

하이브리드 스폴밸브의 정특성 연구

윤소남* · 함영복* · 김동수*

Study on Static Characteristics of Hybrid Spool Valve

So-Nam Yun, Young-Bok Ham Dong-Su Kim

Key Words: Electro-Hydraulic Servovalve(전기 유압 서보밸브), 4-Way Spool Valve(4방향 스폴밸브), Null Characteristics(중립특성), Pressure Gain(압력게인)

Abstract

In this study, the 4-way spool valve characteristics are clearly defined and proposed new type of spool valve. This paper presents governing equations of the flow through clearances between sleeve and spool as a model of orifice flow for null characteristic analysis, and programmed analysis software of it. This software is possible to basically analysis that not only which case of open center, closed center or critical center but +, - displacement of spool, lab position, boundary region and spool opening of the valve, and to estimate the pressure variation in the spool and external leak flow variation.

We are convinced that the scale of load pressure difference is changed as lab condition of spool valve, and this scale is changed with boundary point on the annular clearance.

It is very useful to designer and user of spool valve with this design data and analysis software.

기호설명

A_d : 스폴밸브 개구면적
 C_d : Spool 밸브 유량계수
 C_L : 유량 통과길이, d_S : 스폴밸브 직경
 l : 스폴밸브와 슬리브(Sleeve) 중첩길이
 P : 스폴밸브 내부의 변동압력
 P_S : 공급압력
 Q : 스폴내부의 변동유량
 Q_L : 스폴 좌측부로 공급되는 유량
 Q_R : 스폴 우측부로 공급되는 유량
 Q_S : 스폴좌우측으로 공급되는 총유량
 V : 스폴내부 체적
 x_o : 스폴밸브의 개구변위
 x_v : 스폴밸브의 총변위

β : 기름의 체적 탄성계수
 ρ : 기름의 밀도, ν : 기름의 동점성 계수
 μ : 기름의 점성계수
 δ : 스폴밸브와 슬리브간격

첨자기호(Fig. 1 참조)

1 : 스폴좌측 공급측 제어오리피스부
 2 : 스폴우측 공급측 제어오리피스부
 3 : 스폴우측 리턴측 제어오리피스부
 4 : 스폴좌측 리턴측 제어오리피스부
 5 : 스폴좌측 드레인부
 6 : 스폴우측 드레인부
 i : 스폴과 슬리브의 중첩상태
 r : 탱크부

1. 서론

미사일 추적장치, 항공기 등 고정도의 위치제어나 속응성을 요구하는 시스템에 사용되는 전기유압 서보밸브는 토크모터부와 1단 증폭부(노즐/

* 한국기계연구원, 산업기술연구원

플래퍼) 및 2단 증폭부(스풀밸브/슬리브)로 나눌 수 있다. 이 중에서 동특성과 밀접한 관련이 있는 인자는 코일과 피드백 스프링이며, 유량계인 및 압력계인에 영향을 미치는 인자로서는 스푼과 슬리브가 있다¹⁾. 스푼과 슬리브의 조합은 환상틈새로 누설되는 유량으로 인하여 생기는 누설손실이나 서보밸브의 불안정성을 줄이기 위하여 3[μ m] 이내로 가공하고 있으며, 직진도와 원통도 역시 일반적인 스푼밸브와는 비교도 안 될 만큼 엄격한 제한을 두고 있다. 특히, 서보밸브의 특성을 결정짓는 중립영역의 특성은 스푼밸브와 슬리브의 조합(오픈센터, 클로우즈드센터, 임계센터)에 따라서 현저한 차이를 보이며, 이 중에서 임계센터밸브는 유량계인 및 압력계인 특성이 이상적인 밸브로 알려져 있다²⁾. 최근에는 가공 작업수를 줄이면서 고정도의 위치제어나 속응성 향상을 위한 연구³⁾가 수행되고 있는데, 성능은 그대로 유지하면서 저가의 서보밸브를 제공한다는 면에서 매우 바람직하다고 사료된다. 그러나 국내에서는 현재까지 스푼밸브의 중립상태에 대한 연구가 없으며, 경험에 의존하여 스푼밸브를 가공하고, 중립상태를 확인하는 실정이다. 스푼밸브는 중립상태에서의 유량 및 압력특성이 서보밸브 전체특성을 결정짓기 때문에 서보시스템 설계시는 시스템에 적합한 유량 및 압력계인을 먼저 계산에 의하여 구하고 이에 맞는 서보밸브의 선정이나 설계가 필요하게 된다.

본 연구는 서보밸브에 사용되는 스푼밸브를 대상으로 하여 스푼 제어포트 및 양끝단부의 누설을 고려한 특성방정식을 정립하고 도출된 방정식을 통하여 스푼밸브 중립상태의 특성을 해석하는데 목적이 있으며, 하이브리드 밸브 랩의 특성을 명확히 밝히기로 한다.

2. 이론해석

연구대상 스푼밸브의 모델을 Fig. 1에 보였다. Fig. 1에서 스푼밸브가 중립상태이거나 좌우로 변위가 일어날 때는 오리피스부(1, 2, 3, 4) 및 드레인부(5, 6)를 통하여 유동이 일어난다. 본 연구의 목적인 스푼밸브의 유량 및 압력특성해석을 위하여 제어포트(C_1, C_2)의 흐름은 영(0)으로 하고, 스푼밸브는 좌우대칭이며, 스푼밸브와 슬리브의 모서리부는 날카로운 수직모양으로 가정하였다. Fig. 1의 스푼밸브 모델을 쉽게 해석하기 위하여

오리피스 형태로 구성된 해석모델을 Fig. 2에 도시하였으며, 여기에서 공급유량 Q_S 에서 좌우측으로 분배되는 유량은 Q_L, Q_R 로 정리하였다.

오리피스부 및 드레인부(1, 2, 3, 4, 5, 6)를 통하는 유량식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Q_S = Q_L + Q_R \quad (1)$$

$$Q_1 = Q_L - Q_5 \quad (2)$$

$$Q_2 = Q_R - Q_6 \quad (3)$$

식(2)에서 스푼밸브 왼쪽 제어오리피스를 통과하는 유량 Q_1 은 다음과 같이 고쳐 쓸 수 있다.

$$Q_{1i} + C_d \cdot A d_i \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)} = Q_{4i} + C_d \cdot A d_i \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_r)} + \frac{V_1}{\beta} \frac{dP_1}{dt} \quad (4)$$

여기에서, Q_{1i} 는 스푼밸브 좌측 제어 오리피스 가 슬리브와 겹쳐 동작할 때 스푼밸브의 환상틈새를 통하여 흐르는 유량을 의미하는 것으로 이를 해석하기 위한 경계조건으로 스푼밸브의 실제 개구변위 x_{01} 및 제어오리피스 통과유량 계산용 길이 C_{L1} 을 이용하기로 한다.

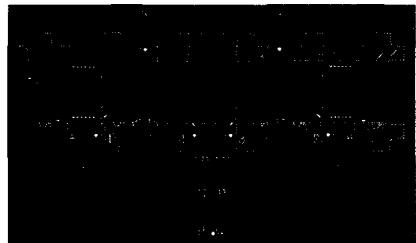


Fig. 1 Schematic of Spool Valve System

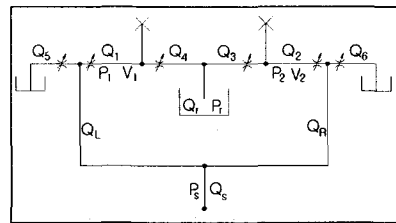


Fig. 2 Analysis Model of Spool Valve System

$$x_{01} = x_v + \delta - l_1 \quad (5)$$

$$C_{L1} = \sqrt{x_{01}^2 + 2\delta^2} - \delta \quad (6)$$

따라서, Fig. 1의 제어오리피스부(1, 2)의 변수

들은 식(5)와 식(6)으로부터 $x_{01} < 0$ 일때는

$$Q_{1i} = \frac{\pi \cdot d_s (P_s - P_1)}{12\mu \cdot \{abs(x_{01}) + \delta\}} \delta^3 \quad (7)$$

$$A_{d1} = 0$$

와 같이 스프링 밸브 환상 틈새를 흐르는 유량식이 적용되고, $x_{01} \geq 0$ 일때는

$$Q_{1i} = 0 \quad (8)$$

$$A_{d1} = \pi \cdot d_s \cdot C_{L1}$$

와 같이 스프링 밸브 제어 오리피스를 흐르는 유량식이 적용된다. 식(4) 우측항의 Q_{4i} 및 A_{d4} 의 해석을 위하여 스프링 밸브의 실제 개구변위 x_{02} 및 우측 제어 오리피스 통과 유량 계산용 길이 C_{L4} 를 이용하면 다음의 관계식을 얻을 수 있다.

$$x_{04} = x_v - \delta + l_4 \quad (9)$$

$$C_{L4} = \sqrt{x_{04}^2 + 2\delta^2} - \delta \quad (10)$$

식(9) 및 식(10)으로부터 Q_{4i} 및 A_{d4} 는 좌측 리턴부 제어 오리피스의 개구변위 x_{04} 의 변화에 의해 구해진다. $x_{04} < 0$ 일때는

$$Q_{4i} = 0 \quad (11)$$

$$A_{d4} = \pi \cdot d_s \cdot C_{L4}$$

$x_{04} \geq 0$ 일때는

$$Q_{4i} = \frac{\pi \cdot d_s (P_1 - P_r)}{12\mu \cdot (x_{04} + \delta)} \delta^3 \quad (12)$$

$$A_{d4} = 0$$

식(3)에서 스프링 밸브 오른쪽 제어 오리피스를 통과하는 유량 Q_2 는 다음과 같이 고쳐 쓸 수 있다.

$$Q_2 + C_d \cdot A_{d2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_2)} = Q_{3i} + C_d \cdot A_{d3} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2 - P_r)} + \frac{V_3}{\beta} \frac{dP_2}{dt} \quad (13)$$

식(13)도 식(4)의 해석과 동일한 방식으로 경계 조건 x_{02} , C_{L2} , x_{03} , C_{L3} 를 도입하여 정리하면 다음과 같다.

$$x_{02} = x_v - \delta + l_2 \quad (14)$$

$$C_{L2} = \sqrt{x_{02}^2 + 2\delta^2} - \delta \quad (15)$$

식(14)와 식(15)를 식(13)에 적용하면 $x_{02} < 0$ 일때는

$$Q_{2i} = 0 \quad (16)$$

$$A_{d2} = \pi \cdot d_s \cdot C_{L2}$$

$x_{02} \geq 0$ 일때는

$$Q_{2i} = \frac{\pi d_s (P_s - P_2)}{12\mu \cdot (x_{02} + \delta)} \delta^3 \quad (17)$$

$$A_{d2} = 0$$

x_{03} 와 C_{L3} 은 다음과 같이 구해진다.

$$x_{03} = x_v + \delta - l_3 \quad (18)$$

$$C_{L3} = \sqrt{x_{03}^2 + 2\delta^2} - \delta \quad (19)$$

식(18)과 식(19)를 식(13)에 적용시키면 $x_{03} < 0$ 일때는

$$Q_{3i} = \frac{\pi \cdot d_s (P_2 - P_r)}{12\mu \cdot \{abs(x_{03}) + \delta\}} \delta^3 \quad (20)$$

$$A_{d3} = 0$$

$x_{03} \geq 0$ 일때는

$$Q_{3i} = 0 \quad (21)$$

$$A_{d3} = \pi \cdot d_s \cdot C_{L3}$$

과 같이 쓸 수 있다.

스프링 밸브 좌·우측 랜드를 통하여 드레인되는 유량은 스프링 밸브 변위 x_v 및 랜드 양단의 압력차 $P_s - P_r$ 의 함수로써 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Q_5 = \frac{\pi \cdot d_s (P_s - P_r)}{12\mu (l_5 + x_v)} \delta^3 \quad (22)$$

$$Q_6 = \frac{\pi \cdot d_s (P_s - P_r)}{12\mu (l_6 + x_v)} \delta^3 \quad (23)$$

3. 컴퓨터 시뮬레이션

비선형 방정식 (4) 및 (13)은 4차 Runge-Kutta 방법으로 해석을 수행하였으며, 하이브리드 스프링 밸브 증립특성 변화를 관찰하기 위하여 스프링 밸브의 변위 및 증립랩 상태의 입력만으로 스프링 밸브 내부 해석이 가능하도록 프로그램을 작성하였다.

Fig. 3은 환상 틈새 $-\delta$ 와 δ 사이의 경계구간을 표시하고 있는 것으로 본 연구에서는 경계구간에서의 유량계수를 적절히 조정하는 방법을 사용하여 해석하였다. Fig. 4는 식(4) 식(13)의 연립 방정식을 시뮬링크 블록으로 표시한 것이고, Fig. 4의 P_1 및 P_2 의 계산블록은 Fig. 5 및 Fig. 6에 도시하였다.

연구의 관심대상인 부하압력특성의 변화는 $\Delta P = P_1 - P_2$, 출력유량은 $Q_l = Q_3 + Q_4$ 로 변화시켜 계산하였다. 시물레이션에 사용된 정수값들은 다음과 같다.

$$P_s = 210 [kg_f/cm^2], P_r = 0 [kg_f/cm^2]$$

$$V_1 = V_2 = 1.178 [cm^3], C_d = 0.61$$

$$d_s = 1.0 [cm], x_{vm} = 0.001 [cm]$$

$$V = 0.32 [cm^3/sec], \delta = 0.00015 [cm]$$

$$\rho = 8.5077 \times 10^{-7} [kg_f \cdot sec^2/cm^4]$$

$$\mu = 2.702 \times 10^{-7} [kg_f \cdot sec/cm^2]$$

$$\beta = 7.105 \times 10^{-5} [kg_f/cm^2]$$

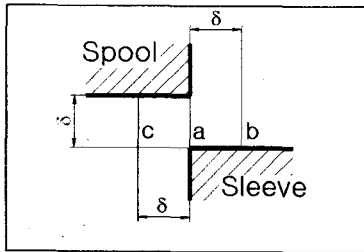


Fig. 3 Boundary Condition for Flow Path Calculation

4. 결과 및 고찰

Fig. 7의 a)와 b)는 스톱밸브의 중립상태를 0, 0.5, 1.0, 1.5[μm] 오버랩 시킨 클로즈드 센터의 부하압력 특성 및 누설유량특성을 나타내는 것이다. Fig. 7의 a)에서 오버랩 양이 많을수록 부하압력의 기울기가 커지는 이유는 시물레이션 조건에서 환상틈새가 $\delta = 1.5 [\mu m]$ 이기 때문에 오버랩 조건이 1.5[μm]이면 Fig. 3의 b 지점에 스톱밸브가 위치하게 되고 이때는 환상틈새식과 오리피스식이 변환되는 경계점을 나타내는 것으로 이 지점에서 임계센터형 밸브조건이 만들어지므로 임계조건일 때의 압력계인 $k_p = \infty^4$ 와 동일한 결과를 보이고 있는 것이다. 오버랩조건이 0[μm]인 경우는 Fig. 3의 a 지점에 스톱밸브가 위치하는 경우로 중립점 부근에서 부하압력 기울기에 미소한 변화만이 나타난다.

Fig. 7의 b)에서 오버랩조건이 +쪽으로 커질수

록 누설유량이 적어지는 결과는 중첩되는 환상틈새의 길이에 비례하여 일어나는 현상이며 오버랩 조건이 1.5[μm]인 경우는 스톱이 동시에 Fig. 1에 1, 2, 3, 4부의 1, 3과 2, 4의 관계가 서로 대칭적으로 열림과 닫힘현상이 일어나지 못한다는 것을 의미하는 것으로 만약에 1과 3이 열릴 때는, 2, 4가 오버랩 되어있고, 2와4가 열리는 시기에는 1과3이 미소하나마 오버랩 되어 있는 경우로 한쪽은 오리피스식 한쪽은 환상틈새의 식이 계산되는 과정에서 일어나는 현상이라 설명할 수 있다.

Fig. 8 및 Fig. 9는 본 연구의 관심대상인 하이브리드 랩 상태의 시물레이션 결과를 보이는 것이다. Fig. 8은 공급측 오리피스부(1, 2)는 -0.5, -1.0, -1.5[μm]의 오픈상태로 두고 탱크측 오리피스부(4, 3)는 0.5, 1.0, 1.5[μm]로 클로즈드 상태로 하여 시물레이션 한 결과를 보이는 것이고, Fig. 9는 공급측 오리피스(1, 2)는 0.5, 1.0, 1.5[μm]의 클로즈드 상태로 두고 탱크측 오리피스부(4, 3)는 -0.5, -1.0, -1.5[μm]로 오픈상태로 하여 시물레이션 한 결과로 동일 랩 조건에서는 동일한 결과를 보여주고 있다. 리턴 오리피스부 유량은 앞의 Fig. 7과는 달리 복합적인 결과를 보여주고 있다. 이는 동작구간에서 동시에 클로즈드 랩구간이 존재하거나 동시에 오픈 랩구간이 극명하게 존재하고 있음을 보여주는 것으로 설계자의 입장에서는 이 두가지의 기울기가 존재하는 밸브를 잘 이용하면 중립위치 지역에서는 압력계인을 크게 하여 제어의 정확도를 높일 수 있으며 중립위치 이외의 지역에서는 유량계인을 높여 속응성을 높일 수 있음을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 서보밸브에 사용되는 스톱밸브의 중립특성 해석을 위하여 슬리브와 스톱밸브의 관계를 오리피스 모델로 구성하였으며, 이 모델로부터 특성방정식을 도출하고 도출된 특성방정식을 이용하여 해석소프트웨어를 작성하였다. 소프트웨어는 기본적으로 오픈센터, 클로즈드센터, 임계센터 어느 경우라도 해석이 가능한 뿐만 아니라 +변위, -변위에 관계없이 변위에 따라서 랩 상태, 경계구간, 실제 밸브의 개구상태를 알아내

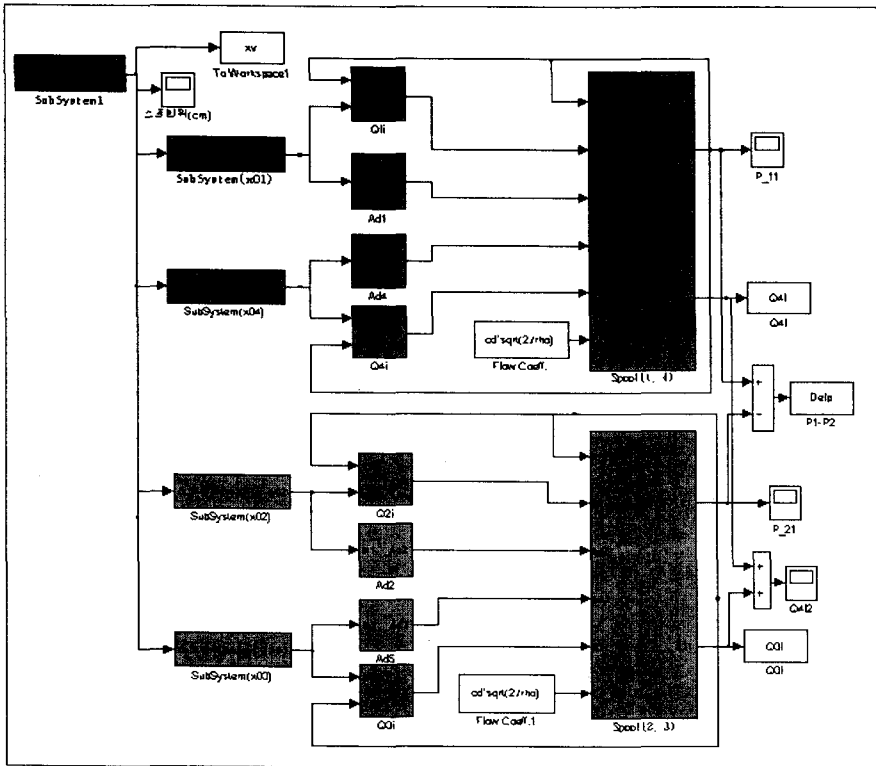


Fig. 4 Simulink Analysis Model

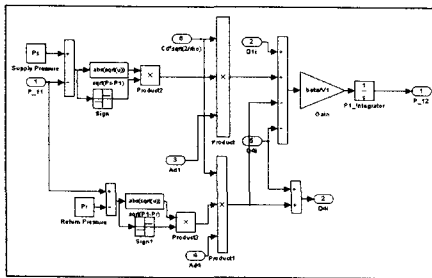


Fig.5 P_1 Calculation Block

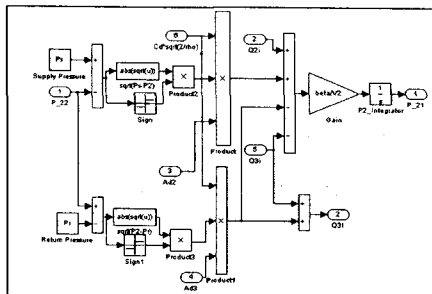
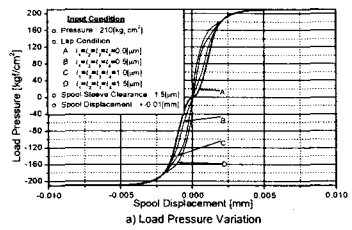
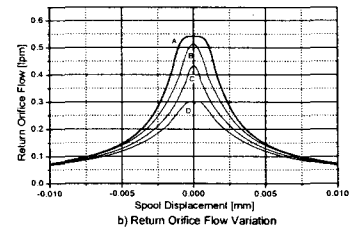


Fig.6 P_2 Calculation Block



a) Load Pressure Variation



b) Return Orifice Flow Variation

Fig. 7 Steady State Characteristics of Closed Center Valves

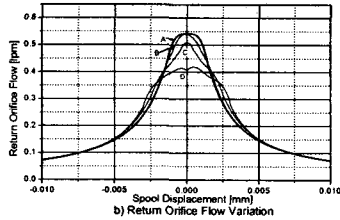
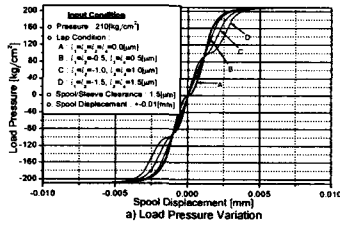


Fig. 8 Static Characteristics of Hybrid Center Valves_I

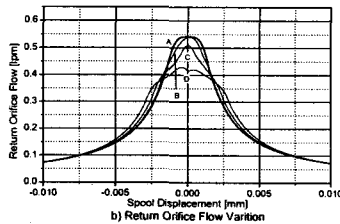
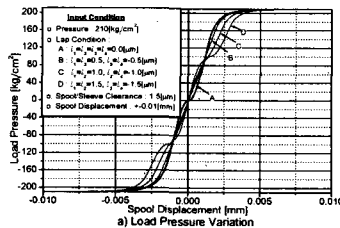


Fig. 9 Static Characteristics of Hybrid Center Valves_II

어 스톱내부의 압력변동 및 탱크로 누설되는 유량변동상태를 쉽게 예측할 수 있도록 하였다.

연구를 통하여 얻어진 결론은 다음과 같다.

① 스톱밸브의 랩 조건에 따라서 부하압력의 기울기가 변화되는 것이 확인되었으며, 이 기울기는 환상틈새 거리를 경계점으로 하여 변화되는 것을 알 수 있었다. 때문에 이 결과를 이용하면 설계자나 사용자의 요구조건에 적합한 스톱밸브의 설계가 가능함이 확인되었다.

② 실제 밸브의 설계 및 제작시에는 스톱밸브와 슬리브 사이의 환상틈새를 고려하여 이 틈새

에 등가하도록 미소하게 증첩시키는 것이 좋으나 위치제어용으로 사용되는 스톱밸브인 경우는 공급측 오리피스는 오픈랩, 탱크측 오리피스는 오버랩 형태로 하는 것이 고정밀 위치제어와 응답성 면에서 유리하다는 것이 확인되었다.

참고문헌

- (1) 조정대, 윤소남, 1999, "전자-유압식 서보 밸브의 개발 동향", 기계와재료, 제 11권, 제 2호, 통권 40호, pp. 22~29
- (2) Herbert E. Merrit, 1967, Hydraulic Control System, John Wiley & Sons, Inc., pp. 76~79
- (3) Kenji WATANABE, Kazunori TSUSHIMA, 1995, "Static Characteristics Anlysis of Hybrid Type Servo Valve", Hydraulics & Pneumatics, Vol. 26, No. 7, pp. 888~895
- (4) C. R. Burrows, Fluid Power Servomechanism, Van Nostrand Reinhold Company, pp. 47~54