

공학석사 학위논문

RCGA에 의한 선박용 디젤주기관  
의 PID 제어기 설계

Design of PID Controller for  
Marine Diesel Engines using RCGA

지도교수 소 명 옥

2005년 8월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과 최 명 성

본 논문을 최명성의 공학석사 학위논문으로 인준함

위원장 공학박사 오 세 준 인

위 원 공학박사 정 병 건 인

위 원 공학박사 소 명 옥 인

2005년 7월 4일

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

# 목 차

Abstract .....	ii
Nomenclature .....	iv
제 1 장 서론	
1.1 연구배경 .....	1
1.2 연구내용 및 구성 .....	1
제 2 장 선박용 디젤 주기관 모델링	
2.1 디젤 주기관의 회전수 제어 시스템 .....	3
2.2 디젤 주기관 시스템의 모델링 .....	5
2.3 제어대상에 대한 축소 모델의 파라미터 추정 .....	18
제 3 장 PID제어기 설계	
3.1 PID 제어기 .....	26
3.2 축소 모델과 제어대상의 응답비교 .....	29
3.3 RCGA에 의한 PID 제어기의 최적 동조 .....	32
제 4 장 시뮬레이션	
4.1 Ziegler-Nichols 동조법의 PID 제어기 .....	37
4.2 제안한 동조법의 PID 제어기 .....	42
제 5 장 결론 .....	47
참고문헌 .....	48

# Design of PID Controller for Marine Diesel Engines using RCGA

*Myoung-Sung Choi*

*Department of Marine Engineering, Graduate School  
Korea Maritime University*

## Abstract

The Proportional Integral Derivative(PID) controller has conducted and developed as it has been used widely all over the industrial sites based on lots of researches. There is no exception in shipbuilding industry, most of the ship diesel main engines and engine room machineries are currently operated by the PID control mechanism.

As our industry has developed and increased the level of high-technology, many suggestions have appeared to upgrade the PID controller. Most of them are mainly based on experiences and experimentations. As a result, tuning of PID controller depends on designer's experience and intuition. Closed loop tuning method of Ziegler and Nichols(Z-N), Open loop tuning method, Cohen-Coon(C-C) tuning method and IMC tuning method are well known to us.

A different approach is in progress in tuning the PID controller with optimal conditions using Genetic Algorithm(GA) in this work. It adopts on evaluative function. This scheme deals with tuning PID controller in accordance with changing set up speed of diesel main engine for ships.

This controller can not use directly Ziegler-Nichols's open loop tuning method because it is expressed in a 4th differential equation. In accordance with the terraced change of setting up, we have the same model as original

system. Because *models* have similar *property* of *reply*. From the *modeling* point of view, we can get *parameters* of the *model* in the *reply* of *process*.

The *proposed* *method* can help solving the *problem* of tuning PID controller. Simulation results showed the effectiveness of the *proposed* scheme.

## Nomenclature

B	Coefficient of friction
$e_b$	Back e.m.f.
$i_a$	Armature current
$i_f$	Field current
$J_e$	Inertial moment of main diesel engine
$J_m$	Inertial moment of a DC actuator motor
$K$	Normal gain
$K_A$	Gain of amplifier
$K_b$	Back e.m.f. coefficient
$K_c$	Normal gain of combustion system
$K_{cr}$	Critical gain
$K_D$	Derivative gain
$K_E$	gain of diesel engine
$K_I$	Integral gain
$K_N, K_P$	Proportional gain
$K_r$	Gain of revolution system
$K_t$	Torque constant
$K_v$	Ball-screw mechanism constant
$K_{TG}$	Feedback gain of tacho-generator
L	Time delay of combustion system
$L_a$	Armature inductance
N	Rotational frequency of main diesel engine
n	Cylinder number of main diesel engine
$P_{cr}$	Critical cycle
$Q_e$	Driving torque of main diesel engine
$q_l$	Load torque
$q_f$	Frictional torque
$R_a$	Armature winding resistance
T	Time constant

$T_c$	Time constant of combustion system
$T_d$	Derivative time
$T_i, T_N$	Integral time
$T_r$	Time constant of revolution system
$T_m$	Torque of DC actuator motor
$V_m$	Voltage supplied
$u$	Control input
$z$	Rack position of fuel oil pump

### **Greek**

$\Psi$	Air gap flux density
$\tau$	Time constant
$\theta_m$	Rotor angle of DC actuator motor
$\omega_e$	Speed of revolution
$\omega_m$	Angular velocity of DC actuator motor

# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구배경

PID 제어기는 고전적인 제어기이기는 하나, 그 역사가 오랜 만큼 실용적인 면에서 많은 연구가 축적되어 현대제어 이론이 발전된 오늘날에도 산업현장에서 실제로 가장 많이 사용되고 있는 제어기이다. 선박에도 예외는 아니어서 현재 선박용 디젤 주기관과 기관실(Engine room)에서 사용되는 대부분의 제어기도 PID 제어 기법을 채용하고 있다[1],[2].

PID 제어기의 동조에는 지금까지 여러 방법들이 제안되어 왔으나, 대부분은 경험적이고 실험적 접근법이 보편적이다. 따라서 설계자의 경험과 직관이 제어기 동조에 큰 영향을 미친다. 잘 알려진 대표적인 방법으로는 Ziegler와 Nichols(Z-N)의 페루프 동조법과 개루프 동조법, Cohen-Coon(C-C) 동조법, IMC 동조법등이 있다[3-5].

그러나 최근에는 평가함수를 통해 주어진 조건에서 최적으로 탐색할 수 있는 유전알고리즘(Genetic algorithm : GA)을 사용하여 PID 제어기 파라미터를 최적으로 동조하는 연구가 진행되고 있다. 따라서 본 논문에서도 GA를 이용하여 선박용 디젤 주기관을 회전수 설정치 변화에 따라 PID 제어기를 동조하는 문제를 다루기로 한다.

## 1.2 연구내용 및 구성

본 논문에서 다루는 제어대상은 4차 연립 미분방정식으로 표현되기 때문에 Ziegler-Nichols의 개루프 동조법을 곧바로 적용할 수 없다. 따라서 우선 1차 시간지연 모델(Over-damped model)을 기반으로 계단상의 설정치 변화에 따라 원래의 제어대상과 동일한 출력을 나타내는 축소 모델을 구한다. 이는 모델의 관점에서 보면 산업현장의 복잡한 프로세스들이 비록 고차일지라도 1차 시간지연 모델과 유사한 응답특성을 가지므로 프로세스 응답으로부터 모델의 매개변수를 얻을 수 있다는 것을 의미한다[6]. 이때 발생하는 최적화 문제와 PID 제어기의 동조에 GA의 한 종류인 실수코딩 유전알고리즘(Real-coded genetic algorithm : RCGA)을 이용하여 해결하도록 한다[7].

본 논문은 총 5장으로 구성되어 있다. 제1장은 서론이며, 제2장은 선박용 디젤 주기판의 모델링 과정과 1차 시간지연 모델의 파라미터를 탐색하는 방법을 알아본다. 제3장에서는 PID 제어기의 동조규칙을 살펴보고, 동일한 입력에 대해 1차 시간지연 모델과 원래 제어대상의 출력을 비교하여 1차 시간지연 모델의 타당성을 검증한다. 또한 RCGA에 기초한 PID 제어기 동조 방법을 설명한다. 제4장에서는 Ziegler-Nichols의 제어기 동조법과 본 연구에서 제안하는 RCGA에 기초한 PID 제어기의 응답을 비교하여 제안하는 제어기의 제어 성능을 확인한다. 제5장에서는 본 논문에서 최종적으로 얻어진 결론을 요약한다.

## 제 2 장 선박용 디젤 주기관의 모델링

### 2.1 디젤 주기관의 회전수 제어시스템

선박용 디젤 주기관은 저속, 장행정, 소수 실린더화로 각 실린더간의 폭발 간격이 길어지고, 분사 늦음, 착화 늦음 등으로 시간지연이 발생하며 연소가 점진적으로 이루어짐으로 토크의 발생도 일시적으로 발생한다고 볼 수 없다. 이러한 복잡한 연소 계통과 더불어 과급장치, 추진장치 등이 결합된 선박용 디젤 주기관은 구조가 복잡할 뿐만 아니라 비선형적인 요소들을 포함하고 있어서 수학적 모델링을 정확히 하기 어려워 근사적으로 모델링 하여 제어기를 설계하고 있다 [2].

본 논문에서 취급하는 주기관의 회전수 제어시스템은 Fig. 2.1에 표시한 것과 같이 회전수를 제어하는 PID 제어기와 액추에이터 시스템, 연료펌프를 포함한 디젤 주기관으로 구성되어 있다. 액추에이터 시스템은 DC 모터와 모터용 제어기, 볼-스크루(Ball-screw) 메커니즘으로 이루어져 있다.

핸들에서 목표 회전수가 주어지면 PID 제어기에서 목표 회전수와 현재 회전수를 비교하여 제어를 행한 후, 랙크 위치 목표값을 출력한다. 랙크 위치 목표값에 의해서 액추에이터 시스템이 작동하고, 랙크가 목표값의 위치에 가게 된다. 결국 변화한 랙크 위치에 의해 연료 분사량이 결정되고 주기관의 회전수가 증감된다. 이 증감된 주기관 회전수가 피드백 되어 목표 회전수와 비교되고, 최종적으로는 오차가 없어지도록 앞에서 설명한 동작이 반복된다.

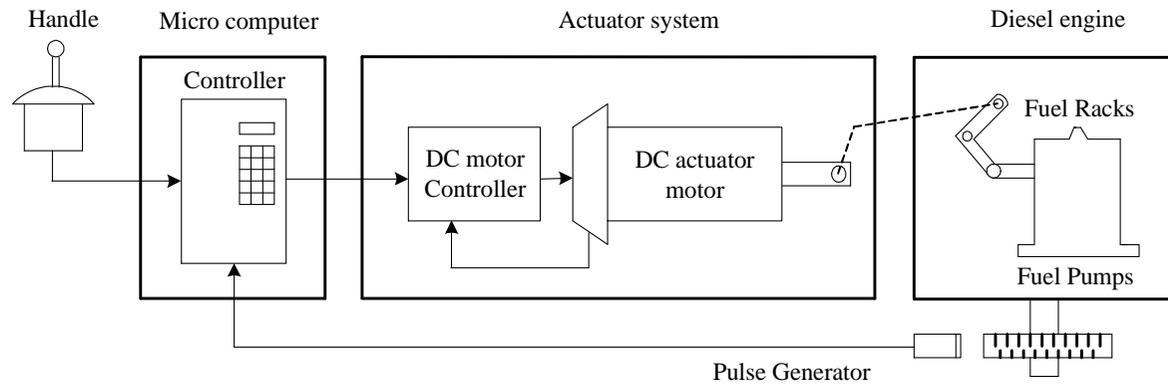


Fig. 2.1 Speed control system of marine main diesel engine

## 2.2 디젤 주기관 시스템의 모델링

### 2.2.1 주기관 모델링

주기관은 크게 연소계통과 회전계통으로 구분하여 모델링 할 수 있다. 저속 주기관에서는 시간지연 특성이 중요하므로 다음과 같이 1차 시간지연 시스템으로 간주하여 연료 랙크 위치  $z$ 에 대한 디젤 주기관의 구동토크  $q_e$ 로 표현하면 식 (2.1)과 같은 전달함수로 나타낼 수 있다[1],[2].

$$G_c(s) = \frac{Q_c(s)}{Z(s)} = \frac{K_c e^{-Ls}}{1 + T_c s} \quad (2.1)$$

여기서,  $L$ 은 연소계통에서의 시간지연이고,  $K_c$ 와  $T_c$ 는 각각 연소계통의 정상이득과 시정수이다.

식 (2.1)의 연소계통에 나타나는 시간지연은 연료 랙크를 조정하는 순간부터 증감된 연료가 분사될 때까지의 분사지연기간과 연료가 분사 밸브에서 분사된 후 연소가 일어나기까지의 착화지연기간을 포함하는 시간이다. 연료펌프 유효행정 중에는 연료가 조정되지 않는다고 가정하고 연료펌프 유효행정을 한 사이클의 1/4로 보면 시간지연  $L$ 은 실린더의 폭발시간 간격과 연료펌프 유효행정 시간의 합으로 볼 수 있으므로 아래와 같이 된다[8].

$$L = \frac{15}{N} + \frac{60}{N \cdot n} \quad (2.2)$$

여기서,  $N$ 과  $n$ 은 각각 주기관의 회전수와 실린더 수이다.

또한 주기관의 회전계통은 연소실에 연료 랙크의 위치에 상응하는 연료가 분사되면 폭발이 일어나고, 구동토크  $q_e$ 가 발생하며 토크가 부하에 걸려서 기관이 회전하게 되므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$J_e \frac{d\omega_e(t)}{dt} = q_e(t) - q_l(t) - q_f(t) \quad (2.3)$$

여기서,  $J_e$ 는 주기관의 관성모멘트,  $q_l$ 와  $q_f$ 는 각각 부하토크와 마찰토크이다. 마찰 토크  $q_f$ 는 주기관의 회전속도  $\omega_e$ 에 비례하므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$q_f(t) = B_e \omega_e(t) \quad (2.4)$$

여기서,  $B_e$ 는 주기관의 축계 마찰 계수이다.

식 (2.4)를 식 (2.3)에 대입하여 정리하고, 라플라스 변환하여 회전속도를 구하면 다음과 같다.

$$\Omega_e(s) = \frac{K_r}{1 + T_r s} (Q_e(s) - Q_l(s)) \quad (2.5)$$

여기서,  $K_r$ 은 회전계통의 이득으로서  $1/B_e$ 이고,  $T_r$ 은 회전계통의 시정수로서  $J_e/B_e$ 이다.

부하토크를 무시하고 식 (2.1)과 식 (2.5)를 결합하여 정리하면 식 (2.6)과 같은 주기관 전체의 전달함수를 얻을 수 있다.

$$\frac{\Omega_e(s)}{Z(s)} = \frac{K_c K_r e^{-Ls}}{(1 + T_c s)(1 + T_r s)} \quad (2.6)$$

여기서,  $K_c K_r = K_E$ 로 하고,  $T_c$ 는 아주 미소하므로 무시하여  $T_c T_r \approx 0$ 으로,  $T_c + T_r = T_E$ 로 하여 근사화 하면 연소계통과 회전계통을 통합한 디젤주기관은 식 (2.7)과 같이 표현된다.

$$\frac{\Omega_c(s)}{Z(s)} = \frac{K_E e^{-Ls}}{1 + T_E s} \quad (2.7)$$

기관의 구동 토크  $q_e$ 는 랙크 위치  $z$ 에 비례하고, 기관의 회전수  $N$ 의 제곱에 비례하므로 랙크 위치  $z$ 와 회전수  $N$ 사이에는 다음과 같은 관계식이 성립한다.

$$z = \frac{(z_{\max} - z_{\min}) \cdot N^2 + (z_{\min} \cdot N_{\max}^2 - z_{\max} \cdot N_{\min}^2)}{N_{\max}^2 - N_{\min}^2} \quad (2.8)$$

여기서,  $z_{\max}$ ,  $z_{\min}$ 는 각각 연료펌프의 최대 랙크 위치와 최소 랙크 위치이고,  $N_{\max}$ ,  $N_{\min}$ 는 각각 주기관의 최대 회전수와 최저 회전수이다.

본 논문에서 선정된 기관의 사양은 Table 2.1과 같고, 이 데이터들을 식 (2.8)에 대입하여 랙크 위치와 회전수의 관계를 표시하면 Fig. 2.2과 같다.

Table 2.1 Characteristics of a main diesel engine

Parameters	Value	Description	Unit
$N_{\max}$	65.00	Max. engine speed	[rpm]
$N_{\min}$	19.00	Min. engine speed	[rpm]
$z_{\max}$	80.00	Max. rack position	[%]
$z_{\min}$	20.00	Min. rack position	[%]
$T_E$	1.85	Time constant	[s]

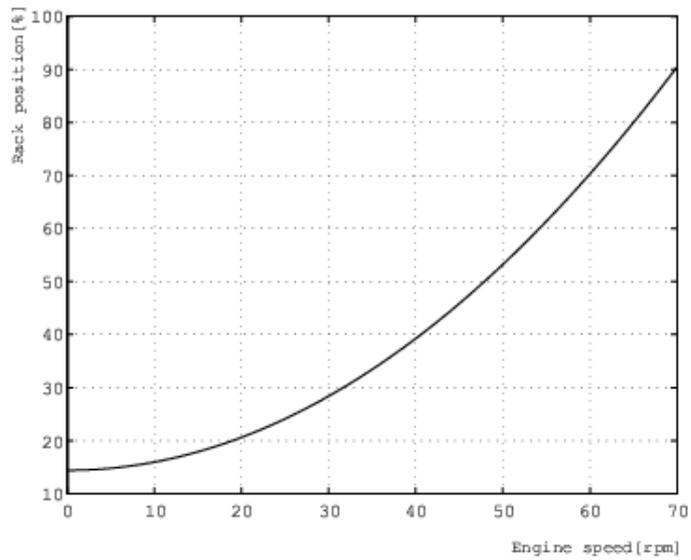


Fig. 2.2 Z-N graph of marine diesel engine

주기관에 대한 파라미터  $L$  과  $K_E$  는 각각 식 (2.2) 및 Fig. 2.2를 참고하여 다음과 같이 5단계의 회전수로 나누어서 설정했다.

Table 2.2 Parameters of main diesel engine

Engine speed [rpm]	20	30	40	50	60
$L$ [s]	1.35	0.9	0.68	0.54	0.45
$K_E$ [rpm/mm]	20/20.61	30/28.36	40/39.24	50/53.21	60/70.29

## 2.2.2 액추에이터 시스템 모델링

액추에이터는 DC 모터와 볼-스크루 메커니즘으로 구성되어 있다. 전기자제어 방식을 채택하는 DC 모터는 Fig. 2.3과 같은 등가 회로로 나타낼 수 있다[9]. 계자는 모터 내부에 일정한 자기장을 만드는 역할을 하고, 전기자는 외부로부터 전류를 공급받아 회전자계를 만드는 역할을 한다.

전기자에는 연속적으로 회전이 가능하도록 정류자가 설치되어 있고, 브러시를 거쳐 공급되는 전류를 차례차례 전환하여 전기자가 어느 위치에 있어도 일정한 방향으로 회전하도록 해준다.

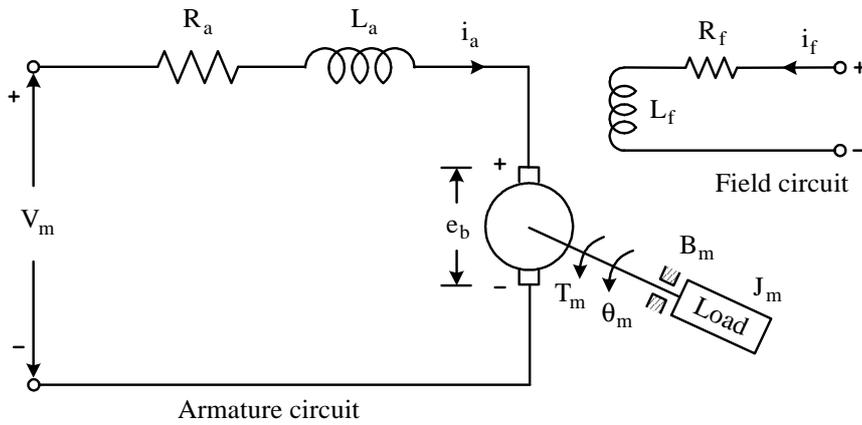


Fig 2.3 Equivalent circuit of DC motor

Fig. 2.3에서  $v_m$ 와  $e_b$ 는 각각 전기자에 인가해 주는 입력전압과 역기전력이고,  $i_a$ 는 전기자 전류,  $R_a$ 와  $L_a$ 는 각각 전기자 회로의 저항과 인덕턴스이다.

DC 모터의 발생토크  $T_m$ 는 전기자 전류  $i_a$ 와 공극자속  $\Psi$ 와의 곱에 비례하고, 공극자속  $\Psi$ 는 계자전류  $i_f$ 에 비례한다. 따라서 발생하는 토크는 다음과 같다.

$$T_m(t) \propto \Psi i_a(t) \quad (2.9a)$$

$$\Psi = K_f i_f(t) \quad (2.9b)$$

$$T_m(t) = K_f i_f(t) K_1 i_a(t) \quad (2.9c)$$

여기서,  $K_f$ 와  $K_1$ 은 상수이다.

그러나 계자가 영구 자석인 경우 토크는 전기자 전류에만 비례하므로 토크 평형식은 다음과 같다.

$$T_m(t) = K_t i_a(t) = J_m \frac{d\omega_m(t)}{dt} + B_m \omega_m(t) \quad (2.10)$$

여기서,  $K_t$ 는 토크 상수,  $J_m$ 는 회전자 및 부하의 관성모멘트,  $B_m$ 은 쿨롱 마찰과 점성마찰을 고려한 마찰계수이다.

전기자가 회전할 때, 자속과 각속도의 곱에 비례하는 전압이 입력전압과 반대 방향으로 전기자에 유도된다. 이 전압을 역기전력이라고 하며, 자속이 일정하면 유도되는 역기전력은 다음과 같다.

$$e_b(t) = K_b \omega_m(t) \quad (2.11)$$

여기서,  $K_b$ 는 역기전력 상수이다.

전기자제어 DC 모터의 내부에 흐르는 전류는 입력전압  $v_m$ 에 의해 제어되고, 전기자 회로에 키르히호프 전압법칙(KVL)을 적용하면 다음과 같은 식이 얻어진다.

$$v_m(t) = R_a i_a(t) + L_a \frac{di_a(t)}{dt} + e_b(t) \quad (2.12)$$

따라서 Fig. 2.3과 같은 등가회로로 표현되는 전기자전압제어 DC 모터의 관계식을 정리하면 다음과 같다.

$$v_m(t) - e_b(t) = R_a i_a(t) + L_a \frac{di_a(t)}{dt} \quad (2.13)$$

$$e_b(t) = K_b \omega_m(t) \quad (2.14)$$

$$T_m(t) = K_t i_a(t) = J_m \frac{d\omega(t)}{dt} + B_m \omega_m(t) \quad (2.15)$$

여기서,  $R_a$ 와  $K_b$ 가 일정하고, 모든 초기 조건들이 영(Zero)이라고 가정하여 식 (2.13)~(2.15)를 라플라스 변환하면 다음과 같다.

$$V_m(s) - E_b(s) = (R_a + L_a s)I_a(s) \quad (2.16)$$

$$E_b(s) = K_b \Omega_m(s) \quad (2.17)$$

$$T_m = K_t I_a(s) = (J_m s + B_m)\Omega_m(s) \quad (2.18)$$

위 식을  $V_m(s)$ ,  $\Omega_m(s)$ 의 관계식으로 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{\Omega_m(s)}{V_m(s)} = \frac{K_t}{L_a J_m s^2 + (R_a J_m + L_a B_m)s + R_a B_m + K_t K_b} \quad (2.19)$$

일반적으로  $L_a$ 는 매우 작은 값이므로 식 (2.19)는 다음과 같은 일차식으로 다시 표현할 수 있다.

$$\frac{\Omega_m(s)}{V_m(s)} = \frac{K_t}{R_a J_m s + R_a B_m + K_t K_b} \quad (2.20)$$

여기에서 마찰계수  $B_m$ 을 무시하면 DC 모터는 다음과 같은 전형적인 선형모델로 표현될 수 있다[9],[10].

$$\frac{\Omega_m(s)}{V_m(s)} = \frac{\frac{K_t}{R_a J_m}}{s + \frac{K_t K_b}{R_a J_m}} \quad (2.21)$$

볼-스크루는 DC 모터의 회전운동을 직선운동으로 변환시켜주는 메커니즘으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{z}(t) = K_V \omega_m(t) \quad (2.22)$$

$$Z(s) = \frac{K_V}{s} \Omega_m(s) \quad (2.23)$$

Fig. 2.4는 주기관을 제외한 액추에이터 시스템을 나타낸 것이다. PI 제어기는 액추에이터 모터용 제어기이다. Table 2.3은 이때 사용되어진 액추에이터 시스템 각 구성품의 파라미터 값을 나타낸 것이다.

Table 2.3 Parameter of an actuator system

Symbols	Description	Value	Unit
$R_a$	Armature winding resistance	0.25	[V/A]
$L_a$	Armature inductance	-	[H]
$T_m$	Torque of DC actuator motor	-	[N·m]
$\Theta_m$	Rotor angle of DC actuator motor	-	[rad]
$\omega_m$	Angular velocity of DC actuator motor	-	[rad/s]
$K_t$	Torque constant	0.42042	[N·m/A]
$K_b$	Back emf coefficient	0.42042	[V·rad/s]
$K_V$	Ball-screw mechanism constant	0.000796	[m/rad]
$K_{TG}$	Feedback gain of tacho-generator	0.03184	[V·s/rad]
$J_m$	Inertial moment of DC actuator motor	0.002214	[N·m·s <sup>2</sup> ]
$K_A$	Gain of amplifier	10	-
$K_N$	Proportional gain	4	-
$T_N$	Integral time	0.5	[s]

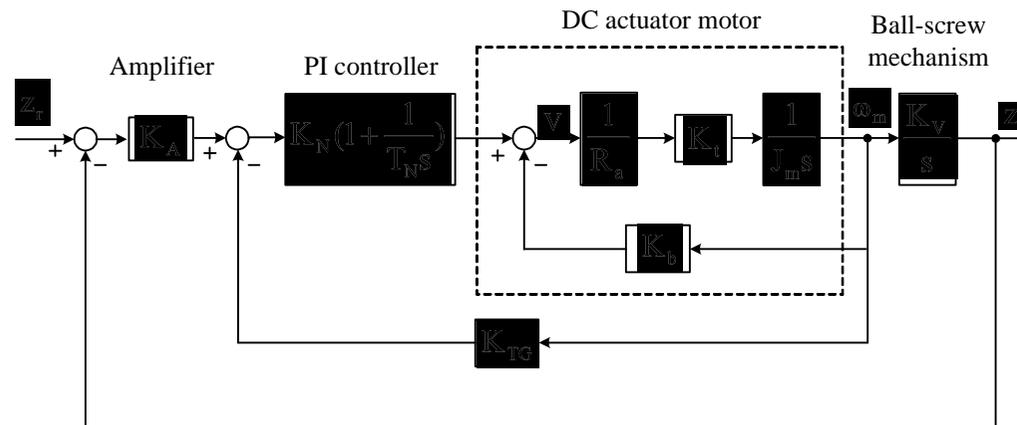


Fig. 2.4 Block diagram of actuator system

Table 2.3에 제시한 PI 제어기 파라미터는 시뮬레이션을 통해 그 값을 선정하였으며, 가장 적합하다고 판단되는 값을 나타내었다.

Fig. 2.5는 Table 2.3에 제시한 PI제어기의 파라미터를 사용하여 연료 랙크 위치 목표값  $z_r$ 을 0[%]에서 80[%]까지 계단상으로 변화시켜본 결과로서, 그림에서 보는 바와 같이 계단상의 입력에 대해 목표값에 오버슈트 없이 0.15초의 짧은 시간에 도달하는 것을 확인할 수 있다.

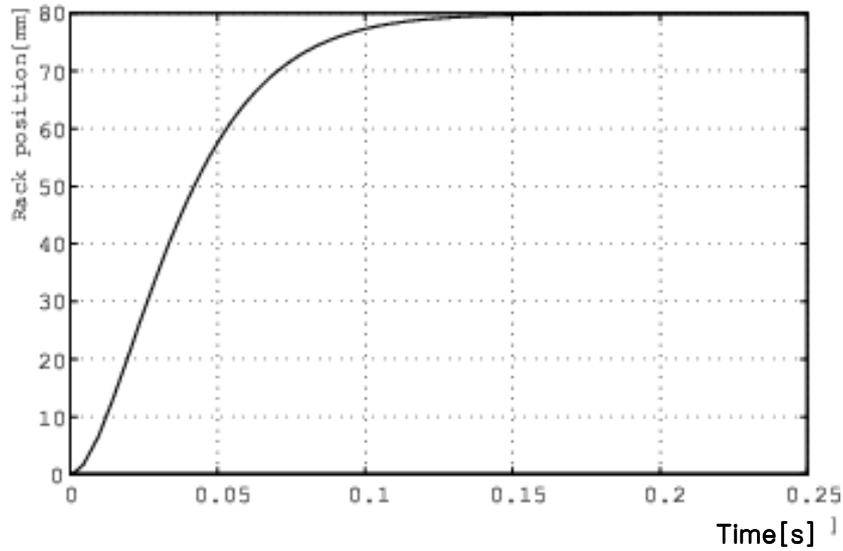


Fig. 2.5 Step response of actuator system

이제, 주기관과 액추에이터를 포함하는 전체 시스템은 Fig. 2.6과 같이 나타낼 수 있으며  $u$ 는 제어입력이다.

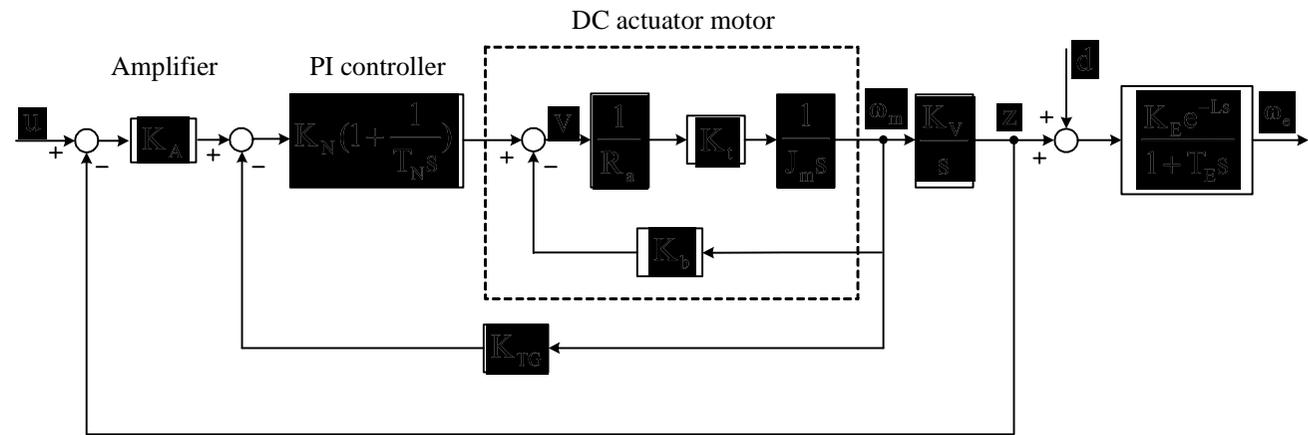


Fig. 2.6 Block diagram of marine main diesel engine system

### 2.2.3 액추에이터 시스템을 포함한 제어대상의 상태공간 표현

액추에이터와 주기관을 통합한 제어대상을 상태공간으로 표현하기 위하여 Fig. 2.4와 Fig. 2.6을 Fig. 2.7과 같이 다시 구성하고 상태변수  $x_1, x_2, x_3, x_4$ 를 도입하면 아래와 같이 표현할 수 있다[11].

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_1 &= -\frac{1}{T_E} x_1 + (x_2 + d) \frac{K_E}{T_E} \\ \dot{x}_2 &= K_V x_3 \\ \dot{x}_3 &= \left[ \frac{(u - x_2)K_A - K_{TG} x_3}{R_a J_m} K_N + x_4 \right] - K_b x_3 \\ \dot{x}_4 &= \left[ (u - x_2)K_A - K_{TG} x_3 \right] \frac{K_N}{T_N} \end{aligned} \right\} \quad (2.24)$$

여기서,  $x_1$ 는 시간지연을 포함하고 있지 않은 기관 회전수 [rpm]이고,  $x_2$ 는 랙크 위치 [mm]를 표시하며,  $x_3$ 는 모터속도 [rad/s]이다. 식(2.24)를 정리하여 상태방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A} \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} u(t-L) \quad (2.25a)$$

$$y(t) = \mathbf{C} \mathbf{x}(t) \quad (2.25b)$$

여기서

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{T_E} & \frac{K_E}{T_E} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_V & 0 \\ 0 & -\frac{K_t K_N K_A}{R_a J_m} & -\frac{(K_t K_N K_{TG} + K_t K_b)}{R_a J_m} & \frac{K_t}{R_a J_m} \\ 0 & -\frac{K_N K_A}{T_N} & -\frac{K_N K_{TG}}{T_N} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{K_t K_N K_A}{R_a J_m} \\ \frac{K_N K_A}{T_N} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = [1 \ 0 \ 0 \ 0] \text{ 이다.} \quad (2.26)$$

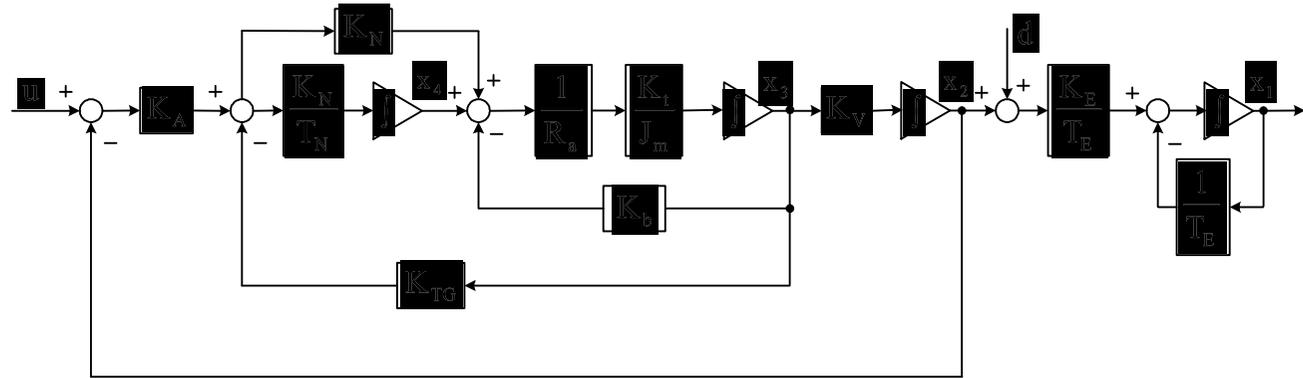


Fig. 2.7 Block diagram of state variable

## 2.3 제어대상에 대한 축소모델의 파라미터 추정

본 논문에서 다루는 제어대상의 수학적 모델은 4차 연립 미분방정식으로 표현되었다. 그러나 Ziegler-Nichols의 개루프 동조법으로 PID 제어를 동조하려면 다음과 같은 1차 시간지연 시스템(과감쇠 시스템)으로 간주하여야 한다.

$$G_p(s) = \frac{Ke^{-Ls}}{1 + \tau s} \quad (2.27)$$

여기서  $K$ 는 정상이득(Gain)이고,  $\tau$ 는 시정수(Time constant),  $L$ 은 시간지연(Time delay)이다.

따라서 제어대상을 식 (2.27)과 같은 축소모델(Reduced model)로 간략화 하는 과정이 필요하고, 본 논문에서는 유전알고리즘을 사용하여  $K$ ,  $\tau$ ,  $L$ 을 추정하기로 한다.

### 2.3.1 유전알고리즘(Genetic Algorithm)

유전알고리즘(Genetic algorithm: GA)은 1975년 J. H. Holland[12]가 제안한 것으로 진화원리와 유전학을 알고리즘 형태로 구현한 최적화 탐색기법 중의 하나이다. 이를 구현하기 위해 해가 될 가능성이 있는 집단에서 재생산, 교배, 돌연변이와 같은 유전 연산자를 사용하여 개체를 개량하고, 이들 간에 정보를 교환하여 집단 내의 개체가 해에 가까워지도록 여러 방향으로 탐색을 실행한다.

Fig. 2.8은 일반적인 GA의 구조를 보여주고 있다. GA의 탐색 과정은 크게 집단의 초기화(Initialization of population), 적합도 평가(Fitness evaluation), 재생산(Reproduction), 교배(Crossover), 돌연변이(Mutation)의 5단계로 구분된다[7].

초기화 단계에서는 주어진 문제의 해가 될 가능성이 있는 개체들의 집합인 집단이 형성된다. 다음 단계에서 개체들은 복호화되어 목적함수를 제공하고 이로부터 적합도가 계산된다. 적합도는 자연계에서의 환경과 같은 역할을 수행하는 것으로 개체들의 상대적인 적합도 값에 따라 현재 집단 내의 개체들이 재생산 비율이 결정된다. 선택된 개체들은 교배를 통해 재결합되는데, 서로 유전정보를 교환함으로써 집단에 새로운 개체를 도입하게 된다. 돌연변이는 선택된 개체의 유전정보를 임의로 변경하여 집단에 새로운 정보를 도입하는 수단을 제공

함으로써 지역해(Local solution)나 사점(Dead corner)에서 벗어날 수 있도록 한다. 이와 같은 과정을 통해 새롭게 형성된 집단은 다시 적합도가 평가되고 최적의 해가 발견될 때까지 반복적으로 모의 진화를 수행하게 된다.

자연 현상을 흉내 내는 유전알고리즘은 탐색공간에 대한 사전 지식이 없고, 목적함수 외에 보조 정보를 요구하지 않는 장점 때문에 시스템 식별 및 제어, 기계학습, 설비배치, 신경회로망, 신호처리, 생명공학 등 많은 분야에서 성공적으로 이용되고 있다[13].

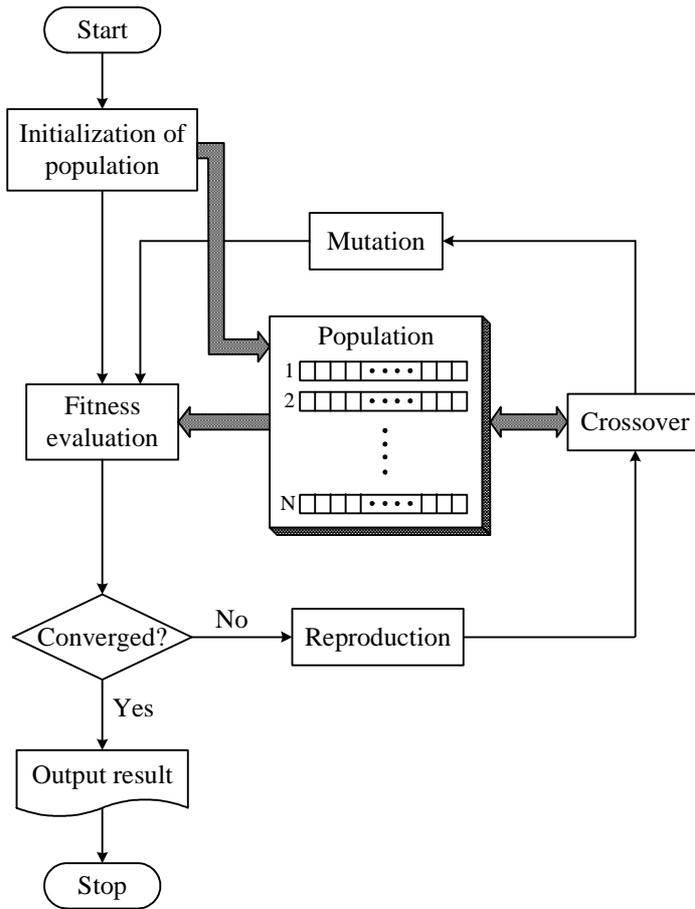


Fig. 2.8 Basic structure of GAs search processing

유전알고리즘은 전통적으로 이진코딩 표현법을 채용해왔으나 탐색공간이 크고 고정밀도의 해가 요구되는 경우에는 염색체(Chromosome) 길이가 크게 되어 연산 부담으로 나타나며, 경우에 따라서는 탐색을 불가능하게 한다. 따라서 본 논문에서는 이진코딩의 단점을 극복한 실수코딩 유전알고리즘(Real-coded genetic algorithm: RCGA)을 사용한다.

### 2.3.2 RCGA 기반의 축소모델 파라미터 추정

본 논문에서는 4차 연립 미분방정식으로 표현되는 제어대상을 식 (2.27)과 같은 1차 시간지연 시스템으로 간략화 하기 위해 Fig. 2.9와 같이 제어대상과 조정모델을 병렬로 연결한 모델조정기법(Model adjustment technique)을 사용하였다. 이때 사용되는 모델조정 메커니즘은 RCGA가 사용된다. 실수코딩을 채용하기 때문에 추정되는 파라미터와 염색체의 유전자는 각각 일대일로 대응하게 된다.

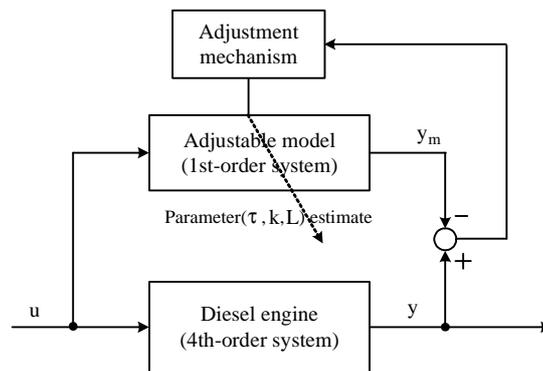


Fig. 2.9 Block diagram of a estimator based on RCGA

식 (2.28)은 개체의 적합도를 평가하기 위해 사용하는 목적함수로서 IAE (Integral of the absolute error)를 사용하였으며, RCGA는 이 목적함수가 최소가 되도록 1차 시간지연 시스템 파라미터  $K$ ,  $\tau$ ,  $L$ 를 탐색하게 된다.

$$J = \int_0^{t_f} |y(t) - y_m(t)| dt \quad (2.28)$$

여기서  $y(t)$ 와  $y_m(t)$ 는 각각 제어대상과 조정모델의 출력이고,  $t_f$ 는 최종 적분시간으로써 이후의 적분 값은 무시해도 좋을 정도의 충분히 큰 시간이다.

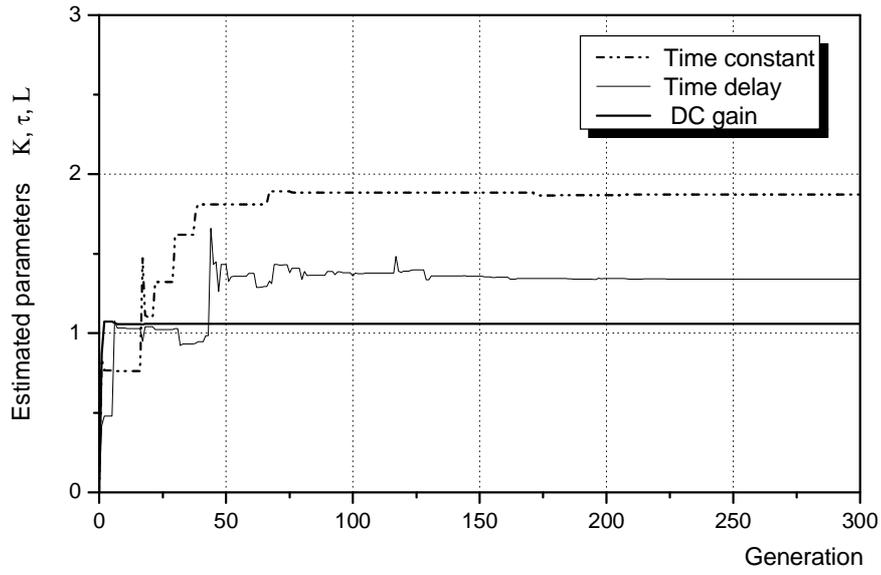
이때 사용된 입력은 제어대상이 각 구간에서 정상상태까지 도달하는데 필요한 크기의 입력이 사용되었다. RCGA의 유전 연산자로는 구배와 유사한 재생산(Gradient-like reproduction), 수정단순 교배(Modified simple crossover), 동적 돌연변이(Dynamic mutation)이며, 한 세대의 최적 개체 소멸을 방지하여 가장 강한 개체가 다음 세대로 전달되는 것을 보장하는 엘리트전략(Elitist strategy)도 사용하였다. RCGA의 제어 변수(Control parameter)로는 집단크기  $N = 20$ , 재생산계수  $\eta = 1.8$ , 교배확률  $P_C = 0.9$ , 돌연변이 확률  $P_m = 0.05$  이 사용되었으며, 미지의 파라미터들은 각각 구간  $0.05 \leq K \leq K^u, 0.05 \leq \tau \leq \tau^u, 0.1 \leq L \leq L^u$  에서 탐색된다. 여기서  $K^u, \tau^u, L^u$ 는 탐색되어야 할 파라미터의 상한 경계값(Upper limit)을 의미한다.

Fig. 2.10~Fig. 2.13은 제어대상의 각 구간에 대하여 RCGA가 조정모델의 파라미터를 탐색해 가는 하나의 예를 보여준다. 각 그림의 (b)는 목적함수 값을 나타내고 있다. 시뮬레이션 결과 RCGA는 200세대 전후에서 최적의 파라미터를 찾아내고 있음을 알 수 있다.

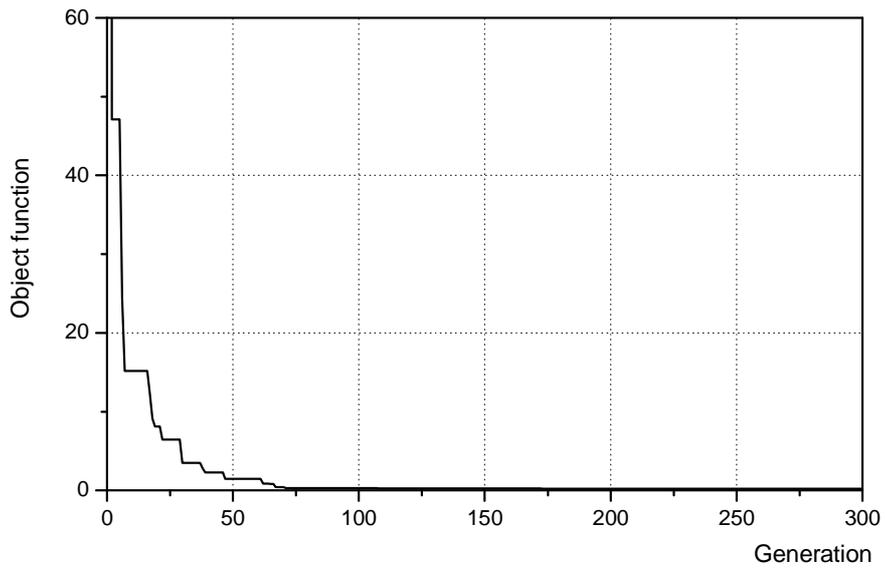
그러나 본 논문에서 사용하는 최종적인 파라미터 값은 독립된 씨드(Seed)로 프로그램을 5번 실행하고 평균하여 얻기로 한다. Table 2.4는 평균하여 얻어진 1차 시간지연 시스템의 파라미터를 나타낸다.

Table 2.4 Estimated parameters of over-damped system

parameter Engine speed[rpm]	K	$\tau$	L
20 → 30	1.057	1.869	1.32
30 → 40	1.019	1.877	0.88
40 → 50	0.939	1.883	0.64
50 → 60	0.854	1.887	0.52

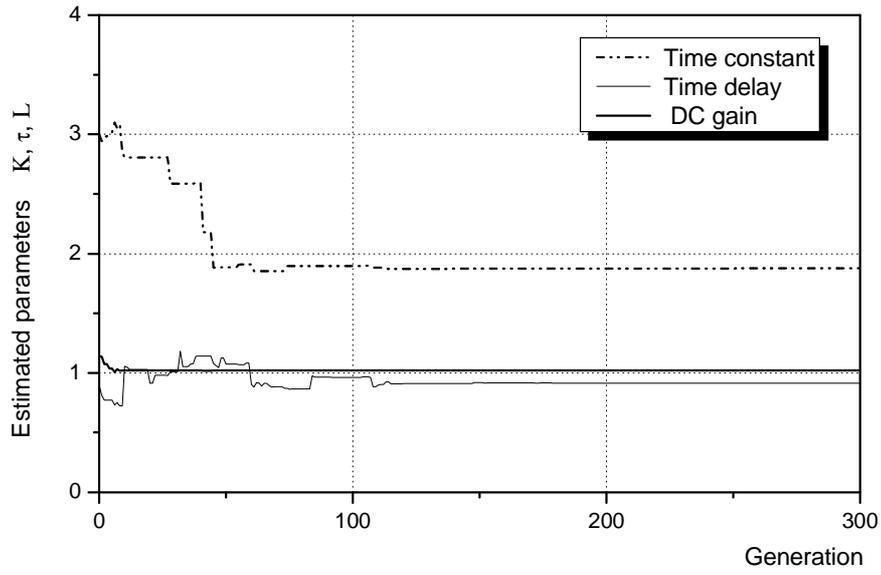


(a) Parameter estimation using RCGA

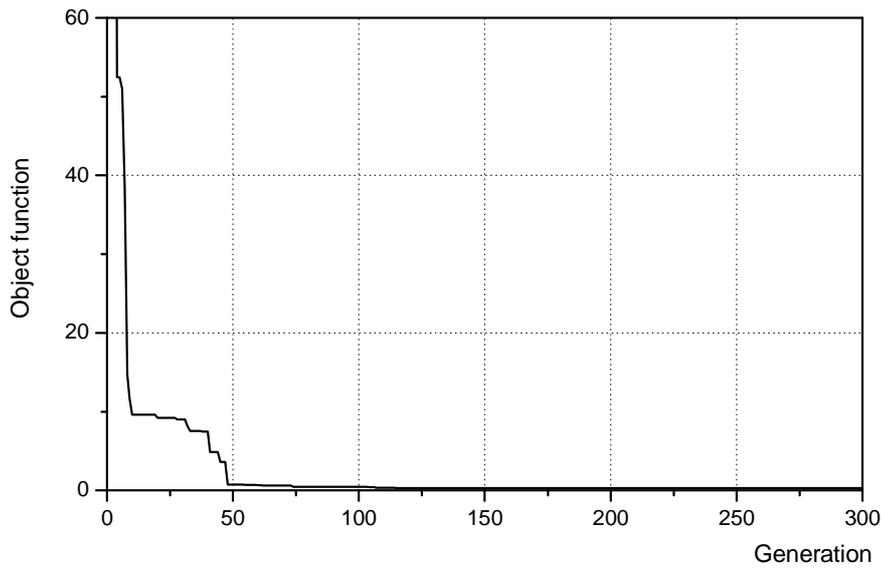


(b) Object function

Fig. 2.10 Optimal parameter set and object function for 20 to 30[rpm]

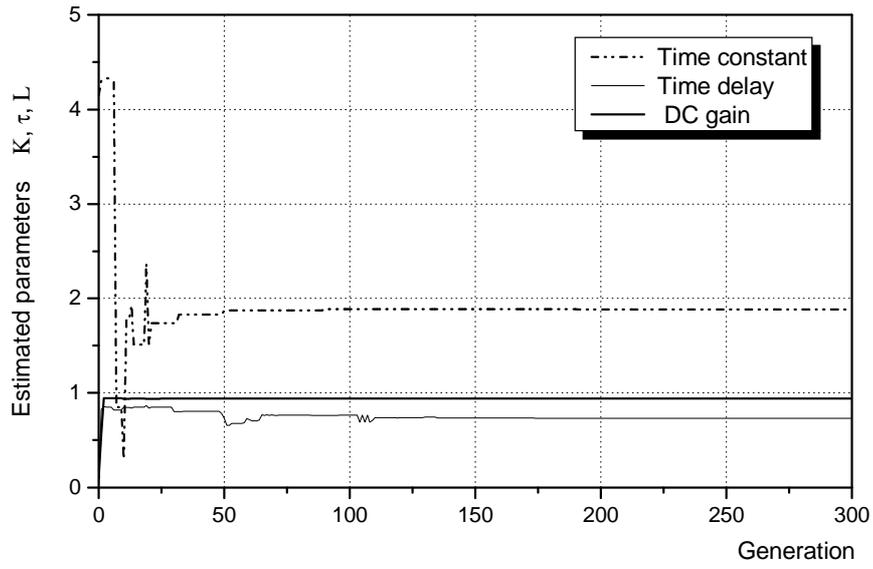


(a) Parameter estimation using RCGA

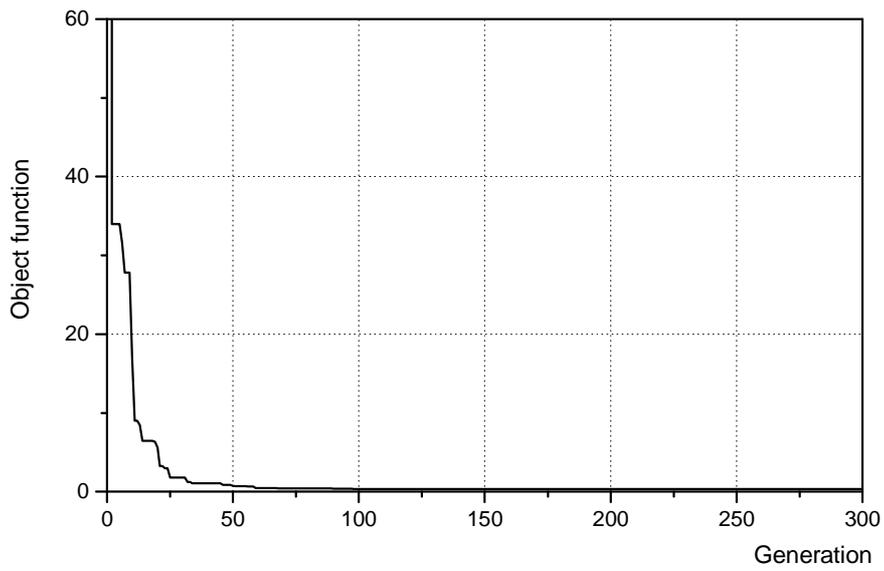


(b) Object function

Fig. 2.11 Optimal parameter set and object function for 30 to 40[rpm]

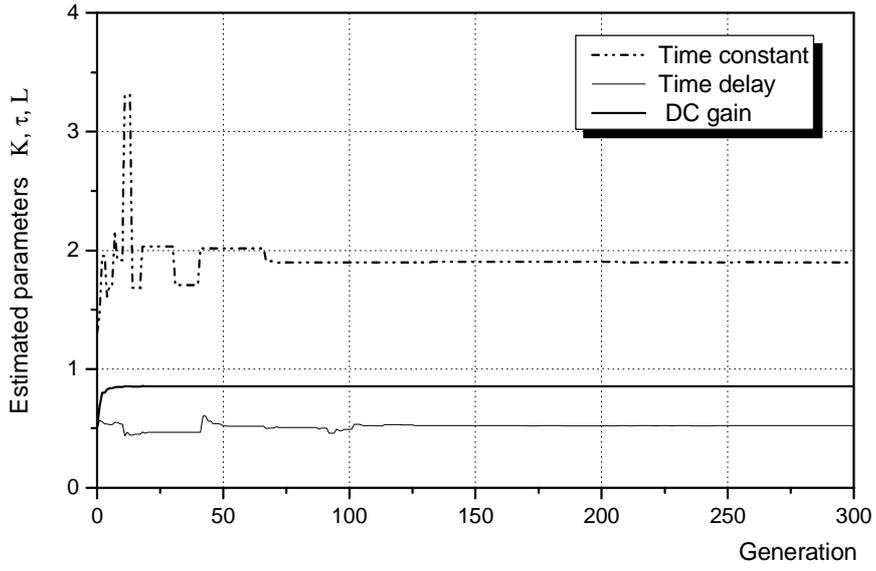


(a) Parameter estimation using RCGA

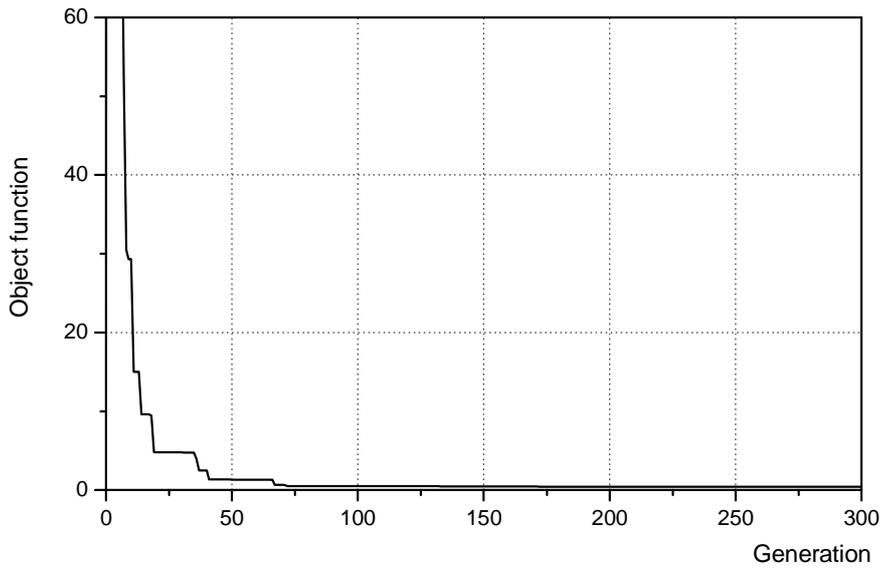


(b) Object function

Fig. 2.12 Optimal parameter set and object function for 40 to 50[rpm]



(a) Parameter estimation using RCGA



(b) Object function

Fig. 2.13 Optimal parameter set and object function for 50 to 60[rpm]

## 제 3 장 PID 제어기 설계

### 3.1 PID 제어기

PID 제어기는 비례이득, 적분시간, 미분시간 3개의 파라미터 값에 따라 제어 특성이 크게 변하기 때문에 파라미터를 적절히 조정할 필요가 있으며 이러한 일을 동조(Tuning)라고 한다.

일반적으로 제어시스템은 Fig. 3.1과 같이 나타낼 수 있으며, 바람직한 제어기 설계는 제어대상이 주어진 입력에 대해 출력이 잘 추종하도록 제어기의 파라미터를 동조하는 것이라고 할 수 있다.

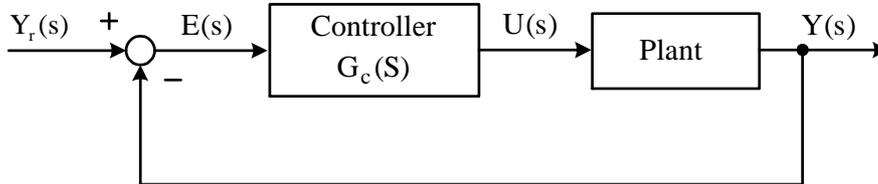


Fig. 3.1 Block diagram of PID control system

Fig. 3.1에서 제어기가 PID 제어기라면 제어기는 식 (3.1)과 같은 전달함수로 나타낼 수 있다.

$$G_c(s) = K_p \left( 1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s \quad (3.1)$$

여기서,  $K_p$ ,  $T_i$ ,  $T_d$ 는 각각 비례이득, 적분시간, 미분시간이며,  $K_i$ 와  $K_d$ 는 각각 적분이득과 미분이득이다.

따라서 PID 제어기에 의한 제어입력  $u$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$u(t) = K_p e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \quad (3.2)$$

본 논문에서는 PID 제어기 동조의 가장 대표적인 방법인 Ziegler-Nichols의 동조법을 살펴보기로 한다. Ziegler와 Nichols는 주어진 플랜트의 과도응답 특성에 근거하여 두 가지의 동조 규칙을 제시하였다.

제 1방법은 단위계단입력에 대한 플랜트의 응답에 근거한 방법으로 개루프 동조법 또는 과도응답법으로 알려져 있다. 이 방법은 플랜트에 적분기나 주요 페루프 극점을 갖고 있지 않아서 단위계단 응답곡선이 S-형이 될 경우에 사용될 수 있다. S-형 곡선은 Fig. 3.2와 같이 지연시간  $L$ 과 시정수  $T$ 로 표현될 수 있다. 지연시간과 시정수는 Fig. 3.2에 나타나는 바와 같이 S-형 곡선의 변곡점에서의 접선과 시간축 및 정상상태가 된  $K$ 인 선과의 교점을 구함으로 결정된다.

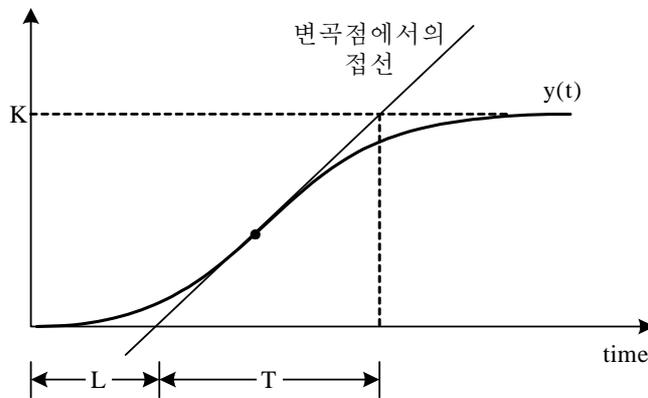


Fig. 3.2 Reaction curve for unit step input

Table 3.1은 Ziegler와 Nichols가 제안한 제 1방법의 동조규칙을 나타낸다[11].

Table 3.1 First method of Ziegler-Nichols tuning rule

Type of controller	$K_p$	$T_i$	$T_d$
P	$T/KL$	$\infty$	0
PI	$0.9T/KL$	$0.3/L$	0
PID	$1.2T/KL$	$2L$	$0.5L$

제 2방법은 우선  $T_i = \infty$ , 그리고  $T_d = 0$ 으로 설정하여 Fig. 3.3과 같이 비례제어만을 갖는 폐루프 제어시스템을 구성한다. 다음으로 비례이득을 서서히 증가시켜 출력이 최초로 지속적인 진동을 일으키는 임계이득  $K_{cr}$ 까지 증가시킨다. 그러면 임계이득  $K_{cr}$ 에 해당하는 임계주기  $P_{cr}$ 을 실험적으로 구할 수 있다. 이런 이유에서 제 2방법은 폐루프 동조법, 한계감도법으로도 불린다. 만약 어떤 비례이득 값에서도 출력이 진동을 일으키지 않으면 이 방법을 사용할 수 없다.

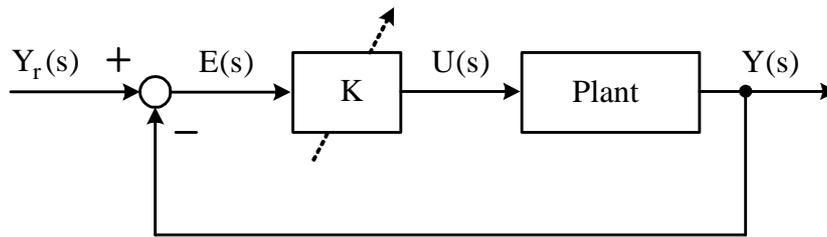


Fig. 3.3 Closed-loop control system with *proportional control*

Table 3.2는 Ziegler와 Nichols가 제안한 제2 방법의 동조규칙을 나타낸다[11].

Table 3.2 *Second method of Ziegler-Nichols tuning rule*

Type of controller	$K_p$	$T_i$	$T_d$
P	$0.5 K_{cr}$	$\infty$	0
PI	$0.45 K_{cr}$	$1/1.2 P_{cr}$	0
PID	$0.6 K_{cr}$	$0.5 P_{cr}$	$0.125 P_{cr}$

### 3.2 축소 모델과 제어대상의 응답비교

Table 2.4에서 추정된 축소 모델과 원래 제어대상의 응답을 비교한다. 만약 두 모델의 응답이 일치한다면, 축소 모델을 사용하여 Ziegler-Nichols의 제 1방법으로 PID 제어를 동조할 수 있게 된다. Ziegler-Nichols의 제 2 방법은 4차 연립 미분방정식으로 나타나는 원래의 제어대상을 그대로 사용한다. 이는 비례 제어기만 존재하는 폐루프 시스템을 구성하였을 경우, 임계이득  $K_{cr}$ 이 존재함을 의미한다.

Fig. 3.4~Fig. 3.7은 각 구간별로 구해진 축소모델과 원래 제어대상과의 응답을 서로 비교한 것이며, 축소 모델의 파라미터는 Table 2.4에 나타난 RCGA가 추정된 값을 사용하였다. 인가된 입력은 축소 모델의 파라미터를 추정할 때와 동일한 입력이 사용되었다.

그림을 통해 알 수 있듯이 두 모델의 응답이 거의 일치하는 것을 알 수 있다. 따라서 구해진 축소 모델을 사용하여 Ziegler-Nichols의 제 1방법으로 PID 제어를 동조한다. Tabel 3.3과 Table 3.4는 각각 Ziegler-Nichols의 제 1방법과 2 방법을 사용하여 동조된 PID 제어기 파라미터를 나타내고 있다.

Table 3.3 PID controller parameters tuned by Z-N first method

parameters Engine speed[rpm]	L	T	$K_P$	$K_I$	$K_D$
20 → 30	1.32	1.70	1.459	0.553	0.963
30 → 40	0.88	1.05	1.428	0.811	0.628
40 → 50	0.64	0.70	1.396	1.090	0.446
50 → 60	0.52	0.50	1.376	1.367	0.341

Table 3.4 PID controller parameters tuned by Z-N second method

parameters Engine speed[rpm]	$K_{cr}$	$P_{cr}$	$K_P$	$K_I$	$K_D$
20 → 30	2.60	4.50	1.560	0.693	0.878
30 → 40	3.66	3.71	2.196	1.187	1.014
40 → 50	4.96	2.50	2.976	2.380	0.928
50 → 60	6.57	2.01	3.942	3.940	0.985

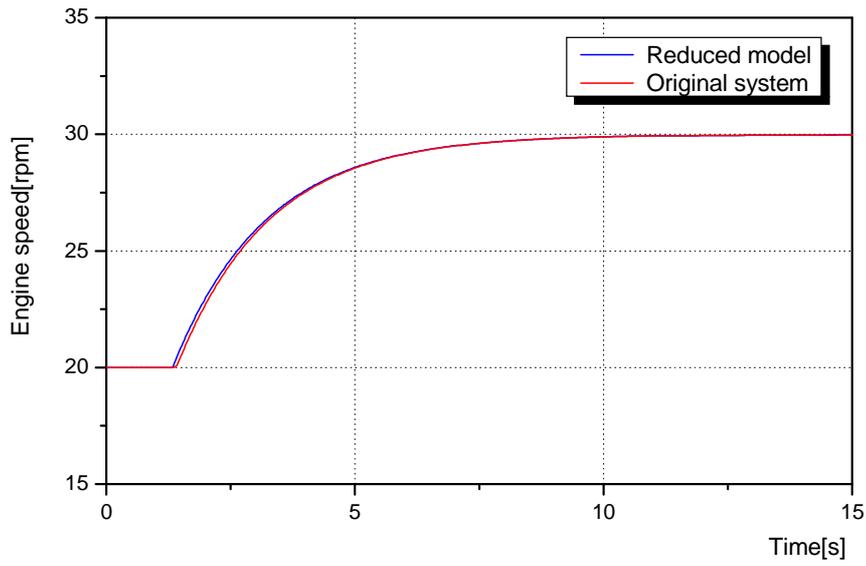


Fig. 3.4 Responses of the estimated model for 20 to 30[rpm]

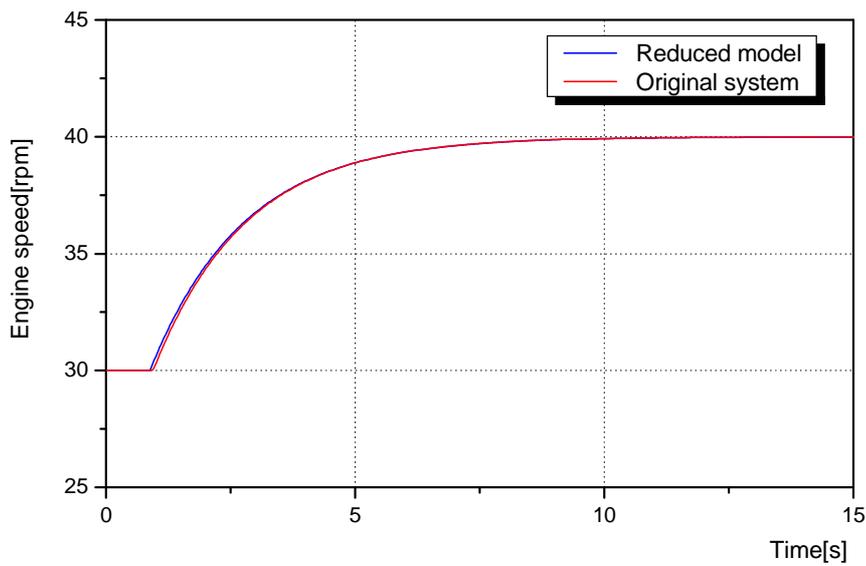


Fig. 3.5 Responses of the estimated model for 30 to 40[rpm]

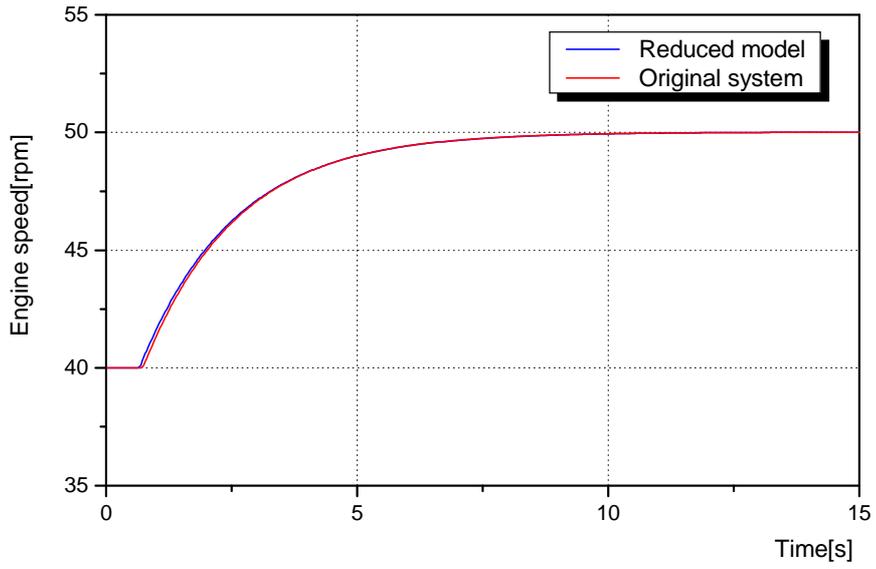


Fig. 3.6 Responses of the estimated model for 40 to 50[rpm]

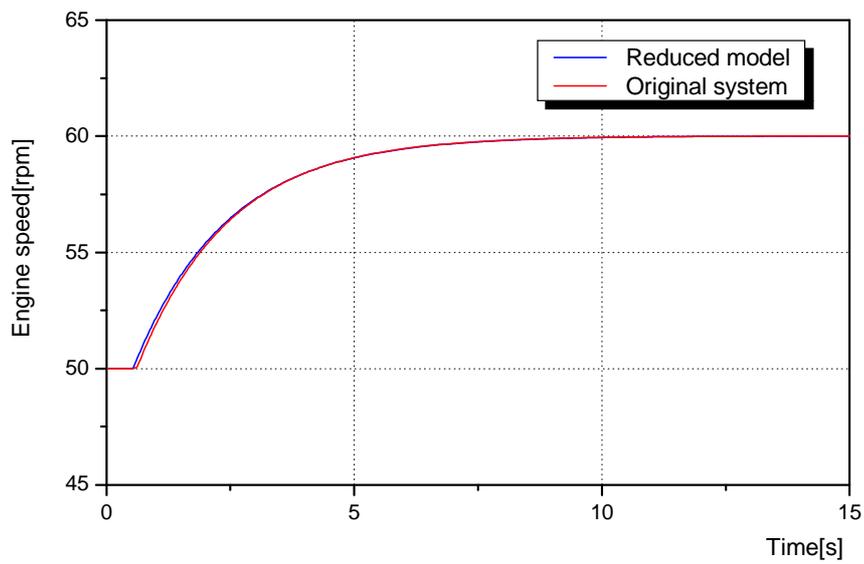


Fig. 3.7 Responses of the estimated model for 50 to 60[rpm]

### 3.3 RCGA에 의한 PID 제어기의 최적 동조

앞서 축소모델을 구하는 문제에서 다루었던 RCGA는 PID 제어기 동조에도 사용되며, 동일한 유전 연산자가 사용되었다. 그러나 이번에는 동조될 PID 제어기의 파라미터가 염색체의 유전자와 일대일로 대응하게 된다는 점이 다르다. RCGA의 제어 변수는 집단의 크기  $N = 40$ , 재생산계수  $\eta = 1.7$ , 교배확률  $P_c = 0.9$ , 돌연변이 확률  $P_m = 0.1$ 이 사용되었으며, PID 제어기 파라미터들은 각각 구간  $0 \leq K_p \leq K_p^{UL}$ ,  $0 \leq K_I \leq K_I^{UL}$ ,  $0 \leq K_D \leq K_D^{UL}$ 에서 탐색된다. 여기서  $K_p^{UL}$ ,  $K_I^{UL}$ ,  $K_D^{UL}$ 는 탐색될 PID 제어기 파라미터의 상한 경계값이다.

Fig. 3.8은 RCGA와 제어대상을 기반으로 PID 제어기를 최적 동조하는 과정을 보여주고 있으며, 목적함수로는 식 (2.28)과 동일하게 IAE를 사용하였다.

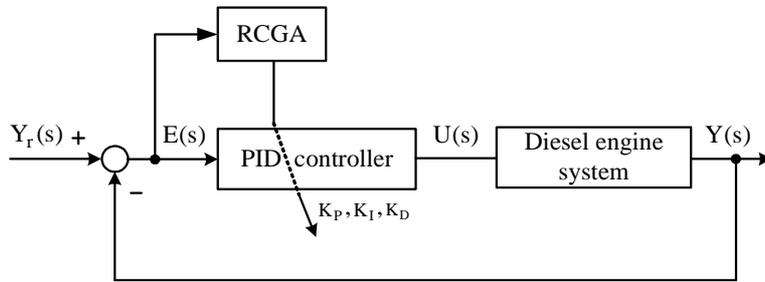
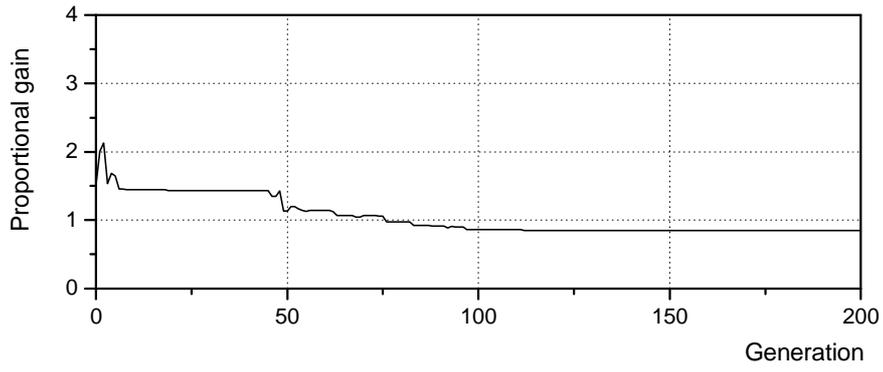


Fig 3.8 Optimal tuning of the PID controller using a RCGA

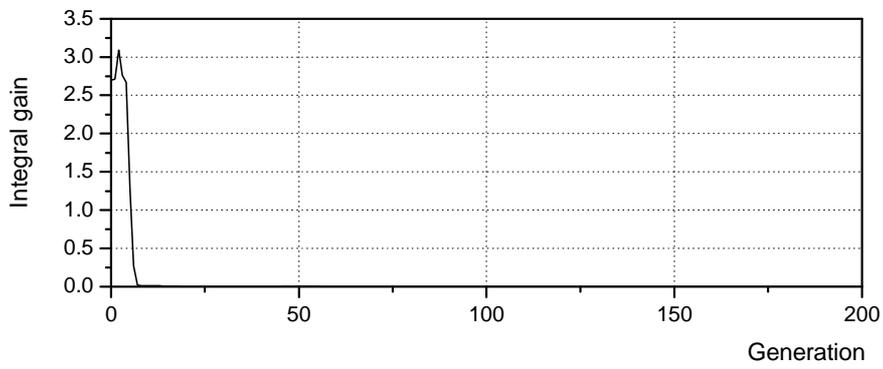
Fig. 3.9~Fig. 3.12는 RCGA가 제어대상의 회전수 변화에 따라 PID 제어기 파라미터를 탐색해가는 과정을 보여주고 있다. 시뮬레이션 결과 100 세대를 전후하여 최적의 파라미터를 찾고 있음을 알 수 있다. Table 3.5는 RCGA에 기초한 PID 제어기 파라미터를 나타낸다.

Table 3.5 PID controller parameters tuned by RCGA

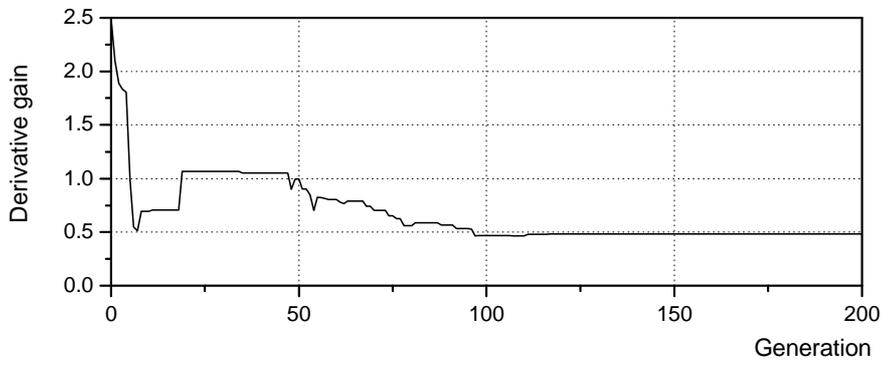
parameters Engine speed[rpm]	$K_p$	$K_I$	$K_D$
20 → 30	0.8495	0.0015	0.4826
30 → 40	1.3601	0.0000	0.5473
40 → 50	1.9627	0.0000	0.6512
50 → 60	2.8431	0.0000	0.6961



(a) Proportional gain

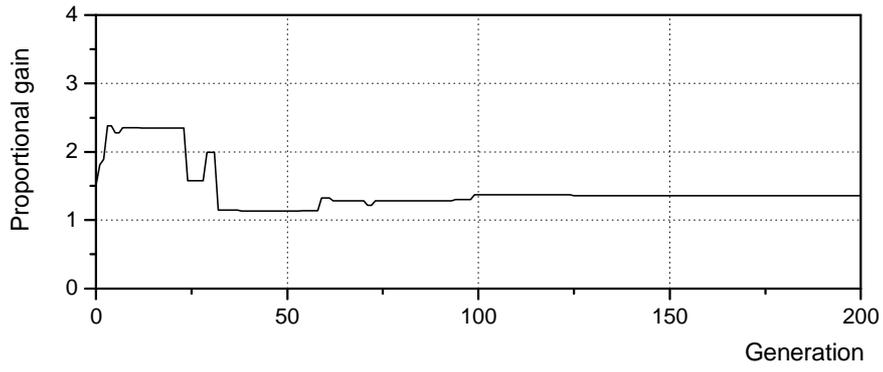


(b) Integral gain

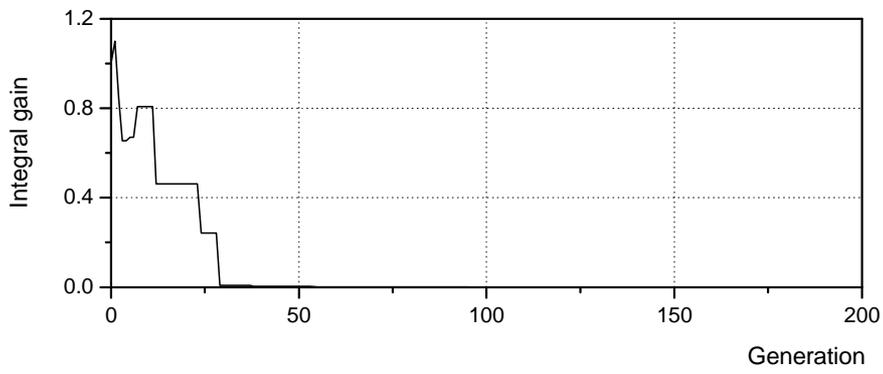


(c) Derivative gain

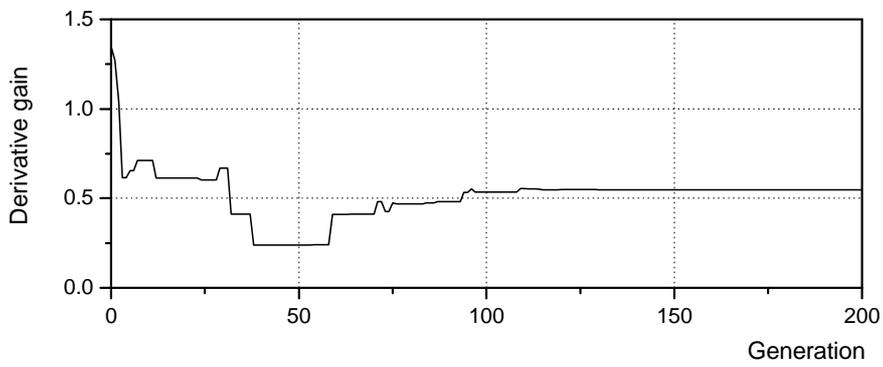
Fig. 3.9 Tuning results for 20 to 30[rpm]



(a) Proportional gain

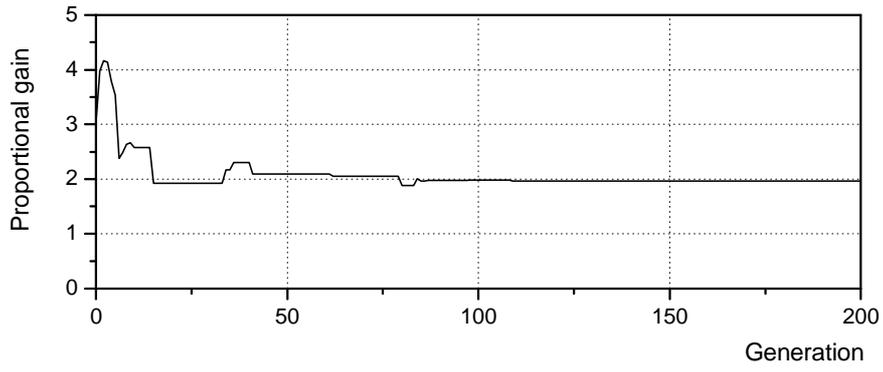


(b) Integral gain

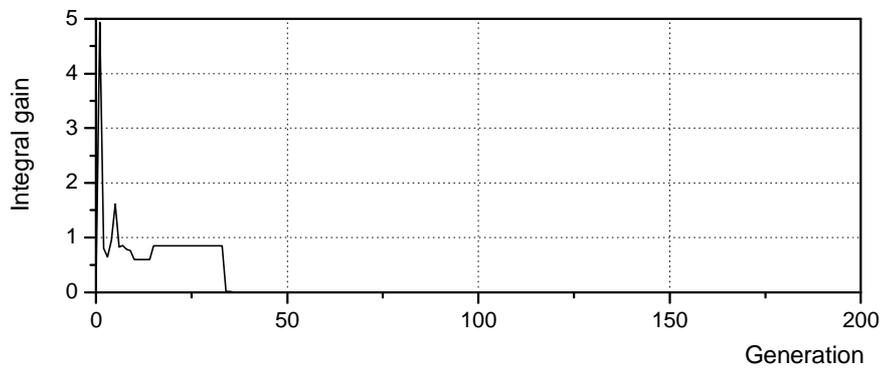


(c) Derivative gain

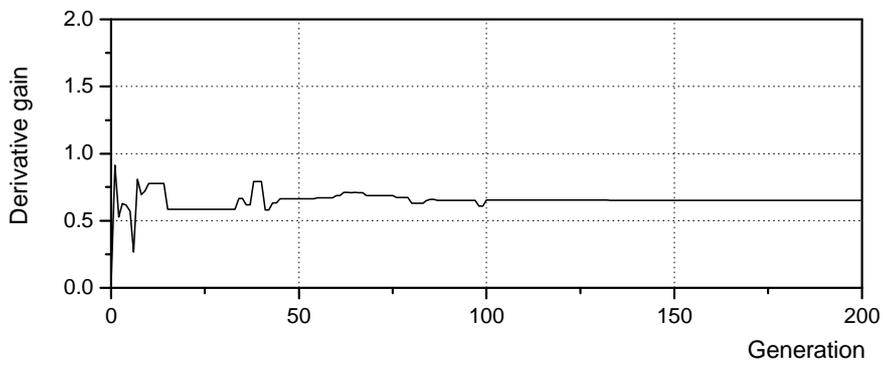
Fig. 3.10 Tuning results for 30 to 40[rpm]



(a) Proportional gain

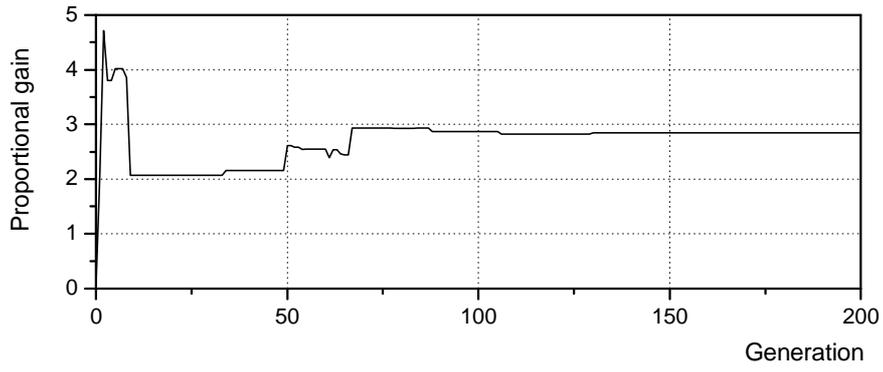


(b) Integral gain

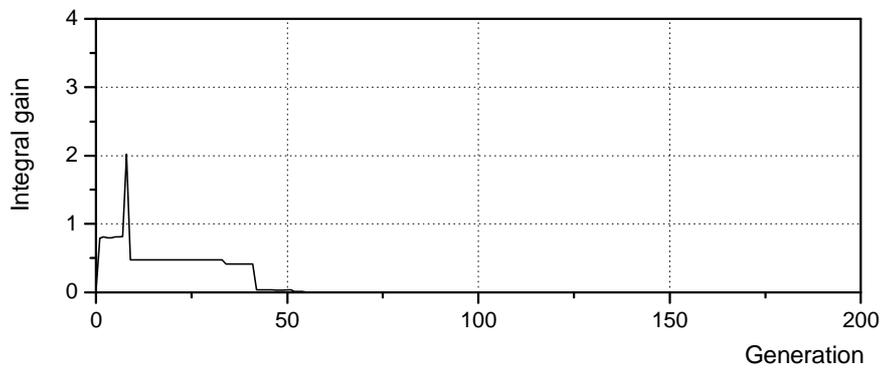


(c) Derivative gain

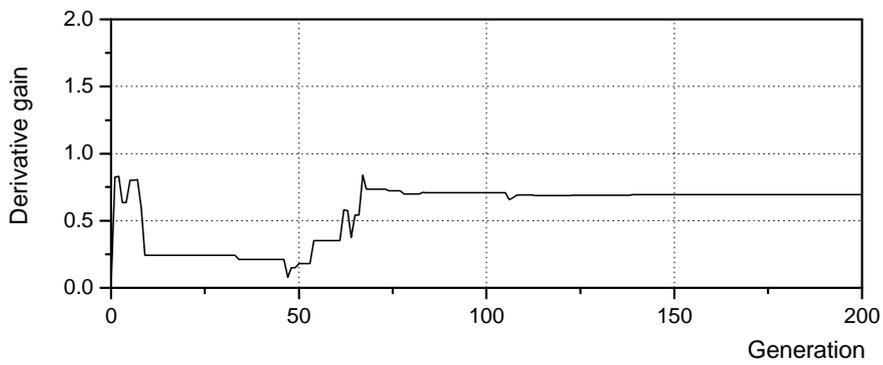
Fig. 3.11 Tuning results for 40 to 50[rpm]



(a) Proportional gain



(b) Integral gain



(c) Derivative gain

Fig. 3.12 Tuning results for 50 to 60[rpm]

## 제 4 장 시뮬레이션

### 4.1 Ziegler-Nichols 동조법의 PID 제어기

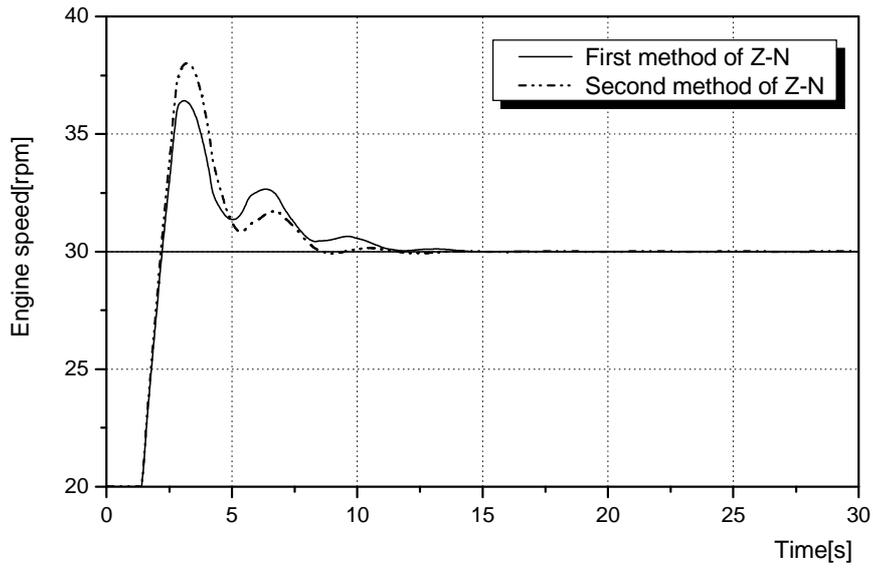
본 장에서는 Table 3.3과 Table 3.4에 나타난 PID 제어기 파라미터를 제어 대상에 적용했을 경우의 시뮬레이션 결과를 보이고, 이를 통해 Ziegler-Nichols의 동조법의 유용성을 살펴본다.

Fig. 4.1~Fig. 4.4는 Ziegler-Nichols의 제 1방법과 2방법으로 동조된 PID 제어기의 성능을 보이고 있으며, 그림의 (a)와 (b)는 각각 회전수와 제어입력이다.

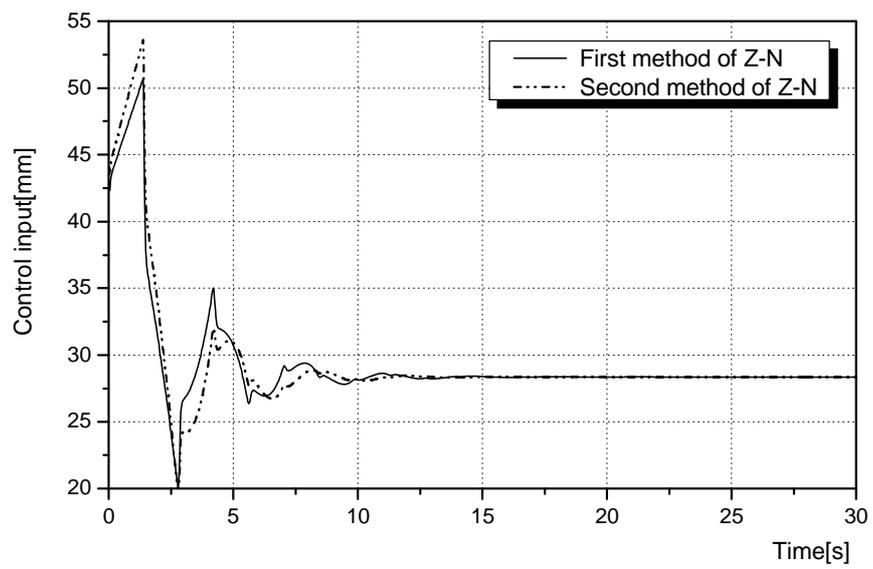
시뮬레이션 결과 두 방법 모두 초기에 상당히 큰 오버슈트가 발생하고 있음을 알 수 있다. 그러나 정상상태 도달시간은 10초 전후로 아주 나쁜 응답 결과는 아니라고 판단된다. Fig. 4.1은 다른 구간에 비해 더 응답이 좋지 않은데, 이는 저속이고 시간지연이 크기 때문인 것으로 판단된다.

일반적으로 Ziegler-Nichols의 튜닝 규칙이 파라미터 값에 대한 적절한 추측 값과 정교한 튜닝의 시작점을 제공한다는 관점에서 본다면 전체적으로 만족할 만한 응답특성을 보이고 있다고 할 수 있다.

만약 주어진 상황에서 최대 오버슈트가 과도하다고 판단되면, 설계자는 페루프 시스템이 만족스러운 과도응답을 보이도록 정교한 튜닝을 더 행할 수 있다.

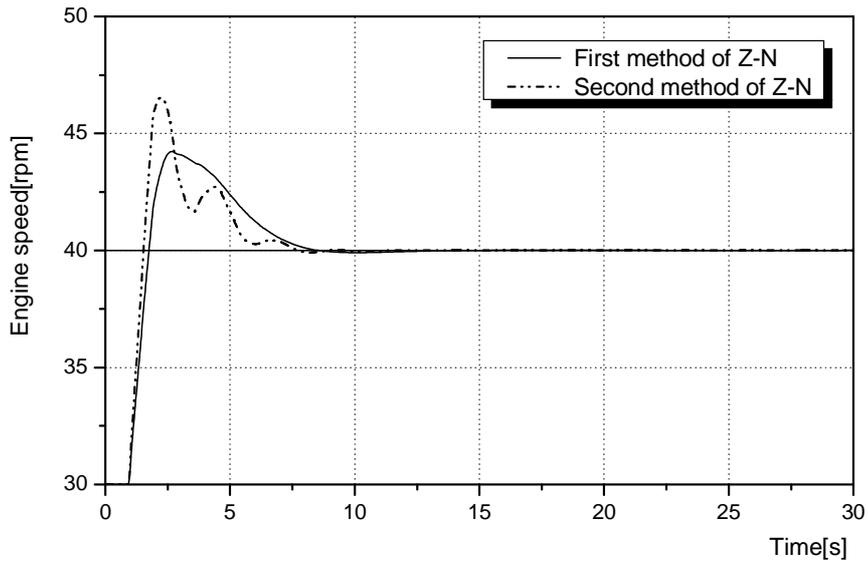


(a) Step responses

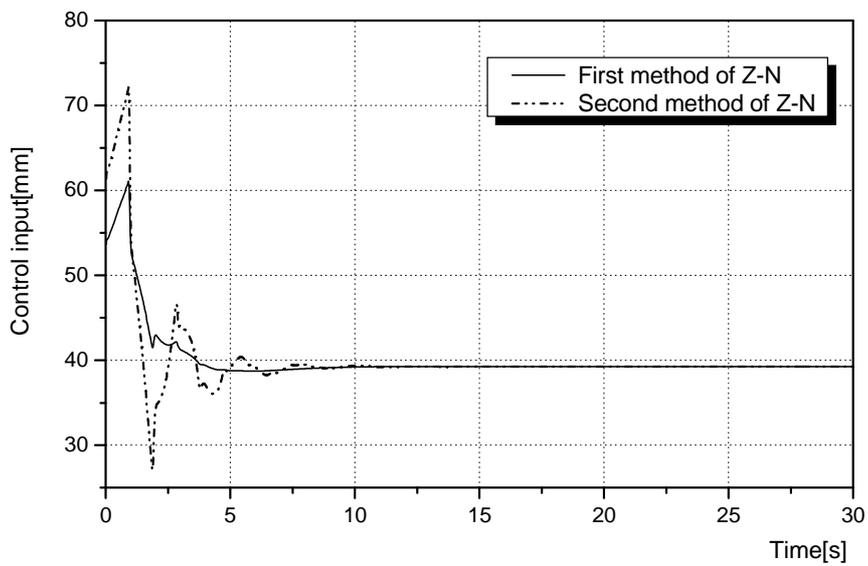


(b) Control inputs

Fig. 4.1 Step responses of PID controller based on Z-N method for 20 to 30[rpm]

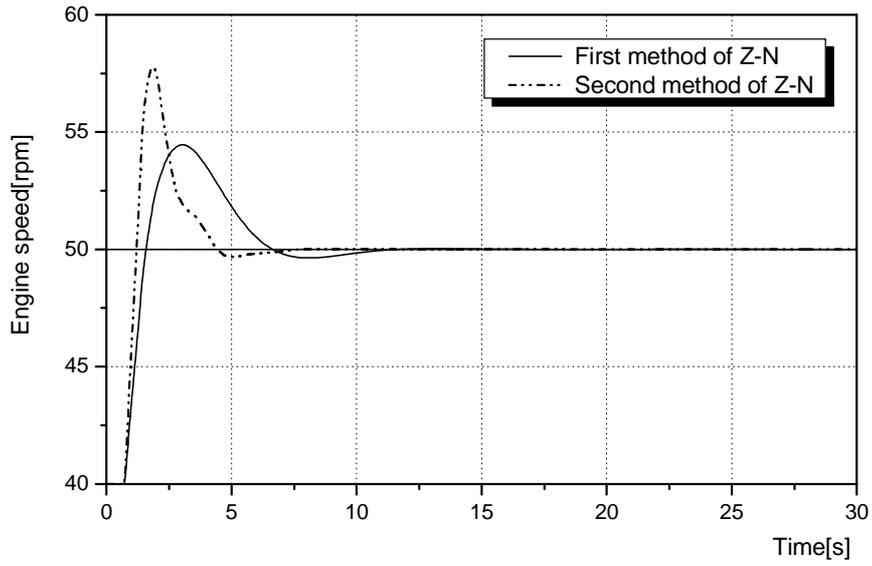


(a) Step responses

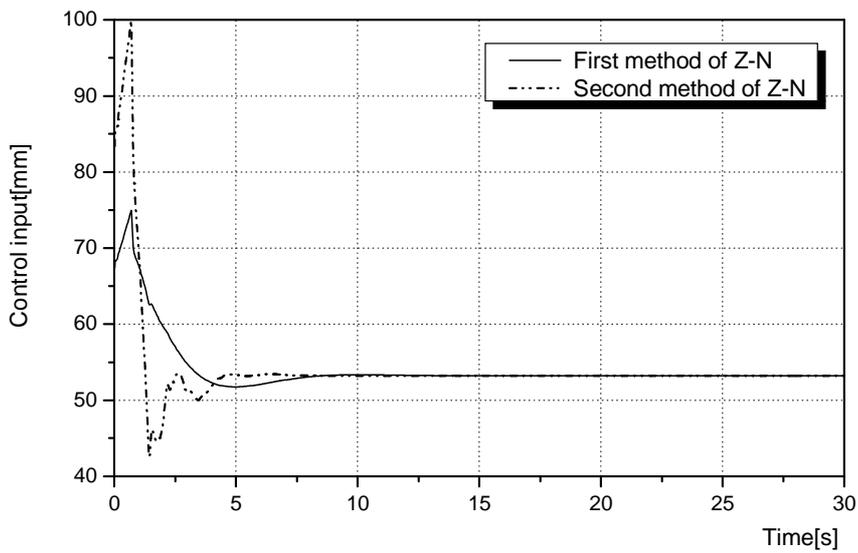


(b) Control inputs

Fig. 4.2 Step responses of PID controller based on Z-N method for 30 to 40[rpm]

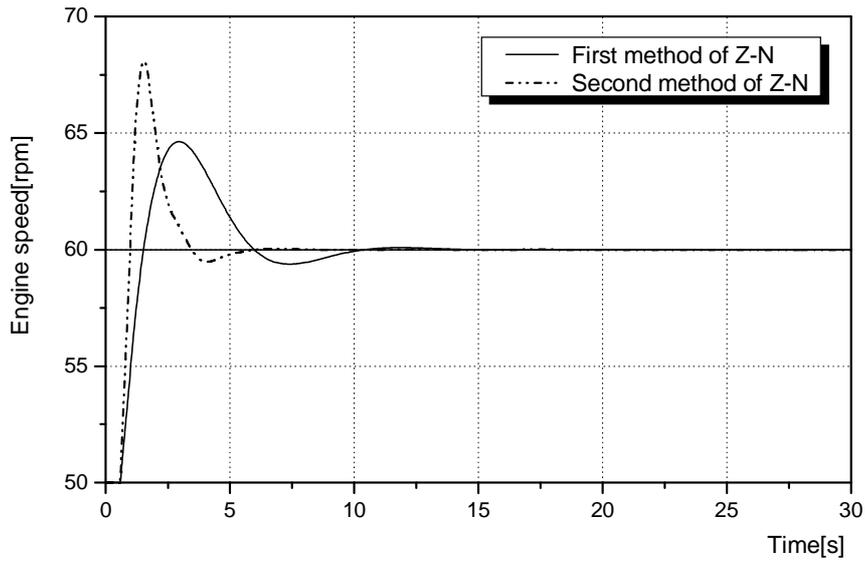


(a) Step responses

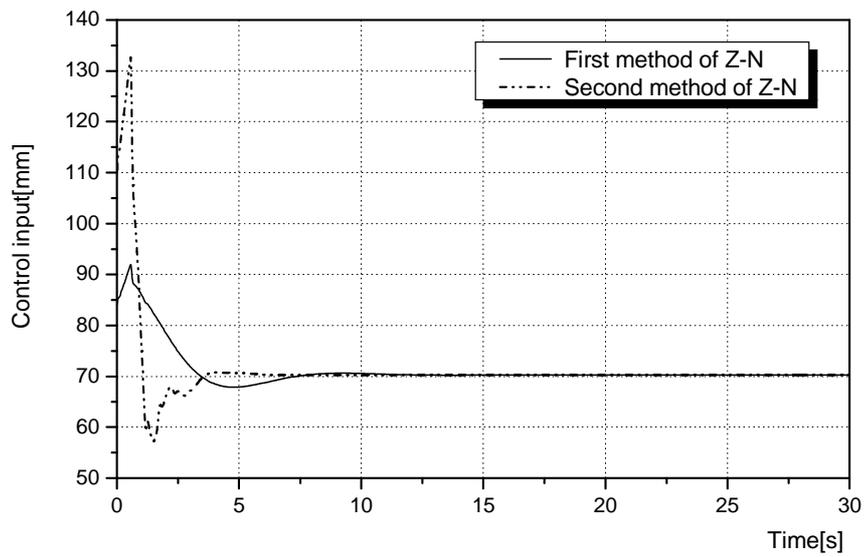


(b) Control inputs

Fig. 4.3 Step responses of PID controller based on Z-N method for 40 to 50[rpm]



(a) Step responses



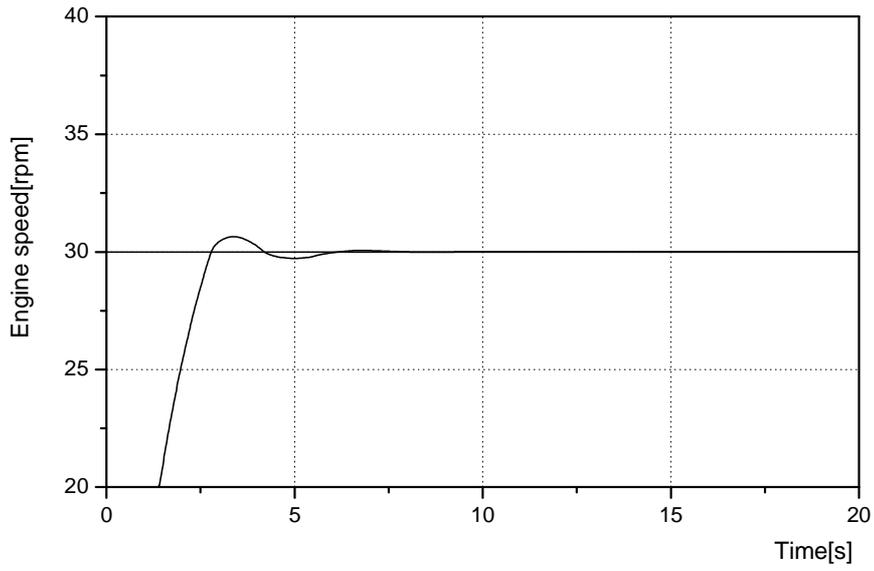
(b) Control inputs

Fig. 4.4 Step responses of PID controller based on Z-N method for 50 to 60[rpm]

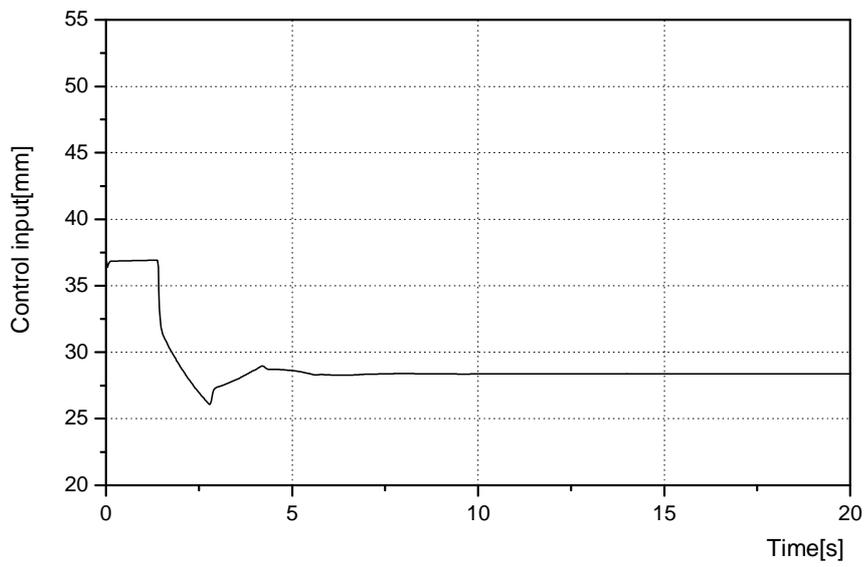
## 4.2 제안한 동조법의 PID 제어기

다음으로 본 논문에서 제안하는 RCGA에 기초한 PID 제어기의 응답특성을 살펴보고, 4.1절에서 검토한 Ziegler-Nichols의 동조법과 비교하여 제안한 방법의 우수성을 입증한다.

Fig. 4.5~Fig. 4.8은 RCGA에 기초한 PID 제어기의 응답특성을 보이고 있으며, 그림의 (a)와 (b)는 각각 회전수와 제어입력을 의미한다. 그림을 통해 확인할 수 있듯이 RCGA에 기초한 PID 제어기는 오버슈트가 거의 없을 뿐 아니라, 정상상태 도달시간이 5초 전후로 Ziegler-Nichols의 동조법에 의한 PID 제어기보다 훨씬 양호한 응답특성을 보이고 있다.

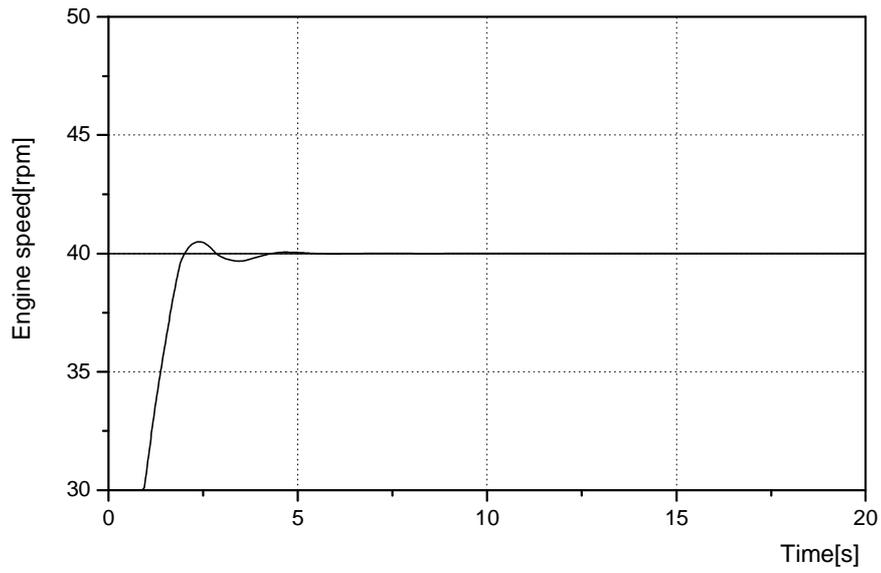


(a) Step response

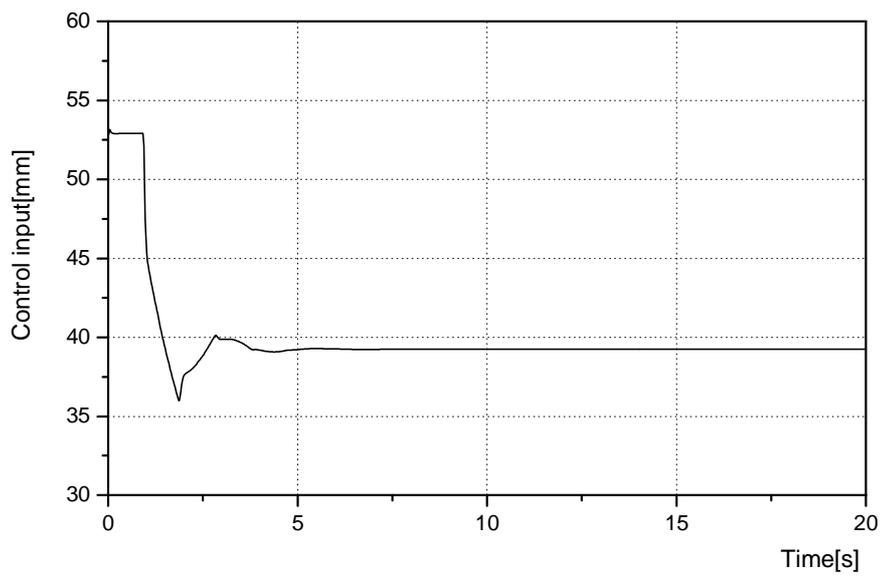


(b) Control input

Fig. 4.5 Step responses of PID controller based on RCGA for 20 to 30[rpm]

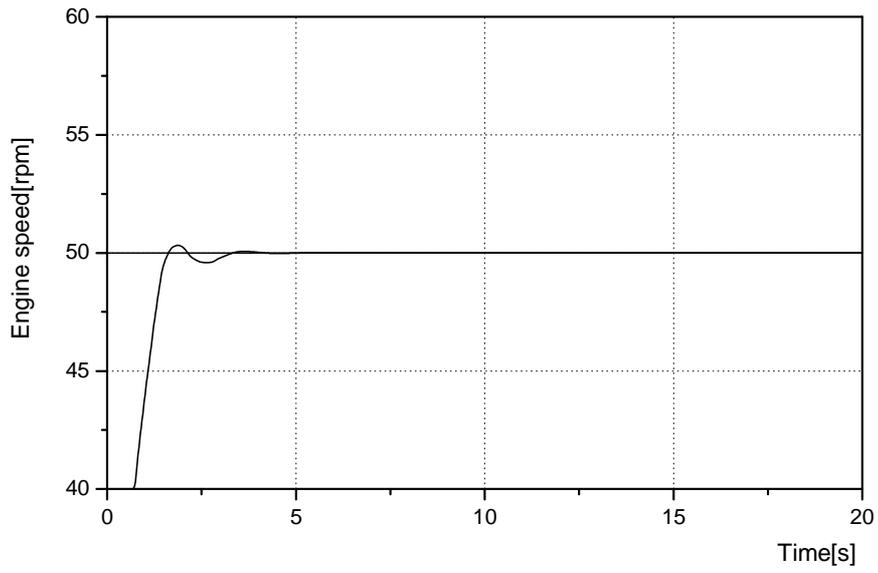


(a) Step response

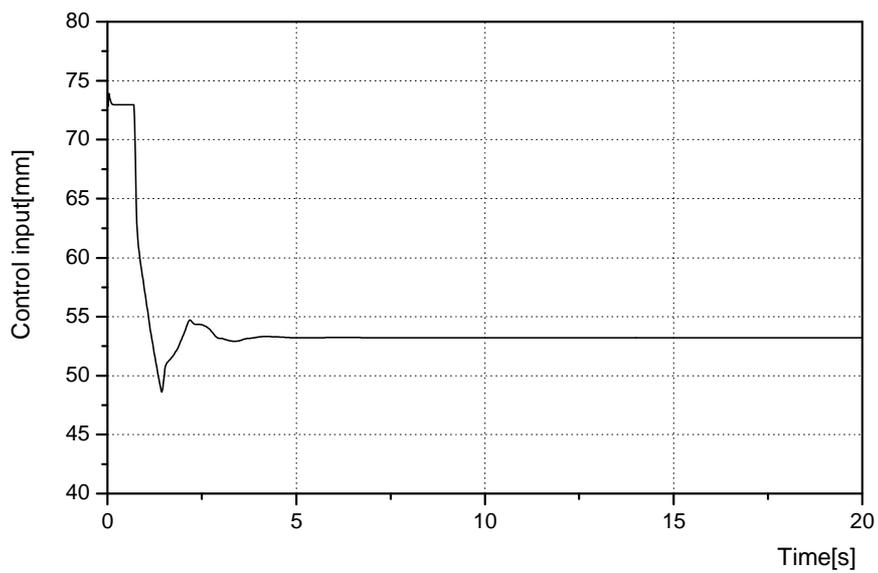


(b) Control input

Fig. 4.6 Step responses of PID controller based on RCGA for 30 to 40[rpm]

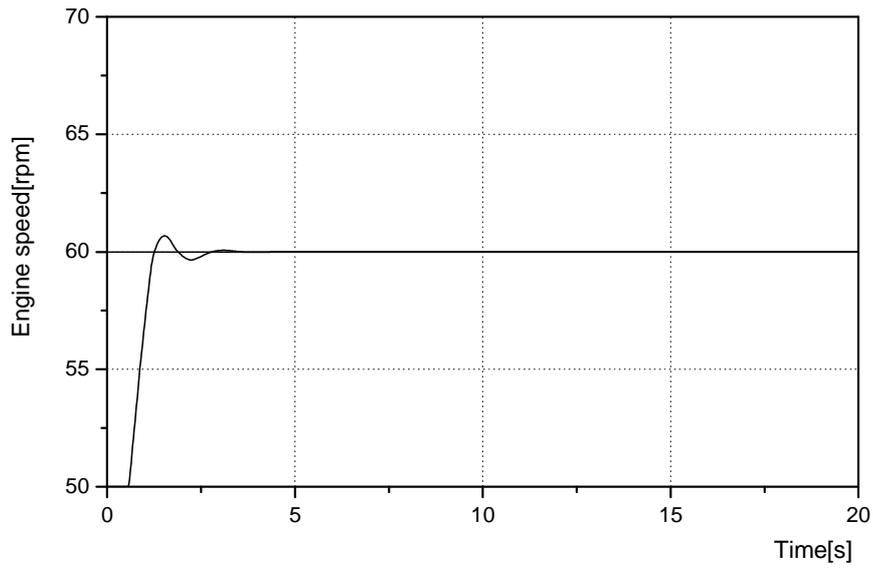


(a) Step response

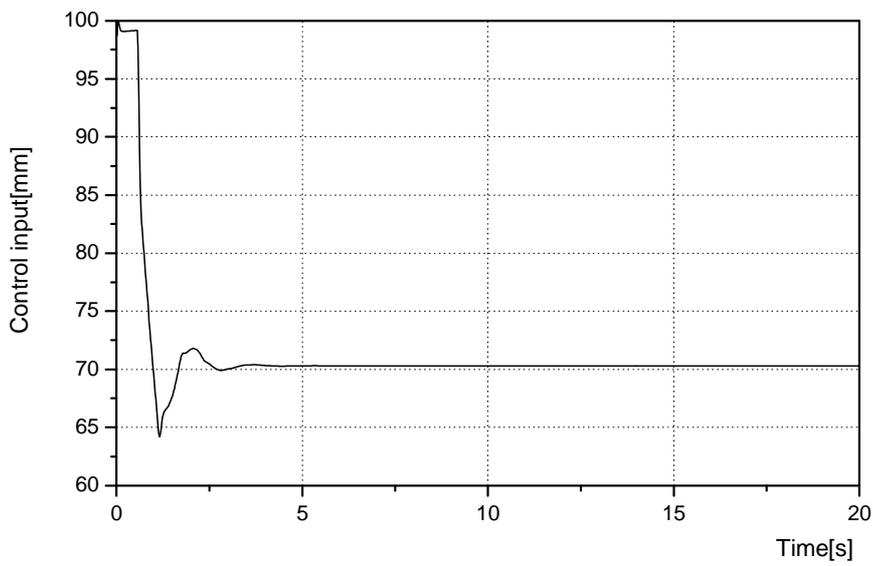


(b) Control input

Fig. 4.7 Step responses of PID controller based on RCGA for 40 to 50[rpm]



(a) Step response



(b) Control input

Fig. 4.8 Step responses of PID controller based on RCGA for 50 to 60[rpm]

## 제 5 장 결론

본 논문에서는 선박용 디젤 주기관의 수학적 모델을 바탕으로 PID 제어를 동조하는 문제를 다루었다.

우선 PID 제어기의 동조법으로 가장 잘 알려진 Ziegler-Nichols의 두 가지 방법으로 제어를 설계하였다. 이때 제 1방법을 적용하기 위해 4차 연립 미분방정식으로 표현되는 제어대상을 1차 시간지연 시스템으로 간략화 하였다. 이때 조정 메커니즘은 RCGA가 사용되었으며, 동일한 입력에 대해 제어대상과 1차 시간지연 모델의 출력이 일치하도록 RCGA가 조정모델의 파라미터를 추정하게 된다. 추정된 1차 시간지연 모델은 시뮬레이션을 통해 제어대상과 응답특성이 잘 일치함을 확인하였다.

최종적으로 본 논문에서는 Ziegler-Nichols의 경험적이고 실험적인 방법 대신 RCGA를 이용한 PID 제어기 동조법을 제안하였다. 이 방법은 기준입력과 제어대상 출력의 차이 즉, 오차를 이용하는 것으로서 RCGA는 이 오차가 최소가 되도록 PID 제어기 파라미터를 최적으로 동조하게 된다.

제안한 방법의 유효성을 검증하기 위해서 앞서 설계한 Ziegler-Nichols의 동조법과 시뮬레이션을 통하여 비교해본 결과 정상상태 도달시간, 오버슈트 등의 제어성능 지수에서 제안한 방법의 우수성을 확인할 수 있었다. 또한 RCGA로 본 논문의 제어대상에 대해 PID 제어를 동조하였을 경우 적분제어의 성분이 사라져 PD 제어와 같은 동작을 하는 것을 확인할 수 있었다.

이 후에는 회전수 별로 나누어져 있는 모델과 제어를 전체 회전수의 특성을 나타내도록 하나로 결합하는 연구가 남아있다.

## 참고문헌

- [1] 강인철, “동적 이득설정 기법을 이용한 선박 주기관 디지털 거버너의 설계”, 한국해양대학교 대학원 공학박사 학위논문, 2003
- [2] 이찬하, “퍼지-PID 기법을 이용한 선박용 디젤 주기관의 강인한 속도제어기 설계” 한국해양대학교 대학원 공학석사 학위논문, 2003
- [3] J. G. Ziegler and N. B. Nichols, “Optimum setting for PID controllers”, *Trans. ASME*, Vol. 64, 1942.
- [4] G. H. Cohen and G. A. Coon, “Theoretical considerations of retarded control”, *Trans. ASME*, Vol. 75, 1953.
- [5] M. Morari and E. Zafiriou, *Robust Process Control*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1989.
- [6] 김도응, “RCGA를 이용한 PID 제어기의 모델기반 동조규칙”, 한국해양대학교 대학원 제어계측공학과 공학석사 학위논문, 2003. 2
- [7] 진강규, *유전알고리즘과 그 응용*, 교우사, 2000.
- [8] 劉永昊, “船用機關의 速度制御에 관한 研究”, 韓國海洋大學院 機關學科 博士學位 論文, 1990.
- [9] Chi-Tsong Chen, *Analog and Digital Control System Design: Transfer-Function, State-Space, and Algebraic Methods*, Saunders College Publishing, 1993.
- [10] B. C. Kuo and J. Tal, *DC Motors and Control System*, SRL Publishing Company, Champaign, Illinois, 1978.
- [11] K. Ogata, *Modern control engineering*, Prentice Hall, 1999.
- [12] J. H. Holland, *Adaptation in Natural Artificial System*, The university of Michigan Press, Michigan, 1975.
- [13] 진강규, 주상래, “실수코딩 유전알고리즘에 관한 연구”, 제어·자동화·시스템 공학 논문지, Vol. 6, No. 4, 2000.