

디젤기관의 부하토크 추정에 관한 연구

김 병 덕* · 하 주 식**

A Study on the Estimation of the Load Torque in a Diesel Engine

B. D. Kim · J. S. Ha

Key Words : Diesel engine(디젤기관), Load torque(부하토크), Digital governor(디지털 가바나), Kalman filter(칼만필터)

Abstract

Recent marine propulsion diesel engines tend to become slower in speed and longer in stroke for the higher engine efficiency, and in these long stroke and slow speed engines the digital governors are highly recommended to be used.

But, in the present digital governors only the feedback of the engine rpm - signal is used for the engine speed control. If the load torque of the engine can be measured or estimated and the torque feedback loop is added to the present digital governor, it is expected that the speed control performance of the digital governor will be highly improved.

In this paper, a new method is proposed to estimate the load torque of the diesel engine from the measured signals of fuel oil and rpm. And it is also suggested that the Kalman filter can be used for the estimation of engine torque.

1. 서 론

디젤기관은 선박이나 철도등 각종 수송 계통과 전력플랜트를 위시하여 각종 산업분야의 동력원으로 널리 이용되고 있는 장치로서, 이의 운전속도를 주어진 목적에 따라 정확하게 제어하는 것은 제품의 질이나 연료의 절감, 기계의 수명등의 차원에서 매우 중요하다. 특히 전력 플랜트의 원동기로서 디젤기관이 이용될 때에는 이의 회전속도

가 전력 주파수와 직결되기 때문에 부하변동에 관계없이 이를 일정하게 유지해야 하는 것이 강력히 요구된다.

한편 최근의 선박 주기기관으로 사용되는 대형 2행정 디젤 기관은 연비개선을 도모하기 위하여 장행정화 및 저속화가 기도되고 있으며¹⁾, 특히 콘테이너선의 주기기관은 DEAD SLOW시의 회전수가 20rpm 근방까지 저하되어 가고 있다. 이러한 저회전수 영역에서는 각 기통의 폭발에 기인되는

* 정회원, 한국기계연구원
** 정회원, 한국해양대학교

일회전내에서의 회전수의 순시변동 때문에 소위 연료랙크의 Zigging 현상이 발생하여 연료 펌프, 구동 링크등 연료조정부의 마모가 현저히 증가되며, 여기에 데드타임의 영향이 합해져서 제어를 행함으로써 회전수 변동이 오히려 증가되는 등 속도 제어 자체가 불안정해질 수가 있기 때문에 종래의 기계-유압식 조속기로서는 원활한 속도제어를 행할 수 없게 되었다.²³⁾

이러한 문제점을 해결하고 전 운전영역에서 최적의 속도제어를 행하기 위하여 마이크로 컴퓨터를 이용한 조속장치가 최근 개발되고 있다.^{4),5)} 이 마이크로 컴퓨터를 이용한 속도제어장치는 소프트웨어로 측정회전수를 필터링함으로써 연료랙크의 Zigging 현상을 방지하고 다양한 제어 알고리즘을 활용함으로써 최적제어, 적응제어등을 실현할 수 있는 점 등 많은 이점을 가지고 있어서 현재 선박용으로 많이 활용되고 있다. 그러나 현재까지 이용되고 있는 조속장치에는 황친시의 선박 주기관이나 선박용 발전기에서와 같은 소형 자가용 발전기에 있어서 급격한 대형부하 변동이 있을 시에 발생하는 과격한 속도변동 등에 대처하여 단지 연료를 제한하는 소극적인 방법 이외에 적극적으로 속도변동을 억제하는 대책은 전혀 강구되어 있지 않다. 그리고 현재의 조속장치는 기관의 회전수를 검출하여 기준 회전수와 비교하여 연료를 조절하는 방식인 바, 급격한 부하변동시에 속도변동을 전적으로 억제한다는 것은 근본적으로 무리이다. 만일 부하토크를 측정하는 장치가 설치되어 있으면 종전의 조속방식 이외에 부하변동에 따라서 연료를 가감 조절하는 피드백루우프를 부가함으로써 조속장치의 성능을 더욱 개선할 수 있을 것으로 기대된다. 현재 부하토크 측정장치를 장착한 일부 선박도 있으나 이 부하토크 측정장치는 대단히 고가이며 또한 과도상태에 있어서는 정확하게 부하토크를 나타내주지도 않는다.

따라서 본 연구에서는 디젤기관에 있어서 조속장치의 성능개선을 위한 속도제어방법을 개발하기에 앞서서 우선 디젤 기관의 연료신호와 회전수 신호로부터 최근의 시스템론적 추정이론을 이용하여 디젤기관의 부하토크를 추정하는 방법을 제안한다. 이 방법에는 직접추정법과

Kalman filter를 이용한 추정법이 있는 바, 각종 시뮬레이션을 통하여 이들 추정법의 유효성을 입증하고자 한다.

2. 시스템 모델링

디젤기관의 모델링에 관해서는 그동안 많은 연구가 이루어져 왔으나^{5) ~ 8)} 일반적으로 디젤기관을 연소계통과 회전계통으로 나누고 연소계통을 데드타임요소, 1차요소 또는 데드타임을 수반하는 1차요소로 표현하는 것이 보통이다.

본 연구에서는 Fig. 1과 같이 연소계통과 회전계통을 각각 1차요소로 표현하기로 한다.

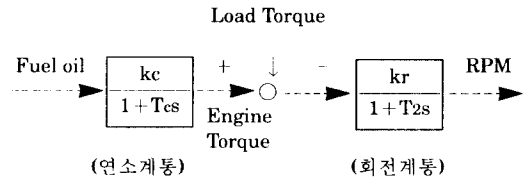


Fig. 1 Block Diagram of Diesel Engine

2.1 연소계통의 모델링

Fig. 1에서 Fuel oil을 $u(t)$, Engine torque를 $q(t)$ 라고 하면 다음식들을 얻는다.

$$Q(s) = \frac{kc}{1 + T_c s} U(s) \quad (1)$$

단, $U(s)$, $Q(s)$ 는 각각 $q(t)$, $u(t)$ 의 Laplace 변환

$$\frac{dq(t)}{dt} + \frac{1}{T_c} q(t) = \frac{1}{T_c} U(t) \quad (2)$$

h 를 샘플링 시간간격이라 하고 이를 충분히 적게 취하여 $kh \leq t < (k+1)h$ 에서 식(3)이 성립한다고 가정한다.

$$u(t) = \text{const.} = u(kh) \quad (k = 1, 2, 3, \dots) \quad (3)$$

이 가정하에 식(2)를 이산화 하면 식(4)와 같은 차분방정식을 얻는다. 이하에서 일반적으로 $x(k)$ 는 $x(t)_{t=kh}$ 를 나타내는 것으로 한다.

$$q(k) = a_1 q(k-1) + b_1 u(k-1), \quad (k = 1, 2, 3, \dots) \quad (4)$$

단, $a_1 = e^{-j/T_c}$, $b_1 = k_c(1-a_1)$

2.2 회전계통의 모델

Fig. 1에서 Load torque를 $d(t)$, RPM을 $w(t)$ 라고 하면 다음식들을 얻는다.

$$\Omega(s) = \frac{k_r}{1+T_r s} [Q(s) - D(s)] \quad (5)$$

단, $\Omega(s)$, $D(s)$ 는 각각 $w(t)$, $d(t)$ 의 Laplace변환

$$\frac{dw(t)}{dt} + \frac{1}{T_r} w(t) = \frac{k_r}{T_r} [q(t) - d(t)] \quad (6)$$

회전계통의 관성능율을 J , 점성마찰계수를 f 라고 하면 이들 파라미터와 식(5) 또는 (6)의 계수간에는 다음 관계식이 성립한다.

$$J = \frac{T_r}{K_r}, \quad f = \frac{1}{k_r} \quad (7)$$

따라서 식(6)의 $d(t)$ 는 디젤기관의 회전계통에 있어서 점성마찰을 포함하여 회전속도 $w(t)$ 에 비례하는 부하 토크를 제외한 나머지의 총 부하토크를 나타낸다.

2.1에서와 마찬가지로 h 를 충분히 적게 취하고 식(6)을 이산화하면 다음과 같이 된다.

$$w(k+1) = a_2 w(k) + b_2 e(k) \quad (8)$$

$$e(k) = q(k) - d(k)$$

단,

$$a_2 = e^{-h/T_r}$$

$$b_2 = k_r(1-a_2)$$

3. 부하토크의 추정

3.1 직접추정법

시각 $t=kh$ 에 있어서 연료유량 $u(k)$ 와 회전속도 $w(k)$ 를 측정하여 이로부터 부하토크 $d(k)$ 를 추정하는 문제를 생각해 보기로 하자. $d(k)$ 를 추정하려면 $q(k)$ 를 우선 추정하여야 하나 이 $q(k)$ 는 식(4)로부터 추정할 수가 있다. 즉 $d(t)$ 가 일정하여 디젤기관이 일정한 속도로 운전되고 있는 정상상태에

서의 q 즉 qs 를 계산하고 이를 초기치로 하여 $q(k)$ 를 추정한다. 그러나 식(8)에서 $e(k)$ 를 $w(k)$, $w(k-1)$, $w(k-2)$... 등의 신호로부터 추정하려면 $w(k+1)$ 을 알아야 한다. 여기서는 이 $w(k+1)$ 을 $w(k)$, $w(k-1)$, $w(k-2)$ 로부터 식(9)와 식(11)에 의하여 근사적으로 계산하기로 한다.⁹⁾

$$w(k+1) = w(k) + h w(t)_{t=th} + \frac{h^2}{2!} w(t)_{t=th} \quad (9)$$

$$w(t)_{t=th} = \frac{w(t) - w(k-1)}{h} \quad (10)$$

$$w(t)_{t=th} = \frac{w(k) - 2w(k-1) + w(k-2)}{h^2} \quad (11)$$

식(10)과 식(11)을 식(9)에 대입하여 정리하고, 이를 다시 식(8)에 대입하여 $y(k)$ 를 식(12)와 같이 구한다.

$$y(k) = q(t) + c_1 w(k) + c_2 w(k-1) + c_3 w(k-2) \quad (12)$$

단,

$$c_1 = \frac{2.5 - a_2}{k_r(1 - a_2)}, \quad c_2 = \frac{2}{k_r(1 - a_2)},$$

$$c_3 = \frac{0.5}{k_r(1 - a_2)}$$

이렇게 정의된 $y(k)$ 는 load torque $d(k)$ 의 근사 계산이 된다. 여기서는 이 $y(k)$ 를 $d(k)$ 의 직접추정법에 의한 추정치로 정의한다.

3.2 Kalman filter에 의한 추정법

전절의 식(12)에 의해서 계산되는 $y(k)$ 는 Load torque $d(k)$ 의 추정치임에는 틀림 없으나 여기에는 모델링 오차, 미계수의 계차 표시 오차, 이산화 오차등 많은 오차가 포함되어 있다. 만일 Load torque의 Dynamics가 어느정도 알려져 있을 때에는 $y(k)$ 를 $d(k)$ 의 측정치로 보고 Kalman filter를 이용하여 $y(k)$ 보다 더 정확한 $d(k)$ 의 측정치를 구할 수가 있다. Load torque의 상태방정식과 관측방정식이 각각 식(13)과 식(14)로 주어진다고 하면 $y(1)$, $y(2)$, ... $y(k)$ 가 주어졌을 때의 시각 kh 에 있어서 상태 $x(k)$ 의 최적 추정치를 $x(k|k)$, 이의 공분산행렬을 $p(k|k)$ 라고 하면 이들은 식(15)와 같이 계산된다.^{9),10),11)}

$$x(k) = \Phi_k x(k-1) + v(k-1) \quad (13)$$

$$y(k) = H_k x(k) + \gamma(k) \quad (14)$$

단,

$x(k)$: 시각 kh 에 있어서의 狀態벡터
(n 차원)

Φ_k : 시각 kh 에 있어서의 전이행렬
($n \times n$)

$v(k-1)$: 시각 $(k-1)h$ 에 있어서의 평균치가 0인 신호잡음(외란)벡터
(n 차원)

$y(t)$: 시각 kh 에 있어서의 측정치 벡터
(m 차원)

H_k : 시각 kh 에 있어서의 관측행렬
($m \times n$)

γ_k : 시각 kh 에 있어서의 측정 잡음 벡터

$$E[v(k-1) v(k-1)^T] = Q(n \times n)$$

$$E[\gamma(k) \gamma(k)^T] = R(m \times m)$$

$$\hat{x}(k|k-1) = \Phi_k \hat{x}(k-1|k-1) \dots \dots \dots \textcircled{1}$$

$$p(k|k-1) = \Phi_k p(k-1|k-1) \Phi_k + Q \dots \dots \dots \textcircled{2}$$

$$G_k = p(k|k-1) H_k^T [H_k p(k|k-1) H_k^T + R]^{-1} \dots \dots \dots \textcircled{3} \quad (15)$$

$$\hat{x}(k|k) = \hat{x}(k|k-1) + G_k [z(k) - H_k \hat{x}(k|k-1)] \dots \dots \dots \textcircled{4}$$

$$p(k|k) = p(k|k-1) - G_k H_k p(k|k-1) \dots \dots \dots \textcircled{5}$$

이것이 Kalman filter에 의한 추정법이며^{10,11)} 이 때 $d(k)$ 의 최적 추정치 $\hat{d}(k|k)$ 는 다음식으로서 구할 수가 있다.

$$\hat{d}(k|k) = H_k \hat{x}(k|k) \quad (16)$$

단, 식(13)(16)에 있어서 $m=1$ 이다.

그러나 이 Kalman filter를 이용하여 Load torque를 추정하려면 다음 사항들이 사전에 파악되어야 한다.

- i) 식(13), (14)에 있어서 Φ_k
 - ii) 초기 추정치 $x(0|0)$ 와 $p(0|0)$
 - iii) 외란잡음 $v(k)$ 와 측정잡음 $r(k)$ 의 통계적 성질
- 예를 들어 선박의 주기관에 있어서 황천시의

Pitching의 경우에는 Load torque가 거의 정현파적으로 변할 때가 많다. 이런 경우를 생각하여 Load torque $d(k)$ 가 근사적으로 식(17)과 같이 표시된다고 하자

$$d(t) = A \sin pt + m(t) \quad (17)$$

단, $m(t)$: random noise

이를 상태방정식으로 표기하면 다음과 같다.

$$\dot{x}(t) = Fx(t) + n(t) \quad (18)$$

단, $x(t)$: 상태벡터(2차원)

$$x_1(t) = d(t), \quad n_1(t) = \text{잡음벡터}(2차원),$$

$$x_2(t) = \dot{d}(t), \quad n_2(t) = m(t)$$

$$F = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -p^2 & 0 \end{bmatrix}, \quad n_2(t) = m(t)$$

식(18)의 시스템의 전이행렬(transition matrix)을 $S(t)$ 라고 하면 $S(t)$ 는 식(19)와 같이 된다.

$$S(t) = e^{Ft} = \mathcal{L}^{-1}(SI - A)^{-1} = \begin{bmatrix} \cos pt & 1/p \sin pt \\ -p \sin pt & \cos pt \end{bmatrix} \quad (19)$$

따라서 식(18)을 이산화하면 식(20), (21)과 같이 된다.

$$x(k) = \Phi_k x(k-1) + v(k) \quad (20)$$

$$d(k) = H_k x(k) \quad (21)$$

$$y(k) = d(k) + \gamma(k)$$

단, $\Phi_k = S(h)$

$$= \begin{bmatrix} \cos pt & 1/p \sin pt \\ -p \sin pt & \cos pt \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$H_k = [1, 0]$$

$$v(k) = \int_0^h s(h-\tau) n(kh+\tau) d\tau$$

$x(k), v(k)$: 각각 상태벡터와 외란벡터(2차원)

$\gamma(k)$: 측정잡음(1차원)

그러므로 Φ_k 와 H_k 는 각각 식(22)와 같이 주어진다. Φ_k 에는 $d(t)$ 의 주기 p 가 포함되어 있으나 2~3 주기동안 $y(k)$ 및 $w(k)$ 를 관측하면 정현파의 주기 p 와 파고 A 는 비교적 용이하게 추정될 수 있다. 또한 정상상태에 있어서 일정속도로 운전중 정현파 Load torque가 부가될 경우 초기 추정치 $x(0|0)$

와 $p(0|0)$ 도 대략 추정할 수가 있다. 설령 $x(0|0)$ 와 $p(0|0)$ 에 오차가 다소 있다 하더라도 Kalman filter에서는 이 오차가 크게 문제되지 않는다. 다음에 잡음의 통계적 성질인데 여기에 대해서 사전 지식을 얻기는 일반적으로 곤란하다. 그러나 실제 계산에 있어서 Q 는 무시하여도 무방하며 R 의 값은 각종 시뮬레이션을 통하여 그 대략의 값을 추정할 수 있다.

4. 시뮬레이션 및 고찰

디젤기관에 있어서 앞에서 제안한 방법에 의해서 그 부하토크를 추정하는 시뮬레이션을 행하기 위하여 대상 기관으로서 B&W사의 4L80MC기관을 선정하였다. Table 1과 Table 2는 각각 이 기관의 제원과 제정수의 값을 나타낸다.³⁾

Table 1 B & W 4L80MC기관의 제정수

bore × stroke cycle	800mm × 2592mm(2cycle)
Pmean	18.11kg/cm ²
BHP(MCR)	15,880 BHP(87rpm)
moment of inertia	27,130.27kg.m.sec ²
F.O consumptip	125g/BHP. Hr

Table 2 B & W 4L80MC기관의 제원

rpm	정수	Tc	kc	tr	kr
30		0.05	22.86	3.35	0.028
50		0.03	58.19	2.86	0.014
70		0.02	103.25	2.38	0.01

Fig. 2~Fig. 4는 기관을 50rpm으로 정상 운전 중 기관토크(3571.4)의 20에 해당하는 계단상 부하토크(714.3)가 급격히 가하여졌을 때와 진폭 $A=1000$, 주기 2 ($p=1$)초의 정현파상의 부하토크가 가하여졌을 때 샘플링시간간격 h 를 0.1초로 하여 시뮬레이션을 행한 결과를 도시한 것이다. Fig. 2는 부하토크 $d(k)$ 가 계단상으로 급변하였을 때 이를 직접추정법으로 추정한 추정치 $y(k)$ 와 rpm $w(k)$ 의 변화하는 모양을 나타낸 것이며 Fig. 2(b)는 Fig. 2(a)의 앞부분을 확대 표시한 것이다. rpm이 50일때 회전계통의 시정수 Tr 는 2.86초이므로(Table 2 참조) $w(k)$ 의 정정시간은 약

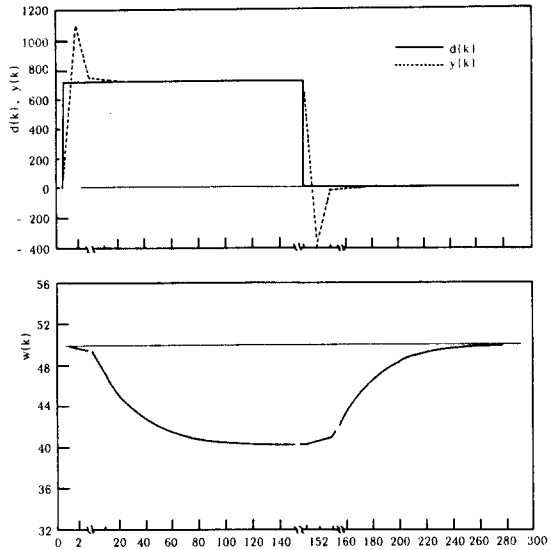


Fig. 2(a) Comparison of $d(k)$ and $y(k)$ when $d(k)$ is Changing Step Widely

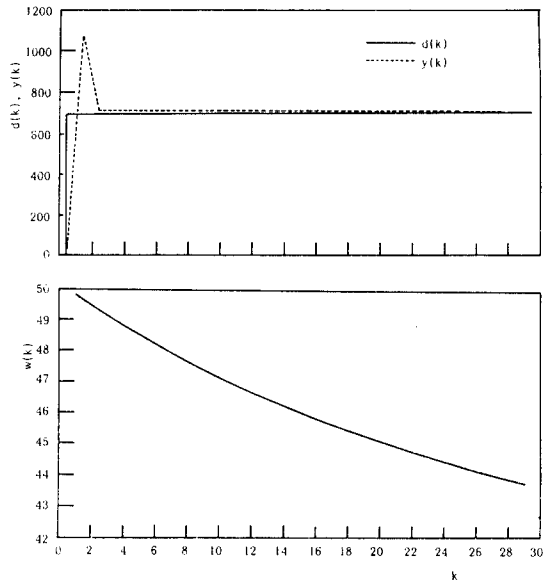


Fig. 2(b) Comparison of $d(k)$ and $y(k)$ when $d(k)$ is Changing Step Widely

11초 이상인데 부하토크의 추정치 $y(k)$ 는 이보다 훨씬 빨리 즉 0.3초정도 경과해서 $d(k)$ 의 1.6이 내의 값으로 접근되고 그 이후 시간이 경과됨에 따라 점차 $d(k)$ 와 일치하게 됨을 Fig. 2, Fig. 3으로부터 알 수 있다. Fig. 3은 정현파상의 부하토크

크가 가하여졌을 때의 $d(k)$ 와 $y(k)$ 의 직접추정법에 의한 추정치 $y(k)$ 를 도시한 것이다. Fig. 3에서 알 수 있듯이 $y(k)$ 및 $d(k)$ 는 거의 일치하여 이 방법의

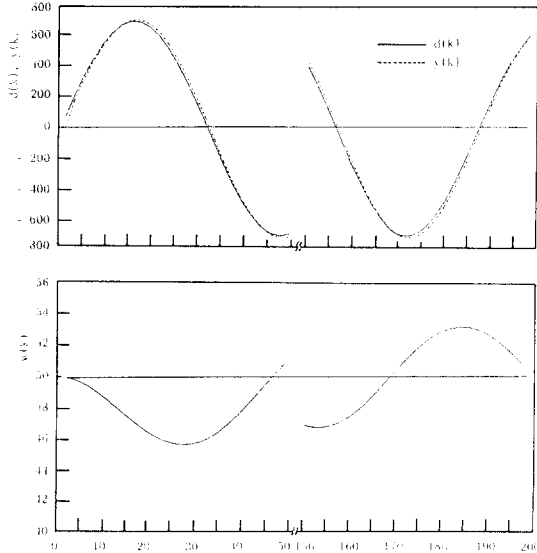


Fig. 3 Comparison of $d(k)$ and $y(k)$ when $d(k)$ is Changing Sinusoidally

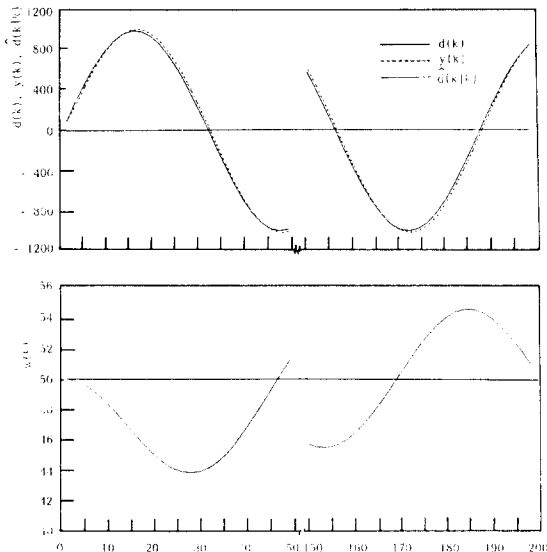


Fig. 4 Comparison of $d(k)$, $y(k)$ and $d(k|k)$ when $d(k)$ is Changing Sinusoidally

로 부하토크를 추정하는 것이 매우 효과적임을 나타내주고 있다. 또한 $w(k)$ 는 $d(k)$ 보다 약 71° (1.24초) 지연되어 변화하고 있음을 알 수 있다. (회전계통의 주파수 전달함수로 부터 계산한 이 계통의 이론적 위상지연은 70.73° 임)

Fig. 4는 Fig. 3의 경우에 있어서 진폭 A만 1000으로 바꾸어 시뮬레이션을 행하고 Kalman filter에 의한 추정치 $d(k|k)$ 를 $d(k)$ 와 $y(k)$ 같이 도시한 것이다. $d(k|k)$ (그림에서 점선)는 $d(k)$ (그림에서 실선)과 일치되어 구별이 곤란하고 $y(k)$ (그림에서 파선)도 $d(k)$ 와 거의 일치함을 알 수 있다. 이 시뮬레이션에 있어서 Kalman filter를 이용하여 $d(k)$ 의 추정치를 구하는 경우 부하토크의 변동주기 ($p=1$)는 알고 있는 것으로 하고 Q 의 각 요소는 0, R 은 5000으로 하였으며 또한 $x(0|0)$ 는 10%오차를 포함하는 것으로 하였다.

5. 결 론

이상과 같이 디젤기관에 있어서 부하토크를 추정하는 방법을 제안하고 시뮬레이션을 통하여 이 방법의 유효성을 확인하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 부하토크가 계단상으로 변화할 때 직접추정법으로 3회의 측정치를 이용하여 상대오차 1.6 이내로 부하토크를 추정할 수가 있다.

(2) 부하토크가 정현파상으로 변화할 때 직접추정법으로 상대표준편차(진폭대비) 3 이내로 위상지연 없이 부하토크를 추정할 수 있다.

(3) 만일 부하토크 변동의 동특성을 알 수 있을 경우에는 Kalman filter를 이용하여 더욱 정확하게 부하토크를 추정할 수가 있다. 그러나 본 연구에서는 시뮬레이션만을 행하고 실선 실험으로서 얻은 측정치를 이용한 부하토크의 추정을 행하지 못한 것이 아쉬운 점으로 이는 앞으로 기회 있는대로 행할 것이다. 또한 부하토크가 추정되었을 때 이 정보를 활용함으로써 마이크로 컴퓨터를 이용한 디젤기관의 속도제어장치 즉 디지털 조속기의 제어성능이 어느 정도 개선되는지 등에 관해서는 앞으로의 연구과제로 남아있다.

參考文獻

- 1) 韓國舶用機關學會 機關管理研究會, “船舶의 經濟的 運航管理” pp. 222, 태화출판사(1987, 5)
- 2) “The Meeting Minute On the Application of Woodward Governors to the B&W LMC Engine” (1984, 6)
- 3) 劉永昊, “舶用機關의 速度制御에 관한 研究” 韓國海洋大學大學院 機關學科 博士學位論文(1990, 2)
- 4) 佐藤勳, “原子ガベナによる” ティ-セル機關의 最適制御”, 內燃機關 Vol. 30, No. 8(1991. 8)
- 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. 176 173
- 6) P.E.Wellstead, “Frequency Domain System Identification”, In the S.R.C. Vacation School on Stochastic Processes in Control, Univ, of Warwick
- 7) 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”, ナブコ枝報 No.61(1986,1)
- 8) 守田榮之 外1人, “機關-負荷系シミコレーションモデル”, 日本機械學會論文集(B編), Vol. 49, No. 438 (1983, 2)
- 9) 河注植 外3人, “電子計算機の原理와 應用”, pp. 180~181(1988, 2)
- 10) 有本卓, “カアルマン, フィルター”, 産業圖書株式會社(1977, 10)
- 11) 尹汝政, “칼만필터에 의한 船位의 精度改善에 관한 研究”, 韓國海洋大學大學校 航海學科 博士學位論文(1983,7)