

2자유도 PID 제어를 이용한 AGV의 조향 제어에 관한 연구

論 文
49D-5-3

A Study on AGV Steering Control using TDOF PID Controller

李 權 純* · 李 榮 珍** · 孫 周 漢*** · 李 萬 炯§
(Kwon-Soon Lee · Young-Jin Lee · Ju-Han Sohn · Man-Hyung Lee)

Abstract - Until now, all of the port goods are transported manually by container transporter in the port. Recently there are a lot of studies about unmanned vehicle driven automatically. In terms of the vehicle automation, the control of steering and velocity on vehicle systems is very important part in container transporter. In common sense, vehicle systems have lots of nonlinear parameters so we have many difficulties in designing the optimal controller of them. In this paper, we present a design of the TDOF PID controller using a hybrid schematic algorithm to control the steering system optimally. We used the single-track model to pre-test the designed controller before applying to AGV. We also used the ES(evolutionary strategy) and SA(simulated annealing) algorithms to construct the hybrid tuning algorithm for parameters of controller. Finally, we had the computer simulation to verify that our designed controller has better performance than the other one.

KeyWords : Vehicle Steering, TDOF PID Control, Hybrid ES-SA Algorithm

1. 서 론

최근 산업이 발전함에 따라 수출입 화물량이 급격하게 증가하고 있으나, 물류 처리 시설 능력은 한정되어 있어 항만 운영에 많은 어려움이 대두되고 있다. 이를 위해 유럽이나 동남아의 대형 항만에서는 이에 대한 최적의 해결책으로 항만 자동화(port automation)에 대해 많은 연구가 진행되고 있으며, 네덜란드의 ECT항에서는 항만 운영 시스템(port management system)의 자동화가 이루어진 상황이다. 세계적 추세를 감안하면, 항만 자동화 시스템의 도입은 국내 항만의 효율적인 운영과 물류비용의 절감 등 그 파급적 효과는 상당할 것이다[1].

항만 자동화 시스템에서 컨테이너를 이송하는 컨테이너 트레일러(container trailer)와 크레인(crane)은 자동화를 위한 중요 대상이 되고 있다. 자동화 항만 시스템은 항만에서의 화물 하역 작업이 정해진 주행 환경에서 자율적으로 운행하여 노동력의 고용에 대한 문제점 해결, 비용절감, 안전성 도모, 그리고 항만 양/하역 작업의 효율성을 향상시키기 위한 최적의 방향 제시가 되고 있기 때문이다.

실제 부두에서 운영되는 무인 운반차(autonomous guided vehicle : AGV)는 2륜 조향(two wheels steering : 2WS) 혹

은, 4륜 조향(four wheels steering : 4WS)의 조향 시스템(steering system)을 가지며, 일반적으로 유압식에 의해서 조향된다. AGV는 전방부에 부착된 조향센서(steering sensor)와 주행 도면에 설치된 가이드 라인(guideline)과의 편차를 적응성 있게 줄여 가면서 컨테이너를 안전하게 운반하도록 운영되고 있다. 이러한 AGV는 일반 차량에서와 같이 속도 변화(velocity change), 중량 변화(weight change), 관성 모멘트(inertia moment), 타이어 마찰 계수(tire friction coefficient) 등 많은 비선형(nonlinearity) 요소들을 내포하고 있어 최적의 제어기 설계에 어려움이 많은 것으로 보고되고 있다[2].

본 논문에서는 AGV가 갖는 여러 가지 파라미터(parameter)변동을 고려한 최적의 제어를 설계하고자 하며, 설계된 제어기의 성능평가를 위한 사전 검증 단계로서 IFAC(international federation of automatic control) 표준시티버스(standard city bus) 모델로서 Rieker와 Shunk에 의해 제시된 single-track(two wheels) 차량 모델을 사용하였다[2]. single-track 모델은 차량의 측면 미끄러짐각(sideslip angle: β)과 요우 각속도(yaw rate: γ)에 대한 자유도를 가진 모델이다.

조향 제어기 설계를 위하여 피드백형 2자유도 PID (Two-Degree-of-Freedom PID : TDOF PID)제어기를 사용하였다. TDOF PID 제어기는 1960년대 I.M. Horowitz가 5가지의 모델을 제시한 후 실효성이 의문시되어 1980년대 전반까지 큰 관심을 갖지 못했으나, 최근에 플랜트에 대한 실효성이 인식되어 많은 연구되고 있다. 2자유도 제어기는 종래의 PID 제어기의 특성인 외란 억제 특성이 최적하게 되도록 파라미터를 설정하면 목표값 추종 특성이 진동적이 되고, 반대로 목표값 추종 특성이 최적하게 되도록 설정하면 외란 억제 특성이

* 正 會 員 : 東亞大 電氣電子컴퓨터工學部 教授 · 工博

** 正 會 員 : 東亞大 電氣工學科 博士修了

*** 準 會 員 : 東亞大 電氣工學科 碩士課程

§ 正 會 員 : 釜山大 機械工學部 教授 · 工博

接受日字 : 1999年 10月 16日

最終完了 : 2000年 4月 8日

회미해지는 단점을 보완한 형태로 목표값 추종과 외란 억제에 좋은 성능을 가진다[3]. 또한, 진화전략(evolutionary strategy : ES) 알고리즘의 진화론적 탐색(evolutionary search)과 시뮬레이티드 어닐링(simulated annealing : SA)법의 확률론적 탐색(probabilistic search)을 적용한 하이브리드형 자동동조 알고리즘(hybrid type auto-tuning algorithm)을 구현하여 TDOF PID 제어기의 파라미터를 최적화하였다. 아울러 설계된 제어기의 성능 평가를 위하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다.

2. 본 론

2.1 차량의 수학적 모델

조향 시스템 모델에는 측면 미끄러짐각(β)과 요오 각속도($\dot{\gamma}$)의 두 가지 자유도를 가지는 가장 간단한 2자유도 모델이 있는데, 이는 조향시 발생하는 측면의 하중전이(lateral weight transfer)에 대한 고려가 없기 때문이다. 여기에 롤(roll)에 대한 자유도를 추가하여 3자유도의 모델을 구성할 수 있다. 또한, 3자유도 모델에 차체의 피칭(pitching)과 상하 운동을 고려하면 5자유도의 조향 및 현가 장치 모델이 되고, 다시 차체 밑 질량(unsprung mass)에 대한 4가지 요소를 고려하면 9자유도가 된다. 여기에 다시 차륜의 회전을 자유도에 추가하면 13자유도가 되며, 차체의 전·후방의 자유도와 전륜의 조향 장치의 자유도가 고려되면 15자유도가 되고, 후륜의 조향이 되도록 하면 16자유도가 된다.

실제의 차량을 모델링 하기 위해서는 이와 같이 높은 자유도의 차량 모델이 유리하지만, 일반적으로 차수가 낮은 모델을 이용하여 제어기의 성능을 평가한다[5]. 또한, 4WS 방식으로 하면 전·후방 휠에 대한 조향을 따로 제어해야 하므로 제어기의 성능 검증시 시스템이 매우 복잡해진다. 따라서, 본 논문에서는 조향 시스템을 2WS방식의 2자유도 모델로 하였으며, 이 모델은 그림 1과 같이 나타낼 수 있다.

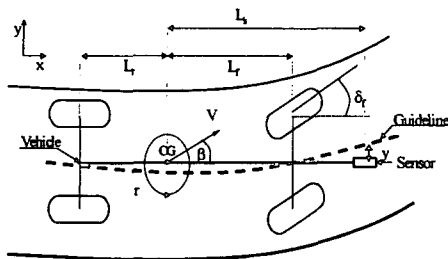


그림 1 차량 시스템의 모델
Fig. 1 A vehicle system model

그림 1에서 차량의 무게 중심(center of gravity : CG)이 도로의 지면에 가깝고, CG에 작용하는 힘이 롤링(rolling)과 피칭을 일으키지 않는다고 가정하면, 두 개의 전방휠(front wheel)을 하나로 묶고, 두 개의 후방휠(rear wheel)을 하나로 묶은 형태가 되는데, 이것은 Rieker와 Shunk에 의해 제시된 그림 2의 single-track 모델로 나타낼 수 있다[2]. 여기서, 점선은 가이드라인으로 차량이 추종해야 하는 목표치가 된다.

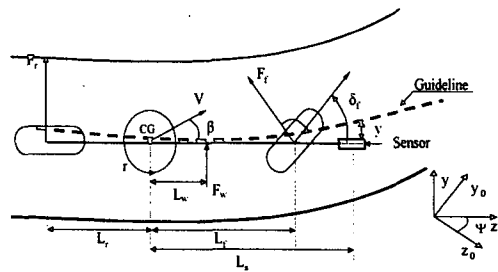


그림 2 Single-track 모델
Fig. 2 A single-track model

Single-track 모델에 대한 동적 모델링은 y 축에 대한 힘-평형 관계와 z 축 방향에 대한 모멘트 관계로부터 측면 미끄러짐각(β)과 요오 각속도($\dot{\gamma}$)의 선형화된 동적 운동 방정식을 식 (1), (2)와 같이 얻을 수 있다[6].

$$\dot{\beta} = -\frac{(C_r + C_f)\beta}{M V} - \dot{\gamma} + \frac{(C_r L_r + C_f L_f)\dot{\gamma}}{M V^2} + \frac{C_f}{M V} \delta_f + \frac{1}{M V} F_w \quad (1)$$

$$\dot{\gamma} = \frac{(C_r L_r - C_f L_f)\beta}{J} - \frac{(C_r L_r^2 + C_f L_f^2)\dot{\gamma}}{J V} + \frac{C_f L_f}{J} \delta_f + \frac{L_w}{J} F_w \quad (2)$$

여기서, 조향 시스템을 조정하는 액추에이터(actuator)는 구속 조건을 갖는 전방휠 각도의 미분치로 결정된다.

$$\dot{\delta}_f = u_f \quad (3)$$

그리고, 차량의 전방 센서로 측정된 가이드라인과의 거리 y 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$y = V \sin(\beta + \Delta\psi) + L_s \dot{\gamma} = V(\beta + \Delta\psi) + L_s \dot{\gamma} \quad (4)$$

도로의 회전 반경의 역수를 참조 조향각 ρ_{ref} 라하고 좌회전일 경우는 양의 값으로, 우회전일 경우는 음의 값으로 각각 정의한다. 또한, $\Delta\psi$ 는 차축의 중심선과 회전 반경 $1/\rho_{ref}$ 와의 각으로서, $\Delta\psi$ 의 변화율은 다음과 같다.

$$\Delta\dot{\psi} = \dot{\psi} - \dot{\psi}_{ref} = \dot{\gamma} - V \rho_{ref} \quad (5)$$

위의 식들로부터 차량의 도로를 직선으로 가정하면, 조향 제어를 위한 동적 모델은 식 (6)의 5차 상태 방정식(state equation)으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \\ \Delta\dot{\psi} \\ \dot{y} \\ \dot{\delta}_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 & 0 & b_{11} \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 & b_{21} \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ V & L_s & V & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \\ \Delta\psi \\ y \\ \delta_f \end{bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & d_{11} \\ 0 & 0 & d_{21} \\ 0 & -V & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_f \\ \rho_{ref} \\ F_w \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$a_{11} = \frac{-(C_r + C_f)}{M V}, \quad a_{12} = -1 + \frac{(C_r L_r - C_f L_f)}{M V^2},$$

$$a_{21} = \frac{(C_r L_r - C_f L_f)}{J}, \quad a_{22} = -\frac{C_r L_r^2 + C_f L_f^2}{J V},$$

$$b_{11} = \frac{C_f}{M V}, \quad b_{21} = \frac{C_f L_f}{J},$$

$$d_{11} = \frac{1}{M V}, \quad d_{21} = \frac{L_w}{J}.$$

식 (6)에 대한 각 파라미터는 표 1과 같다.

표 1 차량시스템 파라미터
Table 1 Parameters of vehicle system

Parameters	Descriptions
δ_f	전방 휠의 조향각 [rad]
$L(L_r)$	전방(후방) axle 과 CG 까지 거리 [m]
\bar{V}	CG에서의 속도벡터 [m/s]
β	차량 중심선과 속도벡터간의 미끄러짐각 [rad]
$F(F_r)$	전방(후방) 타이어에 의한 측면 힘 [N/m]
y	측면 변위 [m]
F_w	측면 외란(바람) [kN]
L_w	CG와 F_w 간의 거리 [m]
L_s	조향 센서로부터 CG까지 거리 [m]
$\Delta \Psi$	안내선의 접선으로부터 차량의 중심선까지 거리 [m]
r	요우 각속도, $\Delta \Psi = r$ [rad/s]
$C(C_r)$	전방(후방)축의 코너링 강성 [N/rad]
ρ_{ref}	참조 조향각 [rad]
M	차량의 무게 [kg]
\bar{M}	차량의 실제 무게 [kg]
J	관성 모멘트 [kg · m ²]

코너링 강성은 도로의 마찰 계수를 고려하면 $\mu C_f, \mu C_r$ 가 된다. 또한, M 과 J 도 μ 에 의하여 $\bar{J} = J/\mu$ 와 $\bar{M} = M/\mu$ 로 일반화된다. μ 는 도로의 마찰 계수로 건조한 날은 일반적으로 1이고 비오는 날은 0.5인데, 본 논문에서는 건조한 날($\mu=1$)로 하였다. 그리고, 차량이 전륜 조향이면 후륜 조향각(δ_r)은 0이 되므로, 전방 조향 제어 입력만 고려하면 차량의 조향 제어부에 입력될 제어 입력은 $\delta_f = u_f$ 가 된다.

2.2 TDOF PID 조향 제어 알고리즘

2.2.1 TDOF PID 제어기

본 논문에서는 조향 제어기로 기존의 PID제어기와 같이 단순하고 외란 제거와 설정치 추종 성능이 뛰어난 특징을 가지고 있는 피드백형 TDOF PID 제어기로 하였다.

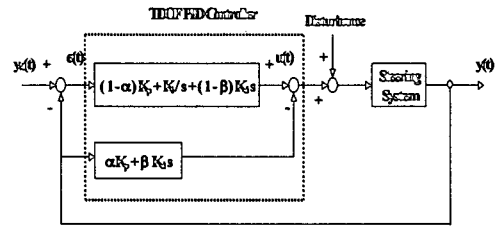


그림 3 조향 제어를 위한 TDOF PID 제어기
Fig. 3 A TDOF PID controller for steering control system

그림 3은 조향 제어를 위한 TDOF PID 제어기의 블록 다이어그램이다.

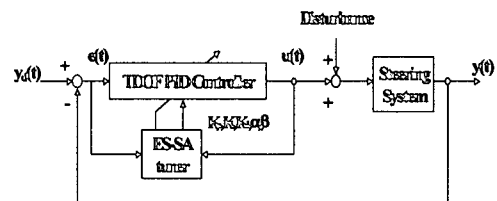


그림 4 조향 제어를 위한 Hybrid ES-SA tuned TDOF PID 제어기
Fig. 4 A hybrid ES-SA tuned TDOF PID controller for steering system control

조향 제어시스템에 대한 하이브리드 ES-SA tuned TDOF PID 제어기의 블록선도는 그림 4와 같다. 제어기 파라미터를 동조하기 위하여 하이브리드 ES-SA 알고리즘을 이용한 자동 동조기(auto-tuner)를 구성하였다. $y_d(t)$ 는 조향 시스템의 목표치이고, $y(t)$ 는 가이드라인과 차량의 조향 센서와의 편차로서 $y_d(t)$ 와 $y(t)$ 의 오차값이 제어기의 입력 신호로 제어기에 피드백 되고, 제어기를 거쳐 UCT의 조향각 제어 입력(δ_f)으로 인가된다. 여기서, 조향각 제어 입력은 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$u(t) = \{(1 - \alpha)K_p(e(t) - e(t-1)) + K_i e(t) + (1 - \beta)K_d(e(t) - 2e(t-1) + e(t-2)) - (\alpha K_p(y(t) - y(t-1)) + \beta K_d(y(t) - 2y(t-1) + y(t-2)))\} \quad (7)$$

여기서, K_p, K_i 그리고 K_d 는 PID 제어기 이득이며 α, β 는 여러 가지 형태의 PID 제어기 변형을 유도하는 파라미터이다.

2.2.2 하이브리드 ES-SA 알고리즘

제어기의 파라미터 설계를 위하여 도입된 자동 동조 알고리즘은 그림 5와 같이 ES와 SA 알고리즘을 복합적으로 적용하여 진화론적 탐색과 확률론적 탐색을 통하여 향상된 해의 탐색 능력을 가질 수 있도록 설계하였다[8-9].

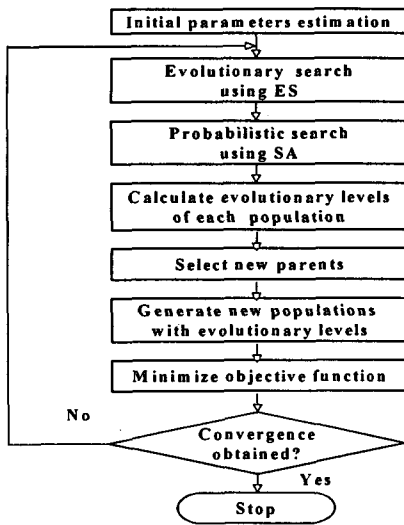


그림 5 하이브리드 ES-SA 알고리즘
Fig. 5 A hybrid ES-SA algorithm

제안된 하이브리드 구조는 먼저 초기의 부모 세대로부터 식 (8)과 같이 다음 세대의 자손을 생성하여 부모 세대와 경쟁을 통하여 생존 확률(fitness probability)이 높은 자손을 우수한 자손으로 선택하여 다음 세대의 부모가 되도록 하였다.

$$x^{t+1} = x^t + N(0, \sigma) \quad (8)$$

여기서, $N(0, \sigma)$ 는 평균이 0이고 표준편차가 σ 인 독립적인 랜덤 가우시안 함수이며, x^{t+1} 는 다음 세대에 부모로 받아들여질 자손 개체이며, 이러한 과정을 진화론적 탐색이라 할 수 있다. 그러나, 만약 각 세대의 자손들이 그들 부모보다 좋지 않은 생존 확률을 갖는다면, 식 (9)와 같이 볼츠만(Boltzmann) 확률에 따라 우수한 자손으로 받아들여지도록 하였다. 이것은 비록 다음 세대의 자손이 우수한 생존 확률을 가지고 있지 않더라도 항상 우수한 자손이 다음 세대의 부모로 선택될 수 있다는 확률론적 탐색을 의미한다[4,10].

$$P(t) = \exp(-\Delta E/T(t)) \quad (9)$$

여기서, $\Delta E = f(x^{t+1}) - f(x^t)$ 이고 $f(x)$ 는 각 개체의 생존 확률을 나타내며, $T(t)$ 는 SA법의 쿨링 스케줄(cooling schedule)을 나타내는 것으로써 탐색 시간을 빠르게 하기 위하여 $T(t) = T_0 / \log(t)$ 로 하였다. 그러나, 이러한 탐색은 각 부모가 소속된 개체군내에서의 경쟁에 의해서만 이루어지므로 극복 해에 도달할 우려가 있다. 따라서, 각 개체군이 가지는 자손이 다음 세대에 우수한 개체로 진화될 수 있도록 식 (10)과 같이 각 개체군의 진화 레벨(evolutionary level)에 따라 각 세대에 페널티를 적용하여 우수한 개체는 더욱 많은 자손을 낳을 수 있도록 하고 그렇지 못한 개체는 도태시키도록 하였다.

$$P_i(t+1) = \Sigma P(t) \times Level_i \quad (10)$$

여기서, $P_i(t+1)$ 는 t 번째 세대에 i 번째 개체군이 가질 다음 세대의 개체수이고, $\Sigma P(t)$ 는 현재 세대의 모든 개체군의 자손 수이며, $Level_i$ 는 i 번째 개체군이 가지고 있는 진화 레벨로서 식 (11)과 같다.

$$Level_i = \frac{S_i}{Total_s} \quad (11)$$

여기서, S_i 는 한 세대에서 i 번째 개체군 중에서 다음 세대에 살아남을 우수한 개체의 수이며, $Total_s$ 는 모든 개체군에 대한 S_i 의 총수를 나타낸다. 또한, 각 세대의 적합도를 평가하기 위한 평가 함수는 시스템의 시간에 따른 위치 오차와 효율적인 제어를 위한 제어 에너지를 고려하여 식 (12)와 같이 설정하였다.

$$f(x) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \{R_1 \cdot e^2(t) + R_2 \cdot u_{rms}^2(t)\} \quad (12)$$

여기서, $e(t)$ 는 차량의 위치 오차, $u_{rms}(t)$ 는 제어 실효(RMS) 에너지이며, R_1 과 R_2 는 각각의 출력 오차와 제어 입력의 가중치이다. 그리고, R_1 과 R_2 의 값은 각각 10과 0.1로 하였다, 이 값들은 경험적으로 결정된 값이다. 따라서, 본 논문에서는 ES-SA 알고리즘을 이용하여 평가함수를 최소화하는 TDOF PID 제어기의 각 파라미터 ($K_p, K_i, K_d, \alpha, \beta$)를 자동 동조하였다. 컴퓨터 시뮬레이션을 위하여 사용한 SA 및 ES 알고리즘의 파라미터는 표 2와 같다.

표 2 Hybrid ES-SA 알고리즘의 파라미터
Table 2 Parameters of hybrid ES-SA algorithm

Parameters		Values
ES	Population size	10
	Total generation No.	3000
	Mutation rate	40[%]
SA	Starting temperature	100[°C]

그리고, ES-SA 알고리즘으로 자동 동조한 제어기의 각 파라미터는 $K_p=59.74, K_i=60.80, K_d=14.48, \alpha=0.0409, \beta=1$ 이다.

3. 컴퓨터 시뮬레이션 결과 및 검토

본 논문에서 제안한 TDOF PID 제어기의 성능을 평가하기 위하여 single-track 차량 모델에 대하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였으며, LQ 제어기와 응답 특성을 비교 분석하였다. 표 3은 시뮬레이션에 사용한 차량 시스템에 대한 사양을 나타내며, 제어 성능평가를 위하여 차량의 속도는 20[m/s]일 때와 10[m/s]일 때, 차량의 중량은 9950[kg]과 화물중량을 고려한 32000[kg]일 때의 경우에 대해 각각 컴퓨터 시뮬레이션을 실시하였다. 시스템을 간단히 하기 위해 ρ_{ref} 은 0으로 하였고, 초기의 차량의 위치는 목표치에서 1.5[m] 떨어진 곳으

로 하였다. 또한, 차량의 안전을 고려하여 조향각을 $|\delta_j| \leq 0.4[\text{rad}]$ 으로 제한하였으며, 측면 변위의 오차 한계는 0.1[m]로 하였다. LQ 제어기는 matlab으로 가중치 R, Q를 조정하여 제어기량인 u를 구하였다. 그 값은 다음과 같다.

$$R=0.1, Q= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2.5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

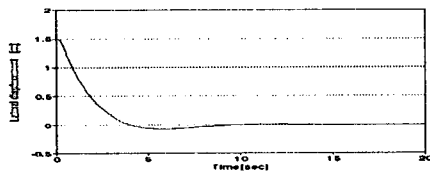
$$k_1 = 35.29, k_2 = 10.35, k_3 = 30.61, k_4 = 1.16, k_5 = 20.03, \\ u = -(k_1x_1 + k_2x_2 + k_3x_3 + k_4x_4 + k_5x_5)$$

표 3 차량 시스템의 파라미터

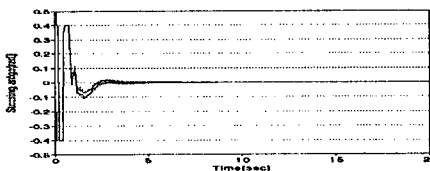
Table 3 Parameters of the vehicle system

Parameters	Values
V	20 [m/s]
L_f	3.67 [m]
L_r	1.93 [m]
L_s	6.12 [m]
L_w	0.565 [m]
C_f	198000 [N/rad]
C_r	470000 [N/rad]
M	9950/32000 [kg]
μ	1
J	$i^2 \times M$ [kg · m ²]
i^2	10.85 [m ²] (i =inertia radius)

그림 6과 7은 각각 차량의 중량을 9950[kg]으로 하고 속도를 20[m/s]으로 하였을 때, LQ 제어기와 TDOF PID 제어기의 출력과 제어 입력을 나타낸다.

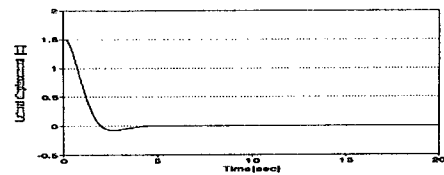


(a) Lateral displacement

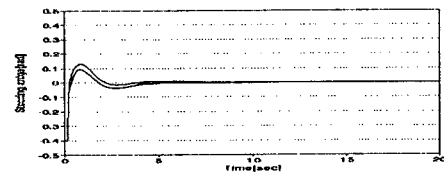


(b) Steering angle

그림 6 LQ 제어기의 응답특성(M=9950 [kg], V=20 [m/s])
Fig. 6 Response characteristics of LQ controller



(a) Lateral displacement



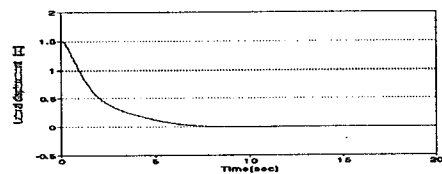
(b) Steering angle

그림 7 TDOF PID제어기의 응답특성
(M=9950[kg], V=20[m/s])

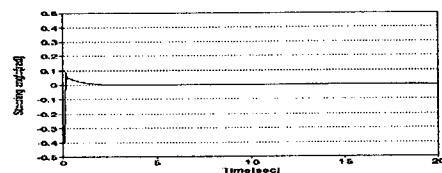
Fig. 7 Response characteristics of TDOF PID controller

LQ 제어기의 경우, 정정 시간(settling time)은 약 9초 정도가 걸렸으며, 약 6초 부근에서 3[%] 정도의 언더슈트가 발생되었다. 그러나, TDOF PID 제어기의 경우는 정정 시간은 약 4초이고, 약 2.5초 부근에서 5[%] 정도의 언더슈트(undershoot)가 발생되었다. 언더슈트면에서 TDOF PID 제어기는 LQ 제어기보다 약 2[%]정도가 더 발생되었지만, 한계 오차 범위 내에 들었고, 정정 시간 면에서는 LQ 제어기보다 수렴시간이 약 45[%] 단축되었음을 알 수 있다. 제어 입력을 보면, LQ 제어기의 경우 목표치가 변화되는 부분에서 다소의 스위칭 현상이 발생되었다. 이것은 초기 제어 입력이 너무 많이 들어가 이에 따른 위치 보정을 위해서 반대 방향으로 제어 입력을 주는 과정에서 생기는 것으로 분석된다. TDOF PID 제어기의 경우는 제어 입력의 변화가 완만하지만, 미세한 스위칭이 생기는 것은 목표치에 도달하기 위해 조향각을 서서히 증가시켰기 때문이다.

그림 8과 9는 차량의 중량을 32000[kg]으로 하고 속도를 20[m/s]으로 했을 때, 각각의 제어기의 응답 특성을 나타낸다.

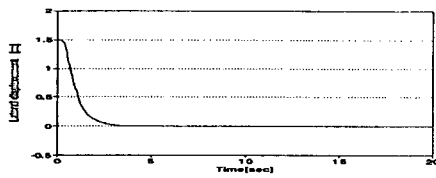


(a) Lateral displacement

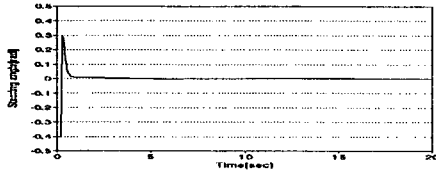


(b) Steering angle

그림 8 LQ 제어기의 응답특성(M=32000 [kg], V=20 [m/s])
Fig. 8 Response characteristics of LQ controller



(a) Lateral displacement



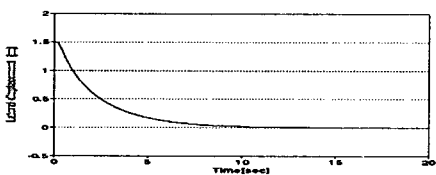
(b) Steering angle

그림 9 TDOF PID 제어기의 응답특성
(M=32000 [kg], V=20 [m/s])

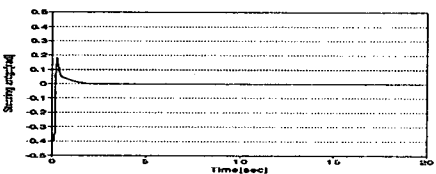
Fig. 9 Response characteristics of TDOF PID controller

LQ 제어기의 경우 정정 시간은 약 9.5초이며, TDOF PID 제어기는 약 4초 정도에 수렴하였다. 그러나, 앞의 경우에 비해 언더슈트가 거의 발생하지 않음을 알 수 있다. 이것은 차량의 중량이 증가함에 따라 차량의 응답 속도가 앞의 경우보다 느린 것으로 분석된다. 정정 시간면에서는 TDOF PID제어기가 LQ 제어기보다 약 50[%] 빨리 수렴하였으며, 보다 우수한 제어 성능을 발휘함을 알 수 있었다. 또한, 제어 입력을 보면 제어 입력이 가해진 시간과 출력 응답 시간의 차이가 생기는데, 이 또한 차량의 중량 증가로 입력에 대한 실제 차량의 응답이 지연됨을 알 수 있다.

그림 10과 11은 각각 차량 중량을 9950[kg]으로 하고, 속도를 10[m/s]으로 하였을 경우의 각 제어기에 대한 응답 특성을 보여주고 있다.



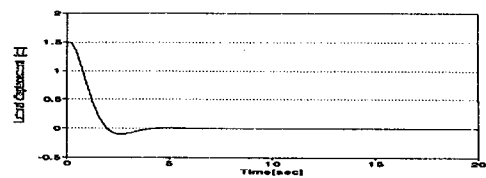
(a) Lateral displacement



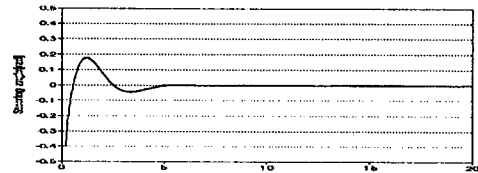
(b) Steering angle

그림 10 LQ 제어기의 응답특성(M=9950 [kg], V=10 [m/s])

Fig. 10 Response characteristics of LQ controller



(a) Lateral displacement



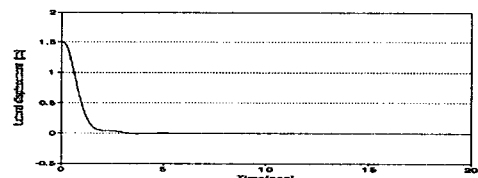
(b) Steering angle

그림 11 TDOF PID 제어기의 응답특성
(M=9950 [kg], V=10 [m/s])

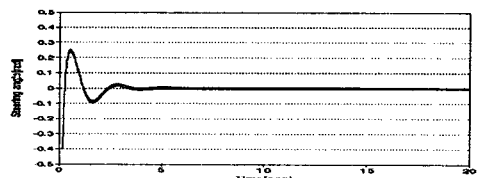
Fig. 11 Response characteristics of TDOF PID controller

LQ 제어기의 경우 정정 시간은 약 10초이며, TDOF PID 제어기는 약 5.5초 정도가 걸렸다. 이것은 차량의 속도가 감소함에 따라 차량의 응답속도가 앞의 경우보다 느린 것으로 분석된다. 정정 시간은 LQ 제어기보다 TDOF PID 제어기가 약 4.5초 정도 빨리 수렴하였다.

지금까지는 선형화된 조향 시스템에 대해 제어기의 성능을 평가하였는데, 실제 조향 시스템은 질량, 관성모멘트, 타이어의 마찰계수 그리고 도로의 상태의 변화 등 여러 가지 파라미터 불확실성을 가지고 있다. 본 논문에서는 이러한 조향 시스템의 질량, 관성모멘트, 코너링 강성에 불확실성 부분에 대한 제어기의 특성을 검정하였다. 질량, 관성 모멘트 그리고 코너링 강성은 타이어의 마찰 계수변화에 영향을 받으므로 마찰 계수에 불확실성을 두었다. 불확실성 부분의 비율은 맑은 날의 비율과 비오는 날의 비율을 고려하여 50-100%정도로 하였다.



(a) Lateral displacement



(b) Steering angle

그림 12 파라미터 불확실성이 고려된 TDOF PID 제어기의 응답특성(M=9950 [kg], V=20 [m/s])

Fig. 12 Response characteristics of TDOF PID controller with parametric uncertainties

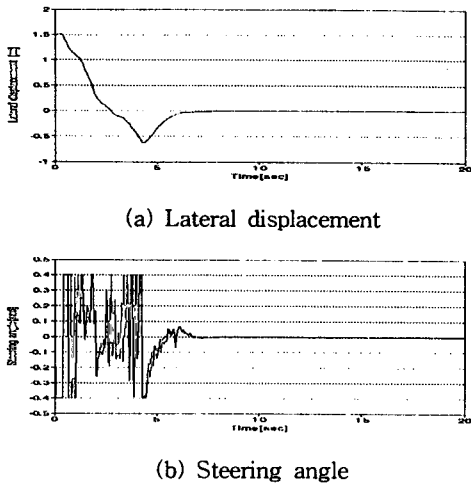


그림 13 파라미터 불확실성이 고려된 LQ 제어기의 응답특성 (M=9950 [kg], V=20 [m/s])
 Fig. 13 Response characteristics of LQ controller with Parametric uncertainties

그림 12와 13은 조향 시스템의 파라미터 불확실성을 고려한 각 제어기의 응답 특성을 나타낸다. TDOF PID 제어기의 경우 정정 시간은 약 3초이고 불확실성 부분에 대해 강인한 제어 동작이 되고 있다. LQ제어기의 경우 불확실성 부분의 영향으로 제어 출력에서 40[%] 이상의 언더슈트가 발생하였고, 제어 입력에도 많은 스위칭 현상이 나타나고 있다.

다음으로 제어기의 외란에 대한 강인성을 검증하기 위하여 항만에서 고려될 수 있는 바람을 외란으로 적용하였다. 적용된 바람에 대한 모델은 식 (13)과 같다.

$$f = p(3\sin(\omega t) + 7\sin(2\omega t) + 5\sin(3\omega t) + 4\sin(4\omega t)) \quad (13)$$

여기서, ω 는 풍력의 기본 주파수(fundamental frequency)이고, p는 풍력의 크기(magnitudes)를 나타낸다. 본 논문에서는 ω 를 3[rad/sec]로 하였고, p는 43.4[kN]으로 하였으며, 파형은 그림 14와 같다[11].

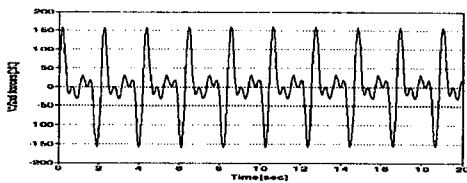


그림 14 외란(풍력)
 Fig. 14 Disturbance(Wind forces)

그림 15와 16은 외란이 주어졌을 때 각 제어기의 출력 및 제어 입력을 나타내고 있다. TDOF PID 제어기의 경우 정정 시간이 약 3초이고, LQ 제어기의 경우 약 5초 정도 되었다. 그리고 외란의 영향으로 TDOF PID의 경우 제어 입력에 스위칭 현상이 발생하였는데, 출력에는 오실레이션(oscillation)이 생기지 않았다. 이것은 외란에 대한 영향을 줄이는 방향

으로 제어 입력이 주어졌기 때문이다. LQ 제어기의 경우 출력에 조금의 오실레이션이 잔류하고 있다.

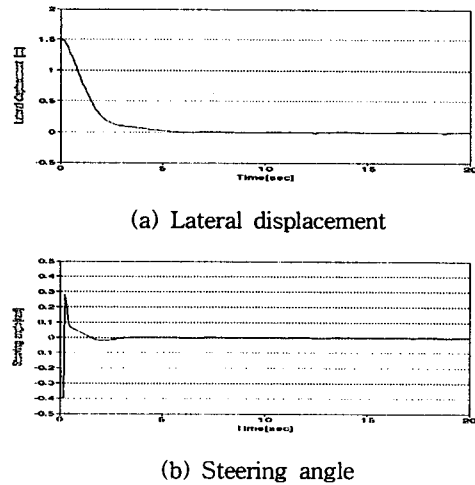


그림 15 외란이 주어졌을 때 LQ 제어기의 응답특성 (M=9950 [kg], V=20 [m/s])
 Fig. 15 Response characteristics of LQ controller with disturbance

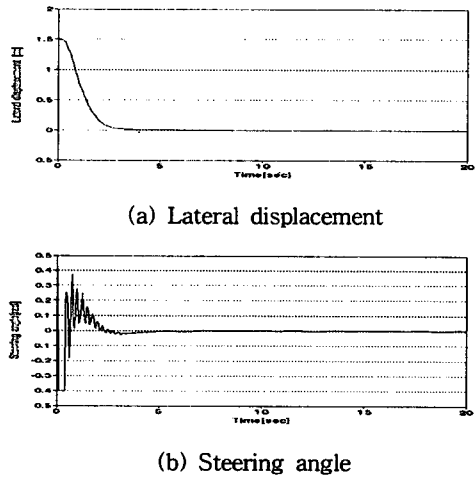


그림 16 외란이 주어졌을 때 TDOF PID 제어기의 응답특성 (M=9950 [kg], V=20 [m/s])
 Fig. 16 Response characteristics of TDOF PID controller With disturbance

4. 결 론

본 논문에서는 AGV의 자동 조향 제어(automatic steering control)를 위해 TDOF PID 제어기를 구성하였으며, 사전검증 단계로 IFAC 표준시뮬터스 모델인 single-track 모델에 설계한 TDOF PID 제어기를 적용하였다. 제어기 파라미터의 자동 동조를 위해 하이브리드 ES-SA 알고리즘을 이용하였다. 조향 제어에 있어 설계된 제어기의 제어 성능을 비교 분석하기 위하여 LQ 제어기와 함께 차량의 무게 변화, 속도 변화에 대해 각각 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 또한, 시스템의 불확실성에 대한 고려와 외란에 대한 영향을 분

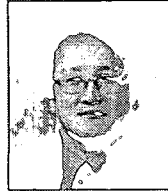
석해 보았다. 그 결과로 TDOF PID 제어기는 LQ 제어기에 비해 정정시간이 45[%] 정도 감소되었고, 중량 변화, 속도 변화, 파라미터의 불확실성 그리고 외란에 대해서도 우수한 제어 성능을 보여주었다.

향후 연구과제로서는 실제 항만의 조건을 고려한 제어기의 성능에 대한 평가가 이루어져야 할 것이고, 본 연구에서는 하이브리드 ES-SA 알고리즘으로 파라미터값을 오프라인(off-line)으로 자동 동조하였는데, 제어기에 환경 변화에 대한 적응성을 높일 수 있도록 자기동조(self-tuning) 알고리즘을 구현하려고 한다.

참 고 문 헌

- [1] 한국해양수산 개발원, 자동화 컨테이너 터미널 개발 사업 타당성 검토 최종 보고서, 1998. 12.
- [2] J. Ackermann, J. Guldner, W. Sienel, R. Steinhauser, and V. I. Utkin, "Linear and nonlinear controller design for robust automatic steering," IEEE Trans. on Control Systems Technology, Vol. 3, No. 1, pp. 132-143, 1995.
- [3] 김동화, 이원규, "신경망 2-자유도 PID 제어를 이용한 원자력 발전소용 증기 발생기 수위제어," Jour. of Control, Automation and Systems Eng., Vol. 4, No. 3, pp. 321-328, 1998.
- [4] Z. Michalewicz, *Genetic Algorithms + Data Structures = Evolution Programs*, Springer-Verlag, 1996.
- [5] 송준규, 승용차의 조향성능의 향상을 위한 제어에 관한 연구, 한국과학기술원 박사학위 논문, 1994.
- [6] 구자형, 최승복, "가변구조 제어를 이용한 조향장치의 강건 제어," 자동차 공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 281-286, 1996.
- [7] W. Schiehlen, R. Durr, U. Pertersen, and A. Rukaguer, "Modular modeling of steering control system," Conference on Motion and Vibration Control, pp. 116-121, 1996.
- [8] Suzannah and Y. W. Wong, "Hybrid genetic/simulated annealing approach to short-term multiple-fuel-constrained generation scheduling," IEEE Trans. on Power Systems, Vol. 12, No. 2, 1997.
- [9] I. K. Jeong and J. J. Lee, "Adaptive simulated annealing genetic algorithms control applications," Int. Jour. of Systems Science, Vol. 27, No. 2, 1996.
- [10] S. Kirkpatrick, C. D. Gelatt, Jr., and M. P. Vecchi, "Optimization by simulated annealing," Science, Vol. 220, pp. 671-680, 1983.
- [11] A. C. Nerves and R. Krishnan, "A strategy for active control of tall civil structures using regenerative electric actuator," Proc. of the 11th ASCE Engineering Mechanics Specialty Conf., pp. 503-506, 1996.

제 자 소 개



이 권 순 (李 權 純)

1955년 1월 18일 생. 1977년 2월 충남대 공업교육과 졸업. 1981년 2월 서울대 대학원 전기공학과 졸업(석사). 1990년 7월 Oregon State University 전기 및 컴퓨터공학과 졸업(Ph. D.). 1996년 8월~1997년 8월 Virginia Tech. 전기 및 컴퓨터 공학과 Visiting scholar. 1995년 12월~1996년 1월 일본 전기통신대학 기계제어공학과 객원연구원. 1998년 1월 ~1998년 12월 대한전기학회 편집위원. 1982년 3월~현재 동아대 공대 전기전자컴퓨터공학부 교수
Tel : 051-200-7739
E-mail : kslee@daunet.donga.ac.kr



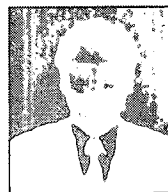
이 영 진 (李 榮 珍)

1966년 6월 17일 생. 1992년 2월 동아대 전기공학과 졸업. 1994년 2월 동 대학원 전기공학과 졸업(석사). 1998년 동 대학원 전기공학과 박사 수료.
Tel : 051-200-6748
E-mail : i8545733@mail.donga.ac.kr



손 주 한 (孫 周 漢)

1974년 2월 27일 생. 1999년 2월 동아대 전기공학과 졸업. 1999년 2월~현재 동 대학원 전기공학과 석사과정
Tel : 051-200-6748
E-mail : d9236638@mail.donga.ac.kr



이 만 형 (李 瞞 螢)

1946년 10월 18일 생. 1969년 2월 부산대 전기공학과 졸업. 1971년 2월 동 대학원 제어공학과 졸업(석사). 1983년 7월 Oregon State University 전기·컴퓨터 공학과 졸업(Ph. D.), 71.9~74.9 육군사관학교 전자공학과 전임강사, 74.9~75.2 부산대 공대 시간강사, 75.3~78.8 부산대 공대 조교수, 83.9~88.9 부산대 공대 부교수, 85.3~86.11 부산대 공대 학생과장, 86.11~88.2 부산대 학생처 학생부처장, 88.10~현재 부산대 공대 교수, 91.5~91.9 부산대 기획실 부실장, 93.7~95.8 부산대 컴퓨터응용기술산학공동연구소 소장, 95.9~97.8 부산대 연구기획실 실장, 97.3~현재 한국공학원 기계공학 준회원, 97.8~현재 부산대 석좌교수 포항제철(주), 99.9~현재 부산대 국책사업단 단장, 99.9~현재 부산대 기계공학부 부장
Tel : 051-510-2331
E-mail : mahlee@hyowon.pusan.ac.kr