			PM
Rule10					NM			PB
Rule11					PS			NM
Rule12					PM			NB
Rule13			NS				PS	
Rule14			NM				PM	
Rule15			PS				NS	
Rule16			PM				NM	
Rule17				NS				PS
Rule18				NM				PM
Rule19				PS				NS
Rule20				PM				NM
Rule21	ZR	ZR		ZR			ZR	
Rule22	ZR	ZR					ZR	ZR

Table 5 Fuzzy Rules for Position Control

Rule Number	Input variables		Output variables
	Δl	Δi	ΔT_3
Rule 1	PS		NS
Rule 2	ZR		ZR
Rule 3	NS		PS
Rule 4	ZR	PS	NS
Rule 5	ZR	ZR	ZR
Rule 6	ZR	NS	PS

개회로제어의 경우 Fig. 9 (m)에서 보는 바와 같이 크레인이 정지한후 로우프의 길이는 계속 증가하고 있다. 이것은 크레인의 로우프의 잔류 속도가 남아 있기 때문이다. 크레인이 화물을 이송하는 동안 로우프의 길이방향으로 힘을 받기 때문에 일정한 토크를 입력하는 방식으로는 로우프의 길이를 제어하기 어렵다는 것을 알 수 있다. 로우프의 길

이를 일정하게 제어하기 위한 제어규칙은 Table 5 와 같다. 추론된 퍼지값을 실제의 토크 수치값으로 변환하기 위한 비퍼지화(defuzzification) 방법은 면적중심법(center of area method)를 사용하였다.

3.2.5 퍼지 제어 시스템의 시뮬레이션

Fig. 10은 진동방지제어를 위한 퍼지제어기를 사용했을 때의 시뮬레이션 결과이다. 개회로의 시스템의 기준입력 T_{ref} 에 퍼지제어기에서 계산된 토크의 증감량 $\Delta T(t)$ 를 더해서 제어입력 $T(t)$ 로 사용하였다. Fig. 10(a)에서 θ 는 가속구간에서 진동하지 않고 0.87° ($0.01513rad$)에 수렴하고 등속이송구간에서는 0° , 감속구간에서는 -0.87° 에 수렴한다. 감속을 끝내고 정지했을 때 로우프의 진자각은 -0.87° 이지만 정지위치제어의 영향으로 0° 에 수렴한다. (e)의 ψ 값이 45° ($0.7854rad$)에서 일정하지 않고 변하는 것은 제어의 영향으로 거더와 트롤리 모터의 제어입력이 다르기 때문에 생기는 결과이다. 거더와 트롤리의 출발위치는 $0m$ 지점이고 목표 하역위치는 거더와 트롤리 모두 $8m$ 지점이다. Fig. 10(c)의 이송체적 그래프에서 거더와 트롤리가 $8m$ 이상 이동한 것처럼 보이는 이유는 거더와 트롤리 모두 감속이 끝난 후 정지한 위치가 목표하역위치보다 더 진행되어 있어 진행방향의 역방향으로 이동하였기 때문이다. 그림 (g)와 (j)에서 20초 이후 음(-)의 속도분포를 보이는 부분이 거더와 트롤리가 뒤로 이동하는 순간이다. 감속이 끝났을 때 거더와 트롤리의 위치가 정확한 하역위치와 오차가 있더라도 정지위치 제어기를 사용한 결과 정확한 하역위치에서 정지하였으며 로우프의 진자각도 0으로 수렴하였다. 시뮬레이션 상에서 계산된 제어입력의 크기가 하드웨어적으로 실현 가능한 제어입력의 범위가 되도록 프로그램에서 토크의 크기가 일정한 값을 넘지 않도록 제한하였다.(Fig. 10(h),(k)) 거더모터의 제어입력 범위가 $-0.05 < U_1 < 0.05$ 이므로, $T_1 = U_1 l J_1 / r_1$ 로부터 $l = 2.5m$, $J_1 = 1687.5 Kg \cdot m^2$, $r_1 = 0.3m$ 를 대입하여 거더 토크를 계산해서 $-703N \cdot m < T_1 < 703N \cdot m$ 범위 이내로 제한하였으며, 트롤리는 $-345N \cdot m < T_2 < 345N \cdot m$ 범위이내로 제한하였다.

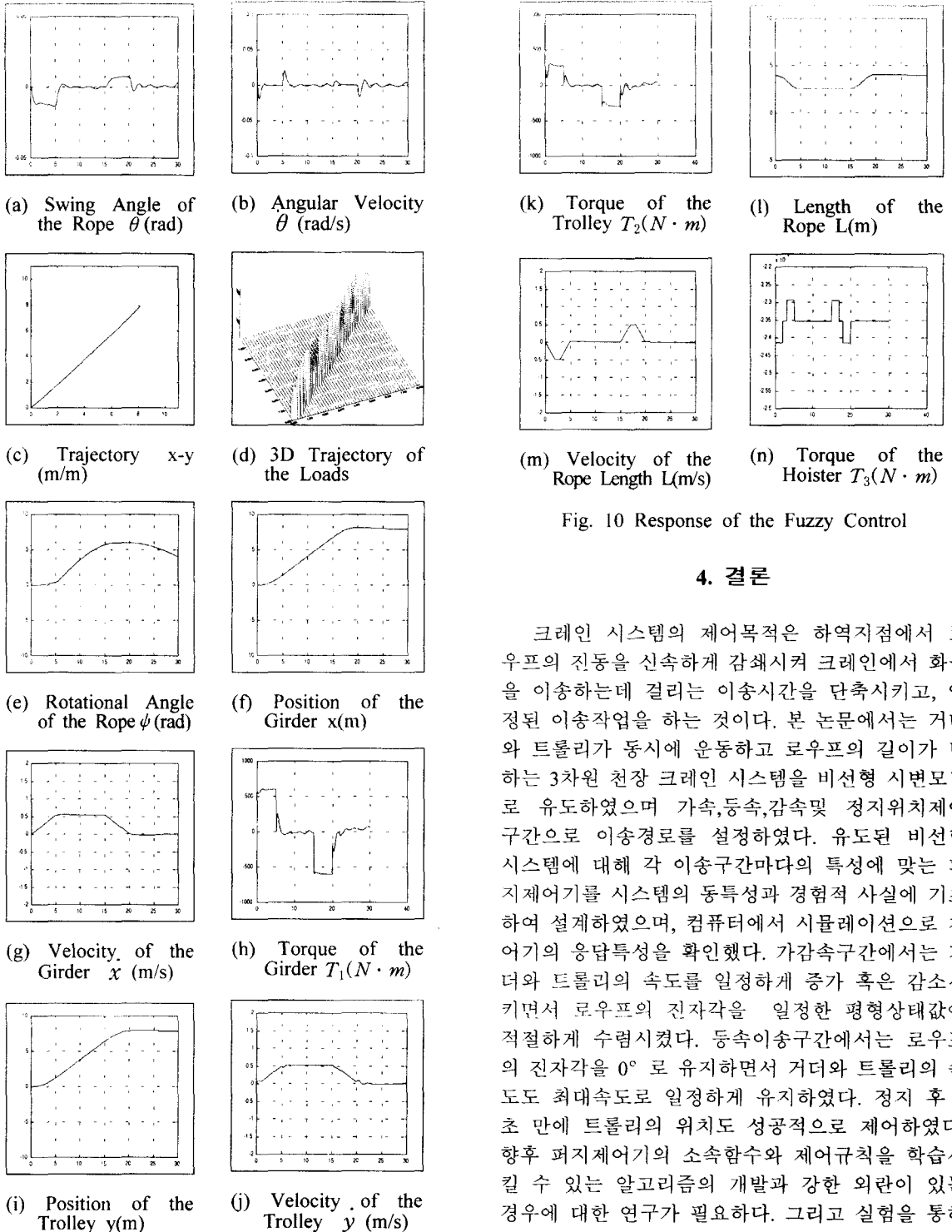


Fig. 10 Response of the Fuzzy Control

4. 결론

크레인 시스템의 제어목적은 하역지점에서 로우프의 진동을 신속하게 감쇄시켜 크레인에서 화물을 이송하는데 걸리는 이송시간을 단축시키고, 안정된 이송작업을 하는 것이다. 본 논문에서는 거더와 트롤리가 동시에 운동하고 로우프의 길이가 변하는 3차원 천장 크레인 시스템을 비선형 시변모델로 유도하였으며 가속, 등속, 감속 및 정지위치제어 구간으로 이송경로를 설정하였다. 유도된 비선형 시스템에 대해 각 이송구간마다의 특성에 맞는 퍼지제어기를 시스템의 동특성과 경험적 사실에 기초하여 설계하였으며, 컴퓨터에서 시물레이션으로 제어기의 응답특성을 확인했다. 가감속구간에서는 거더와 트롤리의 속도를 일정하게 증가 혹은 감소시키면서 로우프의 진자각을 일정한 평형상태값에 적절하게 수렴시켰다. 등속이송구간에서는 로우프의 진자각을 0°로 유지하면서 거더와 트롤리의 속도도 최대속도로 일정하게 유지하였다. 정지 후 5초 만에 트롤리의 위치도 성공적으로 제어하였다. 향후 퍼지제어기의 소속함수와 제어규칙을 학습시킬 수 있는 알고리즘의 개발과 강한 외란이 있는 경우에 대한 연구가 필요하다. 그리고 실험을 통하여 그 결과를 확인해 볼 수 있을 것으로 기대된다.

참고문헌

1. Sakawa.Y. and Shindo. Y, "Optimal Control of a Rotary Crane," J. Optimize. Theory Appl., Vol. 35, pp 535~557, 1981.
2. J.W. Auernig and H. Troger, " Time Optimal Control of the Overhead Cranes with Hoisting of the Load," International Federation of the Automatic control. Automatica, Vol. 23, No. 4, pp. 437~447, 1987.
3. A.J.Ridout,"Anti-swing Control of the Overhead crane using linear feedback," IE Aust., Vol. 9. No. 1/2. pp. 17~26, 1989.
4. F. Boustany, B. d'Andrea-Novel, "Adaptive control of an overhead crane using dynamic feedback linearization and estimation design," IEEE. International Conference on Robotics and Automation, 1992.
5. Masakazu Sakumoto and Toru Hayashi, "ファジイ制御の コンテナ クレーン 振れ止め システムへの適用," 日本機械學會 論文集 58卷 550號. pp. 1792~1797, 1996.
6. 윤지섭 , " 무진동 크레인의 구현을 위한 여러 가지 제어방식의 비교연구," 대한기계학회논문집 제 19권 제 9호. pp. 2399~2411, 1995.
7. 정승현,권판조,박정일,이달해"크레인의 Anti-Swing 및 위치 제어기의 개발," 한국자동제어학술회의 논문집(I) pp. 277~281, 1996.
8. Moustafa. K. A. and Ebeid. A. M, "Nonlinear Modeling and Control of Overhead Crane Load Sway," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement & Control, Vol.110, pp. 266~271, 1988.
9. 이태영, 이상룡, "퍼지를 이용한 비선형 천정 크레인의 진자각제어," 대한기계학회 논문집 제 24 권 제 3호, 1999.

부록

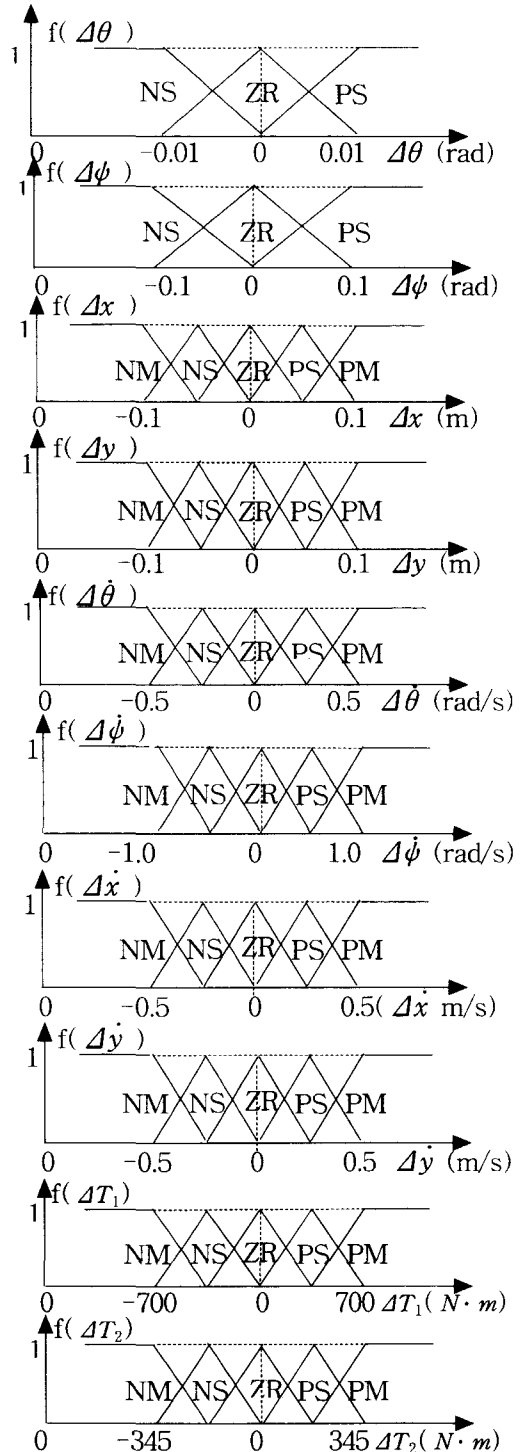
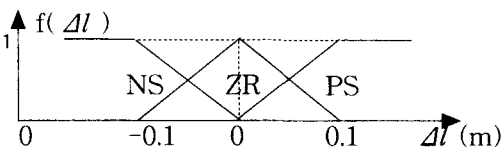


Fig. 11 Fuzzy Membership Functions for Input& Output Variables