

전력설비 대용량 보일러 통풍기 날개각 제어 작동기 모델링 Modelling of Power Plant Fan Pitch Blade Control Actuator

허준영 · 손태하

J. Y. Huh and T. H. Son

Key Words : Mechanical servo valve(기계식 서보밸브), Fan pitch blade control hydraulic actuator(날개각 제어작동기), Modelling(모델링), Response characteristic analysis(응답특성분석)

Abstract: In the power plant facility which use soft coal as a power source the fan pitch blade control hydraulic actuator is used to control the inlet and outlet gas to regulate the internal pressure of the furnace and control the frequency. Sometimes malfunctions of this equipment lead to the decline of boiler thermal efficiency and unexpected power plant trip. In order to localize the fan pitch blade control hydraulic actuator specially for the 500MW large scale boiler, Analysis and modelling of the system is carried out mathematically. The responses of the system are examined by using matlab simulation for the variation of the major parameters in view of reverse engineering. Consequently the validity of the established parameters are examined.

기호 설명

a : 밸브와 입력부사이의 거리, m
 b : 밸브와 실린더사이의 거리, m
 A_p : 피스톤 수압면적, m^2
 B_p : 점성 마찰 계수, $N/(m/s)$
 C_{ψ} : 피스톤의 내부 누유율, $m^3/s/bar$
 C_{ϕ} : 피스톤의 외부 누유율, $m^3/s/bar$
 F_g : 피스톤에 발생하는 힘, N
 F_L : 피스톤에 작용하는 외력, N
 K : 부하 스프링 상수, N/m
 K_{α} : 밸브 유량 압력 계수, $m^5/(N \cdot s)$
 K_i : 입력 게인
 K_f : 피드백 게인
 K_q : 유량게인, $m^3/s/m$
 M_t : 가동부 질량, kg
 P_1 : 상방 압력, bar
 P_2 : 하방 압력, bar
 P_L : 부하압력의 차, bar
 Q_1 : 상방 유량, m^3/s

Q_2 : 하방 유량, m^3/s
 Q_L : 평균 유량, m^3/s
 V_{01} : 상방 실린더 초기 체적, m^3
 V_i : 정체체적, m^3
 V_{02} : 하방 실린더 초기 체적, m^3
 x_i : 입력 변위, m
 x_p : 실린더 변위, m
 x_v : 밸브 변위, m
 β_e : 체적 탄성 계수, N/m^2
 w_n : 고유 진동수, rad/s
 δ_h : 댐핑 계수

1. 서 론

유연탄 연소를 통해 전력을 생산하는 형태의 전력 설비에서는 보일러의 노내압 조절과 주파수제어를 위하여 통풍기 내부에 날개각 각도를 조절할 수 있는 제어작동기의 제어를 통해 입출력 가스를 제어하고 있다. 이러한 날개각의 제어를 위해 유압기기가 사용되고 있는데 그 중에서도 기계식 서보 밸브가 주로 사용되고 있다. 이 서보밸브는 특성상 사용자가 작은 힘을 주어 입력위치를 변화시켰을 때 큰 힘으로 출력변위를 원하는 위치까지 변화시켜 줄 수 있다. 국내 대용량 화력발전소에는 해외 제작사에서 제작한 180여대의 제어작동기를 전량 수입하여 사용하

접수일 : 2007년 4월 15일

허준영(책임저자) : 한국기술교육대학교 메카공학부

E-mail : huh@kut.ac.kr, Tel : 041-560-1142

손태하 : 한국전력연구원 수화력발전연구소

여 왔으나 예비품의 적기 확보곤란으로 이상사고 발생시 신속대처가 불가한 형편이다^{1,2)}. 이에 해당부품 국산화를 위한 기초연구로서 본 시스템을 수학적 방법으로 해석 및 모델링하여 제어 응답특성을 분석하였다. 기존 시스템에 대한 역설계(Reverse engineering)의 관점에서 시스템 응답에 크게 영향을 주는 기존 파라미터 값들의 타당성을 Matlab 시뮬레이션을 통하여 조사하였다.

2. 모델링

2.1 날개각 제어작동기의 작동원리

대용량 보일러 통풍기의 날개각 제어작동기의 구성은 Fig. 1과 같이 2단기어와 기계식 서보밸브, 액추에이터로 구성되어 있다. 여기서 2단기어는 큰 직경의 기어와 작은 직경의 기어가 하나의 몸체로 되어있는 것을 말한다. 목표값 설정용 디스크의 각도를 시계방향(통풍기 날개 열림)으로 미소 변위시켰을 경우 슬라이딩 운반자에 의해 Fig. 1의 2단기어는 왼쪽으로 수평으로 당겨진다. 이때 액추에이터에 연결

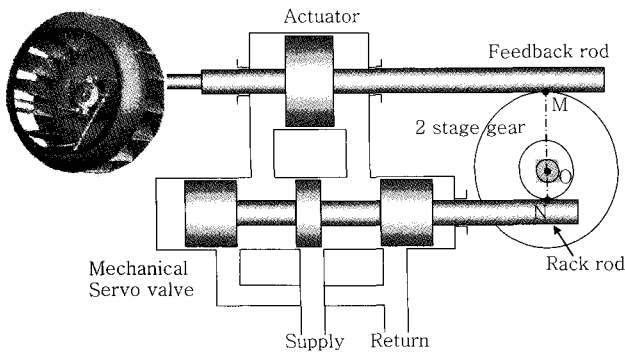


Fig. 1 Schematic of simple hydromechanical position control

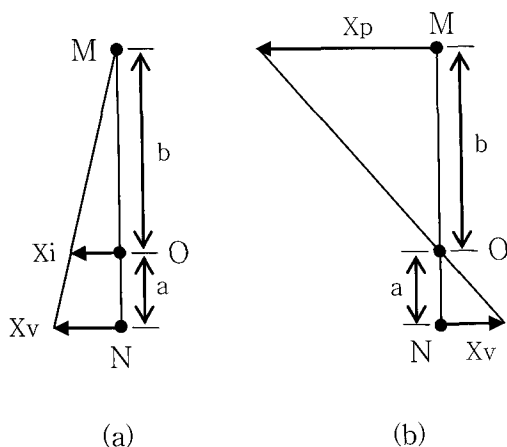


Fig. 2 Schematic diagram of x_i , x_v and x_p

되어 있는 피드백로드는 정지되어 있으므로 2단기어와 피드백로드의 접촉점 M은 정지되어 있다. 그러면 Fig. 2 (a)와 같이 고정된 M점에 대하여 2단기어의 기어 중심 O가 x_i 만큼 변위될 때 작은 직경의 기어와 점 N에서 접촉하고 있는 기계식 서보밸브의 스톱에 직결되어 있는 랙로드가 x_v 만큼 변위된다. Fig. 2에서 a는 2단기어의 작은 직경으로 선분 \overline{ON} 이고, b는 2단기어의 큰 직경으로 선분 \overline{OM} 이다.

$$\frac{x_v}{x_i} = \frac{a+b}{b} \quad (1)$$

x_v 만큼 변위된 스톱에 의해 공급포트로부터 고압의 오일이 액추에이터의 오른쪽 수압면적에 작용하여 액추에이터 피스톤을 왼쪽으로 x_p 만큼 밀면서(최대 변위 50mm) 통풍기 날개를 열리게 한다.

이때 액추에이터 피스톤에 직결되어 있는 피드백로드도 왼쪽으로 변위하게 되는데 맞물려 있는 2단기어의 큰 직경 기어는 반시계방향으로 회전하게 된다. 목표값 설정용 디스크는 처음에 목표변위를 설정해 준 위치에 정지해 있기 때문에 큰 직경 기어가 반시계방향으로 회전할 때 직경이 큰 기어와 하나의 몸체로 되어 있는 작은 직경의 기어도 반시계방향으로 회전하여 Fig. 2 (b)와 같이 점 N에서 접촉하고 있는 랙로드가 x_v 만큼 오른쪽 방향으로 이동하게 된다.

$$\frac{x_v}{x_p} = \frac{a}{b} \quad (2)$$

이는 기계식 서보밸브 스톱의 위치를 원래의 중립 위치로 되돌리게 된다. 따라서 식 (1)과 (2)를 더하여 밸브스톱의 움직임의 합으로 나타내면

$$x_v = \frac{a+b}{b} x_i - \frac{a}{b} x_p \quad (3)$$

여기서 $\frac{a+b}{b}$ 를 입력게인 K_i 로 두고, $\frac{a}{b}$ 를 피드백게인 K_f 로 둔다.

설정값 입력변위(x_i)에 대하여 통풍기 날개각 제어를 위한 출력변위(x_p)는 항상 $(a+b)/a$ 로 증폭되어 서보 제어된다.

2.2 밸브와 피스톤

서보밸브와 액추에이터의 모델링을 위해 개략도를 Fig.3에 나타낸다. 피스톤 챔버의 각각에 연속 방정

식을 적용하면³⁾

$$Q_1 - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (4)$$

$$C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (5)$$

피스톤 챔버의 체적은 다음과 같다.

$$V_1 = V_{01} + A_p x_p \quad (6)$$

$$V_2 = V_{02} - A_p x_p \quad (7)$$

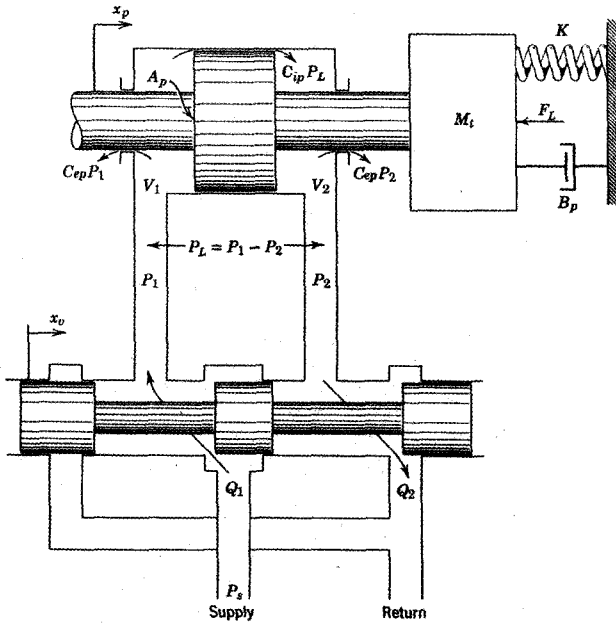


Fig. 3 Valve-piston combination.

해석을 간단하게 하기 위해 초기에 피스톤은 중앙에 위치해 있다고 가정한다. 즉,

$$V_{01} = V_{02} = V_0 \quad (8)$$

피스톤이 중앙에 놓여 양쪽 챔버의 체적이 같다고 전제 할 때 안정성 문제가 더욱 심각하므로 이 가정은 유용하다. Fig. 3에서 보이듯이 두 개의 체적의 합은 일정하고 피스톤 위치에 무관하다. 그러므로

$$V_t = V_1 + V_2 = V_{01} + V_{02} = 2V_0 \quad (9)$$

이 때, V_t = 양쪽 챔버의 안에 압축된 유체의 모든 체적, m^3

평균 유량은 식 (4)~(9)에서,

$$Q_L = A_p s x_p + C_{ip} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} s P_L \quad (10)$$

여기서 $C_{ip} = C_{ip} + (\frac{C_{ep}}{2}) =$ 피스톤의 모든 누유 계수, $m^3/s/bar$ 그리고 피스톤에 작용하는 힘들에 대한 운동방정식을 라플라스 변환하면,

$$F_g = A_p P_L = M_t s^2 x_p + B_p s x_p + K x_p + F_L \quad (11)$$

오리피스 유량식과 식 (7), (8)을 사용하여,

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} (1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s) F_L}{\frac{V_t M_t}{4\beta_e A_p^2} s^3 + (\frac{K_{ce} M_t}{A_p^2} + \frac{B_p V_t}{4\beta_e A_p^2}) s^2 + (1 + \frac{B_p K_{ce}}{A_p^2} + \frac{K V_t}{4\beta_e A_p^2}) s + \frac{K_{ce} K}{A_p^2}} \quad (12)$$

식 (12)는 밸브 위치와 부하력 입력에 대한 피스톤 응답을 나타낸다. 이 방정식은 꽤 일반적이며 어떤 4 포트 밸브나 피스톤 결합에도 적용 가능하며 이는 파워 출력 장치이든 2단계 서보 밸브이든 상관없이 적용 가능하다. 만약 밸브-피스톤 조합이 파워 출력 장치이면, 대부분의 경우에 스프링 부하는 없을 것이다. 또한, $B_p K_{ce} / A_p^2$ 은 보통 1보다도 매우 작을 것이다. 이 경우에 식 (12)는

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v - \frac{K_{ce}}{A_p^2} (1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s) F_L}{s(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} s + 1)} \quad (13)$$

$$\text{여기서, } \omega_h = \sqrt{\frac{4 \cdot \beta_e \cdot A_p^2}{V_t \cdot M_t}}$$

$$\delta_h = \frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e \cdot M_t}{V_t}} + \frac{B_p}{4A_p} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e \cdot M_t}}$$

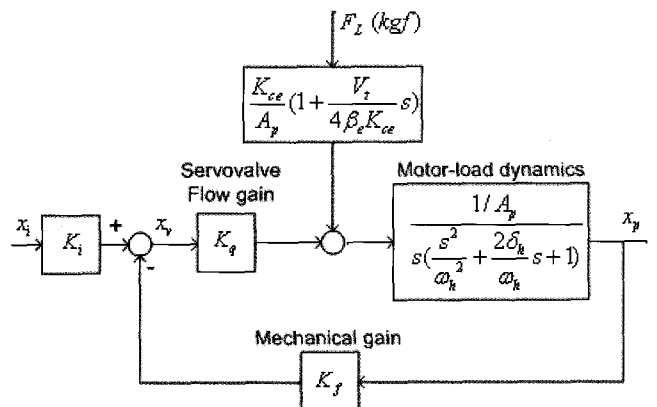


Fig. 4 Block diagram of hydromechanical position control servo.

서보밸브와 단순 관성부하를 갖는 피스톤 조립이 라면 식(13)은 적용된다. 이 표현은 (3)식과 함께 Fig. 3의 블록 다이어그램으로부터 결합할 수 있다. 루프의 이득함수는

$$A_u(s) = \frac{K_v}{s\left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h}s + 1\right)} \quad (14)$$

여기서 $K_v = K_f K_q / A_p \text{ s}^{-1}$

3. 시뮬레이션

앞 절의 모델링을 이용하여 선형해석의 결과를 보기 위하여 Matlab으로 시뮬레이션 하여 보드선도와 스텝응답, 니콜스선도를 얻었다. 시뮬레이션에 사용된 매개변수 값들을 Table 1에 나타낸다. 대부분의 값들을 대용량 보일러 통풍기의 날개각 제어작동기의 도면을 참조하여 구하였고, 도면에서 바로 구할 수 없는 K_q , K_{ce} 값들은 아래와 같이 계산에 의해 추정하였다.

유량계인 K_q 의 정의는

$$K_q \equiv \frac{\partial Q}{\partial x_v} \quad (15)$$

밸브 오리피스를 통과하는 유량 Q 은

Parameter	Value
K_i	1.333
K_f	0.333
K_q	1.642 m ³ /s/m
K_{ce}	2.27×10 ⁻¹⁰ m ⁵ /(N·s)
A_p	0.0858 m ²
β_e	9.8×10 ⁸ N/m ²
V_t	0.017 m ³
M_t	100 kg
B_p	24500 N/(m/s)

$$Q = c \cdot \pi d \cdot x_v \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_1 - P_2)} \quad (16)$$

여기서 c 는 유량계수로 0.7이고, πd 는 스프링의 둘레인데 스프링이 들어 있는 슬리브에 Fig. 5와 같이 $\phi 5$

의 구멍이 8개 있기 때문에 실제 오일이 통과하는 둘레는 0.717의 보정값이 필요하다. 오리피스 전후의 압력차는 공급압력이 30bar이기 때문에 상방흐름과 하방흐름의 2개의 오리피스에서 각각 15bar의 압력강하가 발생한다. 따라서 유량계인 K_q 는

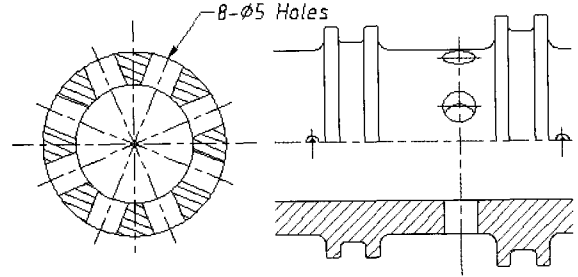


Fig. 5 Drawing of valve sleeve

$$K_q = 0.7 \times 1.8\pi \times 0.717 \sqrt{\frac{2 \times 980 \times 15}{880 \times 10^{-6}}} \quad (17)$$

그리고 밸브유량압력계수 K_{ce} 의 정의는

$$K_{ce} = -\frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \quad (18)$$

이나 아래와 같이 근사하였다⁴⁾.

$$K_{ce} \approx \frac{Q_{max}}{P_s} \quad (19)$$

Table 1의 매개변수 값을 사용하여 구한 시스템의 고유 진동수와 댐핑계수는 $\omega_n = 4164 \text{ rad/s}$, $\delta_h = 0.033$ 이다. Fig. 6에 오픈루프전달함수의 보드선도를 나타낸다. 위상지연 -180° 의 위치에서 이득여유는 32.7dB로 상당히 큰 이득여유를 확보하고 있는 것을 볼 수 있다.

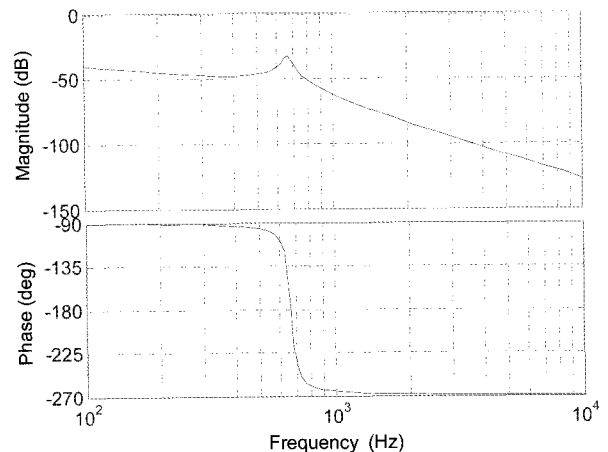


Fig. 6 Bode diagram of open loop

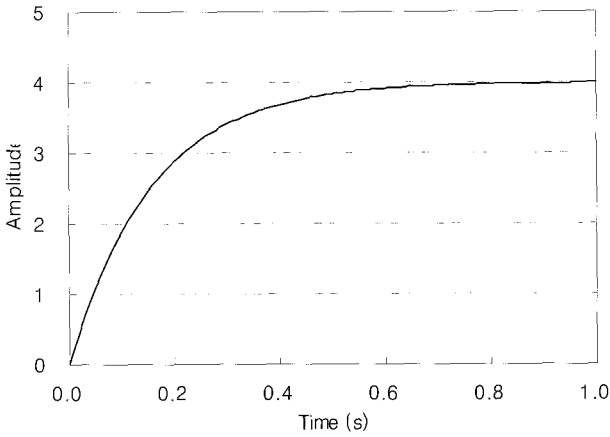


Fig. 7 Step response of close loop

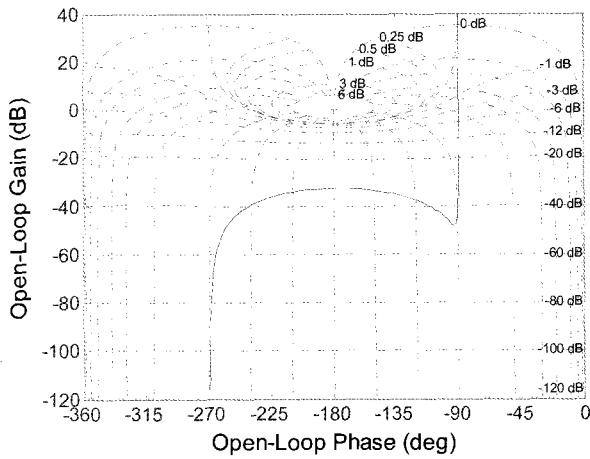


Fig. 8 Nichols chart

Fig. 7에 클로즈드루프 전달함수의 스텝응답을 나타낸다. 단위입력변위(x_i)에 대하여 통풍기 날개각 제어를 위한 출력변위(x_b)는 최종적으로 4에 도달하므로써 2단기어의 직경비 $(a+b)/a$ 로 증폭됨을 알 수 있다. 그리고 목표변위에 도달하는데 걸리는 시간은 1초로 적당한 응답속도임을 확인할 수 있다.

Fig. 8에 오픈루프응답과 함께 클로즈드응답을 보고 또 이득여유(32.7dB)와 함께 위상여유(90°)를 보기 위해 니콜스 선도를 나타내었다.

사용한 밸브의 오리피스 면적은 슬리브의 8개의 $\varnothing 5$ 구멍이기 때문에 유량계인 K_q 는 실제로는 스펴의 변위에 따라 변한다. 그래서 스펴의 변위에 따른 유량계인의 영향을 Table 2와 같이 조사하였다. 여기서 정정시간(Settling time)은 목표값의 98%에 도달하는 시간을 나타낸다. 그리고 유량계인 K_q 는 밸브 오리피스 면적이 최대로 열렸을 때를 100%로 하였다.

Table 2 Variation of K_q

K_q	Settling Time	Gain Margin
100 %	0.614 s	32.7 dB
70 %	0.876 s	35.8 dB
40 %	1.53 s	40.1 dB

밸브유량압력계수 K_{ce} 도 실제로는 부하압력에 따라 변하는 값이므로 밸브유량압력계수의 영향을 Table 3과 같이 조사하였다. 여기서 밸브유량압력계수 K_{ce} 는 Table 1에서 사용한 값을 100%로 하여 최대부하압력 근방에서 값이 증가할 때(200%)와 최소부하압력 근방에서 값이 작을 경우(50%)를 조사하였다. 이득여유에서 미미한 변화 외에는 크게 영향을 미치지 않는 것을 볼 수 있다.

Table 3 Variation of K_{ce}

K_{ce}	Settling Time	Gain Margin
200 %	0.614 s	33.5 dB
100 %	0.614 s	32.7 dB
50 %	0.614 s	32.3 dB

공급압력 P_s 가 현재는 30bar인데 70bar로 변경하였을 때의 영향을 Table 4에 살펴보았다. 공급압력 P_s 의 변화는 유량계인과 유량압력계수에 동시에 영향을 준다. 공급압력 P_s 를 30 bar에서 70 bar로 변경하였을 때 유량계인 K_q 는 2.5으로 증가하였으나 밸브유량압력계수 K_{ce} 는 1.46으로 감소하였다. 정정시간은 단축되었으나 이득여유도 감소하였다. 정정시간 단축이 크게 요구되지 않는 본 시스템에 대해서는 공급압력을 30bar로 설정하는 것이 더 타당한 것으로 사료된다.

Table 4 Variation of P_s

P_s	K_q	K_{ce} ($\times 10^{q_{10}}$)	Settling Time	Gain Margin
20 bar	1.336	2.74	0.754 s	34.7 dB
30 bar	1.642	2.27	0.614 s	32.7 dB
70 bar	2.5	1.46	0.403 s	28.8 dB

정체체적 V_t 의 영향을 Table 5와 같이 조사하였다. 여기서 정체체적 V_t 는 Table 1에서 사용한 값을 100%로 하여 0.5배와 2배로 증가시켰을 때 본 시

시스템에서는 정정시간에는 변화가 없었고, 이득여유는 약간 감소하였으나 고유주파수는 크게 감소하므로써 외부부하에 따라 불안정해질 수 있는 소지를 남겼다.

Table 5 Variation of V_t

V_t	w_n	δ_h	Settling Time	Gain Margin
50 %	5888	0.026	0.614 s	33.5 dB
100 %	4164	0.033	0.614 s	32.7 dB
200 %	2922	0.045	0.614 s	32.3 dB

2단기어 직경비의 영향을 Table 6과 같이 조사하였다. Table 1에서는 2단기어의 직경비(b/a) 3을 사용하였으나 2와 5로 변화시켰다. 직경비를 증가시킬 때 응답시간이 1.02 s로 늦어졌으나 이득여유는 37.2로 증가하였다. 직경비를 2로 감소시켰을 때는 그 반대의 상황이 되었다. 어느 경우에도 시스템의 응답은 양호하다고 할 수 있으나 직경비에 따라 2단기어의 크기가 달라져야 하므로 가공비와 함께 조작자의 조작느낌이 문제될 수 있다. 직경비 3은 적당하게 잘 선정된 값이라고 사료된다.

Table 6 Variation of diameter ratio

b/a	Settling Time	Gain Margin
2	0.409 s	29.2 dB
3	0.614 s	32.7 dB
5	1.02 s	37.2 dB

4. 결 론

전력설비 통풍기 날개각 제어작동기 국산화를 위한 기초연구로서 본 시스템을 수학적 방법으로 해석 및 모델링하여 제어 응답특성을 분석하였다. 기존 시스템에 대한 역설계(Reverse engineering)의 관점에서 시스템 응답에 크게 영향을 주는 기존 파라미터 값들의 타당성을 조사하였다.

본 시스템은 유량계인이 최대일 때 이득여유가 32.7dB로 매우 안정한 시스템이며 기존의 파라미터들이 최적으로 선정되었음을 확인하였다. 유량계인이 작아질 때 정정시간이 길어지고 이득여유는 증가하였다. 작동점의 변동에 따른 밸브유량압력계수의 변화(50~200%)에 대하여 정정시간은 동일하고 이득여유의 미미한 변화만 있어서 그 영향이 무시할 만 하였다. 공급압력을 현재의 30bar에서 70bar로 변경하였을 때 정정시간은 단축되었으나 이득여유도 감소하였다. 정정시간 단축이 크게 요구되지 않는 본 시스템에 대해서는 공급압력을 30bar로 설정하는 것이 더 타당한 것으로 사료된다.

후 기

이 연구는 2006년도 산업자원부 전력기반조성 사업센터의 전력산업연구개발사업 지원에 의하여 수행되었음을 밝힙니다(과제번호 : R-2005-7-158).

참고문헌

- 1) D. K. Ha, C. J. Rho, and H. W. Ryu, "Development of a 10MW Intelligent Digital Governor", Report of Korea Electric Power Research Institute, pp. 92~96, 1997.
- 2) K. S. Shin, "A Study on the Reliability Improvement of Digital Governor System", Report of Korea Electric Power Research Institute, pp. 48~51, 1999.
- 3) H. E. Merrit, "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, New York, 1967.
- 4) J. K. Lee, "Design of Hydraulic Servo Control", DaeHa Publishing Company, 1989.

■ 유공압시스템학회논문집 편집위원회(2007년도) ■

위원장 정현술(군산대)

위원 황성호(성균관대) 허준영(한국기술교육대) 강철구(건국대)

정규홍(대진대) 이재천(계명대) 안경관(울산대)

유공압시스템학회논문집

Transactions of the
Korea Fluid Power Systems Society

제4권 제2호

2007년 6월

Vol.4 No.2

June 2007

인쇄 · 발행 2007년 6월 1일

Printed &
Published

June 1, 2007

발행인 이 교 일

Publisher

Kyo-Il Lee

편집인 정 현 술

Editor

Heon-Sul Jeong

발행소

유공압시스템학회
서울특별시 관악구
신림 9동 산 56-1번지
서울대학교
자동화시스템공동연구소 133동
216호
Tel. 02-880-7143
Fax. 02-883-1513
Home page : www.kfps.or.kr

Publication

The Korea
Fluid Power Systems Society
room #216, Automation and
System Research Institute 133
Seoul National University,
San 56-1, Sillim-dong,
Gwanak-gu, Seoul, Korea
Tel. 02-880-7143
Fax. 02-883-1513
Home page : www.kfps.or.kr

인쇄소

효성문화사
부산광역시 중구 중앙동
3가 19-4번지
Tel. 051-462-7208
Fax. 051-465-0646

Print

Hyosung Publishing Co.
19-4, Jungang-dong, 3-ga
Jung-gu, Busan, Korea
Tel. 051-462-7208
Fax. 051-465-0646