

개폐식 밸브를 사용한 공압 서보 시스템의 효율적 밸브 개폐에 관한 연구

Study on the Effective Operating Method on-off Valves of Pneumatic Servo System

황응태(한국과학기술원), 최서호(한국과학기술원), 이정오(한국과학기술원)
W.T. Hwang(KAIST), S.H. Choi(KAIST), C.O. Lee(KAIST)

Abstract

This paper is concerned with effective operating method of pneumatic on-off valves for improving position control accuracy, valve life-time and position settling time using modified pulse width modulation with dead-zone. The pneumatic system using on-off valves studied in this paper has advantage of simple construction and low cost compared with a system with servo-valves. The performance of proposed control system is investigated experimentally for the position control of a pneumatic cylinder using on-off valves. Experimental results show that the proposed algorithm for valve operation can be used to obtain fast and accurate position control and to prevent on-off valves from unnecessary switching.

Key Words : on-off valve(개폐식 밸브), position control accuracy(위치 제어 정밀도), settling time(정착 시간)
valve life-time(밸브 수명)

1. 서론

1.1 연구동기 및 목적

현대산업에서 자동화에 대한 요구는 날로 높아져 가고 있다. 자동화에 쓰이는 구동기는 작동원에 따라 크게 전기식, 공압식, 유압식으로 구분할 수 있다.

그중 공압식 구동시스템은 전기식 구동시스템보다 정밀도면에서 떨어지나 전기식에 비해 큰 출력을 낼수 있고, 직선운동을 목적으로 하는 경우에는 전기모터의 회전운동을 직선운동으로 바꾸는데 필요한 에너지 및 장치의 낭비를 방지할 수 있으며 장치가 간단하다는 잇점이 있고, 유압식에 비해서 보수 및 유지가 간편하고 청결한 작업환경이 유지되며 동력원을 별도의 장소에 둬으로써 진동 및 소음이 적고 각 기능별 구성요소의 가격이 저렴하다는 장점이 있다.

근래에 이르러서는 전자기술의 발달로 서보밸브를 사용하여 매우 정확하고 만족할만한 위치제어가 가능하게 되었으나 서보 시스템 구성시 비용이 많이 들고 오염에 민감하기 때문에 공압시스템의 장

점들이 크게 부각되지 못하고 있는 실정이다.

고가인 서보밸브의 대안으로 저렴한 개폐식(ON-OFF)밸브를 사용하여 위치제어에 이용하고 있다. 개폐식 밸브를 사용하여 위치제어하는 방법으로는 주로 펄스폭 제어방법(Pulse Width Modulation)이다. 그러나 기존의 PWM 제어는 밸브의 수많은 개폐로 인해 밸브의 수명이 단축되어 내구성에 문제가 있고, 정착시간이 상대적으로 길고, 정밀한 제어가 어렵다는 단점^[6]이 있다.

이에 본 연구에서는 개폐식 밸브를 사용하여 서보 밸브에 근접한 성능을 낼 수 있도록 함으로써 비용을 절감하고 산업계에 널리 이용될 수 있도록 하고자 한다. 우선 개폐식밸브의 효율적 개폐방법에 대한 고찰을 하고, 서보밸브 동특성에 근접할수 있도록 수정된 PWM 제어방식을 제안하여 시뮬레이션과 실험을 통해서 성능향상을 검증해 보겠다

2. 공압시스템 소개

그림 2.1은 본 연구에 사용한 공압시스템의 개략도이며 크게 공압실린더, 개폐식 밸브, 엔코더, 컴퓨터, D/A 변환기등으로 구성되어있다.

컴퓨터에서 매 샘플링 타임마다 엔코더에서 나오는 공압실린더의 피스톤 변위를 입력받아서 위치 및 속도, 가속도를 계산해 내고, 이러한 상태변수들

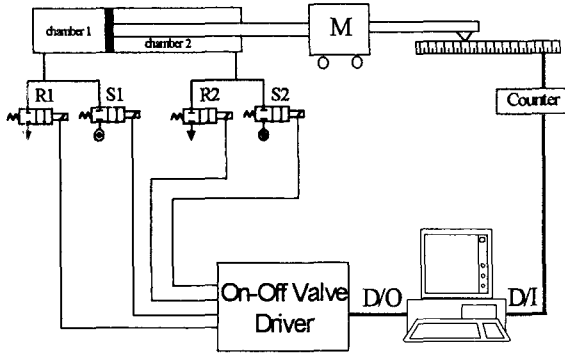


그림 2.1 공압 위치제어 시스템

을 이용하여 제어입력량을 구한다. 그 제어입력량을 D/A 변환기를 통한 후 증폭하여 개폐식 밸브를 동작시켜 위치제어를 수행한다. 또한나 실험장치를 구성하는 중요한 요소로는 개폐식 밸브가 시간지연을 초대한 작게하여 구동할 수 있도록 하는 V/I Converter^[10]가 있다.

공압밸브는 개폐식 밸브중 고속 밸브 개폐가 가능하여 정밀한 제어에 이용할 수있는 직동식 밸브를 사용한다. 앞으로 실린더 챔버 1의 개구밸브를 S₁으로, 출구밸브를 R₁으로 마찬가지로 챔버 2의 개구와 출구밸브를 S₂,R₂라 호칭하겠다.

3. 제어기 설계 및 밸브 구동방법

3.1 제어기 설계

공압 위치제어시스템은 위치, 속도, 가속도를 제어하는 제어기가 사용된다. 제어기에서 제어출력값은 관성부하 실제변위 x 와 기준 입력 위치 x_d 의 차이와 이 값을 수치적으로 미분해서 얻은 속도와 가속도로부터 얻는다.

$$U = K_p \cdot (x_d - x) - K_v \dot{x} - K_a \ddot{x} \quad (3.1)$$

- U : 제어기 출력
- K_p, K_v, K_a : 위치, 속도, 가속도 게인
- x_d : 기준 입력 위치
- x, \dot{x}, \ddot{x} : 관성부하변위, 속도, 가속도

3.2 밸브 구동 방법

식(3.1)에서 제어기 출력은 연속적이거나 servo valve와 달리 개폐식 밸브를 사용할 경우에는 밸브를 개폐하기 위해 불연속적인 값을 만들어 내야한다. 여

기서는 불연속적인 제어출력값을 나타내는 Asynchronous 제어와 quasi-continuous 제어출력값을 나타내는 PWM 제어에 대해서 알아보겠다.

3.2.1 Asynchronous 제어

*세점 asynchronous 제어

Asynchronous 제어한 제어출력 $U_{asy}(t)$ 는 식(3.1)에서 연속적 출력값중 샘플링 시간때의 값 $U(KT)$ 에 의해 다음과 같이 결정된다.

$$U_{asy}(t) = \begin{cases} -U_0 & U(KT) < -a \\ 0 & -a \leq U(KT) \leq a \\ U_0 & a < U(KT) \end{cases} \quad (3.2)$$

$$KT \leq t < (K+1)T$$

T : 샘플링 주기

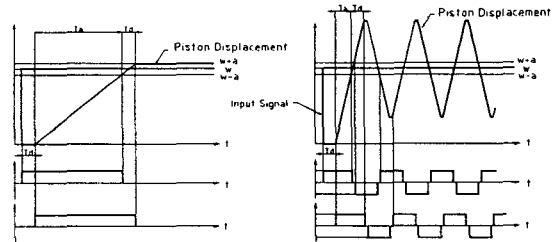
U_0 : (S₁, R₂) ON && (S₂, R₁) OFF 한 경우

$-U_0$: (S₂, R₁) ON && (S₁, R₂) OFF 한 경우

a : 허용 오차범위

0 : (S₁, S₂, R₁, R₂) OFF 한 경우

그림(3.2)는 세점제어에서 나타나는 두 경우에 대한 설명이다.



(a) (b)
그림 3.1 세점 Asynchronous 제어

그림(3.1)에서 직선의 기울기는 밸브의 최대 열림 변위 Y_{max} 와 게인 K 에 의해 영향을 받는다. 그림(a)처럼 $f(Y_{max}, K) * T_d \leq 2a$ 이면 시스템은 안정한 추종반응을 보인다. 그러나 $f(Y_{max}, K) * T_d > 2a$ 인 경우는 두점 asynchronous 제어를 할 경우처럼 지속적인 밸브개폐가 일어난다.

*다섯점 asynchronous 제어

밸브가 결정되면 개폐식 밸브에서는 Y_{max} 가 정해지고, 게인값 K 도 어느 범위내로 정해진다. 또한 밸브의 Dead time T_d 도 일정한 값을 나타낸다. 그러므로 세점 asynchronous 제어는 실린더의 속도(직선의 기울기)를 줄일수 없어 제어정밀도에서 한계를

가지게 된다.

지금까지 PWM 이나 Asynchronous 제어방법에서 밸브를 여는 조합은 다음 세가지를 사용했다.

- 1) (S1,R2)ON && (S2,R1) OFF(피스톤 전진)
- 2) (S2,R1)ON && (S1,R2) OFF(피스톤 후진)
- 3) (S1,S2,R1,R2) OFF

위 세가지 방법이외에 아래의 두가지 밸브개폐조합을 추가하여 실린더가 목표위치에 근접했을 경우 기존의 방식보다 피스톤의 속도를 줄여줘서 부하가 정해진 오차범위내에 안정적으로 정착할 수 있는 방법을 제안한다.

- 1) (R2)ON && (S1,S2,R1) OFF(피스톤 전진)
- 2) (R1) ON && (S1,S2,R2) OFF(피스톤 후진)

또는

- 1) (S1)ON && (S2,R1,R2) OFF(피스톤 전진)
- 2) (S2) ON && (S1,R1,R2) OFF(피스톤 후진)

이를 다섯점 asynchronous 제어라고 말한다. 수학적 식으로는 다음과 같다.

$$U_m(t) = \begin{cases} -U_0 & U(KT) < -A^*a \\ -U_1 & -A^*a \leq U(KT) \leq -a \\ 0 & -a \leq U(KT) \leq a \\ U_1 & a \leq U(KT) \leq A^*a \\ U_0 & A^*a < U(KT) \end{cases} \quad (3.3)$$

$$KT \leq t < (K+1)T$$

- $-U_1$: (R1) ON && (S1,S2,R1) OFF
or (S2) ON && (S1,R1,R2) OFF
- U_1 : (R2) ON && (S1,S2,R1) OFF
or (S1) ON && (S2,R1,R2) OFF

A : 1보다 큰 임의의 값

그림(3.2)에서 보면 목표 위치에 근접했을 경우 $f(Y_{max}, K)$ 값이 작아져 세점 asynchronous 한 경우보다 안정적인 정착을 하는 것을 볼 수 있다.

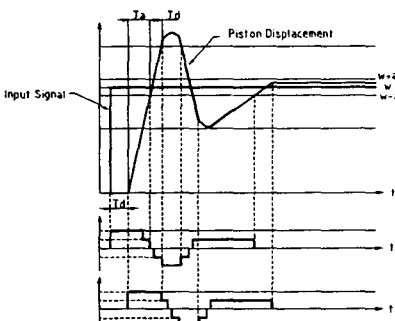


그림 3.2 다섯점 Asynchronous 제어

3.2.2. PWM 제어

PWM 제어 방식은 asynchronous 제어에서 한 샘플링 주기(PWM 주기)중에서 밸브를 여는 시간을 제어 입력에 비례해서 열어주는 것이다. 이렇게 하면 서보 밸브처럼 연속적인 밸브개폐로 인해 유량조절을 할 수 없지만 근접하게 quasi-continuous 한 유량조절이 가능하다. 따라서 좀더 정밀한 제어가 가능하다. 여기에는 기존의 PWM, DPWM^[6] 제어방식과 본 연구에서 제안하고자 하는 수정된 DPWM 방식이 있다.

*DPWM 제어

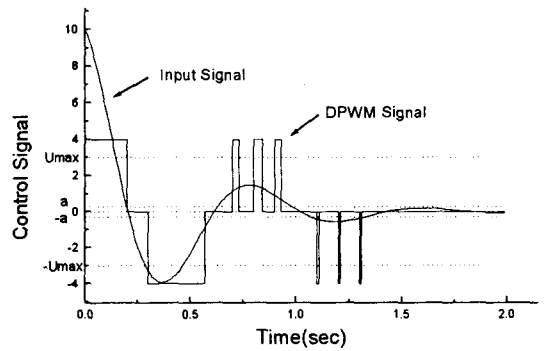


그림 3.3 DPWM Signal

제어출력값이 어느 범위에 들 때에는 밸브가 모두 닫히는 과정을 포함하여 밸브 개폐횟수를 줄인 것이 DPWM(Pulse Width Modulation with Dead-Zone) 제어방식이다.

수학적 식은 다음과 같다.

$$U_{DPWM}(t) = \begin{cases} \text{sign}(U(KT)) \cdot U_0 & 0 \leq t \leq t_p(KT) \\ 0 & t_p(KT) < t \leq T \end{cases} \quad (3.4)$$

$$t_p(KT) = \begin{cases} 0 & |U(KT)| \leq a \\ \frac{|U(KT)|}{U_{max}} \cdot T & a < |U(KT)| < U_{max} \\ T & U_{max} \leq U(KT) \end{cases}$$

*수정된 DPWM 제어

앞에서 제안한 다섯점 Asynchronous 제어를 PWM 제어로 변형한 것이다. 이 제어방식을 MDPWM (Modified Pulse Width Modulation with Dead_zone)으로 호칭한다.

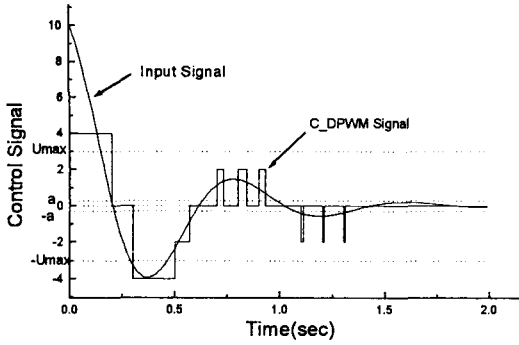


그림 3.4 수정된 DPWM Signal

수학적인 식은 다음과 같다.

$$U(t) = \begin{cases} \text{sign}(U(KT)) \cdot U_0 & 0 \leq t < t_{p1}(KT) \\ \text{sign}(U(KT)) \cdot U_1 & 0 \leq t < t_{p2}(KT) \\ 0 & t_{p2}(KT) \leq t < T \\ & KT \leq t \leq (K+1)T \end{cases} \quad (3.5)$$

$$t_{p1}(KT) = \begin{cases} T & U_{\max} < |U(KT)| \\ 0 & \text{else} \end{cases}$$

$$t_{p2}(KT) = \begin{cases} 0 & |U(KT)| \leq a \\ \frac{|U(KT)|}{U_{\max}} T & a < |U(KT)| \leq U_{\max} \end{cases}$$

4. 공압 시스템의 모델링과 시뮬레이션

4.1 공압시스템의 모델링

(1) 밸브를 지나가는 공기의 질량 유량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \cdot \frac{\gamma}{R} \cdot A_e \frac{P_i}{\sqrt{T_i}} \cdot f(z) \quad (4.1)$$

$$f(z) = \begin{cases} 1 & z \leq b \\ \sqrt{1 - \left(\frac{z-b}{1-b} \right)^2} & z > b \end{cases}$$

$$z = \frac{P_o}{P_i}$$

여기서,

- \dot{m} : 밸브를 지나가는 공기의 질량 유량
- P_i : 밸브 입구 압력
- P_o : 밸브 출구 압력

- b : 임계 압력비
- R : 공기의 기체 상수
- T_i : 밸브 입구 온도
- A_e : 밸브 유효 단면적
- γ : 공기의 비열비 이다.

(2) 실린더 챔버의 입력 변화

두 실린더 챔버의 초기 부피를 v_{10}, v_{20} , 단면적을 A_1, A_2 라하고 피스톤의 위치를 x 라 하면, 부피 v_1, v_2 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} v_1 &= v_{10} + A_1 \cdot x \\ v_2 &= v_{20} - A_2 \cdot x \end{aligned} \quad (4.2)$$

실린더 챔버의 압력 변화를 모델링하기 위하여 partially polytropic model^[5] 을 도입한다.

$$\dot{P} = \frac{n}{v} \{ R(T_i \cdot \dot{m}_i - T_o \cdot \dot{m}_o) - P \cdot \dot{v} \} \quad (4.3)$$

여기서,

- P : 챔버 압력
- n : 폴리트로픽 지수
- v : 챔버 부피
- T_i, T_o : 챔버 입구와 출구의 온도
- \dot{m}_i, \dot{m}_o : 챔버에 유입, 유출하는 공기의 질량 유량

(3) 피스톤 및 관성부하의 운동 방정식.

$$M \cdot \ddot{x} + F_f(\dot{x}) = P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 \quad (4.4)$$

여기서 M 은 피스톤, 피스톤 로드, 관성부하의 총 질량이고, P_1, P_2 는 챔버 1, 2 의 압력, P 는 대기 압, F_f 는 실린더와 가이드에 서의 마찰력이다. 시스템 전체의 마찰력 $F_f(\dot{x})$ 에 대한 식은 다음과 같다.

$$F_f(\dot{x}) = F_c + F_v \cdot \dot{x} + F_s \quad (4.5)$$

$$F_s = \begin{cases} \frac{(F_{s,\max} - F_c) \cdot (|\dot{x}| - \dot{x}_c)^4}{\dot{x}_c^4} \cdot \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|} & |\dot{x}| < \dot{x}_c \\ 0 & |\dot{x}| \geq \dot{x}_c \end{cases}$$

여기서

- F_c : Coulomb 마찰력
- $F_{s,\max}$: 최대 정지 마찰력
- $F_v \cdot \dot{x}$: 점성 마찰력
- \dot{x} : 피스톤 속도
- \dot{x}_c : 임계 속도이다.

4.2 시뮬레이션 결과

4.2.1 초기조건의 설정

시뮬레이션은 다음의 조건에 대해서 행해진다.

- (1) 동일한 조건에서 시뮬레이션을 수행하기 위해서 양쪽 챔버내의 압력은 같고 소스쪽 압력과 챔버 1 과의 압력차는 챔버 2 압력과 대기압력차는 서로 같게 초기 조건을 주었다.

즉,

$$P_1 = P_2 = 3\text{bar} \text{ 이고 } P_{\text{source}} - P_1 = P_2 - P_a \text{ 이다}$$

$$\text{여기서 } P_{\text{source}} = 5.2\text{bar}, P_a = 1\text{bar}$$

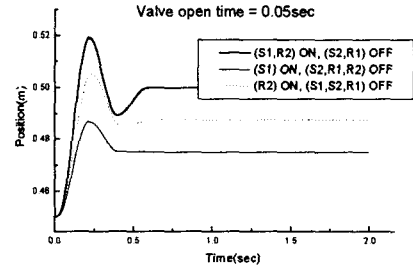
- (2) 공압시스템이 목표위치에 근접한 곳에서 위치제어를 할 경우 아래와 같은 밸브개폐조합에서 어떤 조합이 좋은 제어성능을 나타내는지 알아보기 위해서 피스톤 초기위치가 $x = 150\text{mm}$, 300mm , 450mm 일때, 밸브 열림 시간이 $t = 0.05\text{sec}$ 인 경우에 대해 피스톤 위치 변화를 조사하였다.

(가) (S1,R2) ON, (S2,R1) OFF

(나) (S1) ON, (S2,R1,R2) OFF

(다) (R2) ON, (S1,S2,R1) OFF

그림 4.1 을 살펴보면 모든 경우에 있어서 밸브개폐조합 (가)를 사용하는것보다 (나) 또는 (다)를 사용할 경우 피스톤 위치변화가 적었다는 것이다. 이 사실은 목표위치에 근접한 곳에서는 (나) 또는 (다)의 밸브개폐조합을 사용하는것이 좋은 위치제어를 할 수있다는 것을 나타낸다.



(c)

그림 4.1 밸브개폐조합에 따른 피스톤 위치변화

5. 실험 결과

새로 제안한 MDPWM 제어방식을 검증하기 위해서 스트로크가 600mm 이고 내경이 40mm 인 편로드 실린더로 공압 위치 제어시스템을 구성한후 실험했다. 초기위치는 $x = 0\text{mm}$ 이고, 목표위치 $x_d = 150\text{mm}$, 300mm , 450mm 로 나누었으며, 정밀도는 $\text{error} = \pm 0.1\text{mm}$ 인 경우에 대해서 실험했다. 제어방식은 일반적인 DPWM 방식과 MDPWM 제어방식을 사용했다. 밸브개폐조합은 앞 장에서 나눈것처럼 (나)와 (다)방식을 사용했다. 표 5.1 는 위 실험결과를 정리 한 것이다.

밸브제어방식	밸브 개폐 횟수				합계	정착시간(sec)
	S1	S2	R1	R2		
DPWM	45.16	45.14	45.14	45.16	180.6	1.3577
DPWM(SO)	7.4	31.62	0	1	40.02	0.9292
DPWM(RE)	1	0	8.44	27.6	37.04	0.8145

(a) $x_d = 150\text{mm}$ 일 경우

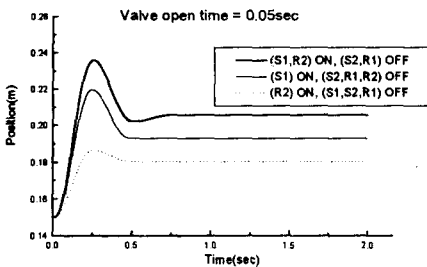
밸브제어방식	밸브 개폐 횟수				합계	정착시간(sec)
	S1	S2	R1	R2		
DPWM	23.98	25.8	25.8	23.98	99.56	1.1727
DPWM(SO)	8.18	16.62	0	2	26.8	0.9113
DPWM(RE)	2.2	0	14.86	12.62	29.68	0.9674

(b) $x_d = 300\text{mm}$ 일 경우

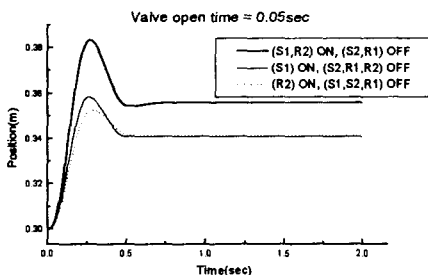
밸브제어방식	밸브 개폐 횟수				합계	정착시간(sec)
	S1	S2	R1	R2		
DPWM	39.68	35.8	35.8	39.68	151.1	1.8056
DPWM(SO)	21.24	8.52	0	2	31.76	1.2348
DPWM(RE)	1.98	0	28.48	9.6	40.06	1.3112

(c) $x_d = 450\text{mm}$ 일 경우

표 5.1 위치정밀도 $\text{error} = \pm 0.1\text{mm}$



(a)



(b)

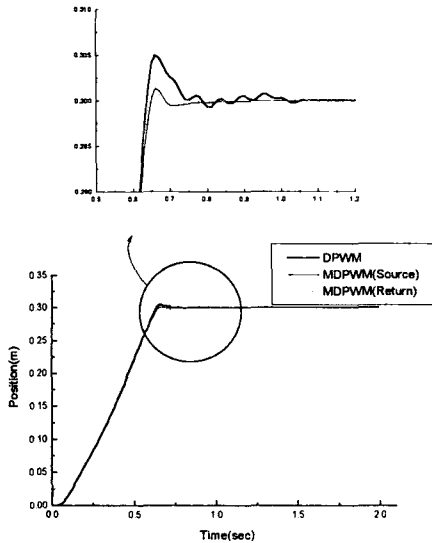


그림 5.1 $x_a = 300mm$ 일때 위치제어결과

6. 결론

- 1) 개폐식 밸브를 사용한 공압 위치 제어 시스템을 구성하고 MDPWM 방법으로 밸브를 구동하여 위치제어를 수행한 결과 정착시간이 짧고, 밸브개폐 횟수가 급격히 감소함을 확인 할 수 있었다.
- 2) 제안된 on-off 밸브의 개폐방식이 위치제어의 성능을 향상시킴을 이론적인 모델링 및 시뮬레이션으로 보였다.
- 3) 제안한 알고리즘을 사용하여 밸브를 개폐하면 개폐식 밸브를 사용한 공압 서보 시스템의 위치제어를 할 경우 빠르고 정밀한 제어가 가능하다.

7. 참고문헌

- [1] J.L.Shearer, "Continuous Control of Motion with Compressed Air,1,2", Trans. of ASME, Feb, 1959, pp233-249
- [2] R.H.Weston, P.R.Moore, T.W.Thatcher,"Computer controlled Pneumatic Servo Drives", Proc. Inst. Mech. Engrs. Vol 198B, No 14, 1984, pp225-231
- [3] H.S.Cho, C.W.Lee, "Performanced of a modified on off controller with PD action of pneumatic servomechanism", Int. Sym. on Fluid Control and

Measurement, Tokyo, Sept., pp.37-45, 1985

- [4] S.G.Lee, "On the development of a PWM control-based pneumatic servomechanism", Int. Sym. on Fluid Control and Measurement, Tokyo, Sept., pp.29-36, 1985
- [5] Olaf Oligschlaeger, "Pneumatische Zylinderantriebe-thermodynamische Grundlagen und digitale Simulation", dissertation, RWTH-Aachen, 1990
- [6] Yuan Lu, "Elektropneumatischer Positionierantriebe mit schnellen Schaltventilen", dissertation, RWTH-Aachen, 1992
- [7] 갈명준, "개폐식밸브를 이용한 공압실린더의 위치제어에 관한 연구", 한국과학기술원 생산공학과 석사학위 논문, 1991
- [8] 홍지중, "저가의 공압제어 시스템 구성과 그 위치제어에 관한 연구", 한국 과학기술원 생산공학과 석사학위 논문, 1992
- [9] 전용원, "공압 3 축 매니플레이터의 위치제어에 관한 연구", 한국과학기술원 정밀공학과 석사학위 논문, 1994
- [10] 최서호, "공기압 서보 시스템의 위치제어 및 시뮬레이션에 관한 연구", 한국과학기술원 정밀공학과 석사학위 논문, 1995