

# 함정용 가스터빈 엔진의 속도 추종제어를 위한 DS 기반의 PID 제어기 설계

김종필 · 류기탁<sup>1</sup> · 이상식<sup>2</sup> · 이윤형<sup>1\*</sup>

한국해양수산연수원 오션폴리텍팀 교수, <sup>1</sup>한국해양수산연수원 해양기술교육팀 교수,

<sup>2</sup>해군작전사령부 부사령관 해군준장

## PID controller design based on direct synthesis for set point speed control of gas turbine engine in warships

Jong-Phil KIM, Ki-Tak RYU<sup>1</sup>, Sang-Sik LEE<sup>2</sup> and Yun-Hyung LEE<sup>1\*</sup>

*Professor, Ocean Polytec Team, Korea Institute of Maritime and Fisheries Technology, Busan 49111, Korea*

*<sup>1</sup>Professor, Ocean Technology Training Team, Korea Institute of Maritime and Fisheries Technology, Busan 49111, Korea*

*<sup>2</sup>Rear Admiral, Deputy Commander, Republic of Korea Fleet, Busan 48563, Korea*

Gas turbine engines are widely used as prime movers of generator and propulsion system in warships. This study addresses the problem of designing a DS-based PID controller for speed control of the LM-2500 gas turbine engine used for propulsion in warships. To this end, we first derive a dynamic model of the LM-2500 using actual sea trail data. Next, the PRC (process reaction curve) method is used to approximate the first-order plus time delay (FOPTD) model, and the DS-based PID controller design technique is proposed according to approximation of the time delay term. The proposed controller conducts set-point tracking simulation using MATLAB (2016b), and evaluates and compares the performance index with the existing control methods. As a result of simulation at each operating point, the proposed controller showed the smallest in %OS, which means that the rpm does not change rapidly. In addition, IAE and IAC were also the smallest, showing the best result in error performance and controller effort.

Keywords: LM-2500 gas turbine, FOPTD, DS-based PID controller, Performance index

### 서론

가스터빈 엔진은 대한민국 해군의 정조대왕급 구축함, 미국의 Zumwalt급(Zumwalt-class) 스텔스 구축함, 영

국의 Type 45 데어링급(Type 45 Daring class) 구축함에 서 발전 및 추진용으로 운용하고 있다. 이처럼 군함에 적용된 가스터빈 엔진은 작전의 변화가 빈번하고, 불확

Received 23 December 2022; Revised 25 January 2023; Accepted 2 February 2023

\*Corresponding author: domse54@daum.net. Tel: +82-51-620-5823 Fax: +82-51-620-5769

Copyright © 2023 The Korean Society of Fisheries and Ocean Technology

실한 해상환경 속에서 진행되기 때문에 동력원으로 안정적인 성능을 유지하는 것이 필수적이다. 이러한 성능은 기계적으로 공기압축기에서 발생하는 서지(surge)에 따라 크게 달라진다. 현재 대부분의 가스터빈 엔진에 적용되는 축류 공기압축기는 대용량의 공기 처리와 높은 압력비 형성이라는 장점이 있지만 서지 발생 문제 때문에 안정적인 운전에 제한을 주기도 한다. 따라서 공기압축기의 서지 억제 또는 서지 발생에 따른 엔진의 성능변화 연구가 다양하게 이루어지고 있다(Bae et al., 2013; Oh and Koo, 2009; Dhingra, 2006). 이와 함께 또 하나의 중요한 연구 주제는 함교에서 주어지는 회전수 명령을 잘 추종할 수 있는 제어시스템의 설계에 관한 부분이다. 이를 위해 가스터빈 엔진을 수학적으로 모델링하는 연구(Lee et al., 2006; Back et al., 2021)와 속도 제어를 설계하는 연구(Lee and So, 2015; So et al., 2022)도 이루어져 왔다.

속도 제어기에 사용되는 PID 제어기는 간단한 구조, 쉬운 운용, 유지보수가 거의 없는 장점으로 인해 많은 산업현장에서 폭넓게 사용하고 있다. 그러나 하나의 동조방법이 다른 플랜트, 다른 운전환경에서 만족할 만한 결과를 보장하지 않으므로 대부분 플랜트의 동특성 파악(plant identification)과 다양한 성능지수를 기초로 제어기를 설계한다. 초기에 제안된 Ziegler and Nichols (Z-N)법, Cohen and Coon (C-C)법은 플랜트를 시간지연을 갖는 1차 모델(FOPTD; First Order Plus Time Delay)로 근사화하여 동조한다. 플랜트 동특성 기반의 동조방법은 Astrom과 Hagglund (Astrom and Hagglund, 1995) 그리고 Tyreus와 Luyben (Tyreus and Luyben, 1992)에 의해 제안되었다. Rivera 등(Rivera et al., 1986)은 내부모델제어(IMC; Internal Model Control)와 이를 PID 제어기와 결합한 제어기법을 제안하였으며 기존의 방법보다 폐루프 응답을 개선시켰다. DS (Direct Synthesis) 방법(Smith and Corripio, 1985)은 IMC 동조 방법과 유사한 형태로 기존의 방법을 개선시켰다. 그 외에도 진상-지상 보상기(Rao et al., 2009), H<sub>2</sub> 최소화 기법을 이용한 IMC-PID (Nasution et al., 2011) 제어기가 있다.

본 연구에서는 함정의 추진용으로 사용되는 LM-2500 가스터빈 엔진에 대하여 속도 제어를 위한 DS 기반 PID 제어기 설계 문제를 다루고자 한다. 우선 실제 함정의 시운전 데이터를 활용하여 가스터빈 엔진이 주로 운용

되는 3개의 동작점에 대해 수학적 모델을 유도하여 엔진의 특성이 반영될 수 있도록 한다. 이렇게 유도된 모델은 PRC (Process Reaction Curve) 방법을 이용하여 FOPTD 모델로 근사화하고, DS 기반의 PID 제어기 설계기법을 제안한다. 이 제어기는 목표 폐루프 전달함수의 시정수만 조정하면 PID 제어기의 파라미터를 결정할 수 있고, 이에 따라 설계자가 원하는 제어 응답을 얻을 수 있는 장점이 있다. 제안한 제어기는 MATLAB (2016b)을 사용하여 3개의 동작점에 적용하여 설치 추종 시뮬레이션을 시행하고, 기존의 제어방법과 정량적으로 비교·평가하여 그 유효성을 확인한다.

## 재료 및 방법

### 가스터빈 엔진 모델링

본 연구에서 다루는 LM-2500 가스터빈 엔진(Wirkowski et al., 2018)은 Fig. 1과 같이 가스발생기(gas generator)와 동력터빈(power turbine)으로 구성된다.

가스발생기는 고압터빈(high pressure turbine)인 가스발생기 터빈과 공기압축기(air compressor), 연소기(combustor)로 구성되고, 동력터빈은 저압터빈(low pressure turbine)으로서 추진축과 감속기, 추진 프로펠러가 연결되게 된다. 그러나 동력터빈은 Fig. 1에서 확인할 수 있듯이 구조적으로 가스발생기와 분리되어 있고, 고압터빈의 배기가

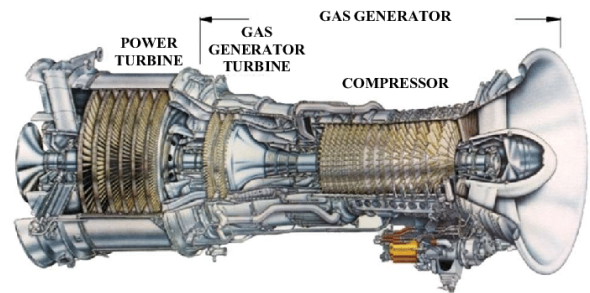


Fig. 1. LM-2500 marine gas turbine engine.

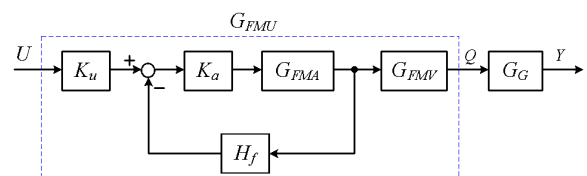


Fig. 2. LM-2500 engine with FMU.

**Table 1.** System parameters of LM-2500 gas turbine engine

Operating point	Gas generator turbine				FMU				
	$K_G$	$T_G$	$L_G$	$K_b$	$K_u$	$K_a$	$K_{FMA}$	$T_{FMA}$	$H_f$
6500 [rpm]	9.332	4.375	0.52	155					
7500 [rpm]	6.507	2.785	0.30	158	0.8	2	4	0.1	0.8
8500 [rpm]	2.984	1.400	0.15	204					

스에 의해 회전하게 되므로 본 연구에서는 제어대상에서 제외한다. 그러면 Fig. 2와 같이 가스발생기와 연소기의 연료공급장치인 FMU (Fuel Metering Unit)가 제어대상이 된다. 이때 신속한 연료공급을 위해 캐스케이드 (cascade) 제어기  $K_u$ 를 포함하는 내부루프도 함께 구성한다.

FMU는 FMA (Fuel Metering Actuator)와 FMV (Fuel Metering Valve)로 구성된다. FMA는 제어입력에 따라 내부의 작동유의 방향 및 스풀(spool)의 직선방향 이동거리를 변화시켜 FMV의 오리피스 면적이 변화되도록 하여 최종적으로 연소기에 필요한 연료량을 공급한다. 이렇게 공급된 연료량은 LVDT (Linear Variable Differential Transformer)를 통해 피드백한다. 가스발생기 및 연료계량장치의 모델링 방법은 서론의 선행연구를 참조하며 가스발생기, FMA, FMV의 전달함수는 다음과 같다.

$$G_G = \frac{K_G e^{-L_G s}}{T_G s + 1} \tag{1}$$

$$G_{FMA} = \frac{K_{FMA}}{s(T_{FMA} s + 1)} \tag{2}$$

$$G_{FMV} = \frac{K_{FMV}}{T_{FMV} s + 1} \approx K_b \tag{3}$$

여기서  $K_G$ ,  $T_G$ ,  $L_G$ 은 각각 가스발생기 터빈의 정상이득, 시정수, 시간지연,  $K_{FMA}$ 와  $T_{FMA}$ 는 FMA의 정상이득, 시정수 그리고  $K_{FMV}$ 와  $T_{FMV}$ 는 FMV의 정상이득 및 시정수를 의미한다.

$G_{FMA}$ 의 적분기는 FMA 스풀의 이동속도를 이동거리로 변환하며, FMV는 시정수가 매우 작으므로 식 (3)과 같이 이득  $K_b$ 로 고려한다. 또한,  $K_u$ 는 전압 신호인 제어입력  $u$ 를 FMA로 인가되는 전류로 환산하는 상수,  $H_f$ 는 FMA의 스풀 이동 변위가 LVDT를 통해 피드백되

는 변환상수이다.

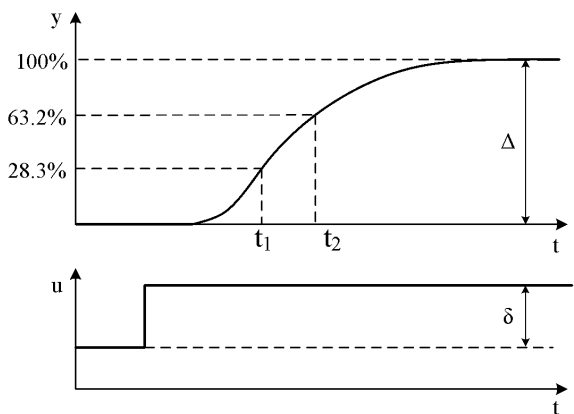
Fig. 2와 식 (1)~(3)을 참고하면 FMU와 가스발생기를 포함하는 전체 플랜트는 식 (4)로 정리할 수 있다.

$$G_P^i(s) = \frac{b_1 e^{-L_G s}}{a_1 s^3 + a_2 s^2 + a_3 s + a_4}, i = [1, 3] \tag{4}$$

여기서,  $a_1 = T_{FMA} T_G$ ,  $a_2 = T_{FMA} + T_G$ ,  $a_3 = K_a K_{FMA} H_f T_G + 1$ ,  $a_4 = K_a K_{FMA} H_f T_G + 1$ ,  $a_4 = K_a K_{FMA} H_f$ 이고,  $i$ 는 LM-2500의 운전 동작점으로 각각 6500 [rpm], 7500 [rpm], 8500 [rpm]을 의미한다. 합정의 실제 시운전 자료를 활용하여 식 (4)의 플랜트 파라미터를 식별하였으며, Table 1은 이를 정리한 것이다.

**가스터빈 엔진 플랜트의 FOPTD 간략화**

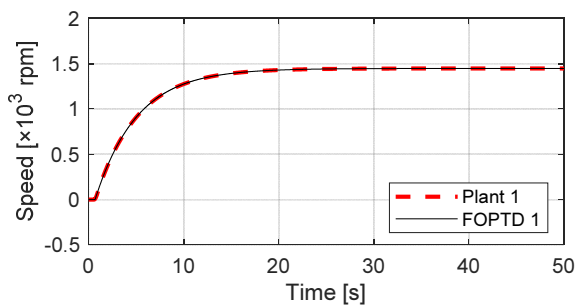
DS 기반의 PID 제어기 설계를 위해서는 3차 미분방정식으로 유도된 LM-2500 엔진의 수학적 모델을 식 (5)와 같은 FOPTD 모델로 간략화 과정이 필요하다. 본 연구에서는 Fig. 3과 같이 제어대상에 계단입력  $u$ 를 인가한 후 제어대상의 응답곡선으로부터 식 (6)을 통해 FOPTD



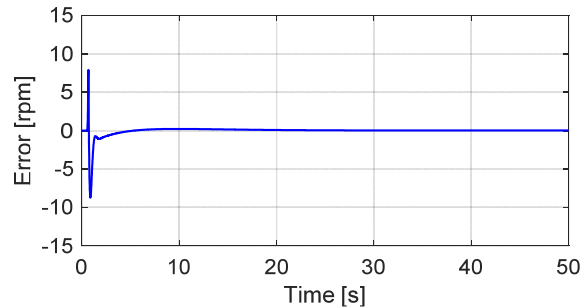
**Fig. 3.** Process reaction curve.

**Table 2. FOPTD model parameters of LM-2500 gas turbine engine**

Operating point	parameters				calculated data of PRC		
	$K$	$\tau$	$L$	$\delta$	$\Delta$	$t_1$	$t_2$
6500 [rpm]	1446.43	4.38	0.67	1.0	1446.43	2.13	5.05
7500 [rpm]	1028.11	2.79	0.45	1.0	1028.11	1.38	3.24
8500 [rpm]	608.73	1.395	0.30	1.0	608.73	0.77	1.70

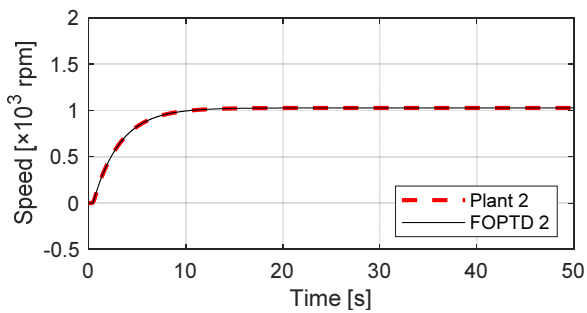


(a) Outputs

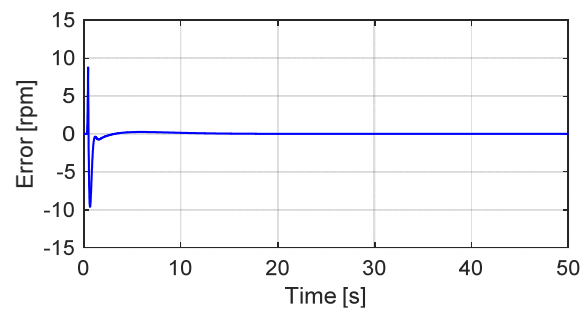


(b) Error

**Fig. 4. Validation of the approximated FOPTD model at 6500 [rpm].**

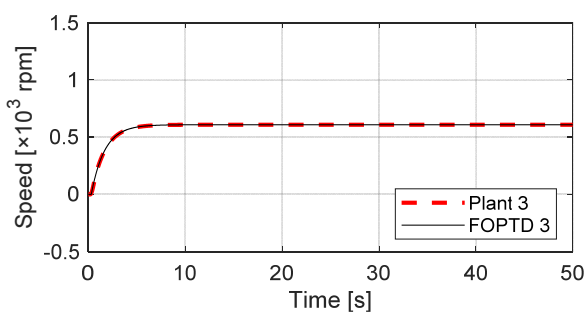


(a) Outputs

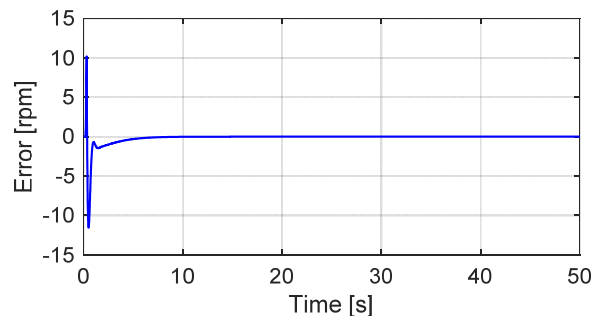


(b) Error

**Fig. 5. Validation of the approximated FOPTD model at 7500 [rpm].**



(a) Outputs



(b) Error

**Fig. 6. Validation of the approximated FOPTD model at 8500 [rpm].**

모델의 파라미터를 식별하는 PRC (Process Reaction Curve) 방법을 사용한다(Elakkiya and Priyanka, 2015).

$$G_m = \frac{K}{\tau s + 1} e^{-Ls} \quad (5)$$

$$K = \frac{\Delta(\text{change in steady state value})}{\delta(\text{change in the input})} \quad (6a)$$

$$\tau = 1.5(t_2 - t_1) \quad (6b)$$

$$L = t_2 - \tau \quad (6c)$$

여기서 시간  $t_1$ 과  $t_2$ 는 각각 제어대상의 출력이 28.3%와 63.2%에 해당하는 시간을 의미한다.

Table 2는 식 (4)로 표현된 3개의 동작점에 대해 PRC 방법으로 얻은 FOPTD 모델의 파라미터를 정리한 것이고, Fig. 4-6은 원 시스템과 FOPTD 모델의 단위계단 응답을 함께 나타낸 것이다. 그림에서 확인할 수 있듯이 FOPTD 모델이 원 시스템과 최대오차 10 rpm 전후로 일치하고 있어 DS 기반의 PID 제어기 설계에 적합한 것으로 판단할 수 있다.

**설정치 추종을 위한 DS기반 PID 제어기**

DS 방법은 제어 시스템의 페루프 응답이 목표로 하는 페루프 응답과 일치하도록 목표 페루프 전달함수의 시정수를 선정하여 해석적으로 제어기를 설계하는 방법이다. 이를 위해 먼저 Fig. 7과 같은 제어 시스템을 고려하면 페루프 시스템은 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{Y}{Y_{sp}} = \frac{G_c G_p}{1 + G_c G_p} \quad (7)$$

여기서  $G_c$ 와  $G_p$ 는 각각 제어기와 플랜트의 전달함수이며  $G_c$ 로 정리하면 다음과 같다.

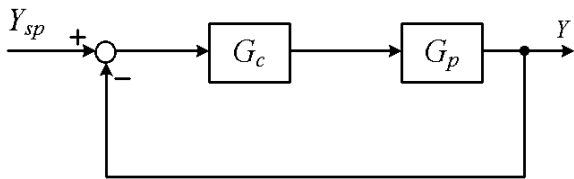


Fig. 7. Classical feedback control strategy.

$$G_c = \frac{Y/Y_{sp}}{G_p[1 - (Y/Y_{sp})]} \quad (8)$$

식 (8)은 설계자가 추종치(set point)에 대한 출력의 값인  $Y/Y_{sp}$ 를 원하는 형태로 선정하면 이에 따른 제어기를 결정할 수 있음을 의미한다. 예를 들어 실제 시스템에서는 불가능하지만 추종치 변화에 대해 출력이 즉각적으로 추종치에 도달하기를 원한다면  $Y = Y_{sp}$ 가 되면 된다.

만약, 추종치 변화에 대한 목표 페루프 전달함수가  $(Y/Y_{sp})_d$  이고, 플랜트의 모델을  $\tilde{G}_p$ 로 간략화할 수 있다면, 식 (8)의  $Y/Y_{sp}$ 와  $G_p$ 를  $(Y/Y_{sp})_d$ 와  $\tilde{G}_p$ 로 대체할 수 있고,  $G_c$ 는 다음과 같이 된다.

$$G_c = \frac{\left(\frac{Y}{Y_{sp}}\right)_d}{\tilde{G}_p \left[1 - \left(\frac{Y}{Y_{sp}}\right)_d\right]} \quad (9)$$

$(Y/Y_{sp})_d$ 의 특성방정식은 제어기 응답에 직접적인 영향을 미치므로  $(Y/Y_{sp})_d$ 은 페루프 응답의 성능과 물리적 실현 가능성을 고려해서 선정해야 한다. 그러면 Fig. 7에서 식 (9)의 DS 제어기를 포함하는 페루프 전달함수는 다음과 같이 다시 표현할 수 있다.

$$\left(\frac{Y}{Y_{sp}}\right)^{DS} = \frac{G_p \left(\frac{Y}{Y_{sp}}\right)_d}{\tilde{G}_p + \left(\frac{Y}{Y_{sp}}\right)_d (G_p - \tilde{G}_p)} \quad (10)$$

이상적인 경우 즉  $G_p = \tilde{G}_p$ 인 경우 페루프 전달함수는 다음과 같다.

$$\left(\frac{Y}{Y_{sp}}\right)^{DS} = \left(\frac{Y}{Y_{sp}}\right)_d \quad (11)$$

본 연구에서는 목표 페루프 전달함수  $(Y/Y_{sp})_d$ 를 산업현장에서 일반적으로 사용되는 FOPTD 모델로 선정한다.

$$\left(\frac{Y}{Y_{sp}}\right)_d = \frac{1}{\tau_c s + 1} e^{-Ls} \quad (12)$$

여기서  $L$ 은 플랜트의 시간지연이고,  $\tau_c$ 는 설계변수인 시정수이다.

이제 식 (9)로 표현된  $G_c$ 에 식 (12)를 대입하고, 시간 지연항을 Pade 1차 근사화하면 다음과 같다.

$$G_c = \frac{\tau s + 1}{K \left[ \tau_c s + 1 - \frac{1}{2} L s \right]} = \frac{\left( \tau + \frac{1}{2} L \right) s + 1 + \frac{1}{2} \tau L s^2}{K \left[ (\tau_c + L) s + \frac{1}{2} \tau_c L s^2 \right]} \quad (13)$$

만약,  $L \ll \tau_c$ 이면 분자의  $s^2$ 항 계수를 무시할 수 있어 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$G_c = \frac{\left( \tau + \frac{1}{2} L \right) s + 1 + \frac{1}{2} \tau L s^2}{K (\tau_c + L) s} = \frac{\tau + \frac{1}{2} L}{K (\tau_c + L)} \left[ 1 + \frac{1}{\left( \tau + \frac{1}{2} L \right) s} + \frac{\tau L}{2\tau + L} s \right] \quad (14)$$

그러면 본 연구에서 제안하는 DS 기반의 PID 제어기는 식 (15)의 표준형 PID 제어기와 비교하면 식 (16)과 같이 해석적으로 설계할 수 있다.

$$G_{PID} = K_c \left( 1 + \frac{1}{\tau_I s} + \tau_D s \right) \quad (15)$$

$$K_c = \frac{\tau + \frac{1}{2} L}{K (\tau_c + L)} \quad (16a)$$

$$\tau_I = \tau + \frac{1}{2} L \quad (16b)$$

$$\tau_D = \frac{\tau L}{2\tau + L} \quad (16c)$$

한편,  $L \ll \tau$ 이면  $G_c$ 는 다시 식 (17)로 정리할 수 있고, 이 경우 PID 제어기는 식 (18)과 같이 설정할 수 있다.

$$G_c = \frac{\tau}{K (\tau_c + L)} \left[ 1 + \frac{1}{\tau s} + \frac{L}{2} s \right] \quad (17)$$

$$K_c = \frac{\tau}{K (\tau_c + L)} \quad (18a)$$

$$\tau_I = \tau \quad (18b)$$

$$\tau_D = \frac{L}{2} \quad (18c)$$

DS 기반 PID 제어기는 식 (16) 및 식 (18)을 통해 확인할 수 있듯이 FOPTD 모델이 얻어지면 시정수  $\tau_c$ 만 조정하면 되는 특징을 가진다. 본 연구에서는 Table 2에서 확인할 수 있듯이  $L \ll \tau$ 을 만족하므로 식 (18)의 PID 제어기를 적용한다. 한편, DS 기반 PID 제어기의 설계변수인  $\tau_c$ 는 이후에 설명하는 제어기 성능지수인 절대오차적분이 가장 작은 값이 되도록 시행착오를 거쳐 선정한다. Table 3은 이렇게 동조된 PID 제어기와 비교 목적으로 사용되는 Ziegler-Nichols법, Cohen-Coon법, Borresen and Grindal법으로 설계된 제어기의 파라미터를 정리하였다. 여기서 모든 제어기의  $K_c$ 가 전체적으로

**Table 3. Parameters of PID controller**

Operating point	Controllers	Parameters			
		$K_c$	$\tau_I$	$\tau_D$	$\tau_c$
6500 [rpm]	proposed	0.0038	4.38	0.335	0.121
	Ziegler-Nichols	0.0054	1.34	0.335	
	Cohen-Coon	0.0015	1.55	0.237	
	Borresen-Grindal	0.0045	2.01	0.335	
7500 [rpm]	proposed	0.0051	2.79	0.225	0.085
	Ziegler-Nichols	0.0072	0.90	0.225	
	Cohen-Coon	0.0031	1.04	0.159	
	Borresen-Grindal	0.0060	1.35	0.225	
8500 [rpm]	proposed	0.0061	1.39	0.150	0.078
	Ziegler-Nichols	0.0092	0.60	0.150	
	Cohen-Coon	0.0077	0.68	0.105	
	Borresen-Grindal	0.0076	0.90	0.150	

매우 작은 것을 확인할 수 있는데 이는 Table 2에서도 확인할 수 있듯이 가스터빈 엔진의 정상이득이 매우 커서 P제어의 역할이 크지 않기 때문이다.

**제어기 성능평가 지수**

본 연구에서는 과도응답, 오차, 제어입력의 관점에서 성능평가지수를 고려하여 제어기를 평가하여 정량적으로 비교한다. 우선, 과도응답 특성을 평가하기 위해 상승 시간( $t_r$ ), 2%정정시간( $t_s$ ), 백분율 오버슈트(%OS)를 고려한다. 다음으로 식 (19)와 같은 절대오차적분(IAE; Integral of Absolute Error)을 고려한다. 이 평가지수는 오차의 절대 크기를 양 또는 음의 오차에 균등하게 가중치를 부여하며, 이 값이 작으면 오차의 누적 합이 작은 것이므로 제어기의 성능이 우수함을 의미한다.

$$IAE = \int_0^{t_f} |e(t)| dt \tag{19}$$

여기서  $t_f$ 는 최종시간으로 이 시간 이후의 적분값을 무시할 수 있는 충분한 시간을 의미한다.

마지막으로 절대제어입력적분(IAC; Integral of Absolute control input)과 제어입력의 총변화량(TV; Total Variation)을 고려한다. IAC는 제어기가 만드는 제어 노력의 양을 의미하는 것으로 다음과 같이 정의한다(Pawlowski et al., 2016).

$$IAC = \int_0^{t_f} |u(t)| dt \tag{20}$$

TV는 제어입력  $u(t)$ 의 사용(usage)을 평가하기 위해  $u(t)$ 의 상승 및 하강 변화에 대한 합으로 정의된다. 제어입력을 이산화하면 TV는 다음과 같이 나타낼 수 있으며 (Skogestad, 2003) 이는 제어입력의 부드러움(smoothness)을 측정하는 척도로 사용된다. TV가 작으면 제어입력의 급격한 변화(aggressive change)가 작다는 것을 의미하므로 우수한 제어기로 판단할 수 있다.

$$TV = \sum_{k=1}^{n_s} |u_{k+1} - u_k| \tag{21}$$

여기서  $n_s$ 는 이산화 된 샘플의 수이다.

**결과 및 고찰**

제안한 제어기 설계 방법인 DS 기반 PID 제어기에 대한 실효성과 유효성을 검증하기 위하여 Matlab (2016b)을 이용하여 계단입력 형태의 기준입력을 인가하고 시뮬레이션을 시행하여 그 결과를 고찰한다. Fig. 8~10는  $t = 0$ 초 시점에서 각 동작점에서 목표 회전수 값이 계단입력 형태로 인가된 경우의 회전수, 시간당 연료량, 제어입력을 나타낸 것이다. 또한, 제안한 제어기의 성능 비교를 위해 Ziegler-Nichols, Cohen-Coon 및 Borresen

**Table 4. Parameter tuning for PID controller**

Operating point	Controllers	Performance comparisons for PID controllers					
		$t_r$	$t_s$	%OS	IAE	IAC	TV
6500 [rpm]	proposed	0.6477	8.1366	1.1052	1398.8	70.3529	10.2903
	Ziegler-Nichols	0.4045	6.7398	11.679	1906.8	70.7798	27.0192
	Cohen-Coon	1.4620	12.6967	4.8132	2827.9	70.4360	4.1337
	Borresen & Grindal	0.4948	5.9505	5.9369	1723.2	70.6855	15.4159
7500 [rpm]	proposed	0.4591	5.4668	1.3584	1185.3	103.4166	20.1416
	Ziegler-Nichols	0.2979	5.3679	10.685	1535.6	103.6178	44.4858
	Cohen-Coon	0.6210	6.4747	4.7021	2528.7	103.5196	14.8335
	Borresen & Grindal	0.3577	4.1583	5.6627	1190.5	103.5708	27.5339
8500 [rpm]	proposed	0.3651	3.3674	1.4154	675.1055	198.1633	27.2164
	Ziegler-Nichols	0.2349	3.6045	8.9285	919.7767	198.3854	57.0979
	Cohen-Coon	0.2652	2.9726	7.8144	862.3874	198.3551	40.0258
	Borresen & Grindal	0.2809	3.0508	4.7932	756.3301	198.3148	37.7501

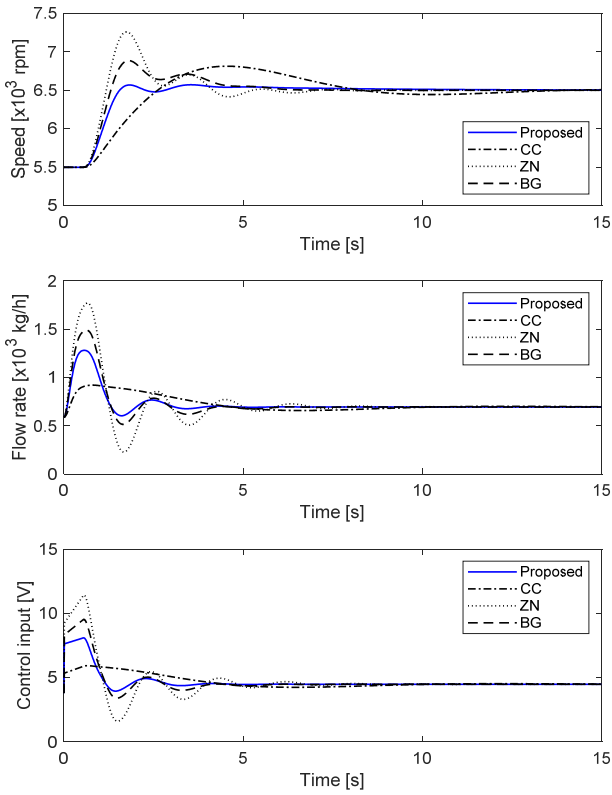


Fig. 8. Step responses for nominal plant  $G_p^1$ .

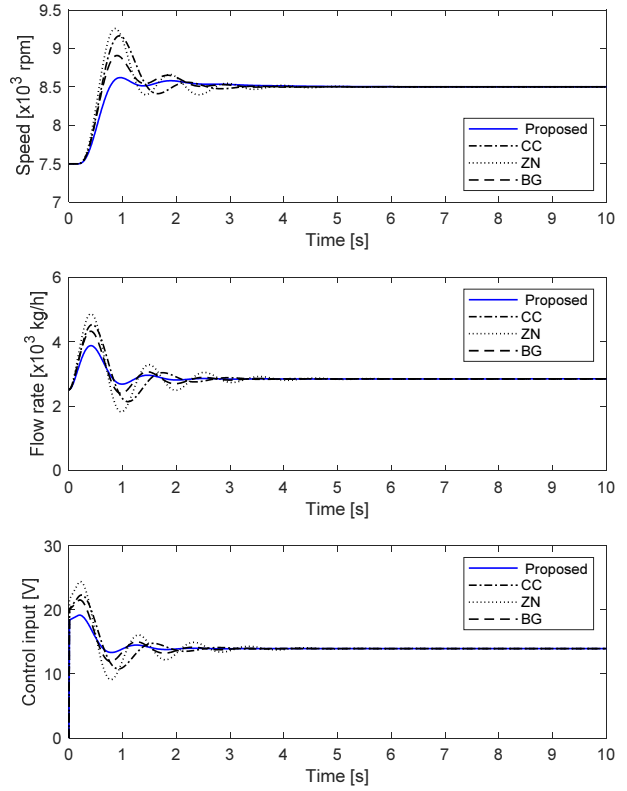


Fig. 10. Step responses for nominal plant  $G_p^3$ .

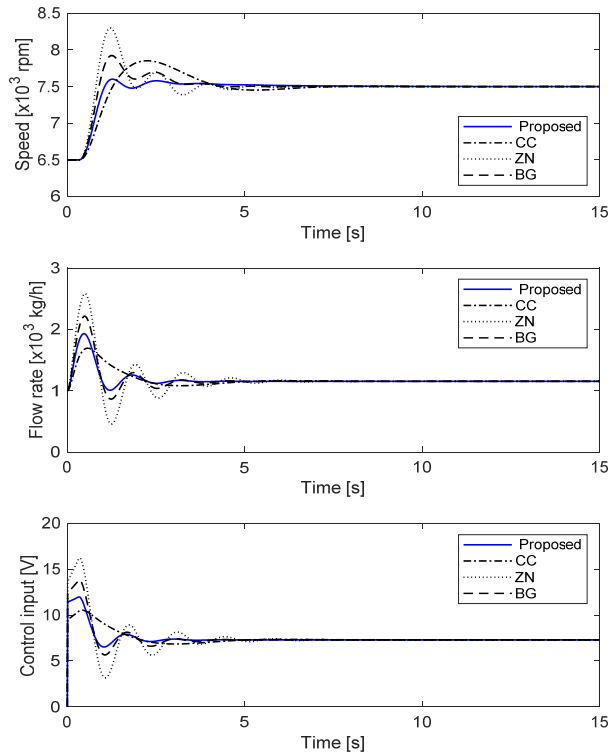


Fig. 9. Step responses for nominal plant  $G_p^2$ .

& Grindal의 제어기 응답 결과도 함께 나타내었다.

Table 4은 제어기의 정량적인 성능 비교를 위해서 앞에서 성능평가지수로 고려한  $t_r$ ,  $t_s$ , %OS, IAE, IAC, TV를 정리한 것이다. 모든 동작점에 대해서 제안한 제어기가  $t_r$ 과  $t_s$ 에서 다른 제어기보다 다소 크게 나타난다. 그러나 %OS는 가장 작게 나타나 급격한 회전수 변화를 일으키지 않는 특성을 보인다. 특히, 6500 [rpm]에서는 Ziegler-Nichols 보다 1/10, Cohen-Coon 보다 1/4, Borresen & Grindal 보다 1/5 정도 작게 나타난다.

또한, 모든 동작점에서 IAE 및 IAC가 가장 작게 나타나 오차성능과 제어기 노력의 정도에서도 가장 우수한 성능을 보인다. TV 관점에서는 Cohen-Coon 방법이 가장 작게 나타나는데 이는 응답이 상당히 느려 제어입력의 상승 및 하강 변화가 작기 때문이다. 시뮬레이션 결과 제안한 제어기는 %OS, IAE, IAC 관점에서 가장 양호한 성능을 나타내어, 가스터빈 엔진의 운전환경에 가장 적합한 제어기로 판단할 수 있다.



## 결론

본 연구에서는 함정용 가스터빈 엔진으로 널리 사용되는 LM-2500 가스터빈 엔진의 속도 추종을 위한 DS 기반 PID 제어기 설계기법을 제안하였다. 이를 위해 LM-2500을 대표적인 3개의 동작점에 대해 시간지연이 포함된 3차 플랜트로 유도하고, 플랜트의 파라미터는 실제 LM-2500 엔진의 동특성을 반영하기 위해 시운전 자료를 활용하였다. 또한, 가스터빈 엔진 3차 모델을 PRC 방법을 사용하여 FOPTD로 근사화하였고, 목표 펄스 전달함수도 산업현장에서 폭넓게 사용되는 FOPTD로 설정하여 DS 기반 PID 제어를 설계하였다. 특히, PID 제어기는  $L \ll \tau$ 와  $L \ll \tau_c$ 인 두 가지 경우를 모두 고려하여 설계상황에 맞는 제어를 사용할 수 있도록 하였다. 본 연구에서는  $L \ll \tau$ 이므로 이를 만족하는 PID 제어를 사용하였다. 제안한 방법을 검증하기 위하여 3개의 동작점에서 모델링된 각 플랜트에 대해 제안한 제어기, Ziegler-Nichols, Cohen-Coon 및 Borresen & Grindal의 PID 제어를 적용하여 속도 추종 성능을 검토하였다. 응답성능의 분석을 위해 성능지수로 고려한  $t_r$ ,  $t_s$ , %OS, IAE, IAC, TV를 이용하여 정량적으로 평가하였다.  $t_r$ 과  $t_s$ 는 모든 동작점에서 제안한 제어기가 비교 제어기보다 다소 크지만 %OS는 가장 작게 나타나 급격한 회전수 변화가 없었다. TV는 Cohen-Coon 방법이 가장 작게 나타나 제어입력의 변화가 가장 부드럽지만, 상당히 느린 응답에 기인하는 것으로 가스터빈 엔진에 적합한 응답으로 생각할 수 없다. 또한, IAE 및 IAC는 제안한 제어기가 모든 동작점에서 가장 작아 오차성능과 제어기 노력의 정도에서 가장 우수한 성능을 보였다. 가스터빈 엔진의 운전환경과 정량적 평가를 고려하면 추종성능 관점에서 제안한 제어기가 가장 우수한 결과를 보였으며 실제적인 제어기 설계에서 하나의 방법론으로 사용할 수 있을 것으로 생각한다. 그러나 가스터빈 모델링 과정에서 압축기의 서지를 고려하지 못한 점과 동력터빈을 포함하지 못한 것은 본 연구의 한계점이라 할 수 있다. 이후 이와 같은 부분이 모델링에 추가되면 더 정교한 모델링이 될 것으로 생각된다. 또한, 각 동작점에서 설계된 제어를 하나로 결합하여 모든 동작점에서 안정된 성능을 보이는 제어를 설계하는 연구도 추가로 진행될 필요가 있을 것으로 생각한다.

## References

- Astrom KJ and Hagglund T. 1995. PID controllers: theory, design, and tuning. Instrument Society of America. Research Triangle Park, NC, 200-229.
- Back KM, Huh HI and Ki JY. 2021. Modeling and simulation of a gas turbine engine for control of mechanical propulsion systems. Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers 25, 43-52. <https://doi.org/10.6108/KSPE.2021.25.4.043>.
- Bae KW, Kim SJ, Han DI, Min CO and Lee DW. 2013. Surge control of turbofan engine compressor with the variable inlet guide vane. Journal of The Korean Society for Aeronautical and Space Sciences 41, 539-546. <https://doi.org/10.5139/JKSAS.2013.41.7.539>.
- Dhingra M. 2006. Compressor stability management. Ph.D. Thesis, Georgia Institute of Technology, USA, 143.
- Elakkiya T and Priyanka R. 2015. Comparative study of PID, IMC and IMC based PID controller for pressure process. International Conference on Science, Technology, Engineering & Management 10, 32-38.
- Lee DY, Choi HY, Park JS and Koo JY. 2006. A study on stability improvement of fuel metering unit for air breathing engine. Journal of the Korean Society for Aeronautical and Space Sciences 34, 76-81. <https://doi.org/10.5139/JKSAS.2006.34.9.076>.
- Lee YH and So MO. 2015. Speed control of marine gas turbine engine using nonlinear PID controller. Journal of Korean Navigation and Port Reserch 39, 457-463. <https://doi.org/10.5394/KINPR.2015.39.6.457>.
- Nasution AA, Jeng JC and Huang HP. 2011. Optimal H<sub>2</sub> IMC-PID controller with set-point weighting for time-delayed unstable processes. Industrial & Engineering Chemistry Research 50, 4567-4578. <https://doi.org/10.1021/ie1021688>.
- Oh CY and Koo JY. 2009. Effects of axial flow compressor surge on the performance of turbofan engine. Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers 13, 1-8.
- Pawlowski A, Rodriguez C, Guzman JL, Berenguel M and Dormido S. 2016. Measurable disturbances compensation: Analysis and tuning of feedforward techniques for dead-time processes. Processes 4, 12. <https://doi.org/10.3390/pr4020012>.
- Rao AS, Rao V and Chidambaram M. 2009. Direct synthesis-

- based controller design for integrating processes with time delay. *Journal of the Franklin Institute* 346, 38-56. <https://doi.org/10.1016/j.jfranklin.2008.06.004>.
- Rivera DE, Morari M and Skogestad S. 1986. Internal model control: PID controller design. *Industrial & engineering chemistry process design and development* 25, 252-265. <https://doi.org/10.1021/i200032a041>.
- Skogestad S. 2003. Simple analytic rules for model reduction and PID controller tuning. *Journal of Process Control* 13, 291-309. [https://doi.org/10.1016/S0959-1524\(02\)00062-8](https://doi.org/10.1016/S0959-1524(02)00062-8).
- Smith CA and Corripio AB. 1985. *Principles and practice of automatic process control*. Wiley, New York, 337-354.
- So GB, YEA JH, ZHAO HY and So MO. 2022. Design of a PID controller based on internal model control technique for first order time delay processes. *Journal of the Studies on Education of Fisheries and Marine Sciences* 34, 1-9. <https://doi.org/10.13000/JFMSE.2022.2.34.1.1>.
- Tyreus BD and Luyben WL. 1992. Tuning PI controllers for integrator/dead time processes. *Industrial & Engineering Chemistry Research* 31, 2625-2628. <https://doi.org/10.1021/ie00011a029>.
- Wirkowski P, Markowski J and Kniaziewicz T. 2018. Initial tests of emissions of harmful compounds in the exhaust of a marine gas turbine engine in operating conditions. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 421, 1-10. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/421/4/042079>.