

## RCGA에 기초한 선박 가스터빈 엔진용 PID 제어기의 동조

이윤형† · 소명옥\* · 정병건\* · 진강규\*\* · 진선호\*\*\*

(원고접수일 : 2004년 6월 30일, 심사완료일 : 2004년 7월 20일)

### RCGA-Based Tuning of the PID Controller for Marine Gas Turbine Engines

Yun-Hyung Lee† · Myung-Ok So\* · Byung-Gun Jung\* · Gang-Gyoo Jin\*\* · Sun-Ho Jin\*\*\*

**Abstract** : The PID controllers have been widely accepted in many industrial systems due to their robust performance in a wide range of operating conditions and their functional simplicity. To implement a PID controller, its three parameters must be determined for the given plant. Conventional tuning methods are mainly based on experience and experiment and are lack of systematic procedure. Recently, to overcome drawbacks of conventional tuning methods, genetic algorithms have been used. In this paper a real-coded genetic algorithm is employed to search for the optimal parameters of the PID controller for speed control of marine gas turbine engines. Simulation results show the effectiveness of the proposed scheme.

**Key words** : Real-coded genetic algorithm(실수코딩 유전 알고리즘), Gas turbine engine(가스터빈엔진), PID controller(PID 제어기), Tuning(동조)

#### 1. 서 론

1791년 John Barber가 처음으로 개발한 가스터빈 엔진이 가스터빈 발전의 직접적인 모태가 된 이후로<sup>(1)</sup> 다양한 성능해석과 제어에 관한 연구가 활발하게 이루어져 왔다<sup>(2)-(4)</sup>. 그러나 현재까지 연구의 대부분은 우주·항공, 발전 분야에 한정되어 왔으며, 해상 추진시스템으로서의 연구는 주로 해군 함정에만 국한되어 왔다. 가스터빈 엔진은 열효율이 낮고 저질유의 사용이 어렵다는 단점 때문에 상선에서는 채택되지 못하였으나, 최근에 이

러한 문제점이 어느 정도 개선되면서 상선에 장착하는 사례도 늘고 있다<sup>(5)</sup>.

선박용 가스터빈 엔진은 해수면에서 아음속으로 고정된 상태로 운전되기 때문에 우주·항공용 엔진보다 접근하기가 용이하지만 열효율을 좋게 할 목적으로 서지(Surge) 발생 영역에 매우 근접한 동작점을 따라서 설계되며, 정상상태를 벗어나 천이 상태로 접어들 때에는 서지 영역에 더욱 근접하게 된다. 따라서 가스터빈 엔진의 운전 중에 치명적인 손상을 방지하기 위해서는 서지 발생을 억제할 수 있는 매우 정밀한 제어가 필수적이다.

† 책임저자(한국해양대학교 대학원 메카트로닉스공학과), E-mail : domse54@hanmail.net, T : 051-410-4877

\* 한국해양대학교 선박전자기계공학부

\*\* 한국해양대학교 IT공학부

\*\*\* 한국해양대학교 대학원 기관시스템공학과

본 연구에서는 천이상태의 영향은 고려하지 않고, 다만 실제 선박용 가스터빈 엔진에 대해 각 동작점에 따른 시운전 자료를 바탕으로 시스템의 지역모델을 얻고, 지역모델에 따른 PID 제어기를 설계한다. PID 제어기의 동조에는 경험적이고 실험적인 접근법이 보편적으로 사용되어 왔으나 최근에는 유전알고리즘(Genetic Algorithm: GA)을 이용한 동조가 연구되고 있다. 따라서 본 연구에서도 GA를 이용하여 선박용 가스터빈 엔진의 속도제어용 PID 제어기를 최적으로 동조하는 문제를 다룬다. 또한 제안한 방법의 성능을 검토하기 위해 시뮬레이션을 실시하고, Ziegler-Nichols의 페루프 동조법과 비교한다.

## 2. 선박용 가스터빈 엔진의 모델링

가스터빈 엔진은 몇 가지 방법으로 모델링이 가능하지만 본 연구에서는 가스터빈 엔진을 선형시스템으로 가정하여 모델을 얻도록 한다<sup>[6]</sup>. 이 경우에 모델은 하나의 동작점 주변의 작은 변화에 대해서만 유효하기 때문에 모델로부터 얻을 수 있는 정보의 양이 제한된다. 이는 동작점이 변경되면 새로운 파라미터 값을 얻어야 하고, 이를 위해 분석이나 시험을 다시 해야 한다는 것을 의미한다.

### 2.1 가스발생기(Gas generator)

터보 샤프트 엔진은 Fig. 1과 같이 크게 압축기(C), 연소기(B), 가스발생기 터빈(CT), 동력 터빈(PT)로 구성되며, 압축기와 연소기 그리고 가스발생기 터빈을 묶어 가스발생기라고 한다. 흡입구로 흡입된 공기는 압축기에서 압축된 후 연소기에서 연료와 혼합, 연소되어 가스발생기 터빈을 회전시키며 동일한 축에 연결된 압축기를 회전시킨다. 나머지의 연소 가스는 동력터빈을 회전시키고 배기 덕트를 통해 빠져 나간다. 동력터빈과 연결된 프로펠러는 감속기어를 거쳐 추력을 발생시킨다.

본 연구에서는 동력터빈은 고려하지 않고, 가스터빈 엔진의 핵심인 가스발생기의 모델만을 얻도록 한다. 가스터빈 엔진이 정상상태를 이탈하여

천이상태로 될 때 가스발생기 회전수의 변화는 가스발생기 터빈에서 발생하는 힘과 압축기에서 소비되는 힘이 순간적으로 달라짐으로서 발생하는 것이며, 이와 같은 터빈과 압축기 사이의 토크 불균형에 의해 가속이나 감속이 일어나게 된다.

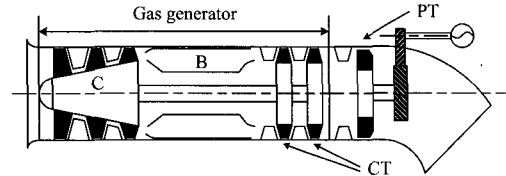


Fig. 1 Turbo shaft engine

따라서 로터 회전수의 변화를 표현하는 방정식은 다음과 같은 토크 평형식으로 표현할 수 있다<sup>[7]</sup>.

$$I_{GG} \frac{d\omega}{dt} = \tau_T - \tau_C \quad (1)$$

여기서,  $\tau_T$ 와  $\tau_C$ 는 각각 가스발생기 터빈에서 발생된 토크와 압축기에서 소비된 토크를 나타내며,  $I_{GG}$ 와  $\omega$ 는 각각 가스발생기의 극관성모멘트와 각속도이다. 그리고 (1)의 우변은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\tau_T = m_g \cdot c_{p2} \cdot (T_3 - T_4) / \omega \quad (2.a)$$

$$\tau_C = m_a \cdot c_{p1} \cdot (T_2 - T_1) / \omega \quad (2.b)$$

여기서,  $m_g$ 는 연소가스의 유량([kg/sec]),  $m_a$ 는 공기유량([kg/sec])이고,  $c_{p1}$ 과  $c_{p2}$ 는 각각 압축기와 터빈에서의 정압비열,  $T_i$  ( $i \in [1, 4]$ )는 각 스테이션(Station)에서의 온도를 의미한다.

가스터빈 엔진의 가스발생기 부분의 모델을 얻기 위해 (1)을 회전수  $N$ 과 연료유량  $G_f$ 의 함수로 나타내면

$$I_{GG} \frac{d\omega}{dt} = f(N, G_f) \quad (3)$$

이 되고, 좌변은  $\omega = 2\pi n = \frac{2\pi N}{60}$ 의 관계를 이용하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$I_{GG} \frac{d\omega}{dt} = R \frac{dN}{dt} = f(N, G_f) \quad (4)$$

여기서,  $R = I_{GG}\pi/30$  이다.

(4)를 선형화하기 위해 동작점  $N_0, G_{f0}$  부근에서의 작은 변화량을  $\Delta N, \Delta G_f$ 라 하면

$$N = N_0 + \Delta N \quad (5.a)$$

$$G_f = G_{f0} + \Delta G_f \quad (5.b)$$

으로 쓸 수 있으므로, (5)를 (4)의 좌·우변에 대입하고 우변을 동작점 부근에서 Taylor급수 전개하면

$$R \frac{d\Delta N}{dt} = -\alpha \cdot \Delta N + \beta \cdot \Delta G_f \quad (6)$$

$$\text{단, } \alpha = - \left. \frac{\partial f(N, G_f)}{\partial N} \right|_{\substack{N=N_0 \\ G_f=G_{f0}}}$$

$$\beta = \left. \frac{\partial f(N, G_f)}{\partial G_f} \right|_{\substack{N=N_0 \\ G_f=G_{f0}}}$$

의 관계를 얻는다. (6)을 라플라스 변환하면 가스 발생기의 동력학적 모델은 최종적으로 다음과 같이 나타난다.

$$\frac{\Delta N(s)}{\Delta G_f(s)} = \frac{K_E}{T_E s + 1} \quad (7)$$

여기서,  $K_E = \beta/\alpha$ 와  $T_E = R/\alpha$ 는 각각 이득

과 시정수를 의미한다. 본 연구에서  $K_E$ 와  $T_E$ 는 Fig. 2와 같은 실제 시운전 자료로부터 얻었다.

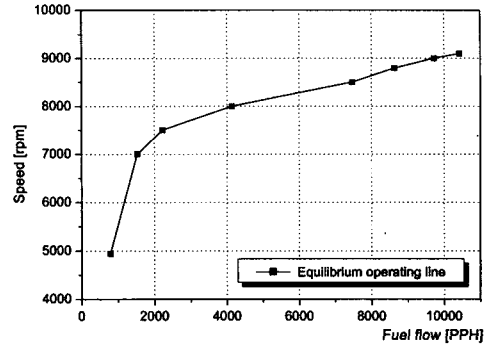


Fig. 2 Data of actual gas turbine engine test

Table 1은 지금까지의 과정을 통해 얻은 동작점에 따른 이득과 시정수를 나타낸 것이다.

Table 1  $K_E$  and  $T_E$  of a gas turbine engine

Operating point	$K_E$	$T_E$
7000 [rpm]	4.57	3.76
8000 [rpm]	1.82	1.93
9000 [rpm]	0.98	0.93

### 2.2 PLA(Power lever angle) 액추에이터

PLA 액추에이터는 DC 모터, 모터와 기계적으로 연결되어 미터링 파일럿 밸브(Metering pilot valve)를 상하로 작동시키는 레버(Lever)로 구성된다.

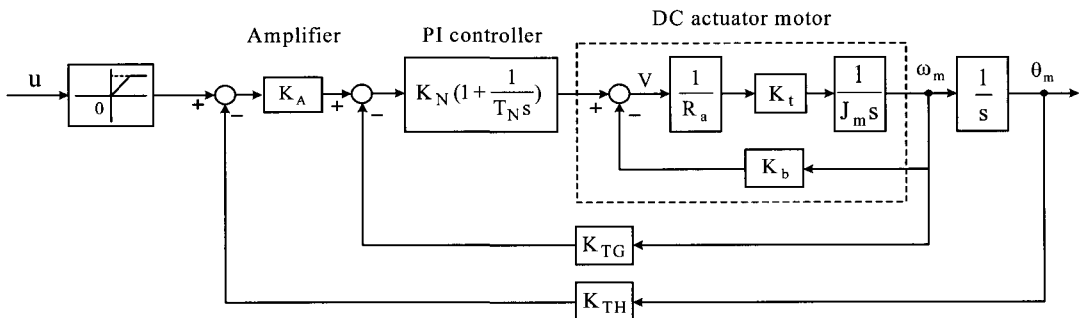


Fig. 3 Block diagram of a PLA actuator system

전기자 제어 DC 모터의 전기자 인덕턴스와 클로링마찰, 점성마찰을 무시하면, 전기자 제어 입력전압  $V(s)$ 와 모터의 각속도  $\Omega_m(s)$  사이에는 다음과 같은 전형적인 선형모델로 표현할 수 있다<sup>[8]</sup>.

$$\frac{\Omega_m(s)}{V(s)} = \frac{b}{s+a} \quad (8)$$

여기서,  $a = K_t K_b / J_m R_a$ ,  $b = K_t / J_m R_a$ 이다.

### 2.3 PLA 액추에이터 모터용 제어기

PLA 액추에이터 DC 모터의 속도제어는 내부적으로 PI 제어기를 사용하고 있으며, 액추에이터 모터용 제어기를 포함한 전체 액추에이터 시스템은 Fig. 3과 같다. 그림에 표시된  $K_A$ 는 액추에이터 모터의 증폭기 이득이며,  $K_N$ 과  $T_N$ 은 각각 PI 제어기의 비례이득과 적분시간을 의미한다.

Table 2는 이때 사용되어진 PLA 액추에이터 시스템 각 구성품의 파라미터 값을 나타낸다.

**Table 2 Parameters of a PLA actuator system**

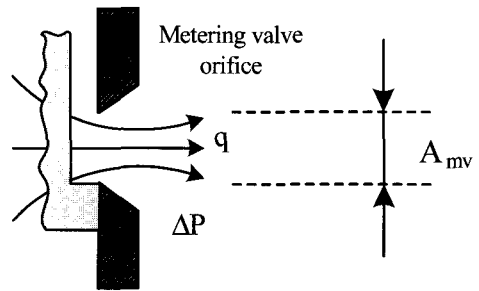
	Description	Value
$R_a$	Armature winding resistance	0.25
$L_a$	Armature inductance	-
$\Omega_m$	Angular velocity of DC motor	-
$K_t$	Torque constant	0.4204
$K_b$	Back emf constant	0.4204
$K_{TH}$	DC motor angle feedback gain	10.136
$K_{TG}$	Tacho-generator feedback gain	0.0318
$J_m$	Inertia moment of DC motor	0.0022
$K_A$	Amplifier gain	10
$K_N$	Proportional gain	4
$T_N$	Integral time	0.5

### 2.4 미터링 밸브

가스터빈 엔진에 공급되는 연료유량은 Bernoulli 방정식에 의해 미터링 밸브의 오리피스(Orifice) 입출구 압력 차이와, PLA 액추에이터의 회전각

에 따라 변화하는 미터링 밸브의 오리피스 면적에 비례한다. 그러나 실제 가스터빈 엔진의 연료유량 제어는 여러 개의 스피밸브(Spill valve)를 사용하여 입출구의 차압을 일정한 상태로 유지한 상태에서 오리피스의 면적만을 변경하여 조절한다.

따라서 Fig. 4를 통해 연료량의 전달함수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.



**Fig. 4 Basic principle of a fuel metering valve**

$$\frac{Q(s)}{\theta_m(s)} = \frac{K_{mv}}{T_{mv} s + 1} \quad (9)$$

그러나 미터링 밸브의 시정수  $T_{mv}$ 는 극히 작으므로 무시하면, 연료의 유출량은 다음과 같이 미터링 밸브의 개방면적에 의한 이득 관계로 나타낼 수 있다.

$$q(t) = K_{mv} \theta_m(t) \quad (10)$$

여기서,  $K_{mv}$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$K_{mv} = C_d \sqrt{\frac{\Delta P}{S_g}} A_{mv} \quad (11)$$

여기서,  $C_d$ 는 유출계수,  $A_{mv}$ 는 미터링 밸브 오리피스의 개방면적,  $S_g$ 는 연료의 비중이다.

이제 가스발생기와 보조기계(PLA 액추에이터)를 포함하는 전체 시스템은 Fig. 5와 같이 나타낼 수 있다. 그림에서  $u$ 는 제어입력이며, 포화 입력 값은 23[V]이다. 또한 가스터빈 엔진에 있어서 시간지연이 고려될 수 있는데 이는 연료가 연소기에서 연소되어 가스발생기 터빈에 연소가스가

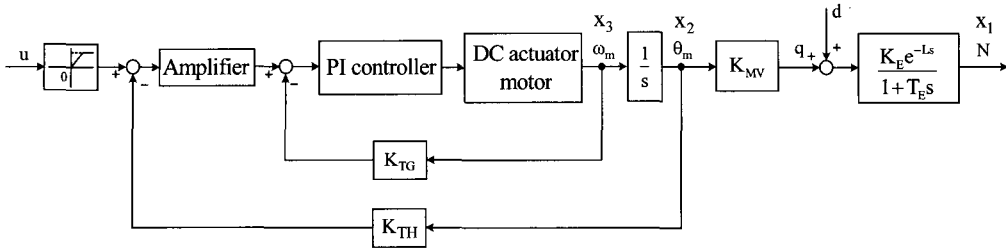


Fig. 5 Block diagram of a gas turbine engine speed control system

도달되는 시간을 의미하며, 본 논문에서는 Table 3과 같이 임의의 시간으로 가정하였다. 가스터빈 엔진의 외란은 통상적으로 운전 중 추기의 변화 또는 동력터빈의 급격한 부하변동에 의한 가스발생기 터빈 출구압력의 변동 등에 의해 발생할 수 있고, 본 논문에서는 가스터빈 엔진에 공급되는 연료유량의 변화를 외란으로 고려하였다.

Table 3 Time delays

Gas turbine engine speed	7000 [rpm]	8000 [rpm]	9000 [rpm]
Time delay	0.50	0.35	0.17

2.5 전체 시스템의 상태공간 표현

Fig. 3과 Fig. 5를 참고하여 상태변수로  $x_1 = N$ ,  $x_2 = \theta_m$ ,  $x_3 = \omega_m$ . 그리고  $x_4$ 를 정의하면 전체 시스템은 아래와 같이 상태방정식으로 표현된다.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \mathbf{x}(t) + \mathbf{B}u(t-L) \tag{12a}$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C} \mathbf{x}(t) \tag{12b}$$

여기서,

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

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{K_A K_N K_t}{R_A J_m} \\ \frac{K_A K_N}{T_N} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = [1 \ 0 \ 0 \ 0] \text{ 이고,}$$

$\mathbf{y} = N$ 이다.

3. RCGA에 기초한 PID 제어기 동조

PID 제어기는 만족할 만한 제어성능을 나타낼 뿐만 아니라 현장 기술자들에게 친숙하기 때문에 아직도 산업현장에서 많이 이용되고 있다. 가스터빈 엔진의 속도제어에도 최근의 FADEC(Full Authority Digital Electrical Controller) 개념이 정착되기 이전까지는 통상적으로 PID 제어를 사용하였다<sup>(9)</sup>.

따라서 본 연구에서도 Fig. 6과 같은 가스터빈 엔진의 속도제어용 PID 제어시스템을 제안하고, 그 파라미터를 유전알고리즘으로 동조한다.

유전알고리즘은 전통적으로 이진코딩 표현법을 채용해왔으나 탐색공간이 크고 고정밀도의 해가 요구되는 경우에는 염색체(Chromosome) 길이가 크게 되어 연산 부담으로 나타나며, 경우에 따라서는 탐색을 불가능하게 한다<sup>(10)</sup>. 따라서 본 연구에서는 이진코딩의 단점을 극복한 실수코딩 유전알고리즘(Real-coded genetic algorithm: RCGA)을 사용한다. 실수코딩을 채용함으로써 동조될 PID 제어기의 파라미터는 염색체의 유전자와 일대일로 대응하게 된다.

RCGA의 유전 연산자로는 구배와 유사한 재생

산(Gradient-like reproduction), 수정단순 교배(Modified simple crossover), 동적 돌연 변이(Dynamic mutation)이며, 한 세대의 최적 개체 소멸을 방지하여 가장 강한 개체가 다음 세대로 전달되는 것을 보장하는 엘리트전략(Elitist strategy)도 사용하였다.

Fig. 6은 RCGA와 각 동작점에서 얻은 지역모델을 기반으로 PID 제어기를 최적 동조하는 과정을 보여주고 있다. 이 때 개체의 적합도 평가를 위한 목적함수로는 (13)의 IAE(Integral of the absolute error)를 사용하였고, RCGA는 이 목적함수가 최소가 되도록 PID 제어기 파라미터를 탐색하게 된다.

$$J = \int_0^{t_f} |e(t)| dt \quad (13)$$

(13)에서  $t_f$ 는 이 시간 이후의 적분 값이 무시되도록 좋을 정도의 충분한 시간이 되도록 한다.

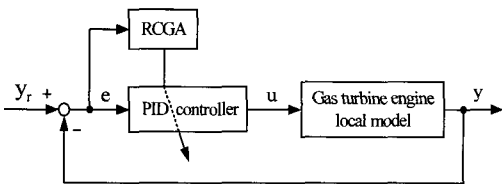


Fig. 6 RCGA-based tuning of the PID controller

#### 4. 시뮬레이션 및 결과고찰

제안한 동조법의 유효성을 검토하기 위해 시뮬레이션을 실시한다. 먼저 각 지역모델에 대하여 PID 제어기를 RCGA로 동조한다. RCGA의 매개변수로는 집단의 크기 40, 재생산 계수 1.7, 교배 확률 0.9, 돌연변이 확률 0.1을 사용하였다.

Table 4는 동조된 결과를 나타내며, Fig. 7~ Fig. 9는 각 지역모델에 대한 PID 제어기 파라미터를 탐색해가는 과정을 보여주고 있다.

시뮬레이션 결과 RCGA는 40세대 전후에서 최적의 파라미터를 찾고 있다.

Table 4 PID parameters tuned by a RCGA

Parameter \ Speed	7000[rpm]	8000[rpm]	9000[rpm]
$K_p$	4.795	4.485	5.499
$K_I$	0.947	2.073	4.884
$K_D$	0.923	0.398	0.215

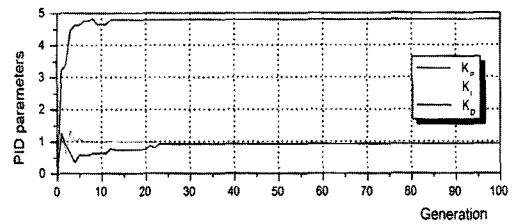


Fig. 7 Tuning process for local model 1

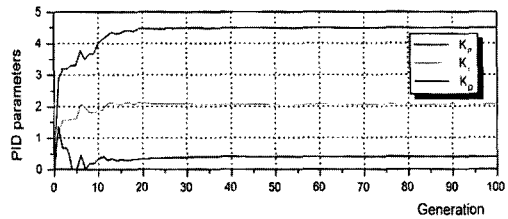


Fig. 8 Tuning process for local model 2

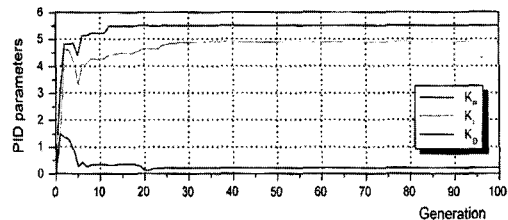
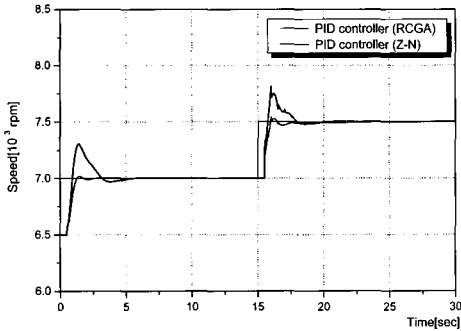


Fig. 9 Tuning process for local model 3

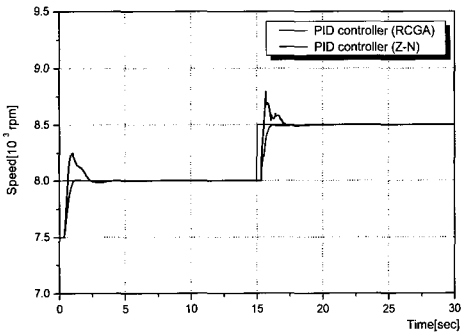
Fig. 10은 각 동작점에서 동조된 PID 제어기의 응답성능을 보이고 있다. 비교 목적으로 Z-N의 페루프법으로 동조된 PID 제어기의 응답성능도 동시에 나타내었다. Table 5는 Z-N의 페루프 동조법으로 얻은 PID 제어기 파라미터이다.

**Table 5** PID parameters tuned by a Z-N method

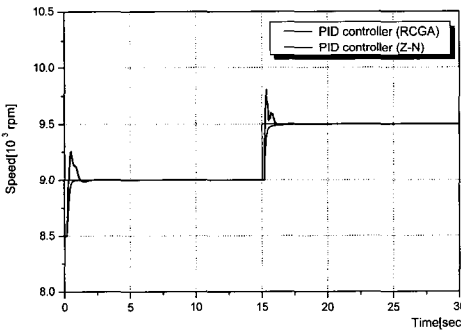
Speed Parameter	7000[rpm]	8000[rpm]	9000[rpm]
$K_p$	5.874	6.870	9.732
$K_i$	6.087	9.814	27.414
$K_d$	1.415	1.202	0.863



(a) Local model 1



(b) Local model 2

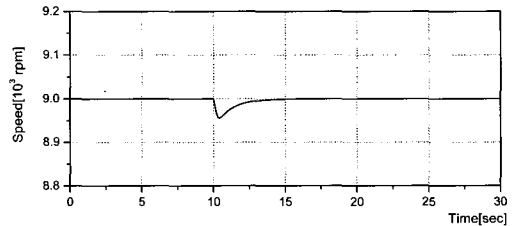


(c) Local model 3

**Fig. 10** Step response comparisons of the PID controllers

시뮬레이션 결과 Z-N 방법은 상당히 큰 오버슈트를 보이고 있는 반면에 제안한 방법은 오버슈트도 거의 발생하지 않음을 확인할 수 있다. 또한 제안한 방법은 Z-N법에 비해 도달시간, 정정시간도 짧다.

다음은 제안한 방법의 외란에 대한 강인성을 살펴보기 위해 가스터빈 엔진이 9000(rpm)의 정격 최대출력으로 운전되고 있는 중, 이 때 연료량의 약 2[%]에 해당되는 계단상의 외란을 가하는 시뮬레이션을 실시하였다. Fig. 11은 시뮬레이션 결과로서 계단상의 외란에 강인함을 확인할 수 있다.



**Fig. 11** Response of the PID controller to a step type disturbance

### 5. 결 론

본 연구에서는 종래의 경험적이고 실험적인 방법에 기초한 PID 동조법 대신 진화원리를 모방한 RCGA를 적용하여 가스터빈 엔진의 속도조절용 PID 제어를 동조하는 문제를 다루었다. 제안한 방법의 유용성을 확인하기 위하여 Z-N의 페루프 동조법과 비교하였다. 그 결과 RCGA로 동조한 제어가 오버슈트, 도달시간, 정정시간 등에서 훨씬 양호한 응답결과를 보였다. 또 RCGA로 동조한 제어기는 계단상의 외란에 대해서도 강인함을 확인할 수 있었다.

차후로 비선형성이 강한 가스터빈 엔진의 퍼지 모델링과 이에 따른 제어기 설계에 관한 체계적인 연구가 있어야 할 것으로 사료된다.

참고문헌

[1] J. H. Potter, "The Gas Turbine Cycle", ASME Paper presented at the Gas Turbine Division Forum Dinner, New York, 1972.

[2] 공창덕, 김석균, P. Pilidis, "ICV 방법을 이용한 가스터빈엔진 동적 모델링에 관한 연구", 한국항공우주학회지, Vol. 28, No. 5, 2000.

[3] J. W. Watts, T. E. Dwan, C. G. Brockus, "Optimal State-Space Control of a Gas Turbine Engine", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 114, 1992.

[4] 공창덕, 기자영, "중형항공기용 터보팬 엔진의 성능최적화를 위한 LQR 제어기 설계(II)", 한국추진공학회지, Vol. 2, No. 3, 1998.

[5] C. O. Brady and D. L. Luck, "The Increased Use of Gas Turbines as Commercial Maritime Engines", *Trans. ASME*, Vol. 116, 1994.

[6] A. J. Fawke, and H. I. H. Saravanamutoo, "Digital Computer Methods for Prediction of Gas Turbine Response", *SAE-710550*, 1971.

[7] 김재환, "발전용 가스터빈의 과도운전 해석", 서울대학교대학원 기계공학과 공학박사 학위논문, 1999, 10.

[8] B. C. Kuo and J. Tal, DC Motors and Control System, SRL Publishing Company, Champaign, Illinois, 1978.

[9] 손영창, 김승우, 지원호, "터보젯 엔진을 위한 강인성 케환 제어기의 설계 : 시간영역 해석", 한국추진공학회지, Vol. 2, No. 2, 1998.

[10] 진강규, 주상래, "실수코딩 유전알고리즘에 관한 연구", 제어·자동화·시스템공학 논문지, Vol. 6, No. 4, 2000.

저 자 소 개



**이윤형 (李潤炯)**

1980년 2월생, 2002년 한국해양대학교 기관시스템공학부 졸업(공학사), 2004년 한국해양대학교 대학원 기관시스템공학과 졸업(공학석사), 현재 한국해양대학교 대학원 메카트로닉스 공학과 박사과정.



**소명옥 (蘇明玉)**

1958년 6월생, 1997년 한국해양대학교 대학원 기관공학과 졸업(공학박사). 한국항만·운송노동연구원 연구위원, 한국박용기관학회 총무이사, 현재 한국해양대학교 선박전자기계공학부 부교수.



**정병건 (鄭柄健)**

1981년 한국해양대학 기관학과 졸업, 1981-1988 한진해운 근무, 1990년 한국해양대학교 대학원 기관공학과 졸업(석사), 1993년 부경대학교 대학원 수료(박사), 1992-현재 한국해양대학교 해사대학 선박전자기계공학부 교수.



**진강규 (陳康奎)**

1953년 10월 12일생, 1977년 한국해양대학교 기관학과 졸업(공학사), 1985년 6월 FIT 전기전자컴퓨터공학과 졸업(공학석사), 1996년 6월 Univ. of Wales, Cardiff 전기전자시스템공학과 졸업(공학박사), 현재 한국해양대학교 IT공학부 교수.



**진선호 (陳善昊)**

1969년 11월생, 1993년 해군사관학교 졸업, 2002년 한국해양대학교 대학원 기관시스템공학과 졸업(공학석사), 현재 한국해양대학교 대학원 기관시스템공학과 박사과정, 해군소령.