
 ◎ 研究論文

저속 장행정 박용디젤기관의 속도제어에 관한 연구

(제1보 : engine dead time과 소제공기의 영향을 무시한 경우)

유 영 호* 하 주 식**

A STUDY ON THE SPEED CONTROL OF A LOW SPEED-LONG STROKE MARINE DIESEL ENGINE

(Part I : In the Case of Disregarding the Engine Dead time and the Influence of Scavenging Air

Y.H. Yu, J.S. Ha

Abstract

Speed of a diesel engine is usually controlled by the hydraulic governor which uses the centrifugal force of rotating fly balls for sensing the error speed. But for a recently developed high efficient, low speed and long stroke 2 cycle marine diesel engine, this governor doesn't work well enough because of too much changes of rotating force during one revolution of engine and too long uncontrollable time due to small numbers of cylinder.

For improvement of jiggling phenomena and instability various studies are being carried out, but they are not enough for a steep load change in a small ship's generator plant or at rough sea condition in a propulsion engine.

In this paper, authors propose a new method to control a fuel before the change of angular velocity due to load change by feedforward the change of load, and find that the proposed method shows quite a good control performance in comparision to the customary PID control method by the simulation using a digital computer for the various load change.

I. 서 론

지금까지 기관의 속도제어는 프라이 볼(Fly Ball)의 원심력을 이용한 유압식 비례동작제어기에 의한 제어 방법이 사용되어 오고 있다.

특히 근래에 개발된 기관은 선박의 추진효율을 향상시키기 위하여 회전수가 낮고 장행정을 사용하며, 열효율이 높아 기통수가 줄어 들게 됨에 따라 기관 일회전 동안의 회전력 변화가 심하여 저속에서 안정된 속도를 유지하기가 곤란하고 제어 불가능 시간이 길게 됨에 따라 부하가 급격히 경감할 시 과속될 위험이 커 기존의

* 正會員, 韓國海技 研修院

** 正會員, 韓國海洋大學

원심력을 이용한 비례동작 제어기로써는 원만한 제어가 어렵다.

이의 개선된 방법으로서 최근 PID제어기를 사용하여 제어동작의 향상을 위하여 문제점을 해결하려고 하고 있으나^{*1)} 아천후의 해상상태와 선박과 같이 소용량 발전설비에 있어서 부하변동이 급격한 경우 회전수편차에 의한 PID 제어만으로써는 충분치 못하여 이에관한 많은 연구가 행해지고 있다.^{*10),11)}

본고에서는 소제공기의 영향과 기관의 Deadtime을 무시하고 회전수에 따라 시스템의 각 정수가 변하지 않으며 (time invariant system) 부하변동을 예측하였다고 가정하고 부하변동에 기인하여 회전수의 변화가 일어나기 전에 앞서서 연료를 조종하여 주므로써 제어성능을 향상시키는 새로운 속도 제어 방법을 제안하고 여러가지 경우에 대한 디지털시뮬레이션을 통하여 종래의 제어방법과 본방법을 비교검토하므로써 본 방법의 우수성을 입증하고자 한다.

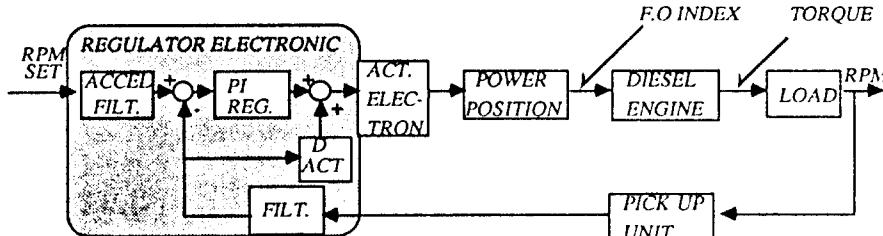


Fig 2.1 Block diagram of the customary speed control system for a Diesel Enginc

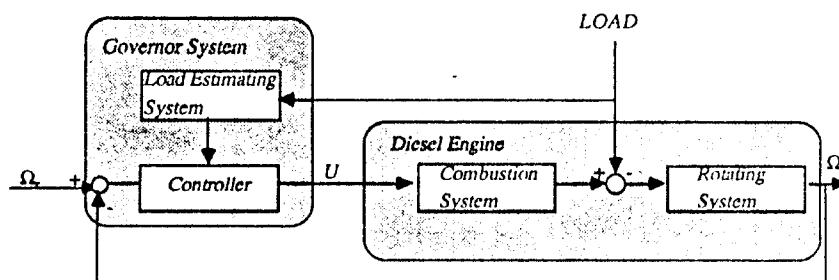


Fig 2.2 Block diagram of speed control system of N company using Digital Governor for a marine Diesel Engine

2. 디젤기관의 속도제어시스템

2. 1 시스템의 구성

Fig2.1은 Digital Governor를 이용한 N사의 속도조절계통을, Fig2.2는 본고에서 제안한 속도조절 계통을 간략히 비교한 Block선도이다.

2. 2 모델링 및 최적제어

Fig2.2에서 디젤기관의 연소계통과 회전계통은 Fig2.3과 같이 근사화 할 수 있다.^{*1),2)}

Fig. 2.3에서

$$\omega + T_r \dot{\omega} = K_r (q_m - q_t) \quad \dots\dots\dots (2.1)$$

$$q_m + T_c \dot{q}_m = K_c U \quad \dots\dots\dots (2.2)$$

식(2.1), (2.2)에서

$$\ddot{w} + a_1 \dot{w} + a_2 w = K_1 U - K_2 q_t - K_3 \dot{q}_t \quad (2.3)$$

단

$$a_1 = \frac{T_r + T_c}{T_r T_c}, \quad a_2 = \frac{1}{T_r T_c}, \quad K_1 = \frac{K_r K_c}{T_r T_c},$$

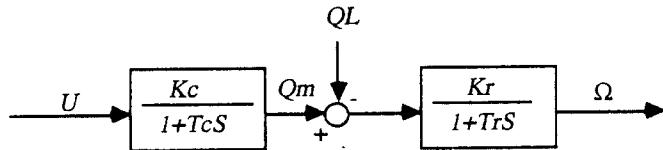


Fig 2.3 Approximated combustion system and rotating system for Diesel Engine

$$K_2 = -\frac{K_r}{T_r T_c}, \quad K_3 = \frac{K_r}{T_r}$$

식(2.3)에서 q_t 를 정확히 추정할 수 있으면 q_t 에 의한 회전수의 변화 이전에 U 를 조작하여 이의 영향을 최소로 할 수 있다.

$$K_1 U_{qt} = K_2 q_t + K_3 \dot{q}_t \quad (2.4)$$

식(2.3), (2.4)에서

$$\ddot{\omega} = -a_1 \dot{\omega} - a_2 \omega + K_1 \bar{U} \quad (2.5)$$

단 $U = U - U_{qt}$

상태 x_1, x_2 를

$$\left. \begin{array}{l} x_1 = \omega \\ x_2 = \dot{x}_1 = \dot{\omega} \end{array} \right\} \quad (2.6)$$

로 두고 ω 를 출력 y 로 두면 식(2.1), (2.2)의 시스템은

$$\left. \begin{array}{l} \dot{x} = Ax + B\bar{U} \\ y = cx \end{array} \right\} \quad (2.7)$$

$$\text{단, } A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -a_2 & -a_1 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ k_1 \end{bmatrix}, \quad C = [1 \ 0]$$

정상상태에서 시스템(2.7)은

$$\left. \begin{array}{l} \dot{x}_r = Ax_r + B\bar{U}_r \\ y_r = cx_r \end{array} \right\} \quad (2.8)$$

단 x_r, \bar{U}_r, y_r 은 각각 정상상태에 있어서의 x , \bar{U} 및 y 의 값이 되고 상태벡터 Δx 와 $\Delta \bar{U}, \Delta y$ 를 각각

$$\left. \begin{array}{l} \Delta x = x - x_r \\ \Delta \bar{U} = \bar{U} - \bar{U}_r \\ \Delta y = y - y_r \end{array} \right\} \quad (2.9)$$

로 정의하면 식(2.7)의 시스템은 식(2.10)과 같이 된다.

$$\left. \begin{array}{l} \Delta \dot{x} = A\Delta x + B\Delta \bar{U} \\ \Delta y = C\Delta x \end{array} \right\} \quad (2.10)$$

식(2.8)에서 y_r 이 상수일 때만을 생각하면 \dot{x}_r 은 영이므로

$$\left. \begin{array}{l} Ax_r + B\bar{U}_r = 0 \\ Cx_r = y_r \end{array} \right\} \quad (2.11)$$

$$\begin{bmatrix} x_r \\ \bar{U}_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ y_r \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

$$\text{단, } \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & 0 \end{bmatrix}^{-1}$$

식(2.12)의 $\begin{bmatrix} A & B \\ C & 0 \end{bmatrix}$ 는 시스템(2.7)의 개회로

전달함수행렬 $C(SI - A)^{-1}B$ 가 원점에 영점을 가지지 않고 분자가 영이 아닌 경우에는 역행렬이 존재하므로 x_r 과 \bar{U}_r 는 일의적으로 구할 수 있다. *3,8,9)

식(2.10)의 시스템에 대해서 최적 피이드 배제어를 행하면 시스템행렬 A 의 모양에 따라 y_r 이 계단상일 경우 또는 부하의 추정이 정확하지 않거나 시스템의 퍼레이터의 부정확, 외란 등에 의해 오프셋트가 생길 수 있으므로 이를 제거하기 위하여 식(2.10)의 상태이외에 편차

Δy 의 적분 z 를 새로운 상태로하여 시스템을 확장하면 다음과 같다

$$\Delta y = \dot{z} \quad (2.13)$$

$$\dot{x}_a = A_a x_a + B_a \Delta \bar{U}$$

$$\Delta y = C a x_a \quad (2.14)$$

$$\text{단 } x_a = \begin{bmatrix} \Delta x \\ z \end{bmatrix}, A_a = \begin{bmatrix} A & 0 \\ C & 0 \end{bmatrix}, B_a = \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix}, C_a = \begin{bmatrix} C & 0 \end{bmatrix}$$

식(2.14)의 시스템을 최적제어하기 위하여 평가함수를

$$J(\Delta \bar{U}) = \int_0^{\infty} [x_a^T Q x_a + r(\Delta \bar{U})^2] dt \quad \dots\dots(2.15)$$

와 같이 도입하고 이를 최소로하는 제어 입력 $\Delta \bar{U}^*$ 를 구하면

$$\Delta \bar{U}^* = -K_a x_a^* \quad \dots\dots(2.16)$$

$$\text{단 } K_a = r^{-1} B_a^T F = [K \ K_{1a}]$$

이며 F 는 식(2.17)로 표시되는 Riccati 방정식의 해행렬이다.

$$F A_a + A_a^T F - F B_a r^{-1} B_a^T F + Q = 0 \quad (2.17)$$

따라서 디젤기관의 최적제어 입력 U^* 은

$$U^* = \bar{U}_r + \Delta \bar{U}^* + U_{qI} \quad \dots\dots(2.18)$$

이 알고리즘에 의하여 구성되는 최적제어계 통을 브록선도로 표시하면 Fig.2.4와 같다.

2,3 부분 관측기(Reduced-order observer)의 구성

상태 피드백 최적제어는 항상 모든 상태가 측측되어져야 하나 실제의 플랜트에 있어서 모든 상태가 반드시 측정되어 진다고 볼 수 없으

므로 부득이 상태의 추정 즉 관측기(Observer)가 요구된다.

본고에서는 식(2.7)에서 x_1 은 y 로 측정 가능하며 x_2 만 추정하면 되므로 부분 관측기를 설계한다.

식(2.7)에서

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_2 &= -a_1 x_2 + V \\ R &= x_2 = \dot{y} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(2.19)$$

$$\text{단 } V = -a_2 y + k_1 \bar{U}$$

이며 x_2 의 관측기

$$\begin{aligned} \hat{x}_2 &= -(a_1 + m_2) \hat{x}_2 + V - m_2 R \\ &= -(a_1 + m_2) \hat{x}_2 + k_1 \bar{U} - a_2 y - m_2 \dot{y} \end{aligned} \quad \dots\dots(2.20)$$

를 구성할 수 있다. 다음에 W 를 식(2.21)과 같이 두면

$$W = \hat{x}_2 + m_2 y \quad \dots\dots(2.21)$$

y 의 미분항은 제거되고 식(2.20)은 식(2.22)과 같이 된다.

$$\dot{W} = -(a_1 + m_2) W + k_1 \bar{U} + (a_1 m_2 - m_2^2 - a_2) y \quad \dots\dots(2.22)$$

따라서 추정 상태 \hat{x} 는

$$\hat{x} = \begin{bmatrix} y \\ \hat{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y \\ W - m_2 y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} W + \begin{bmatrix} 1 \\ -m_2 \end{bmatrix} y \quad \dots\dots(2.33)$$

로 구할 수 있으며 상태 x_2 와 추정치 \hat{x}_2 와의 오차 \tilde{x}_2 는 식(2.24)과 같이 된다.

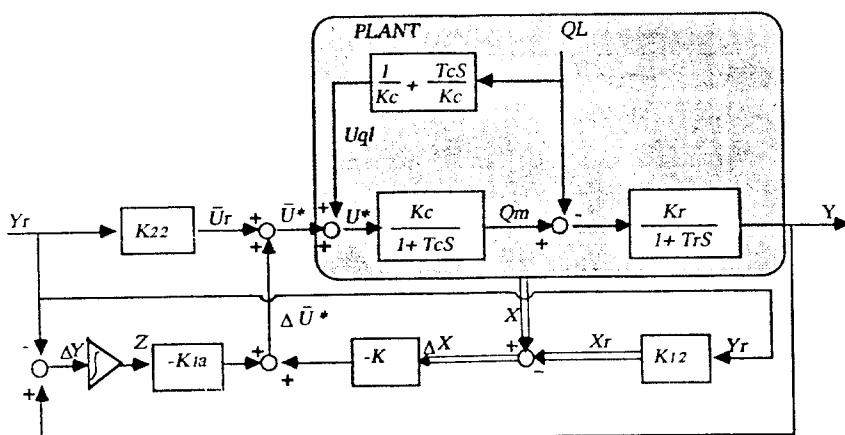


Fig 2.4 Load feed-forward optimal speed control system

$$\dot{\hat{x}}_2 = \dot{x}_2 - \dot{\hat{x}}_2 = (m_2 - a_1) \dot{\hat{x}}_2 \dots \dots \dots \quad (2.24)$$

따라서 m_2 를 적절히 선정함으로써 \hat{x}_2 에 대한 극을 임의의 원하는 값이 되도록 설계할 수가 있다. 이와 같이 설계한 부분 관측기 (Reduced-order observer)를 블록선도로 표시하면 Fig2.5와 같이 되고 이 부분 관측기를 이용하여 제어계를 구성하면 Fig2.6과 같이 된다.

Fig2.7은 부분 관측기 (Reduced-order observer)의 극(pole)을 -5 와 -10 으로 하였을 때 추정치 \hat{x}_2 가 진짜 x_2 를 추종하는 모양을 그린 것으로 극이 -10 인 경우 약 0.5초 내에 진짜에 수렴함을 볼 수 있다.

3. 컴퓨터 시뮬레이션

시뮬레이션 대상 기관으로 최근 많이 사용되는 박용 2사이클 B & W 4L80MC/E로서 사양은 다음과 같다.

MCR	: 12,800BHP(83rpm)
Bore × stroke	: 800mm × 2592mm
Pmean	: 14.25kg/cm ²
관성모멘트	: 8130.927kg.m.sec
연료소비량	: 125g/BHP.Hr

이 기관의 각 정수를 계산하면^{*1)}

$$n_0 = \frac{r \rho m \times 2\pi}{60} = 8.7 \text{ Rad/sec}$$

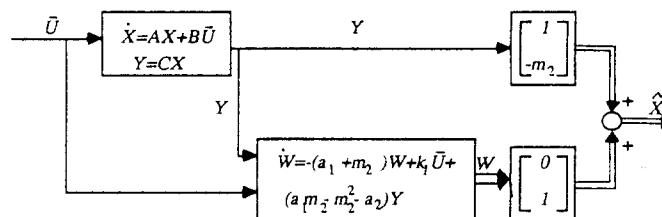


Fig 2.5 Reduced-order observer

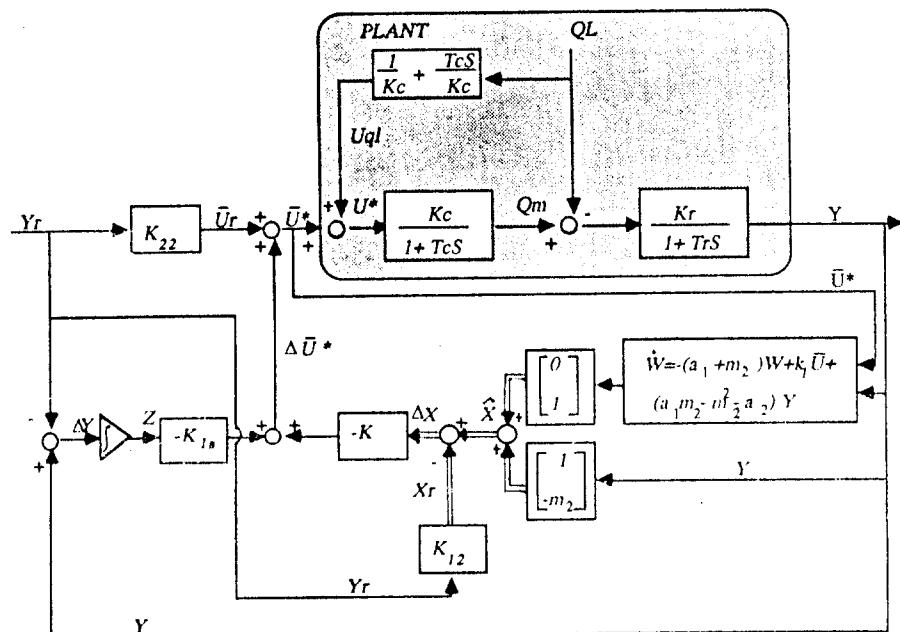
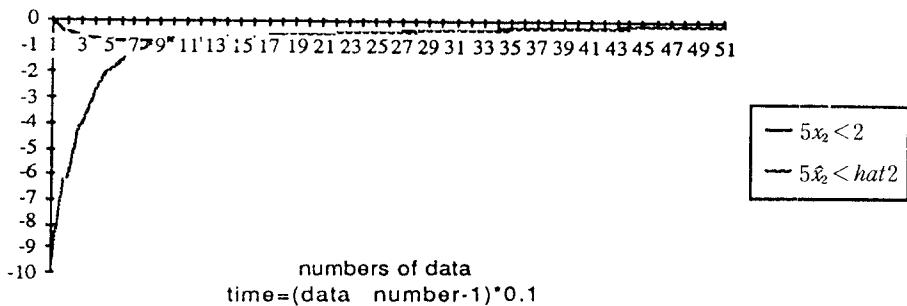


Fig 2.6 Block diagram of speed control system using reduced-order observer

(a) when the pole of reduced-order of observer is -5.0



(b) when the pole of reduced-order observer is -10.

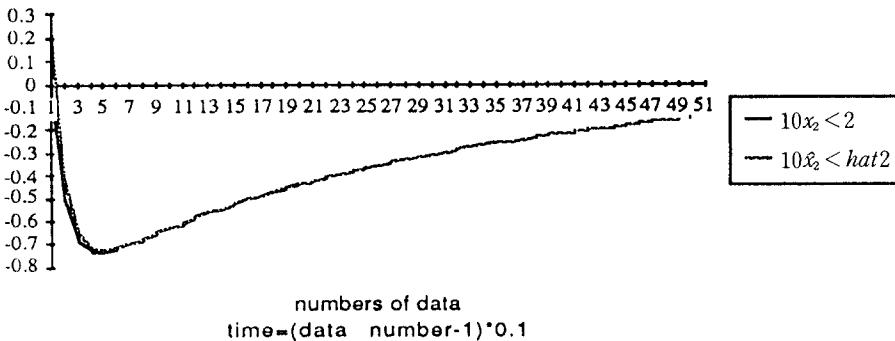


Fig 2.7 Curves of true state X_2 and estimated state \hat{X}_2 for System I when (a) the pole of reduced-order observer is -5.0 and (b) -10.0

$$T_c = \frac{0.9}{n_a} = 0.103$$

$$Q_m = \frac{BHP \times 75}{\omega} = 1.1 \times 10^5 \text{ kg.m} \quad \dots (3.1)$$

$$K_c = \frac{Q_m}{F.O., consumption} = 247.5$$

$$K_r = \frac{n_o}{0.1 Q_m} = 7.91 \times 10^{-4}$$

$$T_r = J \times K_r = 6,43$$

이 되며 y_r 를 0으로 하고 부하가 스텝상태와 정현파 상태일때로 구분하여 정현파 상태일 때는 주기를 6, 8, 10초일 때 시뮬레이션을 하였다. *⁶⁾⁽⁷⁾

부하의 크기는 전 발생 토크(Torque)의 10%가 회전수 유지를 위해 사용된다고 가정하고 이것의 25%의 크기로 하였다. 시스템 I 은

본고에서 제안한 부하를 피드포워드 한 경우이고 시스템 II는 Fig.2.1과 같이 부하 변동을 고려하지 않는 종래의 PID 제어의 경우로서 식(2.15)로 표현되는 평가함수가 최소로 되도록 제어기의 피래미터를 최적화하고 이 두 시스템에 대하여 각속도 ω 에 해당되는 하중매트릭스 Q의 계수를 변화시켜가며 그때의 최적계인으로 30초간 시뮬레이션을 행하고 평가함수의 값을 비교하여 보면 table 1과 같다.

Table 1에서 C_1 은 식(2.15)의 J 의 값이고 C_2, C_3, C_4 는 각각 다음으로 표시되는 값으로 참고로 비교해 보았다.

$$\begin{aligned} C_2 &\triangleq \int_0^t (x^\top_a Q x_a + r u) dt \\ C_3 &\triangleq \int_0^t u dt \\ C_4 &\triangleq \int_0^t \Delta y^2 dt \end{aligned} \quad (3.2)$$

Table 1. Comparision of criterion of each system according to various kind of load

하중 계 수	부하 시 스 밥 증 가 기 준	Step-wise Load Change	Sinusoidal load Change			
			-	6	8	10
10	I	C1	3702.4	1874.39	1878.07	1860.5
		C2	333.30	-0.00267	12.97	-0.00838
		C3	333.30	-0.00279	12.97	-0.00851
		C4	0.0	0.0	0.0	0.0
	II	C1	4889.18	72.33	127.1	203.25
		C2	2383.06	34.41	60.01	87.36
		C3	275.45	10.37	16.91	16.82
		C4	6.21	1.67	2.79	4.32
10 ²	I	C1	3702.4	1875.14	1878.69	1860.94
		C2	333.3	-0.00367	12.97	-0.00944
		C3	333.3	-0.00461	12.97	-0.01023
		C4	0.0	0.0	0.0	0.0
	II	C1	4829.09	273.18	436.48	648.81
		C2	2436.57	167.01	268.75	388.69
		C3	274.12	9.41	17.71	14.11
		C4	4.91	1.52	2.39	3.53

10 ³	I	C1	3702.39	1876.81	1879.48	1860.99
		C2	333.30	-0.00279	12.96	-0.00644
		C3	333.30	-0.00826	12.95	-0.0094
		C4	0.0	0.0	0.0	0.0
	II	C1	5629.80	1518.73	1885.83	2280.92
		C2	3149.24	866.98	1088.78	1305.18
		C3	285.44	4.96	18.26	4.97
		C4	2.18	0.86	1.06	1.29
10 ⁴	I	C1	3702.27	1875.26	1878.03	1859.68
		C2	333.3	0.0086	12.95	0.001867
		C3	333.3	-0.00242	-0.00242	-0.0024
		C4	0.0	0.0	0.0	0.0
	II	C1	6817.33	3199.08	3274.24	3395.34
		C2	3836.61	1673.83	1726.96	1781.55
		C3	313.50	0.71	15.67	0.49
		C4	0.34	0.176	0.171	0.18

$$QL=2750.0 \sin 1.0472t, Q11=10000$$

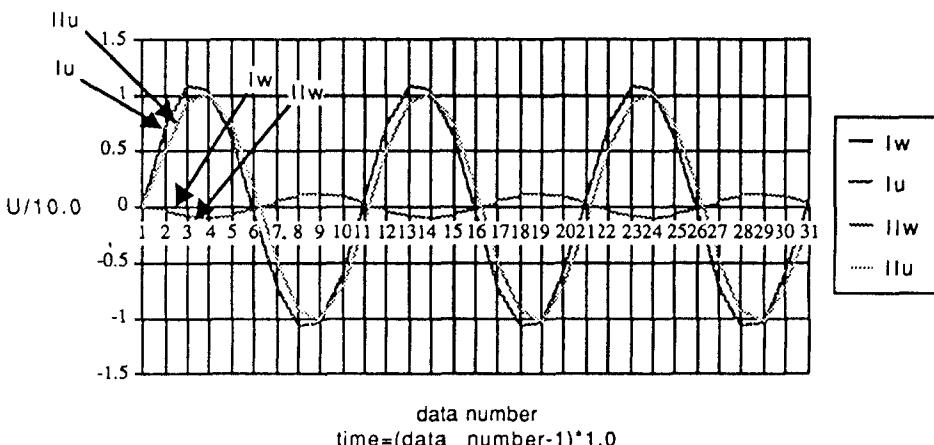


Fig 3.1 response curve of control system proposed by this paper (Iw, Iu) and those of customary control system (IIw, IIu) when sinusoidal load

Fig 3.1은 정현파 부하가 걸렸을 때 각속도 ω 에 대한 하중계수를 10,000으로 하였을 때 응답을 나타내며 (ω 는 회전각속도, U는 제어 입력을 표시) Fig 3.2와 Fig 3.3은 ω 의 초기조건을 2.0rad/sec로 하고 ω 에 대한 하중계수를 10, 100, 1000, 10000으로 하였을 때 각속도 ω 와 제어입력 U의 응답곡선이다.

10y, 100y는 ω 의 하중계수가 10, 100일 때의

ω 를, 10U, 100U는 ω 의 하중계수가 10, 100 일 때의 제어입력을 표시 한다.

4. 검토 및 고찰

이상의 시뮬레이션을 통해 다음과 같은 사실을 알 수 있다.

(1) 본고에서 제안한 제어 System의 경우

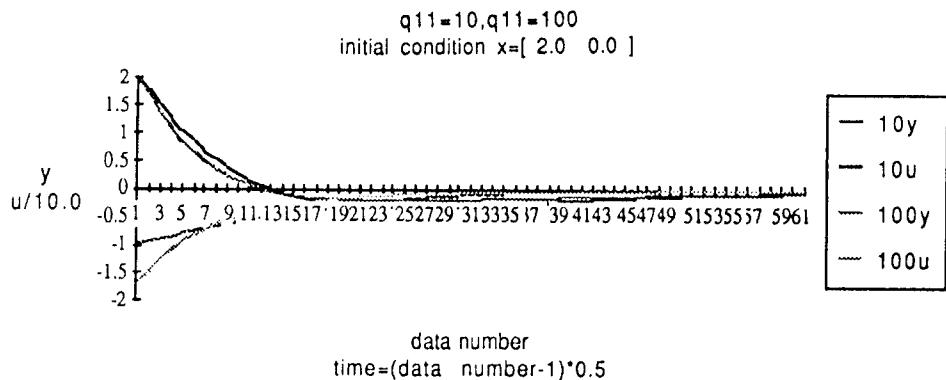


Fig 3.2 response curve of system I when initial condition of angular velocity is 2.0 rad/sec and weighting factor 10 and 100 each

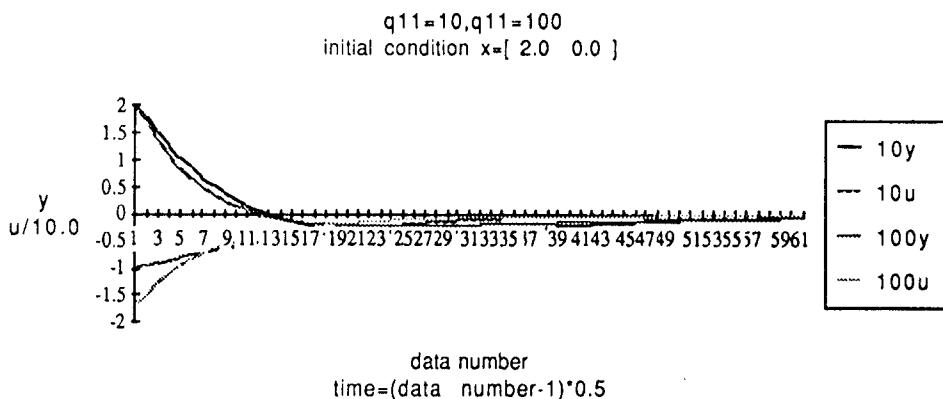


Fig 3.3 response curve of system I when initial condition of angular velocity is rad/sec and weighting factor 100,10000 each

평가함수는 하중계수의 변화에 거의 영향을 받지 않는다. 이는 부하를 정확하게 추정하고 시스템을 정확히 알고 있을 경우 부하에 의한 상태 변화는 부하를 피드포워드 하므로써 완전히 제거되기 때문으로 생각된다.

(2) 연료소비량은 정현파 부하의 주기에 따라 크게 영향을 받으며 주기 8초부근에서 연료소비량이 가장 많다.

(3) 종래 PID 제어의 경우 정현파 부하때 하중계수의 증가에 따라 연료소비량은 감소하나 파도의 주기에 따라 줄어드는 폭은 큰 차이

가 있으며 주기 8초의 경우 하중계수가 커짐에 따라 오히려 소비량도 증가하는 부분이 있다. 따라서 하중계수를 결정할 때는 파도의 주기에 대한 영향도 고려하는 것이 바람직하다.

5. 결 론

회전수의 편차만으로 PID제어하는 종래의 방법과 종래의 방법에 부하를 피드포워드하고 최적 제어를 하는 경우에 대하여 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 평가함수를 비교해 본 결과

본고에서 제안한 방법이 종래의 방법보다 제어의 질 뿐만 아니라 연료절약의 측면에서도 월등히 우수한 것을 알 수 있었다.

그러나 실제에 있어서는 시스템 퍼래미터의 정확한 추정과 부하 변동의 추정에는 어려움이 있으며 이에 관한 연구는 추후 발표할 예정이다.

참고문헌

- 1) Norcontrol Document No.0759A, 1983.
- 2) G.E.Harland & K.F.Gill, "Design of model reference adaptive control for an internal combustion engine," measurement & control vol. 6, April 1973.
- 3) Huibert Kwakernaak, Raphael Sivan, "Linear optimal control system," p270-275.
- 4) L.S.Pontryagin, V.G.Boltyanskii, R.V. Gamkrelidze, & E.F.Mishchenko, "The mathematical theory of optimal process," 1962, John Wiley & Sons.
- 5) Y.Takahashi, M.J.Rabins & D.M.Auslander, "制御と力学系" p. 267~273.
- 6) 기본조선학(Principles of Naval Architecture) 미국 조선학회편 p965.
- 7) 윤점동, "선박 운용의 이론과 실무", p185.
- 8) Juraj Medanic, Zdravko Uskokovic, "The design of optimal output regulators for linear multivariable system with constant disturbances," Int. J. Control 1983, Vol. 37, No. 4, p. 809-830.
- 9) H.Seraji, "A note on pole assignment with output feedback", Int. J. Control, 1978, Vol. 27, No. 1, P. 141-142.
- 10) 田村直樹, "電子ガバナ制御パラメータ決定システムの開発," ナブコ技報, 1988, 1, No. 65.
- 11) 北川正人, "船用主機エンジンの回転數制御システムの理解解析," ナブコ技報 1986, 1, No. 61.