⊙ 研究論文

# 선박용 디젤기관의 지능적인 속도제어시스템

하주식* · 오세준* · 유회한** · 윤지근***

# An Intelligent Speed Control System for Marine Diesel Engine

J. S. Ha · S. J. Oh · H. H. Yoo · J. G. Yoon

**Key words** : Model Reference Adaptive Speed Control(모델추종적응제어), Diesel Engine(디젤엔진), PID Controller(비례/적분/미분 제어기), Digital Governor(디지탈 조속기), Model Matching Method(모델매칭법), Fuzzy Controller(퍼지제어기)

## Abstract

The purpose of this study is to design the intelligent speed control system for marine diesel engine by combining the Model Matching Method and the Nominal Model Tracking Method. Recently, for the speed control of a diesel engine, some methods using the advanced control techniques, such as LQ control, Fuzzy control, or $H_\infty$ control etc., have been reported. However most of speed controllers of a marine diesel engine developed are still using the PID control algorithm. But, the performance of a marine diesel engine depends highly on the parameter setting of the PID controllers. The authors proposed already a new method to tune efficiently the PID parameters by the Model Matching Method, typically taking a marine diesel engine as a non-oscillatory, second-order system.

It was confirmed that the previously proposed method is superior to Ziegler & Nichols' s method through simulations under the assumption that the parameters of a diesel engine are exactly known. But, actually, it is very difficult to find out the exact model of the diesel engine. Therefore, when the model and the actual diesel engine are unmatched, as an alternative to enhance the speed control characteristics , this paper proposes a Model Refernce Adaptive Speed Control system of a diesel engine, in which PID control system for the model of a diesel engine is adopted as the nominal model and a Fuzzy controller is adopted as the adaptive controller. And

* 한국해양대학교 (원고접수일 : 97년 9월)
** 포항공대 가속기연구소
*** 범양계전주식회사

in the nominal model, parameters of a diesel engine are adjusted using the Model Matching Method. It is confirmed that the proposed method gives better performance than the case of using only Model Matching Method through the analysis of the characteristics of indicial responses.

## 1. 서 론

최근의 선박추진용 디젤기관은 기관 및 추진 시스템의 효율을 높이고, 연료비를 절감하기 위하여 저속화되고 장행정화 되어가고 있는 추세다.[1] 이러한 저속기관에 있어서는, 1회전 내에서의 기관의 토오크와 회전수의 순시 변동으로 인한 연료펌프의 랙크 구동부에 발생하는 지글링(Ziggling)현상 때문에 연료펌프의 랙크 구동부 각부에 심한 마모가 발생할 뿐 아니라, 연료분사계통에 수반되는 시간지연이 길어진다. 또한, 일반적으로 디젤기관은 운전영역에 따라 그 파라미터 값의 변화가 크다.

따라서, 제어장치의 파라미터 값이 거의 고정되고, 비교적 단순한 제어알고리즘 (비례제어)만을 가지고 있는 종래의 유압기계식 조속기로서는 저속 디젤기관의 효율적인 속도제어를 행할 수 없게 되었다. 이러한 문제점을 해결하는 방안으로, 최근 마이크로 프로세서를 이용한 전자조속기 즉 디지탈 조속기(Digital Governor)가 개발되어 일부 선박에 채용되고 있으며[2,3], 이 디지탈 조속기에 현재까지 채용되고 있는 제어알고리즘은 대부분 PID제어알고리즘이다.[4,5,6] PID제어기는 그 파라미터 값들을 여하히 조정하느냐에 따라 그 성능이 현저하게 달라지므로 파라미터 조정문제가 매우 중요하다. 현재로서는 오랜 전통을 지닌 Ziegler & Nichols의 방법[7]이 아직도 많이 이용되고 있으며, 평가함수를 정의하여 그 평가함수의 값이 최소가 되도록 PID제어기의 파라미터를 조정해 주는 방법도 활용되고 있다.[6]

또한, 최근에는 디젤기관에 있어서 LQ최적제어기법을 이용하여 속도제어를 행하는 방법[8,9], 퍼지제어기를 이용하는 속도제어 방법[10], H 제어기법을 이용하는 속도제어방법[11], 보조제어기를 이용하여 속응성이 양호한 속도제어를 행하는 방법[12] 등 최근의 제어이론을 도입한 제어방법도 제안되고 있다.

저자들은 디젤기관의 속도제어방법에 대한 새로운 접근으로서, 모델매칭법(Model Matching Method)[13,14]에 의한 디젤기관의 속도제어 방법[15]을 제안 한 바 있으며, 디젤기관의 파라미터 값이 정확히 파악 되었을 때와 그렇지 못한 경우에 대하여 각각 시뮬레이션을 행하고, 그 인디셜 응답특성을 Ziegler & Nichols 의 방법과 비교, 분석하여, 모델매칭법에 의한 속도제어 방법의 우수성을 입증한 바 있다. 상기의 논문에서는 제어대상인 특정디젤기관(B&W 4L80MC)에 대한 파라미터들을 정확히 파악하고 있다는 전제하에 PID제어기의 파라미터 값들을 조정하는 방법을 제안하고 있다. 그러나, 실제의 제어대상이 되는 디젤기관의 파라미터의 값들은 정확하게 파악한다는 것은 어려울 뿐만 아니라[16], 이 파라미터 값들은 운전조건에 따라 수시로 변화한다.

따라서 , 본 연구에서는 디젤기관의 모델을 정하여 이 모델에 매칭되도록 하는 모델매칭법에 의하여 PID제어기의 파라미터를 조정하고 이 PID제어 시스템을 규범모델로 한 다음, 이 규범모델 안에 있는 디젤기관의 모델이 실제의 디젤기관과 일치하지 않을 경우에도 잘 적응하여 속도제어를 할 수 있게 하는 방법으로 퍼지제어기를 이용한 규범모델 추종형 지능적 속도제어시스템을 구성하는 방법을 제안한다. 또한, 디젤기관을 2차 계통으로 모델링하고, 모델매칭법에 의하여 오버슈트가 전혀 없으며 속응성이 매우 빠른 응답특성을 갖도록 PID제어기의 파라미터 값들을 조정해 놓고, 실제의 디젤기관의 모델이 변할 경우, 즉 실제의 디젤기관의 파라미터값이 변화하는 경우에 대하여, 디지탈 시뮬레이션을 행하고, 그 인디셜 응

답 특성을 모델매칭법 만을 이용하였을 경우와 비교 분석하여, 본 방법의 우수성을 입증한다.

## 2. 디젤기관의 적응 속도제어 시스템

### 2.1 모델매칭법에 의한 속도제어

필자들은, Fig.1처럼 PID제어기를 이용하여 디젤기관의 속도제어를 행하고, PID제어기를 모델매칭법을 이용하여 설계하는 방법을 제안한 바 있는데, 여기에서는 그 요점만을 약술하기로 하고 상세한 것은 참고문헌[15]을 참조해 주기 바란다.

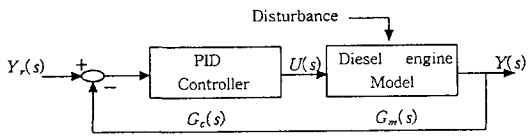



**Fig.1 PID control system of a diesel engine**

식(1)의 전달함수로서 표시되는 디젤기관에 있어서 그 파라미터 값 $K$, $T_f$ 및 $T_r$의 정확한 값을 $K_o$, $T_{fo}$, $T_{ro}$ 라고 하고 디젤기관의 모델을 식(2)와 같이 정한다. 다음에 식(3)의 PID제어기의 파라미터 $K_p$, $T_i$ 및 $T_d$의 값을 각각 식(4)와 같이 결정하면 Fig.1의 피드백제어계통의 폐회로 전달함수 $G_i(s)$는 식(5)와 같이 정상이득이 1이고 시정수가 $T$ 인 1차계통이 된다는 것이 그 요지이다.

$$G_p(s)=\frac{K}{(1+T_{fs})(1+T_{rs})} \tag{1}$$

$$G_m(s)=\frac{K_o}{(1+T_{fo}s)(1+T_{ro}s)} \tag{2}$$

$$G_c(s)=\frac{K_p}{T_i s}(1+T_i s+T_i T_d s^2) \tag{3}$$

단, $K_p$ : 비례감도, $T_i$ : 적분시간, $T_d$ : 미분시간,
$K$ : 디젤기관의 정상이득
$T_f$ : 디젤기관 연소계통의 시정수 $T_r$ : 디젤기관 회전계통의 시정수

$$\left.\begin{aligned} T_i&=T_{fo}+T_{ro}\\ T_d&=\frac{T_{fo}T_{ro}}{T_i}\\ K_p&=\frac{T_i}{K_o T}\end{aligned}\right\} \tag{4}$$

$$G_i(s)=\frac{1}{1+Ts} \tag{5}$$

### 2.2 규범모델 추종방식에 의한 적응제어 시스템

앞절에서는 디젤기관의 파라미터 $K$, $T_f$, $T_r$ 의 값을 정확히 알고 있다는 가정하에서, 속도제어 시스템의 폐회로 전달함수가 1차요소가 되도록 모델매칭법에 의하여 PID제어기의 파라미터값 $K_p$, $T_i$, $T_d$ 의 값을 결정해 주는 제어방법에 대하여 논하였다. 그러나, $K$, $T_f$, $T_r$ 등 디젤기관의 파라미터 값은 운전조건에 따라 변화하기 때문에, 이를 정확히 파악하기가 어렵다. 따라서, 본 연구에서는 디젤기관의 모델을 식(2)와 같이 정해놓고, 모델매칭법에 의해 PID제어기의 파라미터 값을 식(4)와 같이 선정한 후에 이 PID제어시스템(Fig.1의 시스템)을 규범모델로 하고, 실제의 디젤기관의 운전조건(회전수, 부하 등) 이 바꾸어 지더라도 퍼지제어기를 이용하여 실제의 디젤기관의 출력이 위의 규범모델의 출력에 잘 추종하도록 하는 규범모델 추종 적응제어 즉 MRAC(Model Reference Adaptive Control)[17]방식의 적응속도제어 시스템을 Fig.2와 같이 구성하는 방법을 제안한다.

## 3. 적응제어 시스템의 설계

### 3.1 적응제어 시스템의 특성

Fig.2의 규범모델 적응제어 시스템의 추종부분만을 등가변환하여 블럭선도로 나타내면 Fig.3과 같이된다.

여기서, $y_m$은 모델의 이상적인 응답이고 $y_a$는 실제기관의 응답이다.Fig.3에서 추종시스템에서 $Y_a(s)$는 식(6)과 같이 구해진다.

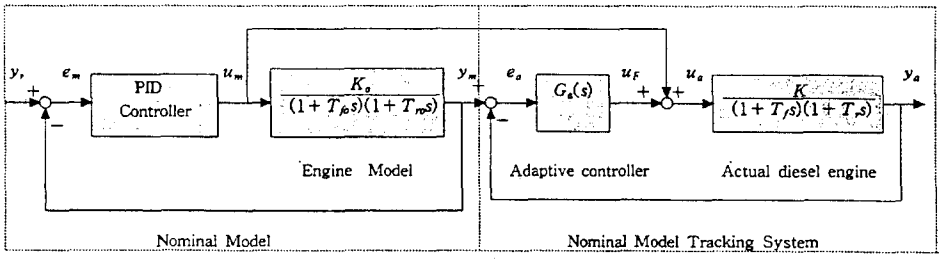



**Fig. 2 The adaptive speed control system of a diesel engine**

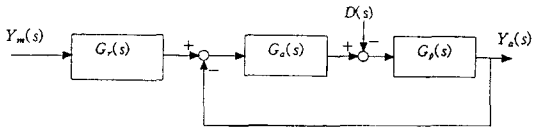


**Fig. 3 The model following system**

$$Y_a(s)=\frac{G_a(s)\,G_p(s)}{1+G_a(s)\,G_p(s)}\,G_r(s)\,Y_m(s) \tag{6}$$

단, 여기서 이 추종시스템의 설정요소에 해당하는 $G_r(s)=1+G_a^{-1}(s)G_m^{-1}(s)$ 이다.

Fig.3의 시스템에서 플랜트의 출력 즉 디젤엔진의 속도 $y_a(t)$가 규범모델의 이상적인 응답 $y_m(t)$에 정상편차 없이 추종하기 위한 조건을 구하여 보면 식(7)과 같이 된다.

$$\left.\begin{array}{l} G_p(0)=G_m(0) \quad \text{즉, } K=K_o \\ \text{또는 , } G_a(0)=\infty \end{array}\right\} \tag{7}$$

여기서 플랜트의 정상이득 $G_p(0)$가 모델의 정상이득 $G_m(0)$와 항상 같다고 기대하기는 실질적으로 어려우며 또한 적응제어기의 이득을 무한대로 할 수도 없다. 따라서, 이 추종시스템에 있어서 정상편차(옵세트)를 없애려면 적응제어기는 적분기를 포함하고 있어야 한다.

또한, Fig.2의 규범모델 추종방식 적응제어 시스템의 추종계통만을 간략화한 블록선도 Fig.3을 보면, 이 추종 시스템도 설정요소에 해당하는 $G_r(s)$가 없다고 하면 일반적인 피이드백 제어계통과 같다. 다음에 이 추종시스템의 특성에 대하여 살펴보기로 한다. Fig.3에서 추종시스템 전체의 전달함수를 $G(s)$라고 하면 $G(s)$는 (8)식과 같이 된다.

$$G(s)=1+\frac{1}{1+G_a(s)G_p(s)}\left(\frac{G_p(s)-G_m(s)}{G_m(s)}\right) \tag{8}$$

따라서, 추종시스템의 출력 $y_a(t)$는 식(9)와 같이 된다.

$$y_a(t)=y_m(t)+\varepsilon(t) \tag{9}$$

$$\text{단, } \varepsilon(t)=L^{-1}\left[\frac{1}{1+G_a(s)G_p(s)}\,\frac{G_p(s)-G_m(s)}{G_m(s)}Y_m(s)\right]$$

만일, 실제의 디젤기관과 모델이 같다고 하면 $(G_p(s)=G_m(s))$, $\varepsilon(t)=0$ 가 되어 $y_a(t)$는 항상 $y_m(t)$와 같게 된다. 즉, 실제의 디젤기관의 출력은 항상 이상적인 출력과 같게 되고, 실제의 디젤기관이 변동하게 되면 이 추종시스템은 출력에 대한 실제의 디젤기관 변동의 영향을 $\frac{1}{1+G_a(s)G_p(s)}$로 감소시켜 준다. 또한 앞에서 언급한 것 처럼 적응제어기에 적분제어기가 포함되면, Fig.3에서 설정요소 $G_r(s)$ 와 $G(s)$ 의 정상이득 즉, $G_r(0)$와 $G(0)$는 각각 1이 된다. 따라서, 목표치 $y_m(t)$ 와 기준치 $y_r(t)$는 정상상태에서는 일치한다.

그러나, 과도상태에서는 $y_m(t)$와 $y_a(t)$는 다르게 되며 설정요소는 변화초기에 진상요소가 되기 때문에, 기준치를 미리 예측하여 바라는 값보다 더 큰 값으로 제어계통에 설정해 줌으로써 $y_a(t)$가 $y_m(t)$에 추종하는 속응성을 양호하게 해주는 결과가 된다.

### 3.2 적응제어기의 설계

추종시스템에 있어서 적응제어기 $G_a(s)$의 역할은 대단히 중요하다. $G_r(s)$의 특성에서 알 수 있듯

이 추종시스템의 루프 특성은 인디셜응답의 오버슈트가 작게되도록 설계하고, 이로 인하여 속응성이 나빠지는 것은 $G_a^{-1}(s)\,G_m^{-1}(s)$ 의 영향이 이를 보상해 주게 된다.(식(6) 참조) B. Gong 등은 $H_\infty$ 제어이론을 이용하여 적응제어기 $G_a(s)$를 설계하는 방법을 제안하고 있다[18]. 이 방법은 추종시스템이 안정하고 강인하다는 장점은 있으나, $H_\infty$제어의 특성상 반드시 우수한 추종특성을 갖는다는 보장이 없어, 본 연구에서는 실제의 디젤기관에 대한 사전정보 없이도 가장 간단한 알고리즘으로 실현할 수 있는 점 등을 감안하여, 적응제어기로써 Fig.4의 블럭선도로 표시되는 속도형 퍼지제어기를 이용하는 방법을 제안한다[19,20].

**Fig.4 The block diagram of the adaptive controller**

Fig.4에서 퍼지제어기의 입력변수 $E_i$와 $\Delta E_i$는 실제의 디젤기관에서 얻는 $e_i$ 와 $\Delta e_i$ 를 각각 정규화하여 식(10)과 같이 계산한다.

$$E_i=\frac{e_i}{e_{\max}}\,,\ \Delta E_i=\frac{\Delta e_i}{\Delta e_{\max}} \tag{10}$$

$e_a(t)=y_m(t)-y_a(t)$ : 이상적인 응답과 플랜트출력과의 편차

$e_i=e_a(ih)$

$\Delta e_i=e_i-e_{i-1}$

$h$ : 샘플링 시간

또한, 퍼지제어기의 출력 즉 플랜트에의 조작입력은 식(11)과 같이 계산된다.

$$\Delta U_i=\frac{\Delta u_i}{\Delta u_{\max}}\,,\ u_i=u_{i-1}+\Delta u_i \tag{11}$$

단, $u_i=u_F(ih)$

식(10),(11)에서 $e_{\max}$ , $\Delta e_{\max}$ 및 $\Delta u_{\max}$는 각각 $e_i$ , $\Delta e_i$ 및 $\Delta u_i$의 예상되는 최대치를 취하며, 이렇게 하면 $E_i$, $\Delta E_i$ 및 $\Delta U_i$ 는 각각 절대치가 1 이하의 값으로 정규화 된다.

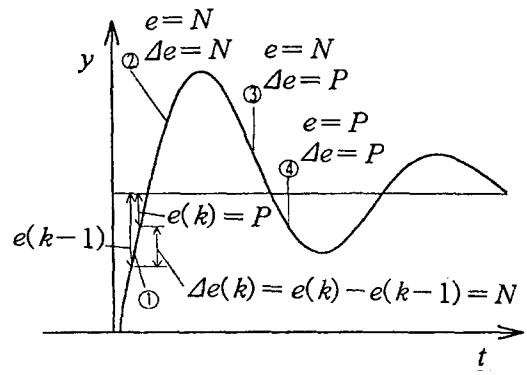



**Fig.5 Characterization of indicial response**

다음에 퍼지제어기에 있어서 퍼지제어규칙은 여러 가지가 있을 수 있으나, 본 연구에서는 퍼지입력공간을 각각 2개로 분할하고 식(12), (13)과 같이 극히 단순한 제어규칙을 사용하기로 한다[10].

제어규칙 1 $R^1$ : if $E_i$ is $P$ and $\Delta E_i$ is $P$
then $\Delta U_i$ is $P'$ (12)

제어규칙 2 $R^2$ : if $E_i$ is $N$ and $\Delta E_i$ is $N$
then $\Delta Ui$ is $N'$ (13)

여기서, $P$ , $P'$ 와 $N$ , $N'$ 는 각각 Positive와 Negative를 나타내는 퍼지변수의 값이며 제어규칙 $R^1$과 $R^2$는 각각 Fig.5의 영역(4)와 영역(2)에 있어서 제어기가 행하여야 할 동작을 "if-then" 형식으로 표시한 것이다. 기타의 영역에서는 제어규칙 $R^1$과 $R^2$의 양쪽이 보완적으로 동작하여 적절한 제어를 행하게 된다.

또한 전건부 $P$, $N$, 후건부 $P'$ , $N'$ 의 소속함수(membership function)로는 식(14) 및 (15)와 같이 표시되는 간단한 함수를 이용하기로 하며, 이를 도시하면 Fig. 6과 같이 된다.

$$P(x)=\frac{1}{2}(1+x)\,,\ N(x)=P(-x) \tag{14}$$

$$P'(x)=x\,,\ N'(x)=P'(-x) \tag{15}$$

제어규칙 $R^1$과 $R^2$에 대한 퍼지추론은 Tsukamoto가 제안한 방법을 간략화하여 이용하기로 한

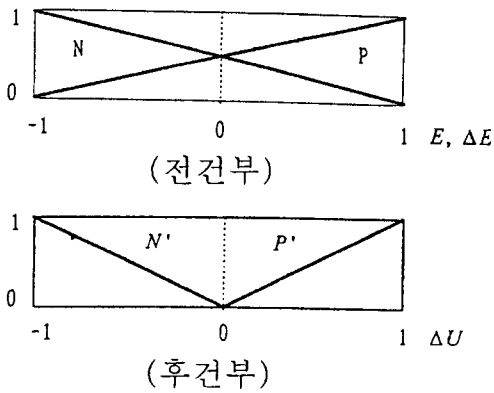



**Fig.6 Membership functions of the fuzzy set**

다[21]. 즉 플랜트부터의 정보 $E_i$ 및 $\Delta E_i$로 부터 퍼어지제어기의 출력을 식(16), (17)에 의해서 계산한다.

$$\omega_1 = P(E_i) \wedge P(\Delta E_i),\ \omega_2 = N(E_i) \wedge N(\Delta Ei) \quad (16)$$

여기서, $\omega_1$ , $\omega_2$는 각각 제어규칙 $R^1$ 과 $R^2$에 대한 적합도이며, $\wedge$는 min 연산자이다.

$$\Delta U_i = \frac{\omega_1 P'^{-1}(\omega_1) + \omega_2 N'^{-1}(\omega_2)}{\omega_1 + \omega_2} \quad (17)$$

단, $P'^{-1}(\omega_1)$ 는 $P'(x_1) = \omega_1$이 되는 $x_1$

$N'^{-1}(\omega_2)$ 는 $N'(x_2) = \omega_2$ 가 되는 $x_2$

## 4. 시뮬레이션 및 검토

여기에서는 B&W 4L80MC 디젤기관을 대상으로 하여 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 본 논문에서 제안하는 방법에 의한 적응속도제어 시스템에 대하여 검토해 보기로 한다. B&W 4L80MC디젤기관의 제원과 파라미터 변동상황은 참고문헌[15] 을 참조해 주기 바란다. 이하의 시뮬레이션에서 샘플링 시간 $h$ 는 0.05 [sec] 로 하였으며, C83+E20의 의미는 PID제어기는 모델매칭법에 의해 83 [rpm]에 매칭되어 있고 실제의 디젤기관은 20 [rpm]에서 운전되는 경우를 나타낸다.

### 4.1 응답 시뮬레이션

Fig.7은 모델매칭법에 의해 PID제어기를 B&W 4L80MC디젤기관의 정격회전수 83 [rpm]에 매칭

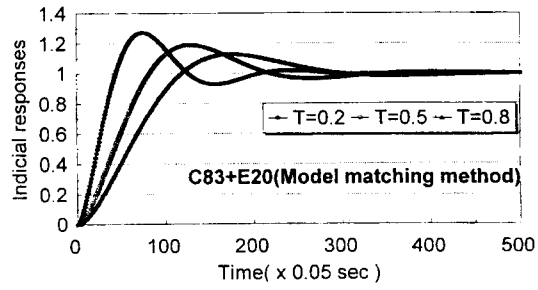



**Fig.7 Indicial responses in case the adaptive control is not adopted**

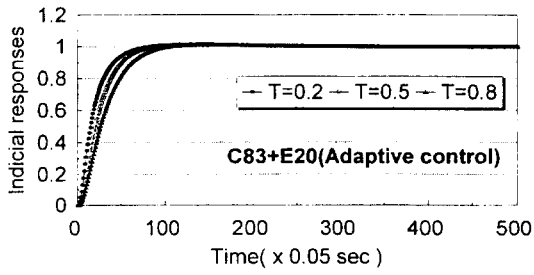



**Fig.8 Indicial responses of the model reference adaptive speed control system**

시켜 놓았을 때 실제의 디젤기관을 10 [rpm] 에서 20 [rpm]으로 증속시킬 때의 인디셜 응답을 나타낸다. 즉, 적응제어를 행하지 않고 Fig.1에서 디젤기관 모델(83 [rpm] 때의 디젤기관) 대신에 20 [rpm] 일때의 디젤기관이 들어갔을 때의 응답이다. 이 시뮬레이션에서 시정수 $T$ 는 속도제어계통의 이상적인 폐회로 전달함수인 1차계통의 시정수를 나타낸다.

다음에 Fig.8은 Fig.7의 경우에 있어서 적응제어를 행하였을 때 즉, Fig.2에서 디젤기관 모델은 83 [rpm]일 때의 디젤기관이고 실제의 디젤기관은 20 [rpm]의 디젤기관 일 때의 적응제어 시스템의 인디셜응답 $y_a$를 나타낸다.

Fig.9는 $T=0.2$ [sec]인 경우, 모델매칭법 만으로 디젤기관의 속도제어를 행하였을 경우와 여기에 규범모델 추종방법을 결합해서 적응제어를 시행하였을 때의 인디셜응답을 비교한 것이다. 즉,

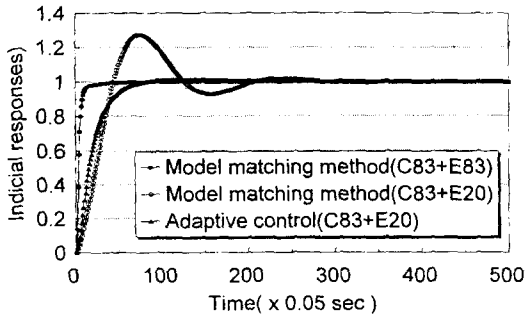


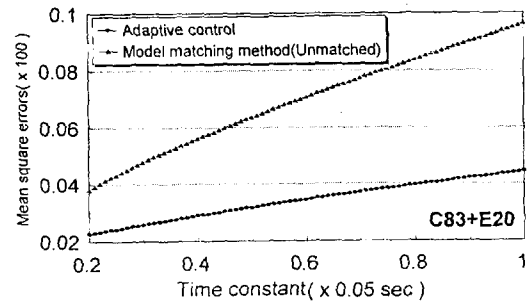

**Fig.9 Comparison of indicial responses of the two speed control systems**

모델매칭법 만으로 속도제어를 행할 경우(PID제어기와 실제의 디젤기관이 매칭되었을 때(Matched)인 이상적인 경우와 매칭되지 않았을 때(Unmatched)의 두 경우)에 대한 인디셜 응답을 적응제어를 행하였을 때의 응답과 비교되고 있다.

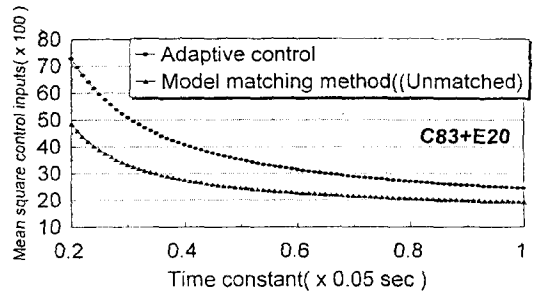
### 4.2 제어특성에 대한 검토

Fig.7 - 9에서 보면 디젤기관의 모델이 실제의 디젤기관과 상이할 경우, 적응제어를 행한 경우가 적응제어를 행하지 않고 모델매칭법에 의해서만 제어를 행한 경우보다 인디셜 응답특성이 월등히 우수함을 알 수 있으나, 여기서는 제어오차와 제어입력을 통해서 두 경우에 대한 제어특성을 구체적으로 비교해 보기로 한다.

Fig.10은 시정수 $T=0.2\sim1.0$인 경우, PID제어기의 파라미터는 83 [rpm]의 디젤기관에 매칭되어 있는데 실제의 디젤기관을 10 [rpm] 에서 20 [rpm]으로 증속시킬 때의 제어특성을 비교한 것으로 (a) 는 제어오차의 2승평균, (b)는 제어입력의 2승평균을 나타낸다.제어오차를 기준으로하여 제어특성을 평가할 때는 본 논문에서 제안하는 방법이 대단히 우수함을 알 수 있다. 그러나, 본 논문에서 제안하는 방법에 의하면 제어에 소요되는 에너지가 적응제어를 하지 않았을 경우보다 다소 많이 소요 됨을 알 수 있다. 그러나, 일반적으로 이 과도상태는 정상상태보다 극히 짧은 시간이기 때문에, 연료소비량 면에서 볼 때 이것은 크게 문제되는 것은 아니다.




(a)




(b)

**Fig.10 Comparisons of mean squared errors & mean squared control inputs**

## 5. 결 론

이상과 같이 본 논문에서는 제어대상의 파라미터가 정확히 파악되고 그 전달함수가 비교적 간단한 경우에 대한 PID제어에 있어서 제어기의 파라미터 조정에 매우 효과적인 모델매칭법과 일반적으로 제어대상이 명확하게 파악되지 아니하였을 경우에 이용되는 규범모델 추종방식의 적응제어 방법을 결합함으로써 디젤기관의 지능적 속도제어를 행하는 새로운 방법을 제안하였다.또한, 디젤기관의 모델과 실제의 디젤기관의 파라미터값이 일치하지 않을 경우, PID제어기의 파라미터값을 모델매칭법에 의해서 조정한 다음, 실제의 디젤기관의 파라미터가 변동할 경우 퍼지제어기를 이용하여 적응속도제어를 하는 방법에 대하여 디지탈 시뮬레이션을 행하고 본 방법에 의한 결과가 모델매칭법 만을 이용한, 즉 적응속도제어를 행하지 않은 경우 보다 월등히 우수함을 입증 하였다.

## 參考文獻


1) 韓國舶用機關學會 機關管理委員會, 船舶의 經濟的 運航管理, 태화출판사, 1978
2) Norcontrol, Digital governor DGS8800 system information, 1985
3) S.T.Lyngso, Electronic governor system EGS900, CI900.166.623 Version 2.01,1987
4) 佐藤 勳, "電子ガバナによるデイ-ゼル 機關の最適制御", 內燃機關, Vol.30, NO.8, 1991
5) G.E.Harlang and K.F.Gill, "Design of a model reference adaptive control for an internal combustion engine", Measurement and Control, Vol.6, pp.173-176, 1973
6) 北川正人, 船舶主機 エンジンの 回轉數制御システムの 理論解析", 技報NO.61, 1981
7) J.G.Ziegler and N.B. Nichols, "Optimum Setting for Automatic Controllers", Trans. ASME, pp. 759-768, 1942
8) 梁注鎬, "自己同調制御에 의한 船舶用 디젤엔진에 關한 硏究", 韓國漁業技術學會誌, 第28卷, 第3號, 1992.8
9) 劉永昊, "船舶機關의 速度制御에 관한 硏究", 韓國海洋大學院 機關學科 博士學位論文, 1990.2
10) 守田榮之 外 1人, "ファジイ デイ-ゼル ガバナとその設計", 內燃機關, 第31卷, 第3號, pp.53-62, 1992
11) 양주호, 정병권, "$H_\infty$제어기법을 이용한 저속 디젤기관의 속도제어", 한국박용기관학회지, 제17권, 5호, pp.63-70, 1993.12
12) 김병덕, "디젤기관의 속도제어성능 개선에 관한 연구",한국해양대학교대학원 박사학위논문, 1994
13) 北森俊行, "PID制御 システムの 設計論", 計測と制御, 19(4), pp. 382-391, 1980.4
14) 北森俊行, "制御對象の部分的知識に基づく制御系の設計法", 計測自動制御學會論文集, 15(4), pp.549-555, (1979.4)
15) 유회한, 하주식, "모델매칭법에 의한 디젤기관의 속도제어", 한국박용기관학회지, 제20권, 3호, pp.263-268, 1996.8
16) 유회한, 하주식, "디젤기관의 On-line 파라미터 추정에 의한 적응속도제어", 한국박용기관학회지, 제20권, 4호, pp342-348, 1996,11
17) Hans Butler, Model Reference Adaptive Control, Prentice Hall, 1992
18) B. Gong, et al : Nominal Model Tracking System Using Nonlinear Model, T.IEE, Japan, 114-D, No.10, 1994
19) 송문현, "규범모델 추종방식에 의한 정위성 회전계통의 적응속도제어에 관한 연구", 한국해양대학교 대학원 박사학위논문, 1996
20) 菅野道夫, ファジイ制御, 日刊工業新聞社, 1988
21) Tsukamato, Y, An approach to fuzzy resoning method, in advances in fuzzy set and applications, gupta, M.M., Ragade, R.K., Yager, R.R.(eds.), North-Holland, 1979


## 저 자 소 개

**하주식(河注植)**
1933년 7월생. 1957년 한국해양대학기관학과 졸업. 1965년 연세대학교 전기공학과졸업, 동경공업대학대학원 제어공학전공 졸업(1968년 석사, 1972년 박사) 1963년~1988년 한국해양대학 교수. 1988년~1992년 한국해양대학 학장. 1992년~현재 한국해양대학교 해사대학 기관시스템공학부 교수

**오세준(吳世駿)**
1957년 8월생. 1981년 한국해양대학졸업. 1983년 한국해양대학대학원 졸업(석사). 1994년 영국 웨일즈대학대학원 졸업(박사) 1986년~현재 한국해양대학교 해사대학운항시스템공학부 교수. 1998년 1월~현재 영국웨일즈 대학 지능시스템공학부 개원연구원

**유희한(柳熙漢)**
1956년 1월생. 1979년 한국해양대학교 기관공학과 졸업. 1987년 한국해양대학교 대학원 기관공학과 졸업(석사). 1997년 동대학원 졸업(박사). 1982~1989년 한국기계연구소 연구원. 1991년~현재 포항가속기연구소 연구원

**윤지근(尹智根)**
1942년 12월생. 1966년 2월 중앙대학교졸업. 1985년 2월 한국해양대학교 대학원졸업(석사). 1980년~1989년 KT전기주식회사 상무이사. 1989년~현재 범양계전주식회사 대표이사