유압구동식 발전장치의 정주파수 제어
— 시뮬레이션 —

정용길 · 오인호*
통영수산전문대학, *한국해양대학
(1990년 7월 1일 접수)

Constant Frequency Control of Generating System Driven by Hydraulic Power
— Simulation —

Yong Gil JUNG and In Ho OH*
Tong-Yeong Fisheries Junior College and *Korea Maritime University
(Received July 1, 1990)

This study suggests a new type shaft generator driven by hydraulic power suitable for small size vessels. Since the shaft generator system is very easy to be affected by disturbances such as speed variation of the main engine and the load variation of the generator, a robust servo control must be performed to obtain stable electric power with constant frequency. So, in this study the robust servo control method is adopted to the controller design. Dynamic characteristics on the frequency variations of the electric power output according to the disturbances are investigated by computer simulations. From the considerations of the computer simulation results, it is ascertained that the shaft generator system proposed in this study had good control performances.

기호설명

A_p : 제어용 피스톤의 유효단면적 $[cm^2]$
B_m : 주유압모터와 부하의 총 점성감쇠계수 $[N \cdot cm \cdot s/rad^2]$
C_{ip} : 제어용 실린더의 내부누설계수 $[(cm^3/s)/(N/cm^2)]$
C_m : 유압모터의 배제용적 $[cm^3/rad]$
F : 피드백 이득
J_m : 주유압모터와 부하의 총 관성모멘트 $[N \cdot cm \cdot s^2]$
K : 피드백 이득
K_a : 서보증폭기 이득 $[mA/V]$
K_c : 서보밸브 유량-압력계수 $[(cm^3/s)/(N/cm^2)]$
K_{ce} : $K_c + C_{ip}$
K_q : 서보밸브 유량이득계수 $[(cm^3/s)/cm]$
K_{sv} : 서보밸브 이득 $[cm/mA]$
K_p : 주유압펌프의 유량이득계수 $[cm^3/rad \cdot cm]$
L_{ip} : 주유압펌프의 내부누설계수 $[(cm^3/s)/(N/cm^2)]$
L_{im} : 주유압모터의 내부누설계수 $[(cm^3/s)/(N/cm^2)]$

L_t : $L_{lp}+L_{lm}$
M_c : 제어용 피스톤부의 환산질량 $[N/(cm/s^2)]$
P_{ls} : 서보밸브 부하압력 $[N/cm^2]$
P_l : 유압모터의 부하압력 $[N/cm^2]$
Q_{ls} : 서보밸브 부하유량 $[cm^3/s]$
Q_{pl} : 주유압펌프의 부하유량 $[cm^3/s]$
Q_{ml} : 유압모터의 부하유량 $[cm^3/s]$
T_v : 서보밸브의 시정수 $[s]$
v : 서보증폭기 입력전압 $[V]$
ω_m : 유압모터의 각속도 $[rad/s]$
ω_p : 유압펌프의 각속도 $[rad/s]$
x : 플랜트의 상태변수
$\hat{x}$: 관측기의 상태변수
x_p : 제어용 피스톤의 변위 $[cm]$
x_v : 서보밸브의 변위 $[cm]$
η_m : 유압모터의 기계효율

서 론

현재, 중형 혹은 대형선박에서의 전원으로서는 육상에서와 마찬가지로 교류전원이 널리 사용되고 있다. 그런데 소형선박 특히 연근해 어선에서는 발전기 기관 및 발전기를 독립적으로 설치하는데 소요되는 비용, 선박내의 설치 공간확보 등의 어려움 때문에 독립적인 교류발전기를 설치하는 대신 주기관에 직결된 직류발전기와 축전지를 쓰는 경우가 많다. 이 경우 교류발전 대신 직류발전을 하는 이유는 주기관의 회전수가 일정하지 않아서 일정한 주파수의 전력을 얻을 수가 없기 때문이다. 따라서 소형선박에서는 가격이 저렴하고 성능이 우수한 교류기기들의 사용이 불가능하며, 이것이 선박운항 및 어업의 자동화 그리고 선내 작업환경의 개선에 큰 장해요인이 되고있다.

그런데, 위에서 지적한 문제를 해결하는 방법의 하나로는 주기관으로 구동되는 발전기로부터 일정 주파수의 교류전력을 얻는 방식인 축발전(Shaft Generator)시스템[1),2)]이 있다. 이 축발전 시스템은 비교적 최근에 연구, 개발되고 있는 장비로서 현재 실용화되고 있는 대표적인 것으로는 유성치차방식과 사이리스터-인버터방식이 있다. 이들 가운데서 유성치차방식은 장치가 복잡하고, 사이리스터-인버터방식은 고주파 대책이 필요하며, 양자가 모두 고가인 장비여서 주로 대형선에서 채용되고 있으며, 현재까지 소형선박에서 사용하기에 적합한 축발전시스템은 찾아보기 어려운 실정이다. 따라서 본 연구에서는 비교적 가격이 저렴하고, 설치 공간이 적으면서도 양질의 교류전력을 얻을 수 있어 소형선박에서 사용하기에 적합한 축발전시스템으로, 유압구동식 축발전시스템을 제안하고자 한다.

본 연구에서 제안하는 축발전시스템은 주기관 구동의 가변용량형 유압펌프에서 송출하는 압력유가 고정용량형 유압모터에 작용하여 모터축에 직결된 발전기로부터 정주파수의 교류전력을 발생시키는 장치이다. 이 장치는 주기관의 회전수 변동과 급격한 발전기 부하변동등의 외란하에서도 안정되게 일정주파수의 교류전력을 발생시킬 수 있어야 한다. 또한 유압구동식 축발전시스템의 제어계 설계를 위한 모델링에서는 쿨롱마찰력항, 부하유량방정식등에서 나타나는 비선형항은 선형화 하여 기술하고 있으며, 따라서 제어계 설계시 시스템 파라미터 변동에 대한 대책이 요구된다. 이러한 시스템의 파라미터 변동과 급격한 외란에 대하여 신속히 목표치에 추종하며, 정상편차를 영으로 하는 제어 알고리즘으로서, 최적 로버스트 서보 제어이론[3)]을 채용한다. 최적 로버스트 서보계를 구성하기 위해서는 시스템의 모든 상태변수들을 피드백시켜야 하므로 실제로 측정이 곤란한 상태변수들은 관측기(Observer)[4),5)]를 이용하여 추정한다. 이러한 설계법에 의하여 구성된 제어계에 대하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하여 유압구동식 축발전시스템의 제어성능과 본 제어방식의 유용성을 검토한다.

유압구동식 발전장치의 해석

1. 유압구동식 발전장치의 개요

Fig. 1은 유압구동식 발전장치의 개략도이다. 유압동력원으로 사용한 주 유압펌프는 가변용량

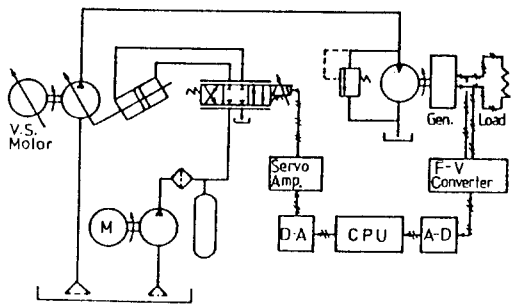

Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

형 사축식 피스톤펌프로서 용량은 $27.5cm^3/rev$ 이며, 교류발전기 구동용 유압모터는 고정용량형 사판식 피스톤모터로서 용량은 $10.5cm^3/rev$이다. 교류발전기는 $100V$, $50Hz$, 4극으로 출력은 $1kW$이며, 교류발전기 부하로서는 백열전등을 사용한다. 제어용 유압원으로는 용량이 10 l/min인 기어펌프를 사용하며, 제어용 유압원으로부터의 압력유는 전기 유압 서보밸브로 공급된다. 전기 유압 서보밸브는 서보 증폭기로부터 공급되는 전류신호에 비례한 유량을 주 유압펌프의 토출량 제어용 유압실린더로 공급하여 주 유압펌프의 토출량을 제어한다. 시스템의 출력인 교류발전기 전원주파수는 F-V 변환기를 사용하여 측정한다.

2. 유압구동식 발전장치의 모델링

이하의 유압시스템의 해석에서는, 전체 유압회로 내에서 공동현상이 일어나지 않으며, 유압실린더 각실 내에서는 압력분포가 균일하고, 작동유체는 비압축성 유체로 간주한다.

서보밸브의 입력전류 i와 스풀의 변위 x_v와의 관계식은 식(1)로 표시할 수 있다[6].

$$\frac{dx_v}{dt}+\frac{1}{T_v}x_v=\frac{K_{sv}}{T_v}i=\frac{K_{sv}K_a}{T_v}v \quad \cdots\cdots(1)$$

본 연구에서 사용한 서보밸브는 임계 중립형이므로 작동점($x_v=0$, $P_{ls}=0$)에서 선형화 하면 서보밸브의 부하유량 Q_{ls}는 다음식으로 표현된다[7].

$$Q_{ls}=K_q x_v-K_c P_{ls} \quad \cdots\cdots(2)$$

여기서 $K_q=(\frac{\partial Q_{ls}}{\partial x_v})_o$: 유량이득(flow gain)

$K_c=(\frac{\partial Q_{ls}}{\partial P_{ls}})_o$: 유량압력계수(flow pressure coefficient)

유압실린더의 각실에 연속방정식을 적용하여 부하유량 Q_{ls}에 대하여 정리하면 다음식과 같다.

$$Q_{ls}=A_p\frac{dx_p}{dt}+C_{lp}P_{ls} \quad \cdots\cdots(3)$$

또한 유압실린더에서 관성부하와 점성부하만을 고려한 시스템의 운동방정식은 다음식으로 표시된다.

$$A_pP_{ls}=M_c\frac{d^2x_p}{dt^2}+B_c\frac{dx_p}{dt} \quad \cdots\cdots(4)$$

주 유압펌프 및 유압모터에서의 부하유량은 다음식으로 표시된다.

$$Q_{pl}=\omega_pK_px_p-L_{lp}P_l \quad \cdots\cdots(5)$$
$$Q_{ml}=\omega_mC_m+L_{lm}P_l \quad \cdots\cdots(6)$$

식(5), 식(6)으로부터 다음의 관계식이 얻어진다.

$$\omega_mC_m+L_tP_l=\omega_pK_px_p \quad \cdots\cdots(7)$$

단, $L_t=L_{lp}+L_{lm}$

유압모터에서의 토크 방정식은 다음식으로 표현된다.

$$\eta_mP_lC_m=J_m\frac{d\omega_m}{dt}+B_m\omega_m+T_l \quad \cdots\cdots(8)$$

여기서 T_l은 발전기 부하토크를 나타낸다.

유압모터의 회전각속도와 발전기에서 발생된 전원 주파수와의 관계는 다음식으로 표시된다.

$$H=\frac{1}{\pi}\omega_m \quad \cdots\cdots(9)$$

F-V 변환기의 이득은 해석의 단순화를 위하여 주파수와 전압과의 관계가 다음식으로 되도록 조정하였다.

$$V=0.1H \quad \cdots\cdots(10)$$

상태변수로서 ω_m, x_p, dx_p/dt, 및 x_v를 취하고 입력 u로서 서보 증폭기의 입력전압 v를 고려하여 상태방정식과 출력방정식을 표현하면 다음과

같다.

$$\dot{x}(t)=Ax(t)+Bu(t)+Wd(t) \quad \cdots\cdots(11.a)$$

$$y(t)=Cx(t) \quad \cdots\cdots(11.b)$$

$$A=\begin{bmatrix} -\frac{\eta_m C_m^2+B_m L_t}{J_m L_t} & \frac{\eta_m C_m \omega_p K_p}{J_m L_t} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{A_p^2+K_{ce}B_c}{K_{ce}M_c} & \frac{A_p K_q}{K_{ce}M_c} \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_v} \end{bmatrix}$$

$$B=[0,0,0,\frac{K_{sv}K_a}{T_v}]^T \quad C=[\frac{0.1}{\pi},\ 0,0,0]$$

$$W=[-\frac{1}{J_m},\ 0,0,0]^T$$

제어기의 설계

본 논문에서 대상으로 하는 유압구동식 발전장치의 제어기는, 목표입력 및 외란이 계단상의 입력일 경우에 대한 Davison에 의한 로버스트 서보계 설계법[3]을 이용하여 구성한다. 1. 절에서는 Davison의 설계 알고리즘을 나타내며, 2. 절에서는 관측기의 구성에 대해 설명한다.

유압구동식 발전장치의 각부의 파라미터는 Table 1에 나타내었으며, 유압구동식 발전장치의 상태방정식과 출력방정식의 시스템 행렬 A, B, C및 W는 다음과 같이 표시된다.

$$\dot{x}(t)=Ax(t)+Bu(t)+Wd(t) \quad \cdots\cdots(11.a)$$

$$y(t)=Cx(t) \quad \cdots\cdots(11.b)$$

단,

$$A=\begin{bmatrix} -2.134 & 301.2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1608.56 & 520442.4 \\ 0 & 0 & 0 & -28.01 \end{bmatrix}$$

$$B=[0\ 0\ 0\ 0.2333]^T$$

$$C=[0.03183\ 0\ 0\ 0]$$

$$W=[-0.156\ 0\ 0\ 0]^T$$

Table 1. Specification of the generating system driven by hydraulic power

Symbol	Parameter	Parameter value
A_p	Piston area	11.68 cm^2
B_m	Viscous damping coeff. of hydraulic motor and generator	$3.2N\cdot cm\cdot s/rad^2$
B_p	Viscous damping coeff. of control cylinder	0 $N/(cm/s)$
C_{ip}	Internal leakage coeff. of control cylinder	0.02 $(cm^3/s)/(N/cm^2)$
C_m	Hydraulic motor capacity	1.67 cm^3/rad
J_m	Inertia moment for hydraulic motor and generator	6.4 $N\cdot cm\cdot s^2$
K_a	Servo amp. gain	10 mA/V
K_c	Flow-pressure coeff. of servo valve	0.2627 $(cm^3/s)/(N/cm^2)$
K_p	Gain of hydraulic pump	2.94 $cm^3/rad\cdot cm$
K_q	Flow gain of servo valve	3779$(cm^3/s)/cm$
K_{sv}	Gain of servo valve	8.33×10^{-4} cm/mA
L_t	Internal leakage coeff. of hydraulic pump and motor	0.24$(cm^3/s)/(N/cm^2)$
M_c	Mass of control cylinder	0.3$N/(cm/s^2)$
T_v	Time constant of servo valve	0.0357s
w_p	Speed of hydraulic pump	104.7rad/s
η_m	Mechanical efficiency of hydraulic motor and generator	0.9

여기서 시스템 행렬의 쌍 (A,B)는 가제어(可制御)이고, (C,A)는 가관측(可觀測)임을 알 수 있다.

1. Davison의 설계 알고리즘[3]

외란 및 목표치가 계단상의 입력일 경우, 그 미분방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$\dot{d}(t)=\dot{r}(t)=0 \quad \cdots\cdots(12)$$

이때 서보 보상기는 다음과 같이 표시된다.

$$\dot{n}(t)=y(t)-r \quad \cdots\cdots(13)$$

식(11)과 식(13)로부터 확장계를 만들면 다음 식으로 표현된다.

$$\dot{x}_e(t)=A_e x_e(t)+B_{ev}(t) \quad \cdots\cdots(14.a)$$

$$e(t)=C_e x_e(t) \quad \cdots\cdots(14.b)$$

단, $x_e(t)=[\dot{x}^T\ e^T]^T$, $v(t)=\dot{u}(t)$

$$A_e=\begin{bmatrix} A & 0 \\ C & 0 \end{bmatrix}\quad B_e=\begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix}\quad C_e=[0\ 1]$$

확장계의 제어칙은 다음과 같은 최적제어 입력으로 주어진다고 한다.

즉, 평가함수

$$J_e=\int_0^\infty [x_e^T Q_1 x_e+v^T R_1 v]dt,\quad Q_1>0,\quad R_1>0$$

$$\cdots\cdots(15)$$

를 최소로 하는 최적제어입력 $v(t)$는 다음과 같이 주어진다.

$$v(t)=-Fx_e(t)=-[F_o\ F_1]x_e(t) \quad \cdots\cdots(16)$$

단, $F=R_1^{-1}B_e^T P_e$이며, 여기서 행렬 P_e는 리카티 방정식

$$A_e^T P_e+P_e A_e+Q_1-P_e B_e R_1^{-1} B_e^T P_e=0 \cdots\cdots(17)$$

을 만족하는 정정(대칭)해이다. 식(16)으로부터 $u(t)$는 다음과 같이 구해진다.

$$u(t)=-F_o x(t)-F_1 n(t) \quad \cdots\cdots(18)$$

단, $e(t)=\dot{n}(t)$이다.

2. 관측기의 설계

1. 절의 설계법은 시스템의 상태변수가 모두 측정 가능할 경우에 대하여 적용 가능하다. 그러나 시스템방정식에서 알 수 있듯이 본 제어대상에서 측정가능한 상태변수는 유압모터의 각속도 ω_m뿐이므로, 나머지 상태변수 x_p, dx_p/dt, x_v를 추정하기 위한 관측기의 설계가 필요하다. 본 논문에서는 상태변수를 관측하는 관측기로서 최소차원 관측기를 사용한다. 식(11)로 표시되는 시스템에 대하여 최소차원 관측기를 구성하면 다음식으로 표시된다[4),5)].

$$\dot{z}(t)=\hat{A}z(t)+\hat{B}y(t)+\hat{f}u(t) \quad \cdots\cdots(19.a)$$

$$\hat{x}(t)=\hat{C}z(t)+\hat{D}y(t) \quad \cdots\cdots(19.b)$$

단, $\hat{A}$는 안정행렬로 주어지고, 다음과 같은 관계를 만족하는 행렬 U가 존재한다.

$$\hat{A}U+\hat{B}C=UA \quad \cdots\cdots(20.a)$$

$$\hat{f}=UB \quad \cdots\cdots(20.b)$$

$$\hat{C}U+\hat{D}C=I \quad \cdots\cdots(20.C)$$

제어칙의 구성 및 시뮬레이션

식(11), 식(18) 및 식(19)을 사용하여 유압구동식 발전장치를 피드백 제어하는 과정이 Fig. 2에 도시되어 있다. 식(16)에서 최적피드백이득은 식(15)의 평가함수를 최소로하는 가중행렬을 적당히 선정하므로써 구해질 수 있으며, 리카티방정식 (17)의 해를 얻기위해 사용한 가중행렬과 그 결과 얻어진 최적피드백이득은 다음과 같다.

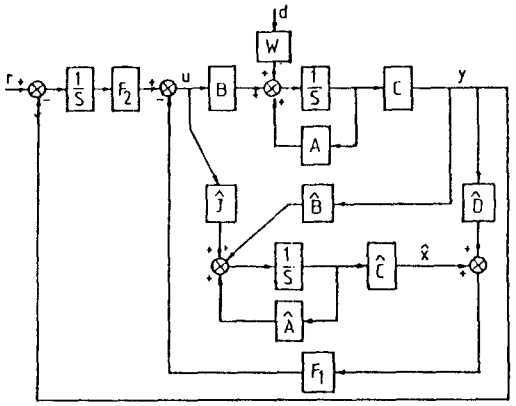

Fig. 2. Block diagram of optimal robust servo control system.

$$Q_1=dia[0.02,\ 0.001,\ 0.001,\ 0.001,\ 180]$$

$$\cdots\cdots(21.a)$$

$$R_1=[1] \quad \cdots\cdots(21.b)$$

$$F_o=[0.1585,\ 7.4115,\ 0.00461,\ 66.998]$$

$$\cdots\cdots(22.a)$$

$$F_1=[13.416] \quad \cdots\cdots(22.b)$$

관측기의 파라미터는 극배치법으로 구하였으며, 본 논문에서 사용한 관측기의 극은 다음과 같다.

$$\lambda=[-5,\ -30,\ -1610] \quad \cdots\cdots(23)$$

유압구동식 발전장치에 대한 컴퓨터 시뮬레이션에는 제어대상의 상태방정식과 출력방정식으로

식(11), 제어칙은 식(18)을, 피드백이득은 식(22)을 사용하였으며, 관측기로는 식(19)를 사용하였다. 유압구동식 발전장치는 정주파수제어의 특성상, 목표입력을 항상 일정하게 유지하여야 하며, 외부로부터 제어대상에 가해지는 외란에 강한 특성이 요구된다. 따라서 컴퓨터 시뮬레이션에서도 제어대상에 외란이 인가되었을 때의 과도현상을 주로 검토할 필요가 있다. 외부로 부터 발전장치에 영향을 미치는 외란은 주 유압펌프 구동용 전동기의 회전수변동과 발전기 부하변동이다. 발전기 부하변동에 따른 시스템의 응답은 식(11)을 사용하여 시뮬레이션을 할 수 있다. 그러나 구동용 전동기의 회전수 변동에 따른 시스템의 응답은 장치의 모델링 과정에서 구동용 전동기의 각속도 ω_p를 일정한 상수로 가정하였으므로, 정확하게 시뮬레이션 할 수 없다. 단지 구동용 전동기의 회전수가 변동하면 동시에 교류발전기 구동용 유압모터의 각속도 ω_m이 변동하기 때문에 구동용 전동기의 회전수 변동에 따른 시스템의 응답은 발전기 구동용 유압모터의 각속도 ω_m에 펄스상의 외란을 인가하여 간접적으로 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 컴퓨터 시뮬레이션에는 뉴턴법을 사용하였으며 샘플링 시간은 10 ms로 하였다.

시뮬레이션 결과 및 고찰

본 논문에서 대상으로 하는 유압구동식 발전장치의 목표입력은 교류발전기의 발생전원 주파수가 50Hz로 되도록 설정하였으며, 외란은 교류발전기의 회전수변동과 교류발전기의 부하변동으로 한다.

Fig. 3에는 유압구동식 발전장치의 목표입력을 50Hz로 계단상으로 인가했을 경우의 교류발전기 전원주파수의 과도응답을 나타내었다. Fig. 3은 앞 절의 제어 알고리즘에 기초하여 구한 피드백 이득을 사용한 경우로서, 오버슈트는 없으며, 정정시간은 1.6초이다. 그림에서 시스템의 출력은 주어진 목표입력에 정상편차 없이 추종함을 알 수 있다.

Fig. 4는 시스템에 가해지는 외란으로서, 교류

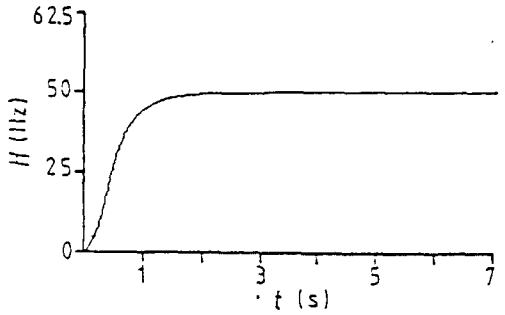

Fig. 3. Step response of the system with the controller based on the robust servo system design method.

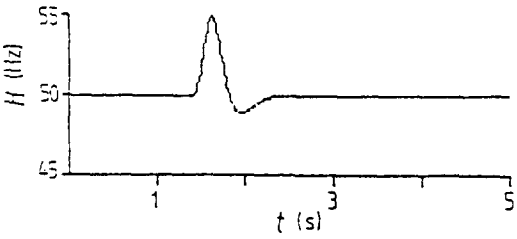

Fig. 4. Response of the system by pulse type variation of the generator speed(In the case of the robust servo system design method).

발전기 구동용 유압모터의 각속도 ω_m에 변동폭 5Hz의 펄스상 외란을 인가했을 경우의 교류발전기 전원주파수의 과도응답을 나타내었다. Fig. 4는 앞절의 제어 알고리즘에 기초하여 구한 피드백 이득을 사용한 경우로서, 오버슈트는 5Hz이며, 언더슈트는 1.3Hz이고, 정정시간은 0.9초이다. 그림에서 시스템에 영향을 미치는 외란이 인가되어도 시스템의 출력은 안정하게 목표입력에 추종함을 확인할 수 있다.

Fig. 5는 교류발전기의 부하변동에 따른 발전기 전원주파수의 과도응답을 나타내었다. 발전기의 부하변동은 무부하상태로부터 교류발전기에 0.8 kW의 부하를 인가한 것으로 하였다. Fig. 5는 앞 절의 제어 알고리즘에 기초하여 구한 피드백 이득을 사용한 경우로서, 언더슈트는 2.2Hz, 오버슈트는 0.9Hz이고, 정정시간은 1.3초이다. 그림에서 교류발전기에 0.8kW의 부하를 인가하여도 발전기 전원주파수는 4.4%이내의 언더슈트와

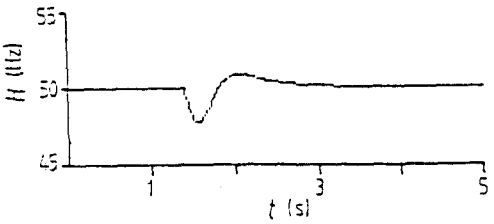

Fig. 5. Response of the system by step-wise variation of the generator load(0→0.8kW) (In the case of the robust servo system design method).

1.8%이내의 오버슈트로서 1.3초이내에 주어진 목표입력에 정상편차 없이 추종함을 확인할 수 있다.

선박용 발전장치의 성능기준[8]에는 「교류발전기 부하변동에 따른 전원주파수의 순간변화가 정격주파수의 10%이내이고, 5초이내에 정격주파수의 1%이내로 유지되어야 한다」라고 규정되어 있다. 이상의 Fig. 4, Fig. 5의 결과로 부터 발전장치에 인가되는 여러가지 외란하에서도 유압구동식 발전장치의 전원주파수 순간변화 및 정정시간이 위의 선박용 발전장치의 성능기준을 충분히 만족시킴을 확인할 수 있다.

결 론

본 논문에서는 소형선박에서 사용하기에 적합한 축 발전장치로서 유압구동식 발전장치를 제안하고, 이 장치의 주파수 제어에 로버스트 서보계 설계법을 도입하여 제어계를 구성한 후, 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 본 연구의 시뮬레이션에서 얻어진 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 본 연구에서 제안하는 유압구동식 축 발전장치는 교류발전기의 급격한 회전수변동, 발전기 부하변동과 같은 외란 하에서도 선박용 발전장치의 성능기준을 충분히 만족시키는 제어성능을 발휘함을 확인하였다.
2) 제어계의 설계에는 로버스트 서보계 설계법을 사용하였으며, 시뮬레이션의 결과로부터 본 연구에서와 같이 제어계에 급격한 외란이 가해지는 경우에도 이 제어 알고리즘이 매우 유용함을 알았다.

참고문헌

1) 朴進吉·河注植(1986) : 에너지절약 선박의 발전시스템. 한국박용기관학회지 10(2), 110-119.
2) 小田建一(1985) : 中形漁船に おける 主機驅動 發電の 經濟性. 日本舶用機關學會誌 20(10), 734-739.
3) Davison, E.J.(1972) : The Output Control of Linear Time - Invariant Multivariable Systems with Unmeasurable Arbitrary Disturbances. IEEE Trans. on Automatic Control AC-17, No.5.
4) Luenberger, D.G.(1971) : An Introduction to Observer. IEEE Trans. on Automatic control Ac-16, 596-602.
5) Gopinath, B.(1971) : On The Control of Liner Multiple Input-Output Systems. Bell Syst. Tech. J. 50, 1063-1081.
6) Thayer, W.J.(1965) : Transfer Function for Moog Servovalves. Moog Technical Bulletin 103, Servocontrols, Inc.
7) Merritt, H.E.(1967) : Hydraulic Control System. John Wiley and Sons, New York.
8) 한국선급(1985) : 선급 및 강선규칙. 5편, 6장, 202조, 599.